

**ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DEL LITORAL**

**Facultad de Ingeniería Marítima y Ciencias del Mar**

Diseño a detalle de una estación guardacostas móvil autopropulsada de 44 metros de eslora para la Armada Ecuatoriana

**PROYECTO INTEGRADOR**

Previo la obtención del Título de:

**INGENIERO NAVAL**

Presentado por:

Andy Joel Miranda Chiluza

GUAYAQUIL - ECUADOR

Año: 2022

## DEDICATORIA

A Dios por ser la fuente de conocimiento, salud, esperanza y valentía durante este proceso, a mis padres que son el pilar fundamental en mi vida por el apoyo incondicional, a mis hermanos que han sido unos segundos padres y de manera especial a mi abuelo que desde el cielo seguramente estará orgulloso al ver como si aproveché al máximo el esfuerzo de mis padres, justo como me lo aconsejó.

## **AGRADECIMIENTOS**

Mi más sincero agradecimiento a todos los docentes, de formación básica y profesional, por transmitir el conocimiento de manera efectiva, en especial al Dr. José Marín por transmitir además el amor hacia la profesión durante el periodo formativo y el desarrollo de este proyecto.

## **DECLARACIÓN EXPRESA**

“Los derechos de titularidad y explotación, me corresponde conforme al reglamento de propiedad intelectual de la institución; *Andy Joel Miranda Chiluiza* y doy mi consentimiento para que la ESPOL realice la comunicación pública de la obra por cualquier medio con el fin de promover la consulta, difusión y uso público de la producción intelectual”

---

Andy Joel Miranda Chiluiza

## **EVALUADORES**

---

**David Plaza Mendoza, M.Sc.**

PROFESOR DE LA MATERIA

---

**José Marín López, Ph.D.**

PROFESOR TUTOR

## RESUMEN

El control marítimo en zonas aledañas a las costas de nuestro país se realiza con lanchas rápidas que usan motores fuera de borda. Tienen un alto consumo de combustible, lo que reduce su autonomía y capacidad de respuesta. Una opción para mejorar esta tarea es disponer de una estación guardacostas móvil autopropulsada que brinde ayuda logística y técnica en alta mar. Esta unidad permitirá incrementar el área de control y reducir los gastos por combustible. El diseño de una estación autopropulsada correspondiente a la etapa de detalle que se presenta en este reporte sigue el método de la espiral de diseño de un buque. Las mejoras se enfocaron en las líneas de formas, distribución general, sistema propulsor con análisis de vibración lateral, estabilidad estática y dinámica, y presupuestos referenciales. Se redujo la manga pero manteniendo las capacidades volumétricas requeridas, para mejorar la respuesta en olas de costado y sin velocidad. Se analizó la estabilidad y se comprobó la satisfacción de los requerimientos de la OMI. Se rediseñó el sistema propulsor, seleccionando los elementos principales. Del análisis de vibración lateral del sistema propulsor se determinó que la identificación de la resonancia fundamental permite que se opere sin problemas futuros. Finalmente, en el análisis económico se calculó una TIR del 8%, pero pudiendo mejorarse si se cuantifican los beneficios sociales fruto de la operación antidelinquencial del sistema. Finalmente se puede establecer que el proyecto satisface los requerimientos de la OMI y de la sociedad clasificadora DNV, para una navegación segura.

**Palabras Clave:** Control marítimo, Combustible, Diseño, Estabilidad, Requerimientos internacionales.

## ***ABSTRACT***

Maritime control in our country is carried out in areas close to the coasts with speedboats that use outboard motors. They have a high fuel consumption, which reduces their autonomy and responsiveness. One option to improve this task is to have a self-propelled mobile coastguard station that provides logistical and technical assistance on the high seas. This control unit will make it possible to increase the control area while reducing the budget for fuel purchases.

The design corresponding to the detail stage of this work was carried out following the spiral method of ship design. The improvements focused on the geometry, general distribution, propulsion system together with a lateral vibration analysis, static and dynamic stability, and referential budgets using software available by the shipowner. The beam was reduced to 12.4 meters while maintaining the required volumetric capacities. Stability was analyzed along with dynamic response under critical condition of no speed and receiving waves from the side. The propulsion system was redesigned, selecting the main engine, gearboxes, shafts, bearings, couplings, and propellers. From the lateral vibration analysis of the propulsion system, it was determined that resonance occurs at 65% of nominal RPM and is not expected to represent future problems. Finally, in the economic analysis, an IRR of 8% was obtained, but virtually quantifying the social benefits such as the increase in illegal substances seized, the recovery of stolen outboard motors, the reduction of human losses due to accidents far from the coast and the improvement of the international image that favors the tourism sector of our country, this parameter amounts to 57%.

The project satisfies international requirements such as those of the IMO and the DNV classification society on stability, safe structure, and adequate response at sea for safe navigation.

**Keywords:** Maritime control, Fuel, Design, Stability, International requirements.

# ÍNDICE GENERAL

RESUMEN.....	I
ABSTRACT .....	II
ÍNDICE GENERAL .....	III
ABREVIATURAS.....	VII
SIMBOLOGÍA.....	VIII
ÍNDICE DE FIGURAS .....	X
ÍNDICE DE TABLAS.....	XII
ÍNDICE DE PLANOS.....	XIV
CAPÍTULO 1.....	1
1. Introducción .....	1
1.1 Descripción del problema .....	2
1.2 Justificación del problema .....	2
1.3 Objetivos .....	3
1.3.1 Objetivo General.....	3
1.3.2 Objetivos Específicos.....	3
1.4 Marco teórico.....	3
1.4.1 Método de la espiral para el Diseño de Buques .....	3
1.4.2 Evaluación del diseño preliminar .....	4
1.4.3 Diseño a detalle .....	5
1.4.4 Formas típicas de barcazas oceánicas.....	5
1.4.5 Respuesta del buque en olas.....	6
1.4.6 Sistema propulsor .....	6
1.4.7 Apoyo logístico y técnico .....	7
1.4.8 Normas y regulaciones .....	9
1.4.9 Viabilidad económica de proyectos.....	9
1.4.10 Valor Actual Neto .....	9

1.4.11	Tasa Interna de Retorno .....	10
CAPÍTULO 2.....		11
2.	Metodología .....	11
2.1	Cambios en la geometría de la embarcación .....	11
2.1.1	Cambio de la manga de la estación.....	12
2.1.2	Rediseño de las formas del proyecto.....	13
2.1.3	Cambio en el ángulo de levante en el codaste .....	14
2.1.4	Requerimientos de diseño solicitados por el armador .....	15
2.1.5	Espacio requerido para maniobras .....	15
2.1.6	Estimación de la capacidad de tanques.....	16
2.2	Rediseño del sistema propulsor .....	17
2.2.1	Aproximación de la resistencia .....	17
2.2.2	Selección del motor propulsor.....	18
2.2.3	Selección de la caja reductora .....	19
2.2.4	Diseño de la hélice propulsora.....	20
2.2.5	Diseño de la línea de eje .....	21
2.2.6	Diseño del timón .....	23
2.2.7	Análisis de vibración .....	23
2.2.8	Selección de los sistemas de acople .....	25
2.3	Análisis de estabilidad del buque .....	26
2.4	Análisis de la respuesta en el mar.....	26
2.5	Evaluación económica.....	28
2.5.1	Régimen actual de operación .....	28
CAPÍTULO 3.....		30
3.	Resultados Y ANÁLISIS .....	30
3.1	Rediseño de la geometría .....	30
3.1.1	Reducción de la manga .....	30

3.1.2	Variación de la proa .....	30
3.1.3	Cambios en la popa .....	31
3.1.4	Plano de líneas de formas .....	31
3.2	Requerimientos de diseño y distribución general .....	31
3.2.1	Selección de grúa y espacios para maniobras .....	31
3.2.2	Capacidades volumétricas .....	33
3.2.3	Plano de distribución general.....	34
3.2.4	Modelado 3D del buque.....	34
3.3	Equipamiento y análisis del sistema propulsor .....	34
3.3.1	Estimación de la resistencia al avance .....	34
3.3.2	Motores propulsores seleccionados.....	36
3.3.3	Cajas reductoras seleccionadas .....	37
3.3.4	Diseño de hélices.....	37
3.3.5	Estudio de la línea de ejes.....	39
3.3.6	Rediseño de las palas.....	40
3.3.7	Estudio de vibración lateral .....	41
3.3.8	Selección de elementos de acople y soporte.....	44
3.4	Estudio de la estabilidad.....	45
3.4.1	Estabilidad intacta .....	45
3.4.2	Estabilidad en avería .....	47
3.5	Análisis dinámico del buque en olas.....	49
3.5.1	Condiciones de operación .....	49
3.5.2	Estimación de $W_o$ del buque .....	50
3.5.3	Cálculo del coeficiente de amortiguamiento .....	50
3.5.4	Resultados de la respuesta dinámica .....	51
3.6	Viabilidad económica.....	52
3.6.1	Ahorro de combustible .....	52

3.6.2	Costo del proyecto .....	53
3.6.3	Proyección económica .....	53
CAPÍTULO 4.....		54
4.	Conclusiones Y Recomendaciones .....	54
4.1	Conclusiones.....	54
4.2	Recomendaciones.....	56
BIBLIOGRAFÍA.....		57
APÉNDICES.....		60

## **ABREVIATURAS**

ESPOL	Escuela Superior Politécnica del Litoral
DIRNEA	Dirección Nacional de los Espacios Acuáticos
OMI	Organización Marítima Internacional
IACS	Asociación Internacional de Sociedades de Clasificación
DNV-GL	Det Norske Veritas
CC. FF. AA.	Comando Conjunto de las Fuerzas Armadas del Ecuador
EHP	Potencia de remolque
THP	Potencia de empuje
DHP	Potencia en la hélice
SHP	Potencia en el eje
BHP	Potencia en el freno
KG	Centro de gravedad del buque
VAN	Valor Actual Neto
TIR	Tasa Interna de Retorno

## SIMBOLOGÍA

L	Eslora [m]
$L_{pp}$	Eslora entre perpendiculares [m]
B	Manga [m]
T	Calado [m]
m	Metro
N	Newton
s	Segundo
kg	Kilogramo
$B_o$	Manga inicial
$B_n$	Manga final
ton	Tonelada métrica
gls	Galón
lt	Litro
knots	Nudos
$m^3$	Metro cúbico
z	Número de palas de la hélice
RPM	Revoluciones por minuto
$N_{motor}$	RPM del motor
$N_{hélice}$	RPM de la hélice
kN	Kilo Newton
kW	Kilo Watts
mm	Milímetros
MPa	Mega pascal
E	Módulo de Young [ $N/m^2$ ]
rev	Revolución
h	Hora
Mn	Milla náutica
Sen	Seno
Cos	Coseno
Senh	Seno hiperbólico

Cosh	Coseno hiperbólico
$GM_T$	Altura metacéntrica

## ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1.1 Espiral de diseño .....	4
Figura 1.2 Grupos tecnológicos.....	4
Figura 1.3 Barcazas oceánicas .....	5
Figura 1.4 Movimientos del buque.....	6
Figura 1.5 Sistema propulsor.....	7
Figura 1.6 Ósmosis inversa .....	8
Figura 1.7 Izaje de lanchas.....	8
Figura 2.1 Cambios en la geometría .....	12
Figura 2.2 Regresión para determinar la manga .....	13
Figura 2.3 Forma de la proa recomendada .....	14
Figura 2.4 Formas de popa recomendada .....	14
Figura 2.5 Métodos para calcular la resistencia en Maxsurf.....	18
Figura 2.6 Huelgos .....	19
Figura 2.7 Esquema del sistema propulsor .....	24
Figura 2.8 Elementos de acople en el sistema propulsor .....	25
Figura 2.9 Procedimiento de estabilidad .....	26
Figura 2.10 Procedimiento de análisis dinámico .....	27
Figura 2.11 Configuración de quilla de balance.....	28
Figura 2.12 Bases navales de la Armada .....	29
Figura 3.1 Cambio en proa.....	30
Figura 3.2 Cambio en codaste.....	31
Figura 3.3 Cambio en popa .....	31
Figura 3.4 Grúa CM-1504/1S .....	32
Figura 3.5 Distribución en cubierta .....	33
Figura 3.6 Comparación de $R_t$ .....	35
Figura 3.7 Resultados DISPROP .....	36
Figura 3.8 Características de hélice .....	38
Figura 3.9 Configuración del timón.....	40
Figura 3.10 Modelado del sistema.....	42
Figura 3.11 Resultados Diferencias-Finitas .....	43

Figura 3.12 Resultados FEM .....	43
Figura 3.13 Análisis de resonancia.....	44
Figura 3.14 Sistema propulsor compacto .....	44
Figura 3.15 Pesos C-Intacta .....	45
Figura 3.16 Curvas KN .....	46
Figura 3.17 Resultados-Hidrostáticos.....	46
Figura 3.18 Curvas GZ .....	47
Figura 3.19 Eslora inundable .....	47
Figura 3.20 Resultados-Hidrostáticos-C_Avería.....	48
Figura 3.21 Curvas GZ-Avería.....	49
Figura 3.22 Resultados MSI .....	52
Figura A. 1 Vista isométrica de la Unidad.....	65
Figura A. 2 Características del motor 3176C.....	66
Figura A. 3 Características caja reductora.....	68
Figura A. 4 Vista isométrica Maxsurf .....	75

## ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 2.1 Base de datos barcazas .....	12
Tabla 2.2 Cambio de la manga.....	13
Tabla 2.3 Requerimientos del armador .....	15
Tabla 2.4 Características del helicóptero .....	16
Tabla 2.5 Características de las lanchas rápidas .....	16
Tabla 2.6 Capacidades requeridas para los tanques .....	17
Tabla 2.7 Capacidad de tanques de agua dulce .....	17
Tabla 2.8 Comparación de potencias .....	18
Tabla 2.9 Factor-K DNV .....	22
Tabla 2.10 Coeficientes de Parsons y Vorus.....	24
Tabla 3.1 Espacio extra-maniobra.....	32
Tabla 3.2 Variación de tanques .....	33
Tabla 3.3 Gasolina necesaria .....	34
Tabla 3.4 Comparación de relaciones .....	35
Tabla 3.5 Comprobación de EHP .....	35
Tabla 3.6 Selección de BHP.....	36
Tabla 3.7 Claros mínimos.....	37
Tabla 3.8 Razón de reducción.....	37
Tabla 3.9 Resultados para hélice .....	38
Tabla 3.10 Selección d-eje .....	39
Tabla 3.11 Espacio entre descansos.....	40
Tabla 3.12 Diseño de palas .....	41
Tabla 3.13 Masa-Inercia añadida .....	42
Tabla 3.14 Resultados Panagopulos.....	42
Tabla 3.15 Comparación de frecuencias .....	44
Tabla 3.16 Freq.Natural.....	50
Tabla 3.17 Factor de amortiguamiento en rolado con quilla de balance a 45° .....	50
Tabla 3.18 Resultados dinámicos.....	51
Tabla 3.19 Ahorro-Combustible.....	52
Tabla 3.20 Costos .....	53
Tabla 3.21 TIR-VAN .....	53

Tabla A. 1 Coordenadas de tanques.....	64
Tabla A. 2 Capacidad de tanques y resultados hidrostáticos C-I .....	74
Tabla A. 3 Capacidad de tanques y resultados hidrostáticos C-A.....	75
Tabla A. 4 Criterios de aprobación C-I .....	76
Tabla A. 5 Sueldos del personal militar [Ministerio de Defensa, 2022].....	79

## **ÍNDICE DE PLANOS**

PLANO 1 Líneas de formas

PLANO 2 Distribución general

# CAPÍTULO 1

## 1. INTRODUCCIÓN

El estado ecuatoriano garantiza, entre otros, el derecho a la vida y la seguridad en su territorio. Uno de los organismos que el Ecuador posee para el cumplimiento de lo antes mencionado es la Armada que tiene responsabilidades como estado de abanderamiento, estado rector de puerto y estado ribereño. Este organismo trabaja para el cumplimiento de las garantías en los espacios acuáticos, que según el Ministerio de Relaciones Exteriores del Ecuador son cinco veces su extensión territorial. En definitiva, la Armada es el organismo del estado ecuatoriano encargado de la seguridad en el mar.

La Armada del Ecuador combate delitos como robo de motores fuera de borda, pesca ilegal, narcotráfico y contrabando de combustible. Para su cumplimiento, la fuerza naval según (DIRNEA, 2022) está distribuida en capitanías de norte a sur en el perfil costero (8), en la Región Insular (4) y en la Amazonía (4). (Carrión & Enríquez, 2015), menciona que “el control sobre los espacios acuáticos es imperfecto, local y temporal” porque el personal y los vehículos acuáticos son insuficientes para las acciones de vigilancia que están a grandes distancias de los retenes. En 2021, los operativos han dejado 288 motores fuera de borda decomisados y 24 recuperados, 14 embarcaciones y 56 personas aprendidas con un total de 13 toneladas de droga incautada [CC. FF. AA.]. Estos resultados se obtienen a partir de que la distancia entre retenes y puntos de acción impiden mayor capacidad de respuesta a los delitos.

Una estación móvil autopropulsada que brinde ayuda logística a las pequeñas embarcaciones que se encuentren lejos de sus capitanías garantizará mayor control sobre espacios acuáticos. Se podrá disminuir el índice de actividades ilícitas o de escenarios fatales ante emergencias en el sector marítimo ecuatoriano. Además, elegir un proyecto viable que combata la problemática directamente requiere de un análisis económico que garantice la inversión de millones de dólares.

## **1.1 Descripción del problema**

La Armada del Ecuador durante tiempos de paz se encarga de brindar seguridad y patrullaje a la frontera acuática del estado combatiendo así las actividades ilícitas como contrabando de combustible, pesca ilegal, tráfico de drogas, entre otros. Durante las operaciones se emplean lanchas rápidas de alto consumo de combustible y limitado espacio que provoca una limitación de la autonomía y el tiempo de patrullaje. El tiempo de respuesta depende de la distancia hasta el retén más cercano y de que la lancha no sufra fallas técnicas que no puedan ser resueltas en maniobra. En esta etapa de este proyecto se evaluará y corregirán resultados de la materia Diseño de Buques en la que se diseñó la embarcación de forma preliminar. Se va a enfatizar en las líneas de formas, distribución, estabilidad, respuesta dinámica y costos del proyecto a fin de satisfacer los requerimientos del armador que necesita aumentar el tiempo de patrullaje, disminuir el tiempo de respuesta y ahorrar combustible.

## **1.2 Justificación del problema**

Las actividades ilícitas en el mar son un problema histórico en el mundo. Las fuerzas armadas en conjunto con organismos internacionales de defensa, de acuerdo con el Concepto Estratégico Marítimo y el Plan de Seguridad Integral y Protección de los Espacios Acuáticos, han tenido como principal objetivo disminuir la cantidad de infracciones que se desarrollan vía marítima. Se puede esperar que los delitos acuáticos se reducirían significativamente con el incremento del tiempo de control.

Una estación guardacostas móvil que brinde apoyo logístico y técnico a pequeñas embarcaciones que patrullan el perfil costero lejano a los retenes permitirá aumentar el tiempo de vigilancia, reducir el tiempo de respuesta y ahorrar presupuesto destinado a la compra de combustible. Las comunidades cercanas gozarán de mayor seguridad durante su trabajo, menor probabilidad de que sus niños sean víctimas de organizaciones delictivas y de una respuesta oportuna ante una emergencia en el mar. De igual forma, el gobierno puede reducir el gasto en consumo de combustible mientras que incrementa el índice de capturas que disminuyen la delincuencia marítima. Los beneficios del proyecto a primera vista son económicos, pero además atiende a problemas sociales que impide el crecimiento de la nación.

## **1.3 Objetivos**

### **1.3.1 Objetivo General**

Diseñar a detalle una estación guardacostas móvil mediante la evaluación de los resultados obtenidos en la primera fase de la espiral de diseño para la determinación de la viabilidad del proyecto basado en los requerimientos del armador.

### **1.3.2 Objetivos Específicos**

1. Evaluar los resultados de la primera etapa de diseño mediante un análisis técnico para el rediseño de las formas de la embarcación en las que se respete espacios y capacidades de la distribución general requeridas por el armador.
2. Evaluar la respuesta estática y dinámica de la embarcación usando simulaciones en el software Maxsurf para la reducción de efectos que dificulten las condiciones de trabajo de la tripulación.
3. Diseñar el nuevo sistema propulsor a través de una estimación de potencia y selección del equipamiento para el cumplimiento de la velocidad requerida por el armador.
4. Analizar el nuevo régimen de operaciones de la Armada considerando la influencia de una estación móvil en contraste con la forma de operación actual para la definición de la viabilidad económica del proyecto.

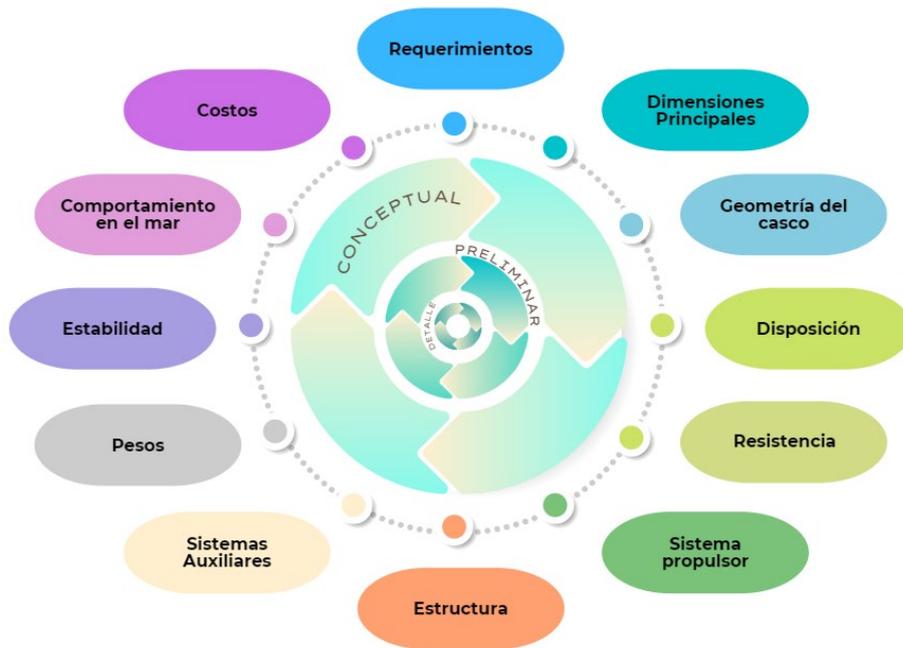
## **1.4 Marco teórico**

### **1.4.1 Método de la espiral para el Diseño de Buques**

El diseño de un buque se desarrolla a través del método de la espiral de diseño, que consiste en un proceso iterativo con una etapa conceptual, preliminar y a detalle en las que se evalúan y rectifican los resultados de cada grupo tecnológico a fin de precisarlos (Eyres, 2001). En la etapa conceptual se define el buque proyecto según los requerimientos del armador y se establece una primera aproximación que será mejorada en la etapa preliminar y perfeccionada en la etapa de detalle para poder construirla. El contenido a estudiar en cada etapa se ilustra en la espiral genérica de diseño de Ingeniería Naval y ésta a su vez se alinea a la tecnología de grupo. Esto es una herramienta que permite gestionar y

administrar el proyecto de forma más eficiente mediante sus diez grupos que se muestran en la Figura 1.2 (Storch, Hammon, Bunch, & Moore, 1995).

Deberá hacer una investigación del tema relacionado a su proyecto que se haya realizado en otros proyectos nacionales e internacionales.



**Figura 1.1 Espiral de diseño**



**Figura 1.2 Grupos tecnológicos**

#### 1.4.2 Evaluación del diseño preliminar

La ingeniería de detalle se basa en el perfeccionamiento de los resultados del diseño preliminar. Una forma de evaluar los resultados obtenidos en etapas previas es comparándolos con proyectos similares que ya se encuentran en

operación (Jama, 2021). El buque al ser una estructura compleja y acoplada necesita ante cualquier cambio una nueva revisión completa, pero la limitación en el tiempo para su análisis conlleva a una evaluación de resultados que se enfoque en las formas, disposición, resistencia, sistema propulsor, estabilidad, respuesta en el mar y costos del proyecto. Por lo tanto, en este trabajo se evalúan los resultados de los aspectos mencionados en comparación a proyectos similares desarrollados recientemente.

### 1.4.3 Diseño a detalle

La ingeniería de detalle es la última fase de la espiral de diseño. Presenta un estudio más avanzado que la etapa preliminar a partir de la evaluación de los resultados obtenidos en etapas anteriores. A continuación, se presenta el fundamento teórico que respalda los futuros cambios y/o mejoras.

### 1.4.4 Formas típicas de barcasas oceánicas

El golpe de las olas afecta las planchas del casco, especialmente en la proa del barco, en donde directamente se recibe el impacto. Una evidencia del daño que se puede producirse está en la gabarra “Bahía de Caráquez”, inicialmente diseñada para conectar Bahía y San Vicente en Manabí, pero que posteriormente brindó servicio en aguas abiertas navegando a Pedernales, obtuvo gran desgaste en su rampa de proa producto del impacto de las olas (Periodista, 2010). Según (Sasmito, Sano, & Kadir, 2018) las barcasas se diseñan con ángulos de astilla muerta en su proa como se muestra en la Figura 1.3, esto para reducir el efecto del impacto de las olas. Por lo expuesto, la geometría del buque se modifica acorde a las recomendaciones encontradas en las referencias mencionadas.

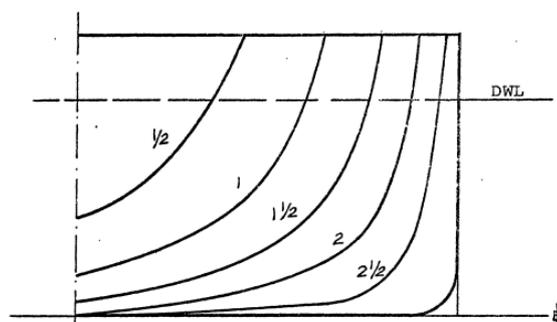


Figura 1.3 Barcasas oceánicas [Moss Townsend, 1967]

### 1.4.5 Respuesta del buque en olas

El buque se mueve bajo la acción de las olas como un cuerpo rígido con seis grados de libertad tal como se muestra en la Figura 1.4, tres traslacionales y tres rotacionales. Los movimientos de balance y levantamiento (traslación vertical) adquieren mayor importancia porque definen si la embarcación soportará las características del estado de mar y la comodidad de la tripulación durante la operación. El balance es provocado por la acción de las olas que inciden a la embarcación por el costado, tiene su estado crítico cuando el impacto es perpendicular al eje longitudinal y la traslación vertical puede generar ingreso de agua a cubierta (Lewis, 1988). Por ello, en cálculos en el presente proyecto se enfocan en los dos grados de libertad mencionados.

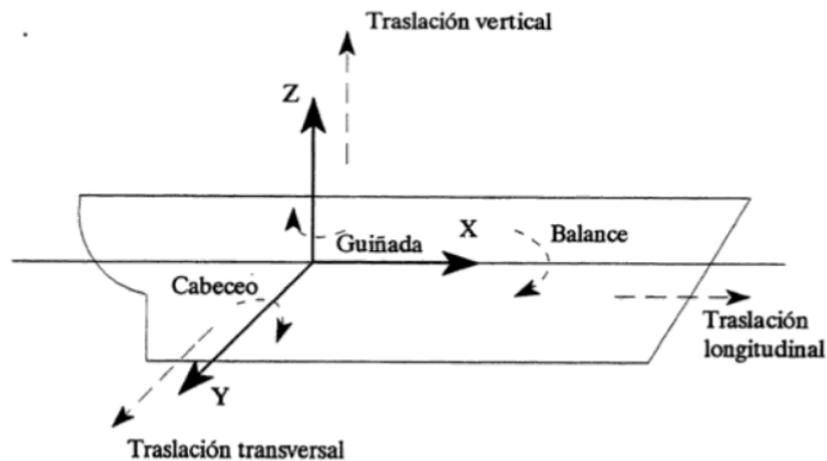


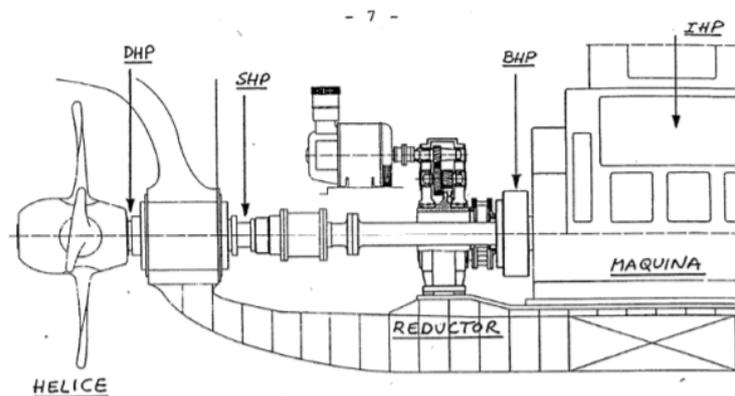
Figura 1.4 Movimientos del buque [Gordon, 2021]

### 1.4.6 Sistema propulsor

Según la configuración típica del mercado local el sistema propulsor se compone de motor estacionario de mediana velocidad, caja reductora, línea de eje y hélice. La hélice, tiene como características principales: número de aspas, paso, diámetro o área desarrollada, y necesita, cierta potencia (DHP) para generar el empuje que venza la resistencia al avance del buque a la velocidad de diseño. El motor propulsor suministra la potencia al sistema (IHP) a bajo torque y elevadas revoluciones, pero al tratarse de embarcaciones de alto coeficiente de bloque y bajas velocidades de navegación se requiere lo contrario, por lo que, se transforma mediante una caja reductora y se obtiene una potencia al freno (BHP). El eje se encarga de transmitir la potencia (SHP) a la hélice, su longitud depende de la ubicación de la sala de máquinas y el número de descansos se calcula

evitando las deflexiones excesivas. En la Figura 1.5 se observa una configuración típica del sistema propulsor y la ubicación de los diferentes tipos de potencias (Orejas, 2013).

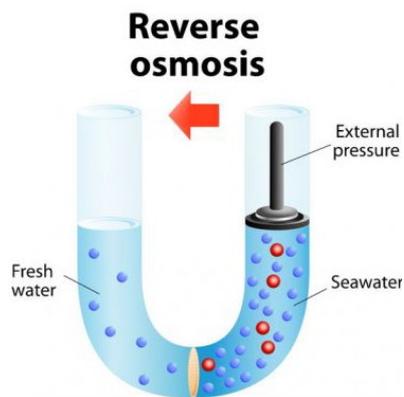
El sistema propulsor puede generar problemas de vibración al buque. Un posible problema es la vibración lateral, que ocurre perpendicular al eje de rotación del eje y se da lugar típicamente por resonancias y genera malestar a los tripulantes o incluso fallas estructurales (Villarroel, 2020). El índice de vibración depende del acople casco-motor-reductor, se recomienda que uno de estos sea rígido y el otro flexible; (Jama, 2021) recomienda acoplar el motor y reductor de forma rígida mientras que el motor y el casco de forma flexible. Para evitar problemas de vibración que dificulten la navegación se debe diseñar correctamente la sala de máquinas junto con su equipamiento que se encargan de la propulsión del buque.



**Figura 1.5 Sistema propulsor [Orejas, 2013]**

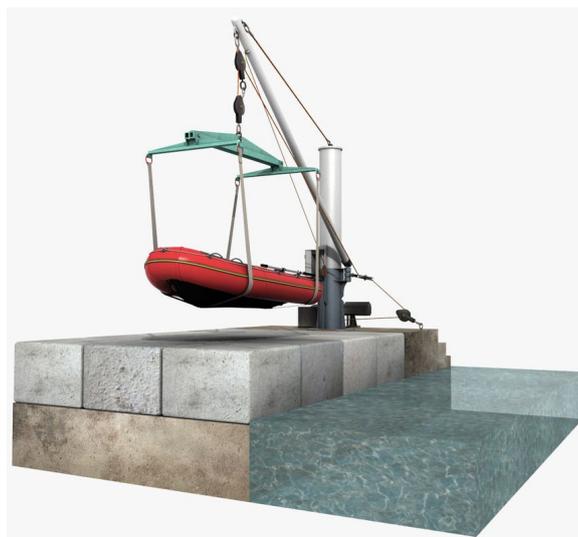
#### **1.4.7 Apoyo logístico y técnico**

Una opción para reducir la cantidad de consumibles necesarios para brindar apoyo logístico es la producción parcial de agua dulce a bordo. El método común empleado por la Armada del Ecuador es la ósmosis inversa que se ilustra en la Figura 1.6, la cual se basa en la filtración del agua de mar. La producción de agua dulce a bordo trae consigo múltiples beneficios como la reducción de la cantidad de espacio para tanques de almacenamiento, menor efecto de superficie libre, disminución en el desplazamiento final del buque y eliminación de la limitación de tiempo en viajes por falta de suministro de agua (Mike, 2018). El proceso común de generación de agua dulce por ósmosis inversa reduce los consumibles necesarios para brindar apoyo logístico.



**Figura 1.6 Ósmosis inversa [Lynette & Amunga, 2015]**

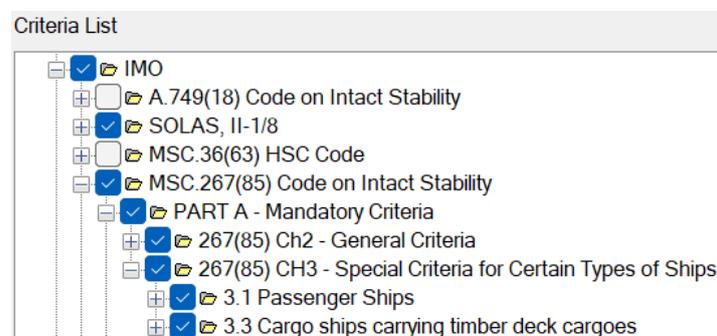
La asistencia técnica que puede brindar la estación móvil a las lanchas rápidas se realiza sobre la cubierta principal. La estación móvil está diseñada para permanecer anclada en el mar, pero no libre de movimiento y realizará el izaje de las pequeñas embarcaciones mediante una grúa de trece toneladas ubicada en la línea de crujía sobre la cubierta. Para reducir la probabilidad de accidentes durante la maniobra, según (Ruda, 2015) y (INEN, 2013) se deben seguir regulaciones internacionales y locales en donde se realizan planes de operación y cálculos a fin de predecir efectos estáticos y dinámicos sobre las cargas a mover; sin embargo, la experiencia del operador es de vital importancia. Entonces, pequeñas lanchas podrán ser asistidas técnicamente en la cubierta de la estación gracias a la inclusión de una grúa para el izaje de la carga.



**Figura 1.7 Izaje de lanchas [Free3D, 2022]**

### 1.4.8 Normas y regulaciones

Existen regulaciones internacionales cuya finalidad es reducir la cantidad de accidentes en el mar. Ellas nacen de un análisis exhaustivo de accidentes significativos que se produjeron a lo largo de la historia y que debido a la amplitud del campo se subdividen y se especializan por áreas. En la Figura 1.8 se observa regulaciones de estabilidad intacta y en avería expuestas por la OMI [Maxsurf V8 - Stability] que sirven para analizar la estabilidad del barco bajo diferentes condiciones de carga. Por otro lado, para el diseño estructural se va a utilizar las formulaciones de la sociedad de clasificación Det Norske Veritas & Germanischer Lloyd (DNV-GL, enero 2018).



**Figura 1.8 Criterios de la OMI**

- Part 3 - Ch. 2, Sec. 2: Materials.
- Part 3 - Ch. 2, Sec. 3: Design Principles – Subdivision and arrangement.
- Part 3 - Ch. 2, Sec. 4: Longitudinal strength.

### 1.4.9 Viabilidad económica de proyectos

Antes de realizar una inversión, se debe analizar qué tan económicamente viable es el proyecto. Este análisis se basa en los conceptos de contabilidad como el Valor Actual Neto (VAN) y la Tasa Interna de Retorno (TIR), pero también se puede comparar el proyecto con una propuesta similar o con la forma actual de operación. De este modo se puede determinar si el proyecto brinda mayores beneficios, ya sean económicos o de cualquier otra índole (Galindo, 2008).

### 1.4.10 Valor Actual Neto

En una inversión el VAN representa la suma de los beneficios que ya han sido separados de los costos. El valor positivo indica que existe mayor beneficio que costo, al comparar dos proyectos con valores positivos se escoge el que tenga

mayor VAN. Un valor de cero significa que los costos y los beneficios son iguales, mientras que si el valor es negativo los costos son superiores a los beneficios (Galindo, 2008). El mayor VAN indica la rentabilidad de un proyecto.

$$VAN = \sum_{i=1}^n \frac{B_i - C_i}{(1+r)^i} \quad (1.1)$$

Donde:

$B_i$ : Beneficios por período

$C_i$ : Costo por período

$i$ : Período.

$n$ : Horizonte temporal

$r$ : Tasa de descuento

#### **1.4.11 Tasa Interna de Retorno**

La TIR es una medida de la rentabilidad de un proyecto. Según (Galindo, 2008) “es equivalente a la tasa de rentabilidad de un negocio privado”, esto es, la tasa de beneficio del proyecto. La TIR es aquella tasa que conduce a que el VAN sea cero, por ende, mientras más alto sea su valor, el proyecto será más rentable.

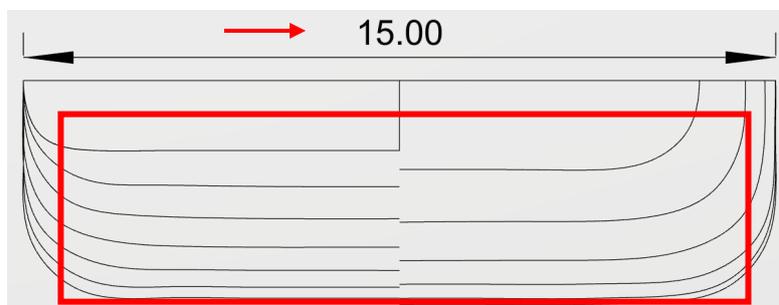
# CAPÍTULO 2

## 2. METODOLOGÍA

La necesidad de aumentar el tiempo de patrullaje en aguas ecuatorianas, disminuir el tiempo de respuesta y ahorrar combustible dio inicio al diseño de una estación guardacostas móvil autopropulsada basada en una barcaza. Para su creación el armador estableció los requerimientos de diseño tales como dimensiones principales, capacidades y servicios a brindar y con ello se evaluó su factibilidad (Miranda, 2021). En este proyecto se evaluó los resultados obtenidos en la etapa preliminar y se los corrigió en base a las recomendaciones de la literatura. Los cambios realizados fueron desarrollados con la ayuda de programas como AutoCAD 2019 (Versión Estudiantil), RhinoCeros, Maxsurf Enterprise V8i (Modeler, Stability, Resistance, Motion), ANSYS Workbench, DISPROP y PropCad. El punto de partida para mejorar el diseño del proyecto fue la evaluación de los resultados obtenidos en etapas previas.

### 2.1 Cambios en la geometría de la embarcación

En su geometría el buque presentaba formas planas, significativo ángulo de levante en el codaste y una elevada manga. Estos factores generan una gran cantidad de presión sobre la plancha, turbulencia sobre el flujo que recibe la hélice y alta probabilidad de mareo por su respuesta en olas, respectivamente. En la Figura 2.1 se presenta las formas preliminares del barco (Miranda, 2021) y se señalan las áreas que fueron sujetas a corrección. La forma de la proa y popa, así como la manga fueron modificados para mejorar la respuesta de la embarcación.





**Figura 2.1 Cambios en la geometría**

### 2.1.1 Cambio de la manga de la estación

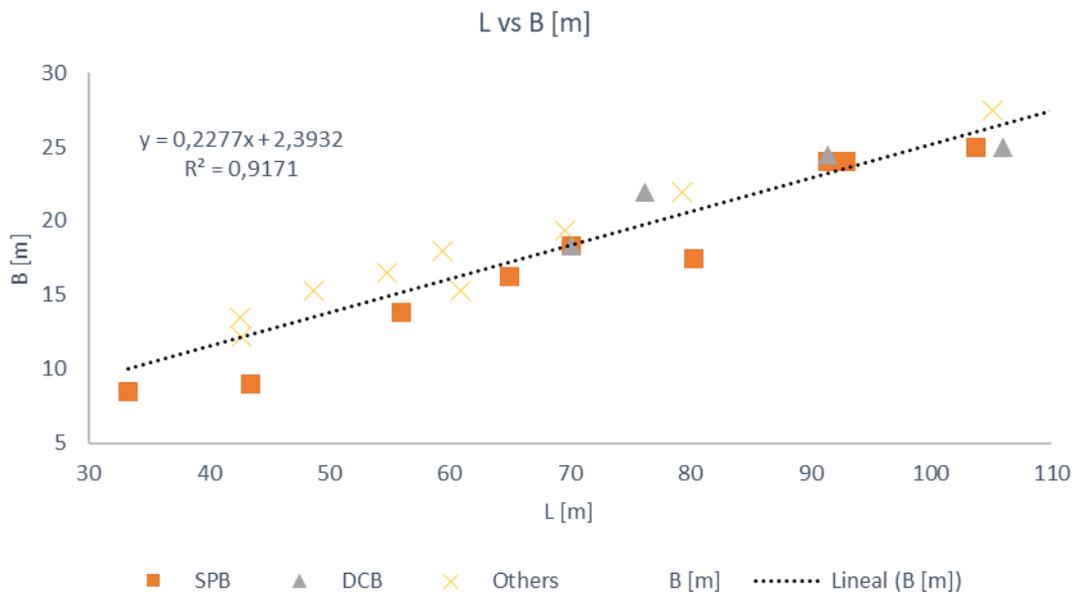
La elevada manga del buque de la etapa preliminar perjudicaba su respuesta dinámica. La primera evaluación dinámica determinó valores superiores a los estándares y para reducirla se disminuye la manga y/o se incluyen estabilizadores. Para notar diferencias en la respuesta, la manga se debe reducir en un rango entre 10% y 20%, y para no afectar la rigidez de la estructura se realizó en función del espaciamiento de los refuerzos primarios longitudinales. Además, este cambio se respaldó en una nueva regresión que se observa en la Figura 2.2 con la base de datos que se muestra en la Tabla 1 y sobre la cual se fijó la eslora. Para reducir la manga se consideró que no afecte la rigidez de la estructura y que este dentro del rango respaldada en dimensiones de embarcaciones existentes.

**Tabla 2.1 Base de datos barcazas**

Database					
N°	Name	L [m]	B [m]	D [m]	T [m]
1	SPB-100 TEUs [Indonesian Charging System -Tol Laut]	80,33	17,40		3,00
2	SPB-250 TEUs [Indonesian Charging System -Tol Laut]	92,96	24,00		4,00
3	184 FT 1600 DWT SPB [2009-China Coastal Class]	56,00	13,80	3,60	2,20
4	214 FT 2700 DWT SPB [2009-China Coastal Class]	65,00	16,20	4,20	3,00
5	110 FT 250 DWT LCT SPB [Zhou Yang Marine-BHP810]	33,30	8,50	3,00	2,30
6	373 FT 11000 DWT LCT SPB [2016-Zhou Yang Marine-576 TEUs]	113,90	27,30	7,00	5,10
7	340 FT 10600 DWT SPB [2011-China Coastal Class]	103,80	25,00	7,50	5,65
8	Chemba Chemical Barge [2017-Bureau Veritas-Russia Flag]	69,65	19,30	4,90	2,85
9	143 FT 500 DWT LCT SPB [2010-Zhou Yang Marine]	43,50	9,00	3,20	1,75
10	Deck Cargo Barge	70,15	18,30	4,57	
11	300 FT 8200 DWT DCB [2011-ABS]	91,50	24,40	5,90	
12	348 FT 10000DWT LCT DCB [2014-BHP2400]	106,00	25,00	6,60	4,60
13	Heartland B3033 [Canadá-Shipping Supplies INC]	42,67	13,50	2,75	1,85
14	Heartland B6064 [Canadá-Shipping Supplies INC]	79,30	21,90	4,99	3,70
15	X90X21	105,16	27,43	7,10	5,52
16	Self-Propelled Cargo Barge [optimization study]	91,50	24,00	7,00	5,00
17	Marmac 15 Deck Barge [ABS-U.S. Flag]	76,20	21,95	4,88	3,89
18	Heartland C2021 [Canadá-Shipping Supplies INC]	59,40	18,00	4,20	2,70
19	Mc Donough Serie [ABS-U.S. Coast Guard]	42,68	12,20		2,74
20	Mc Donough Serie [ABS-U.S. Coast Guard]	48,78	15,24		2,44
21	Mc Donough Serie [ABS-U.S. Coast Guard]	54,88	16,46		3,66
22	Mc Donough Serie [ABS-U.S. Coast Guard]	60,98	15,24		3,96

SPB: Self-propelled barge

DCB: Deck Cargo Barge



**Figura 2.2 Regresión para determinar la manga**

**Tabla 2.2 Cambio de la manga**

Change in B		
Parameter	Value	Units
L	44	[m]
Bo	15	
B reg.	12,412	
Bo-10%	13,5	
Bo-20%	12	
Spacing	0,65	[m]
Factor	4	[-]
Change	17,33	%
Bn	12,4	[m]

### 2.1.2 Rediseño de las formas del proyecto

Los ángulos de astilla muerta reducen el nivel de afectación provocado por el impacto de las olas en las planchas. La proa es la zona con mayor probabilidad de daño al recibir el impacto de las olas directamente al navegar. En la Figura 2.3 se presentan los ángulos según su posición longitudinal de acuerdo con la referencia previamente mencionada. La forma de la proa y de la popa fueron cambiadas en busca de mejorar el rendimiento y aumentar la vida útil de la embarcación.

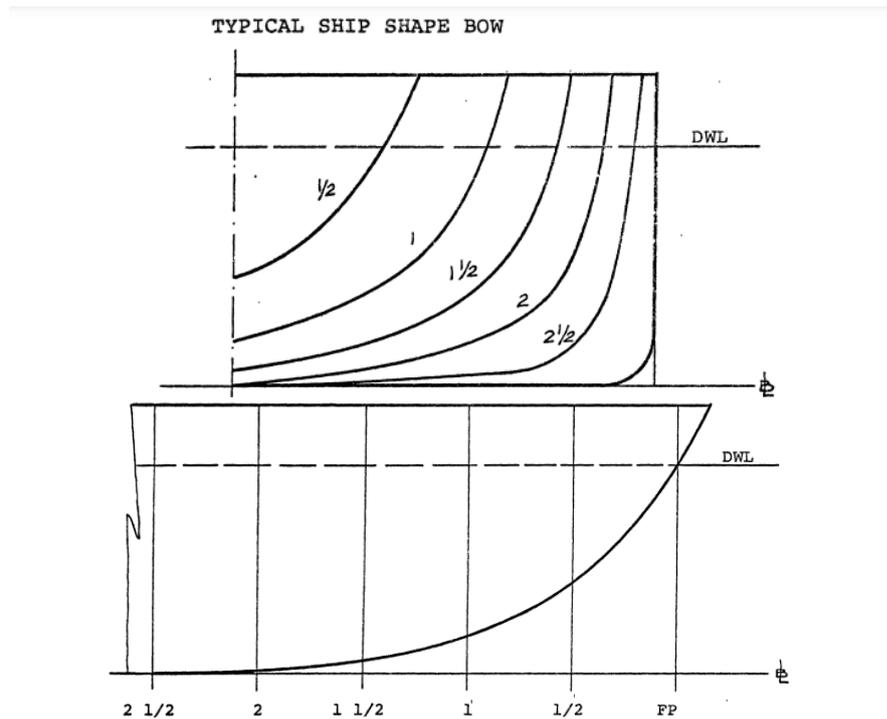


Figura 2.3 Forma de la proa recomendada [Moss & Townsend, 1967]

### 2.1.3 Cambio en el ángulo de levante en el codaste

El ángulo de levante en el codaste influye en la generación de flujo turbulento. Al cambiar bruscamente la sección en la que actúa un fluido laminar se puede originar turbulencia, la cual, afecta el rendimiento y vida útil de la hélice propulsora. De acuerdo con (Moss & Townsend, 1967) y su Figura 2.4, este ángulo debe ser menor o igual a  $22^\circ$ . Por lo tanto, la forma de la popa fue rediseñada en función de las recomendaciones brindadas.

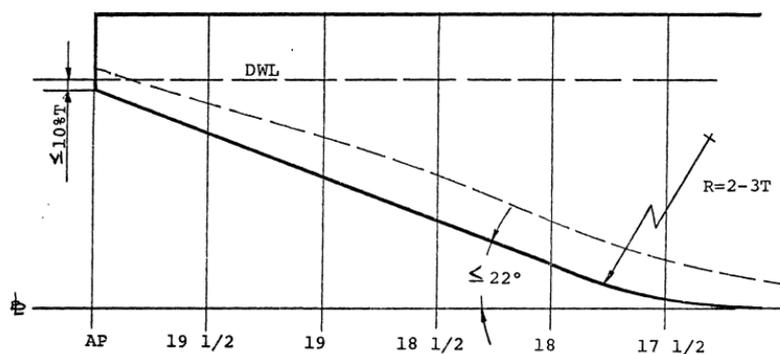


Figura 2.4 Formas de popa recomendada [Moss & Townsend, 1967]

#### 2.1.4 Requerimientos de diseño solicitados por el armador

La variación de la manga y de las formas alteró la distribución general preliminar. El área de cubierta en donde las lanchas recibirán apoyo técnico fue reducida. El espacio para tanques de combustibles también se redujo, pero ahora el agua dulce será parcialmente producida a bordo. La distribución en cada una de las cubiertas fue remodelada respetando los espacios solicitados por el armador. Por otro lado, la altura del doble fondo se aumentó a 1 metro considerando factores constructivos como la posibilidad de ingreso para soldar. A continuación, se detallan los requerimientos del armador que debieron ser respetados en la nueva distribución.

**Tabla 2.3 Requerimientos del armador [Armada del Ecuador, 2021]**

Requirements		
L	44	[m]
Speed	8-10	[Knots]
Crew	10 _ 30	[Stable-Occasional]
Heliport	1	
Crane cap.	20	[ton]
2 SpeedBoats		
Tanks Cap.		
Lockers	6	

#### 2.1.5 Espacio requerido para maniobras

La maniobra de izaje de lanchas para dar la asistencia técnica se vuelve crítica en el mar. El movimiento del barco, así como la fuerza del viento aumentan el movimiento de los pesos suspendidos haciendo que el espacio sobre cubierta sea mayor que las áreas proyectadas de las lanchas. Para calcular esta área adicional se consideró la ecuación 2.1 (Miranda, 2021). Por lo tanto, se adicionó longitud a la manga y eslora de la lancha para calcular el área que se necesita en cubierta.

$$y_{L,T} = B_c * \left[ \cos(90 - \varphi_{L,T}) + \left( \frac{P_V * A_{T,L} * \sin(\alpha)}{W_L} \right) \right] \quad (2.2)$$

$$P_V \left[ \frac{N}{m^2} \right] = 0,613 * V_V^2 \left[ \frac{m}{s} \right] \quad (2.3)$$

Donde

$y_{L,T}$ : Distancia adicional, L sentido longitudinal y T transversal [m]

$B_c$ : Brazo de la grúa [m]

$\varphi_{L,T}$ : Ángulo movimiento del buque, 1 pitch y 2 roll [°]

Pv: Presión del viento, 460 [N/m<sup>2</sup>]

A<sub>T,L</sub>: Área transversal y lateral de la lancha [m<sup>2</sup>]

$\alpha$ : Ángulo de trabajo de la grúa [°]

W<sub>L</sub>: Peso de la lancha [N]

La tabla 2.4 y 2.5 resumen las características principales para el diseño del helipuerto y del área para asistencia técnica, respectivamente.

**Tabla 2.4 Características del helicóptero [Armada del Ecuador, 2021]**

Heliport*		
Description	Value	Unit
Crew	2	Pilots
Capacity	13	Passengers
Length	17,1	m
Main rotor diameter	14	m
Height	4,6	m
Circular area	154,4	m <sup>2</sup>
Empty weight	3,079	Ton
Maximum takeoff weight	5,379	Ton
Cruising speed	226	km/h
Scope	980	km

**Tabla 2.5 Características de las lanchas rápidas [Armada del Ecuador, 2021]**

SpeedBoats**			
Description	Value		Unit
Name	Eduardoño 380	Eduardoño 320	[m]
L	11,5	9,86	
B	2,62	2,46	
Area L,T	12,5 - 1,672		[m <sup>2</sup> ]
Dry weight	5	3,12	[ton]
Full weight	10	6,42	

### 2.1.6 Estimación de la capacidad de tanques

El dimensionamiento de los tanques se basó en las capacidades volumétricas requeridas por el armador. Los tanques de agua dulce se calcularon en función del consumo promedio por persona y considerando que la embarcación navegará con 10 tripulantes durante 25 días por rutas en las cuales no es posible generar agua abordo. El volumen de diésel fue estimado según el consumo específico de los motores y planteando la navegación en una ruta larga como Guayaquil-Esmeraldas. Por otro lado, para la gasolina se consideró la capacidad de tanques

de las 3 lanchas Eduardoño 380 y del helicóptero, además de la frecuencia de operaciones que realizarán durante los 90 días de autonomía de la estación móvil. Los volúmenes de fluidos fueron calculados según las operaciones que tendrá la estación, las lanchas rápidas y el helicóptero.

**Tabla 2.6 Capacidades requeridas para los tanques**

Variation of tanks capacity			
Description	Preliminary	Detailed	Unit
Fresh water	360	19	m3
Premium diesel	296	100	
Premium gasoline	46	209	
JP1 capacity	18	23	
Oil capacity	15	12	

**Tabla 2.7 Capacidad de tanques de agua dulce**

Fresh Water****			
Description	Value	Unit	
Crew	10	[ - ]	
Autonomy	25	[days]	
Estimated daily consumption / person	75	[Lt]	
Consumption/ person	1875		
Consumption	18750		
Total consumption	19	[m3]	

## 2.2 Rediseño del sistema propulsor

### 2.2.1 Aproximación de la resistencia

La estimación de potencia de remolque se lo realizó utilizando el módulo de resistencia del software de ingeniería naval Maxsurf V8 [Versión Estudiantil]. A partir de la superficie del casco desarrollado en RhinoCeros y exportada a Maxsurf Modeler se obtuvo la resistencia y la potencia de remolque a la velocidad crucero. La potencia requerida que aplicó los factores de rendimiento respectivos fue comparada con potencias de embarcaciones en operación. Maxsurf-Resistance permite elegir entre una serie de métodos que se presentan en la Figura 2.5, pero la embarcación estaba fuera de rango en las limitaciones de los métodos por lo que se utilizó DISPROP.

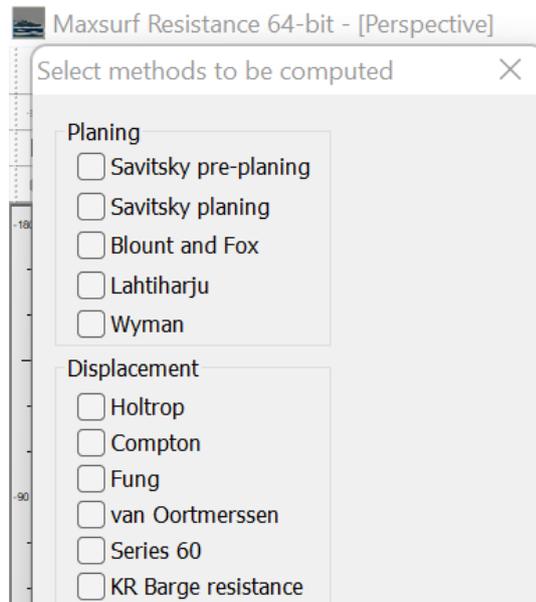


Figura 2.5 Métodos para calcular la resistencia en Maxsurf [Maxsurf V8]

Tabla 2.8 Comparación de potencias

Vessel name	Material	L	B	T	Power	Speed	Displacement
Self-propelled barge for cargo and passenger	Steel	42	9	1,2	1100	8,5	1000
Sophia	Steel	140	20	-	4440	-	12232
Arena Offshore	Steel	35	12	2,8	940		800
MPP Utility	Steel	38	20	3,2	2600	13	-
				[m]	[HP]	[knots]	[kg]

### 2.2.2 Selección del motor propulsor

La selección del motor propulsor depende de la potencia requerida por la hélice para que la embarcación llegue a la velocidad de diseño. El tipo de potencia obtenida en el módulo de resistencia fue EHP y para obtener la potencia BHP se consideró un factor de seguridad del 15% y aplicando las ecuaciones 2.4 y 2.5 (Boudesseul & López, 2017). Con la potencia y considerando que el armador tiene afinidad por las marcas MTU y Caterpillar se buscó en catálogo local el motor adecuado.

$$BHP = \frac{EHP}{\eta_p} \quad (2.4)$$

$$\eta_p = \eta_H * \eta_{rr} * \eta_m * \eta_o \quad (2.5)$$

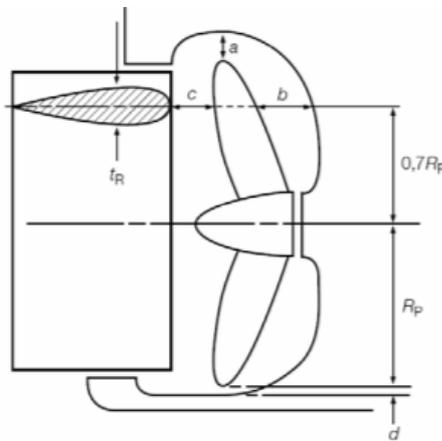
Donde

$\eta_p$ : Eficiencia propulsiva

- $\eta_H$ : Eficiencia del casco
- $\eta_{rr}$ : Eficiencia rotativa relativa
- $\eta_m$ : Eficiencia mecánica
- $\eta_o$ : Eficiencia del propulsor en aguas abiertas

### 2.2.3 Selección de la caja reductora

La caja reductora disminuye las revoluciones del motor y aumenta el torque. Primero se calcularon valores teóricos para buscar en catálogo local considerando que el armador tiene inclinación por marcas como ZF, Reintjes, Twin Disc. Posteriormente, se verificó que con las características existentes se satisfaga la necesidad de potencia y mínimas separaciones de la casa clasificadora de la Figura 2.6 para evitar problemas de vibraciones o de ruido. La caja reductora fue seleccionada en función de la razón de reducción, el torque del motor y la afinidad del armador por ciertas marcas.



**Figura 2.6 Hueigos [DNV, 2017]**

$$a = (0.24 - 0.01 * z) * D_p \text{ [mm]} \quad (2.6)$$

$$b = (0.35 - 0.02 * z) * D_p \text{ [mm]} \quad (2.7)$$

$$c = 0.1 * D_p \text{ [mm]} \quad (2.8)$$

$$d = 0.035 * D_p, \quad \epsilon [50 - 100] \text{ mm.} \quad (2.9)$$

Donde

$D_p$ : Diámetro del propulsor [mm]

### 2.2.3.1 Razón de reducción

$$D_p [m] = 15.75 * \frac{BHP^{0.2}}{N_{hélice}^{0.6}} \quad (2.10)$$

$$Ratio = \frac{N_{motor}}{N_{hélice}} \quad (2.11)$$

Donde

N<sub>motor</sub>: RPM del motor

N<sub>hélice</sub>: RPM de la hélice

### 2.2.3.2 Torque del motor

$$T_m = \frac{9.55 * P_m}{N_{motor}} \quad (2.12)$$

Donde

T<sub>m</sub>: Torque del motor [kN\*m]

P<sub>m</sub>: Potencia del motor [kW]

## 2.2.4 Diseño de la hélice propulsora

### 2.2.4.1 Peso de la hélice

$$W_p = 0.004 * \frac{A_E}{A_o} * (D_p [ft])^3 \quad (2.13)$$

$$A_E = 0.34 * DAR * \left(2.75 + \frac{DAR}{z}\right) [m^2] \quad (2.14)$$

$$DAR = 0.15 * z \quad (2.15)$$

$$A_o = \pi * \frac{D_p^2}{4} [m^2] \quad (2.16)$$

Donde

W<sub>p</sub>: Peso de la hélice [ton]

A<sub>E</sub>: Área de la pala [m<sup>2</sup>]

A<sub>o</sub>: Área del disco [m<sup>2</sup>]

### 2.2.4.2 Empuje de la hélice

$$T_h = \frac{R}{2(1-t)} \quad (2.17)$$

$$t = 0.325 * C_B - 0.1885 * \left(\frac{D_p}{BT}\right)^{0.5} \quad (2.18)$$

Donde

- T<sub>h</sub>: Empuje de la hélice [N]
- R: Resistencia al avance [N]
- C<sub>B</sub>: Coeficiente de bloque
- B: Manga [m]
- T: Calado [m]

### 2.2.4.3 Selección de la hélice

La hélice adecuada fue analizada y seleccionada considerando la más eficiente mediante el programa DISPROP. Se estudió hélices de paso fijo con z aspas bajo el criterio de evitar problemas de resonancia según el número de cilindros del motor. Posteriormente, según los resultados se buscó hélices similares en el mercado y se revisó que la diferencia no afecte la velocidad deseada. De esta forma se espera que el nivel de vibración sea mínimo.

## 2.2.5 Diseño de la línea de eje

### 2.2.5.1 Diámetro mínimo de ejes

$$d_{min} = F * k * \sqrt[3]{\frac{P_e}{n_0} * \frac{1}{1 - \frac{d_i^4}{d_0^4}} * \frac{560}{\sigma_B + 160}} \quad (2.19)$$

Donde

- d<sub>min</sub>: Diámetro mínimo del eje [mm]
- F: Factor por tipo de instalación DNV
- k: Factor por tipo de eje DNV
- P<sub>e</sub>: Potencia en el eje [kW]
- n<sub>0</sub>: Velocidad del eje [RPM]
- d<sub>i</sub>: Diámetro real del eje [mm]
- d<sub>0</sub>: Diámetro externo del eje [mm]

$\sigma_B$ : Resistencia a la tracción DNV [MPa]

**Tabla 2.9 Factor-K DNV [DNV, 2017]**

**Table 6 k and  $c_k$  factors for different design features**

Intermediate shafts with						Thrust shafts external to engines		Propeller shafts		
Integral coupling flange <sup>1)</sup> and straight sections	Shrink fit coupling <sup>2)</sup>	Keyway, tapered connection <sup>3)/4)</sup>	Keyway, cylindrical connection <sup>3)/4)</sup>	Radial hole <sup>5)</sup>	Longitudinal slot <sup>6)</sup>	On both sides of thrust collar <sup>1)</sup>	In way of bearing when a roller bearing is used	Flange mounted <sup>1)</sup> or keyless taper fitted propellers <sup>8)</sup>	Key fitted propellers <sup>8)</sup>	Between forward end of aft most bearing and forward stern tube seal
k = 1.0	1.0	1.10	1.10	1.10	1.20	1.10	1.10	1.22	1.26	1.15
$c_k = 1.0$	1.0	0.60	0.45	0.50	0.30 <sup>7)</sup>	0.85	0.85	0.55	0.55	0.80

### 2.2.5.2 Separación de los descansos del eje

$$\sigma = \frac{F}{A} = \frac{4 * T_h}{\pi * (D^2 - d^2)} \quad (2.20)$$

$$\tau = \frac{T_m}{W_p} = \frac{16 * T_m * D}{\pi * (D^4 - d^4)} \quad (2.21)$$

$$\sigma_{comb} = \sqrt{\sigma^2 + 3\tau^2} \quad (2.22)$$

$$\sigma_{comb} = \frac{32 * M_f * D}{\pi * (D^4 - d^4)} \quad (2.23)$$

$$l = \sqrt{\frac{M_f * 8}{p}} \quad (2.24)$$

Donde

$\sigma$ : Esfuerzo axial [N/m<sup>2</sup>]

D: Diámetro externo del eje [m]

d: Diámetro interno del eje [m]

$\tau$ : Esfuerzo tangencial [N/m<sup>2</sup>]

$\sigma_{comb}$ : Esfuerzo Von Mises [N/m<sup>2</sup>]

Mf: Momento flector [N\*m], considerado como viga simplemente soportada y carga distribuida

p: Peso del eje [N/m]

l: Separación entre descansos [m]

### 2.2.6 Diseño del timón

$$A_R = \frac{L_{pp} * T}{100} * \left( 1 + 50 * (C_B)^2 * \left( \frac{B}{L_{pp}} \right)^2 \right) \quad (2.25)$$

$$H = 1.15 * D_p \quad (2.26)$$

$$A_R = 0.86 H * c \quad (2.27)$$

$$t_t = [15 - 23]\% * c \quad (2.28)$$

Donde

A<sub>R</sub>: Área mínima del timón [m<sup>2</sup>]

L<sub>pp</sub>: Eslora entre perpendiculares [m]

H: Altura del timón [mm]

c: Cuerda del timón [mm]

t<sub>t</sub>: Espesor del timón [mm]

### 2.2.7 Análisis de vibración

Los problemas de vibraciones se pueden controlar con un buen diseño del equipamiento del sistema propulsor. Dichas vibraciones según (Cabarcos, 2018) dependen de la masa y de su rigidez; mientras mayores sean, la respuesta será más lenta y rápida, respectivamente. Entre los factores más influyentes en el aumento de vibración está el diámetro del eje, número de palas de la hélice y la separación entre descansos. La vibración es crítica cuando se produce la resonancia, en donde la frecuencia de excitación es igual a la frecuencia natural; por lo que, se recomienda que su diferencia sea de aproximadamente el 5%. La vibración se reduce evitando la resonancia y la correcta selección de los elementos propulsivos.

#### 2.2.7.1 Vibración lateral del sistema propulsor

La vibración lateral se produce perpendicular al eje de rotación y puede ser excitada por desbalance o fuerzas hidrodinámicas del propulsor. Las frecuencias

naturales se obtienen con mayor exactitud modelando el sistema como sólidos con el método de elementos finitos y el software ANSYS Workbench, pero además se puede considerar el esquema mostrado en la Figura 2.7 y utilizar el método de diferencias finitas y la formulación de Panagopulos. Para estimar los efectos hidrodinámicos se utiliza el estudio de los profesores Parsons y Vorus. Este análisis se desarrolla para verificar que la frecuencia natural y de excitación se produzca lo más bajo posible ya que sería poco probable que el sistema opere a tan bajas revoluciones.

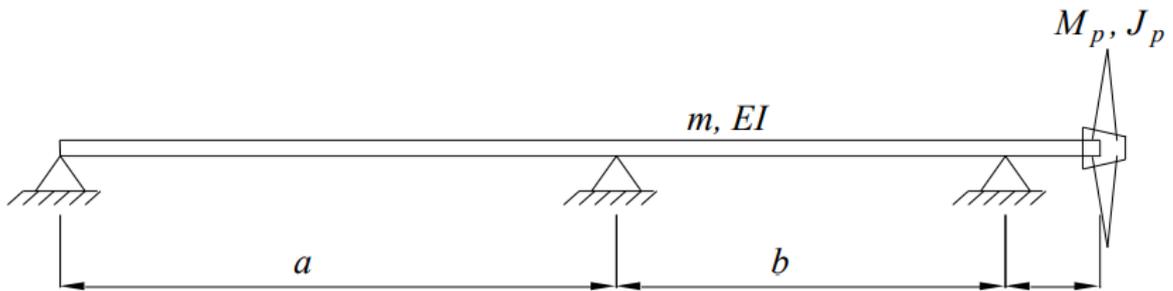


Figura 2.7 Esquema del sistema propulsor

Tabla 2.10 Coeficientes de Parsons y Vorus

TIPO DE COEFICIENTE	COEFICIENTES			DIVISOR
Momento de Inercia de masa añadida	$m_{44}$	$m_{55}$	$m_{65}$	$\rho D^5$
Acoplamiento de inercia	$m_{41}$	$m_{52}$	$m_{62}$	$\rho D^4$
Masa añadida	$m_{11}$	$m_{22}$	$m_{32}$	$\rho D^3$
Amortiguamiento rotacional	$c_{44}$	$c_{55}$	$c_{65}$	$\rho n D^5$
Acoplamiento de velocidad	$c_{41}$	$c_{52}$	$c_{62}$	$\rho n D^4$
Amortiguamiento lineal	$c_{11}$	$c_{22}$	$c_{32}$	$\rho n D^3$

$$(m_{ij}, c_{ij}) = C_1 + C_2 \left(\frac{A_E}{A_0}\right) + C_3 \left(\frac{P}{D}\right) + C_4 \left(\frac{A_E}{A_0}\right)^2 + C_5 \left(\frac{P}{D}\right)^2 + C_6 \left(\frac{A_E}{A_0}\right) \left(\frac{P}{D}\right) \quad (2.29)$$

Método de diferencias finitas

$$\frac{EI_c}{m} X_{,xxxx} T + X \ddot{T} = 0 \quad (2.30)$$

$$X(x) = A \cos \beta x + B \sen \beta x + C \cosh \beta x + D \sinh \beta x \quad (2.31)$$

Fórmula de Panagopulos

$$(2.32)$$

$$\omega_{ol} = \sqrt{\frac{EI}{I_d \left(b + \frac{l}{3}\right) + mb^2 \left(\frac{b}{2} + \frac{l}{3}\right) + \mu \left(\frac{b^4}{8} + \frac{lb^3}{9} + \frac{7l^4}{360}\right)}, [1/s]$$

### 2.2.7.2 Frecuencia de excitación hidrodinámica del propulsor

$$f_e = z * \frac{RPM}{60} \quad (2.33)$$

### 2.2.8 Selección de los sistemas de acople

Los elementos de acople más importantes en el sistema propulsor de un buque se presentan en la Figura 2.8 y son la brida, bocines, sello anterior y posterior y el arbotante. Permiten la unión de los elementos seleccionados, sirven de soporte para evitar deflexiones excesivas y además garantizan la estanqueidad del buque. El arbotante soporta a la hélice y al eje, además de transmitir efectos estáticos y dinámicos al casco mediante el palmejar de arbotante. Los acoples conectan los tramos de eje el sistema. Los elementos mencionados fueron seleccionados en catálogo según el diámetro del eje.

$$tc = \frac{D [mm] + 230}{32} \quad (2.34)$$

Donde

tc: Espesor de la camisa de bronce [mm]

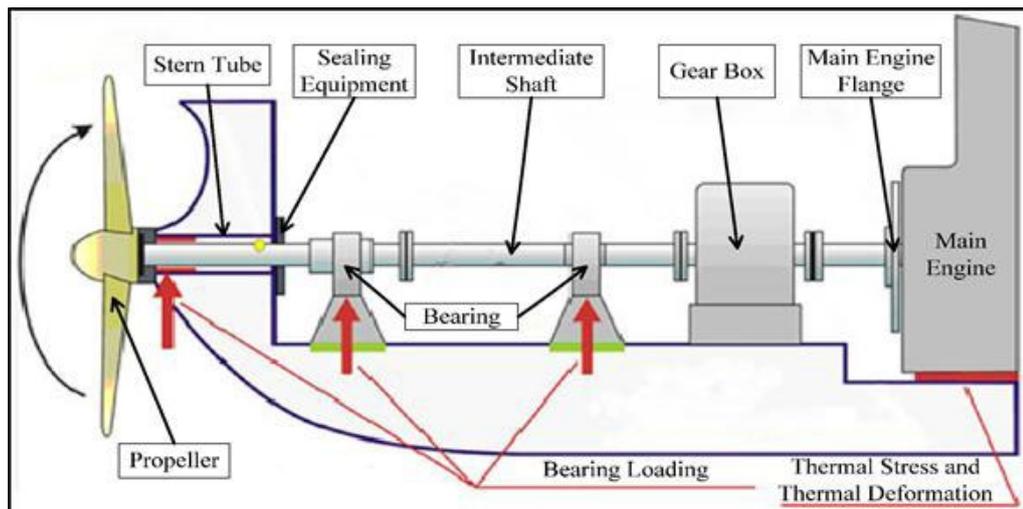


Figura 2.8 Elementos de acople en el sistema propulsor [Tran Van Ta et al., 2016]

### 2.3 Análisis de estabilidad del buque

El análisis de la estabilidad de una embarcación garantiza condiciones de operación seguras. Para garantizar la estabilidad intacta y en avería se consideró el procedimiento de la Figura 2.9 y para las condiciones de carga se consideró la Resolución A. 749 (18), Cap. 3, “3.5: Condiciones normales de carga que deben examinarse – 3.5.1.2: Buques de carga” (OMI, 1993), siendo estas:

1. Buque saliendo del puerto, a plena carga distribuida de forma homogénea y con la totalidad de provisiones y combustible.
2. Buque llegando a puerto con el 10% de provisiones y combustible.
3. Buque durante operación con carga al 100%, 50% y 10%.
  - a. Presencia de helicóptero.
  - b. Brindando ayuda logística.

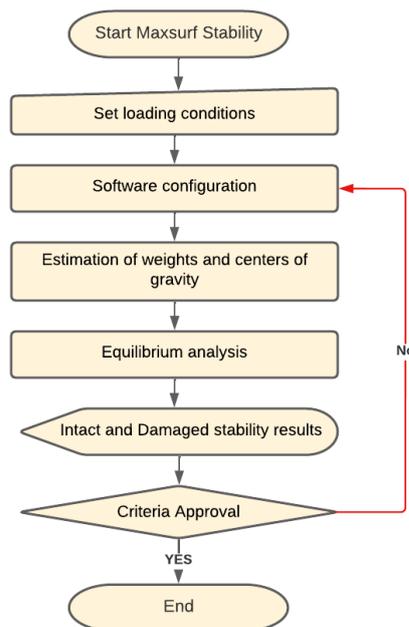
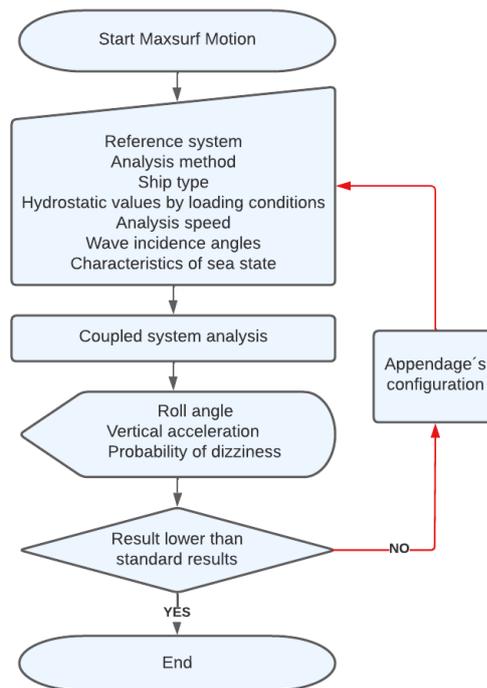


Figura 2.9 Procedimiento de estabilidad

### 2.4 Análisis de la respuesta en el mar

Una forma de estudiar la respuesta del barco es a través del módulo “Motion” del software Maxsurf que hace un análisis acoplado del sistema. La Figura 2.10 muestra el proceso desarrollado. La respuesta del buque puede reducirse añadiendo apéndices como quillas de balance al casco.



**Figura 2.10 Procedimiento de análisis dinámico**

La quilla de balance es el mecanismo más usado para reducir el rolido de un barco. Tiene como ventaja la facilidad constructiva y que su efecto de amortiguación incrementa con la velocidad por la fuerza de sustentación que también aumenta, pero como desventaja causa un incremento en la resistencia de hasta 5%. Tal como se muestra en Figura 2.11, están fijadas perpendicularmente a la esquina del pantoque entre el costado y la línea base donde se tiene mayor radio con respecto al eje de rolido. Las consideraciones de diseño son:

- Longitud entre el 25 y 50% de la eslora de flotación del buque, a  $L/3$  de las perpendiculares de proa y popa.
- Debe ubicarse a lo largo de una línea de flujo.
- El ángulo entre una línea tangente al casco y la diagonal del cuadrante no debe ser inferior a  $80^\circ$ .
- Ancho entre 30 y 60 cm.
- Contornos finos con ángulos de entrada y salida entre  $25^\circ$  y  $30^\circ$  ( $11.5^\circ$  y  $23.5^\circ$ ).
- Si no es continua el claro longitudinal debe ser 6 veces el ancho de la quilla y el claro transversal 1.5 o 2 veces.
- No debe sobresalir de la manga del buque.

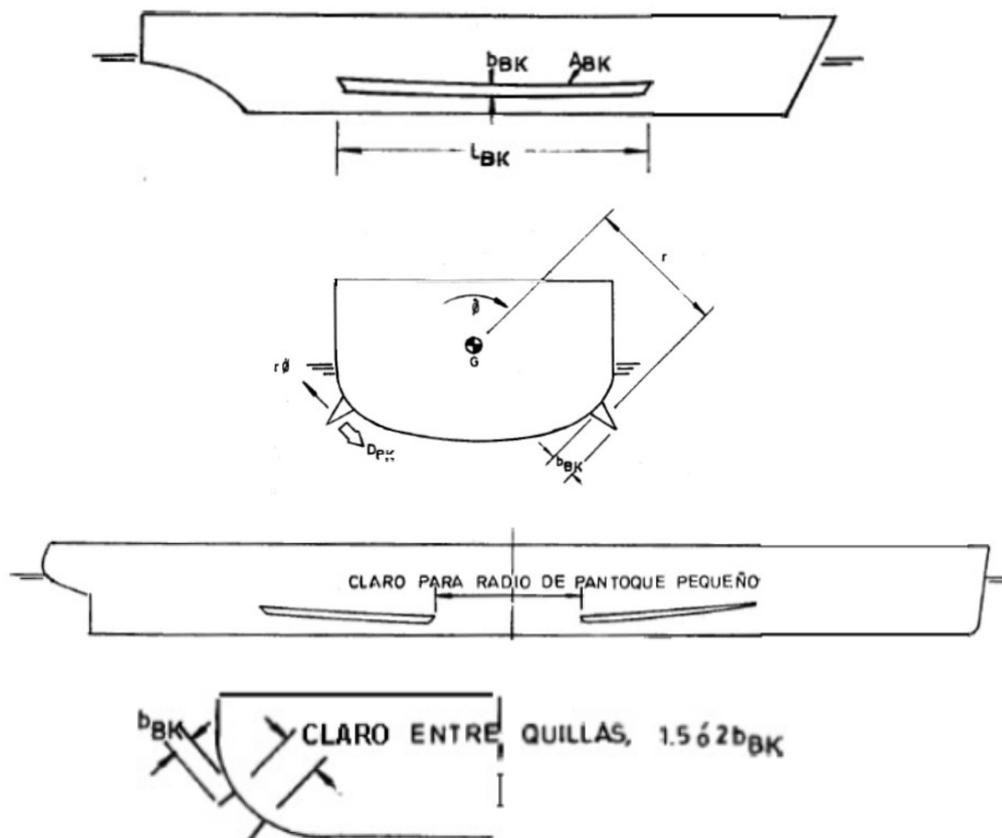


Figura 2.11 Configuración de quilla de balance [Bhattacharyya, 1978]

## 2.5 Evaluación económica

Un proyecto se lleva a cabo si los beneficios son superiores a los costos. Los beneficios pueden ser económicos o sociales, aunque los últimos si bien no se pueden cuantificar pueden servir para recuperar la inversión. El costo del proyecto fue realizado en base a factores constructivos del mercado local. Se analizó el régimen de operación actual y se contrastó con el nuevo, que incluye la asistencia técnica y logística brindada por la estación.

### 2.5.1 Régimen actual de operación

El estudio se centró en el consumo de combustible de las lanchas interceptoras. Dada la baja autonomía de estas lanchas, necesitan continuo reabastecimiento, ya sea de combustible o de consumibles para la tripulación. Durante cada operación su costo depende de la cantidad y el tipo de combustible utilizado, la distancia recorrida que se puede estimar considerando la Figura 2.12, velocidad de traslado y el consumo promedio del motor fuera de borda. El costo total se obtiene del producto del costo por galón, cantidad de galones por operación y la

frecuencia de estas. Finalmente, la viabilidad del proyecto dependió de que la inversión se recupere durante la vida útil de la estación; sin embargo, no hay que olvidar que los beneficios sociales no han sido cuantificados.

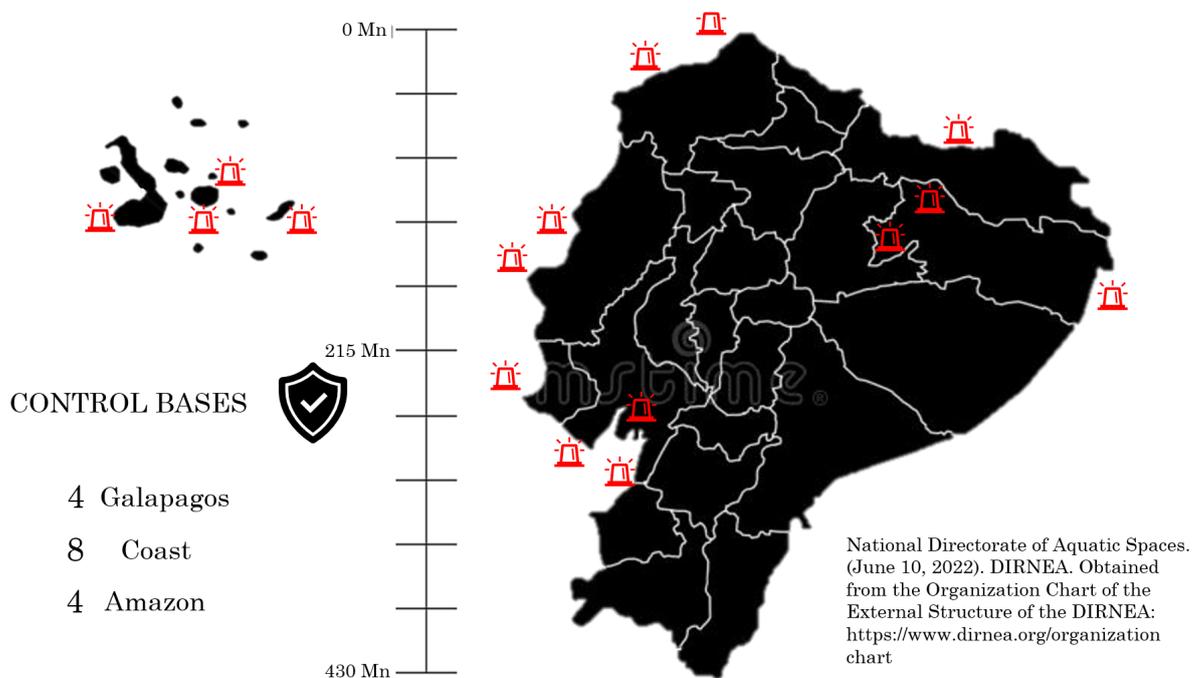
$$C_c = p_c * t_o * c_m \quad (2.35)$$

$$t_o = \frac{2 * d}{v} * f_{ce} \quad (2.36)$$

$$C_T = C_c * \frac{\# \text{ operaciones}}{\text{mes}} * C_g \quad (2.37)$$

Donde

- C<sub>c</sub>: Consumo de combustible [gal].
- p<sub>c</sub>: Porcentaje de pérdida de combustible, aproximadamente +10%.
- t<sub>o</sub>: Tiempo de operación promedio [h].
- c<sub>m</sub>: Consumo del motor promedio [gal/h].
- d: Distancia en ir o volver [milla náutica].
- v: Velocidad promedio de operación [Knots].
- f<sub>ce</sub>: Consumo extra al estar encendido el motor, aproximadamente +15%.
- C<sub>g</sub>: Costo por galón [\$/gal].



**Figura 2.12 Bases navales de la Armada [DIRNEA, 2022]**

# CAPÍTULO 3

## 3. RESULTADOS Y ANÁLISIS

Este capítulo contiene resultados de los cambios significativos de cada grupo constructivo en el diseño de la estación móvil. Se mostraron comparaciones evidenciando la mejora en el diseño y diferenciando aspectos que necesitan análisis más profundos. Los resultados teóricos fueron adaptados y verificados según la disponibilidad de productos del mercado y por la dificultad de acceso a información pública y al tratarse de un estudio académico, es aceptable seleccionar equipos en el mercado internacional. Se reportaron las mejoras y aspectos a considerar para un mejor diseño.

### 3.1 Rediseño de la geometría

#### 3.1.1 Reducción de la manga

El cambio de la manga del buque fue un factor importante para disminuir el balance y la aceleración. Al reducir la manga 17.33%, el balance y la aceleración vertical decrecieron en  $3.77^\circ$  y 0.22 g, respectivamente.

#### 3.1.2 Variación de la proa

El impacto de las olas afecta las planchas del casco reduciendo su vida útil. La amplitud de las olas depende de la zona de navegación (2 y 3), esto es alta mar mínimo a 25 millas de la costa. En la Figura 3.1 se evidencia la inclusión de ángulos de astilla muerta en la zona más propensa al impacto de las olas al navegar. La forma cambió de sección plana a forma en-V.

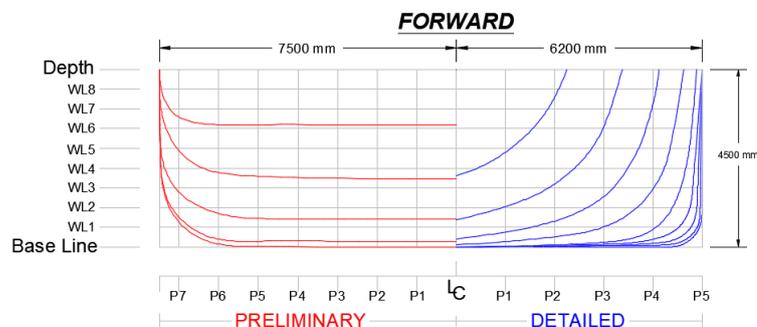


Figura 3.1 Cambio en proa

### 3.1.3 Cambios en la popa

La popa fue modificada en dos aspectos. Se redujo el ángulo de levante en el codaste para evitar la generación de flujo turbulento y se adicionó ángulos de astilla muerta para reducir el daño en las planchas. En la Figura 3.2 y Figura 3.3 se evidencia el cambio de  $-13^\circ$  y  $+4^\circ$  respectivamente.

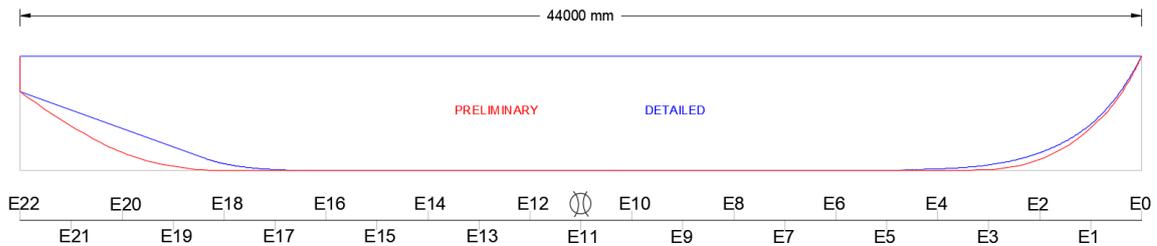


Figura 3.2 Cambio en codaste

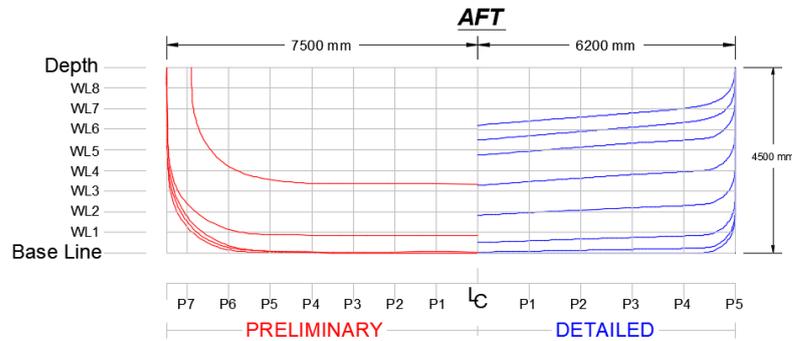


Figura 3.3 Cambio en popa

### 3.1.4 Plano de líneas de formas

Este plano se adjunta en el Apéndice A y se muestra la forma del buque en dos dimensiones en vita lateral, transversal y superior.

## 3.2 Requerimientos de diseño y distribución general

### 3.2.1 Selección de grúa y espacios para maniobras

Según el requerimiento la estación brindará apoyo técnico y logístico a 3 lanchas en la cubierta principal. Las embarcaciones asistidas serán las lanchas Eduardoño 380 y 320 que tienen un peso máximo de 10 toneladas. Se consideró un espacio adicional entre lanchas porque durante las maniobras factores como el movimiento del barco y la acción del viento impiden que la carga se coloque en puntos específicos. La grúa CM-1504/1S que se muestra en la Figura 3.4 fue seleccionada, su capacidad es de 13 toneladas a un brazo de 9.3 metros y el

espacio adicional considerado para maniobra como se muestra en la Figura 3.5 fue de 50 cm.

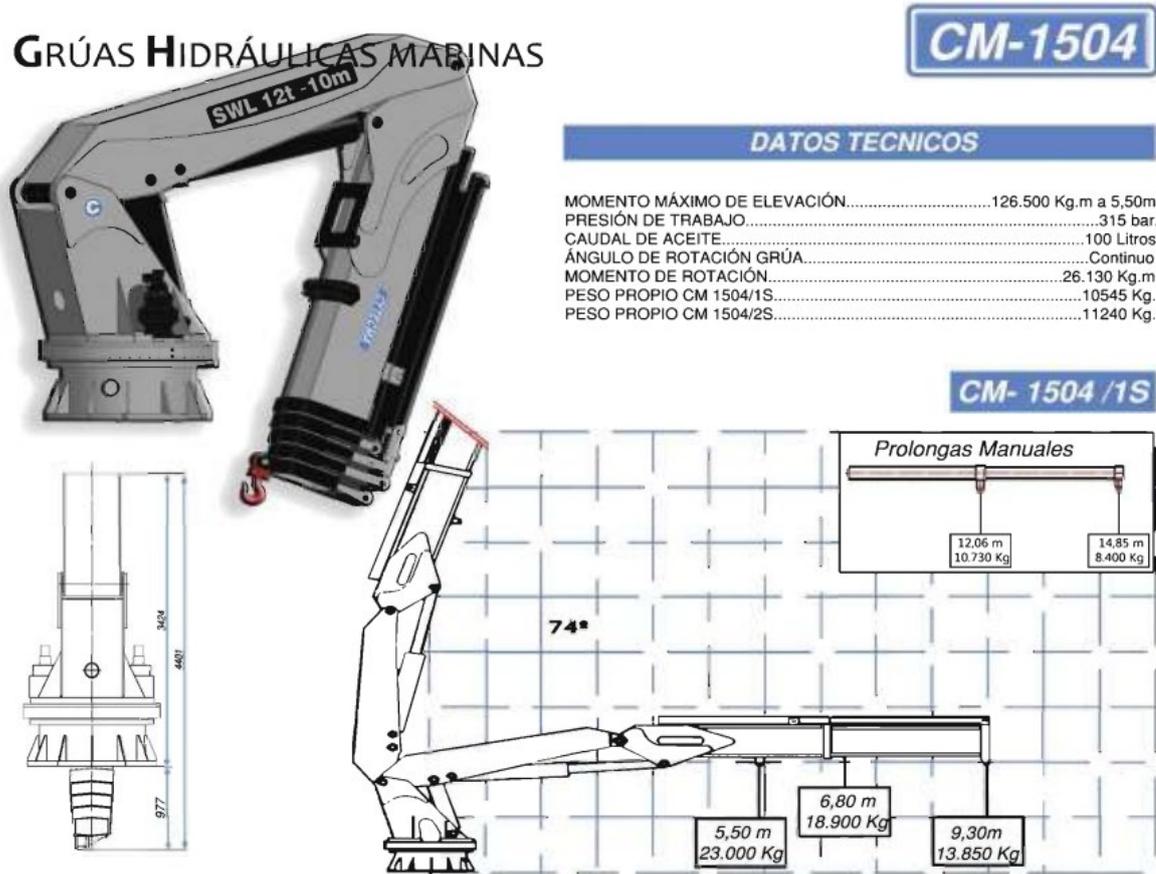
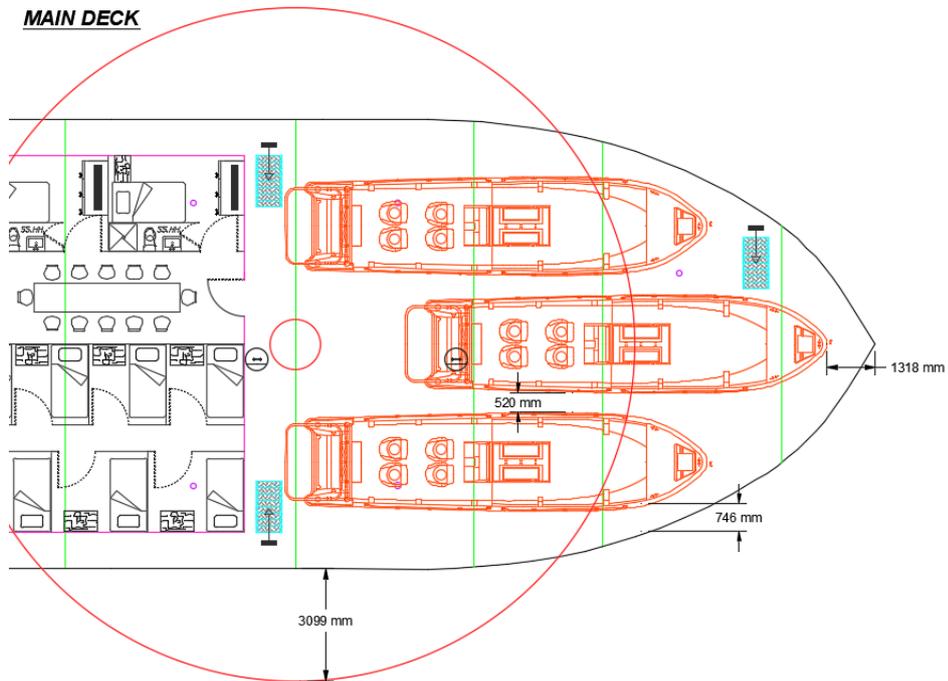


Figura 3.4 Grúa CM-1504/1S [CYTECMA, 2021]

Tabla 3.1 Espacio extra-maniobra [Miranda, 2021]

Additional space for speedboats			
Parameter	Longitudinal	Transversal	Units
$B_c$	9,53		[m]
$\alpha$	10		[°]
$V_v$	20		[knots]
$P_v$	64,882		[Pa]
$W_L$	98000		[N]
$A_{T,L}$	1,672	12,5	[m <sup>2</sup> ]
$\varphi_{L,T}$	1	3	[°]
$y_{L,T}$	0,17	0,51	[m]



**Figura 3.5 Distribución en cubierta**

### 3.2.2 Capacidades volumétricas

La capacidad volumétrica preliminar cambió, pero se comprobó que no afecta los requerimientos. Se tuvo menos volumen por tanque, pero la producción parcial de agua dulce a bordo liberó espacio para otros usos. La gasolina necesaria (tabla 3.3) fue estimada considerando la capacidad de combustible de las lanchas y la frecuencia de operación durante el tiempo de autonomía de la estación. El apoyo logístico no ha sido afectado con los cambios propuestos.

**Tabla 3.2 Variación de tanques**

Variation of tanks capacity			
Description	Preliminary	Detailed	Unit
Fresh water	360	19	m3
Premium diesel	296	100	
Premium gasoline	46	209	
JP1 capacity	18	23	
Oil capacity	15	12	

**Tabla 3.3 Gasolina necesaria**

Premium gasoline		
Gasoline required	45792	[gal]
Fuel capacity per boat	318	[gal/boat]
# Boats	3	[boat]
# Operations per boat per week	4	
# week	4	
# months	3	
Security factor	1	

### **3.2.3 Plano de distribución general**

En el Apéndice B se presenta la distribución general del buque. Se cumplió con el requerimiento de habitabilidad de 40 personas, 8 pañoles, helipuerto y área para servicio técnico para 3 lanchas interceptoras.

### **3.2.4 Modelado 3D del buque**

El modelo renderizado de la estación móvil se presenta en el Apéndice C en vista isométrica cuando está dando asistencia al helicóptero y a las lanchas interceptoras simultáneamente.

## **3.3 Equipamiento y análisis del sistema propulsor**

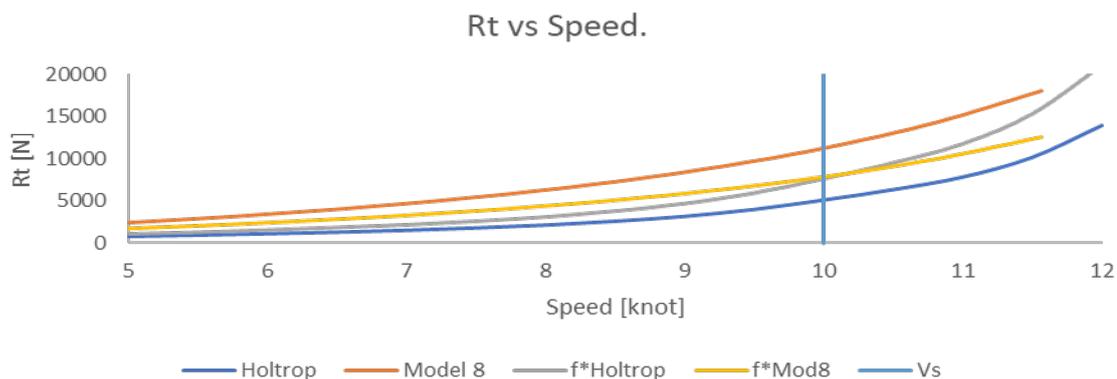
### **3.3.1 Estimación de la resistencia al avance**

#### **3.3.1.1 Métodos utilizados y factor de seguridad**

La resistencia fue estimada mediante varios métodos. Se usó el programa DISPROP: Diseño de una instalación propulsora de (Marín, 2021) en donde se calculaba la resistencia en base a datos de pruebas de modelos realizados por SNAME específicamente para barcasas. El modelo utilizado fue el número 8 por su proximidad en las relaciones con el prototipo (tabla 3.4); pero los resultados fueron elevados en comparación al método de Holtrop. En la Figura 3.6 se evidencia que se decidió usar un factor de seguridad de 1.5 en Holtrop para generar una curva intermedia entre los dos métodos. La curva de resistencia final se basó en Holtrop y un factor de seguridad del 50%.

**Tabla 3.4 Comparación de relaciones**

Relationship comparison				
Parameter	Project	Model 8	Holt. min	Holt. max
L/B	3,24	3,90	3,9	6,3
B/T	5,51	4,95	2,1	3
Cb	0,76	0,857		
Cp	0,77	0,914	0,55	0,65
Cm	0,983	0,937		
Fr	0,26			0,38



**Figura 3.6 Comparación de Rt**

Los resultados fueron contrastados con modelos analizados mediante CFD por (Purwana & Wirawan, 2015). Sasmito et al. (2018) encontraron que existe una diferencia del 20% al analizar la resistencia mediante Holtrop y CFD para barcasas del tipo oceánicas de más de 40 metros de eslora. Se estimó la eficiencia propulsiva con Holtrop y se aproximó la potencia BHP encontrando así una diferencia del 1%. La potencia estimada mediante diferentes métodos converge bajo ciertos factores de seguridad fundamentados.

**Tabla 3.5 Comprobación de EHP**

Comparison with other projects					
Parameters	ISLA T.	SPCB	PB-ELI	SPB-100	Goa Barge
L [m]	44	91,5	48,75	80,33	80
B [m]	12,4	24	9	17,4	16
D [m]	4,5	7			3,2
T [m]	2,5	5	1,7	3	4,00
L/T	17,60	18,30	28,68	26,78	20,00
B/T	4,96	4,80	5,29	5,80	4,00
Cb	0,761	0,82	0,95	0,74	
Speed [knots]	10	10	5	10	10
Rt CFD [kN]		225,863	154	229	195
EHP		1558	531	1579	1345
Scaled EHP	422	360	445	474	407

### 3.3.1.2 Resistencia total aproximada

La potencia BHP seleccionada fue de 1067 HP y fue la de mayor valor entre los métodos aplicados.

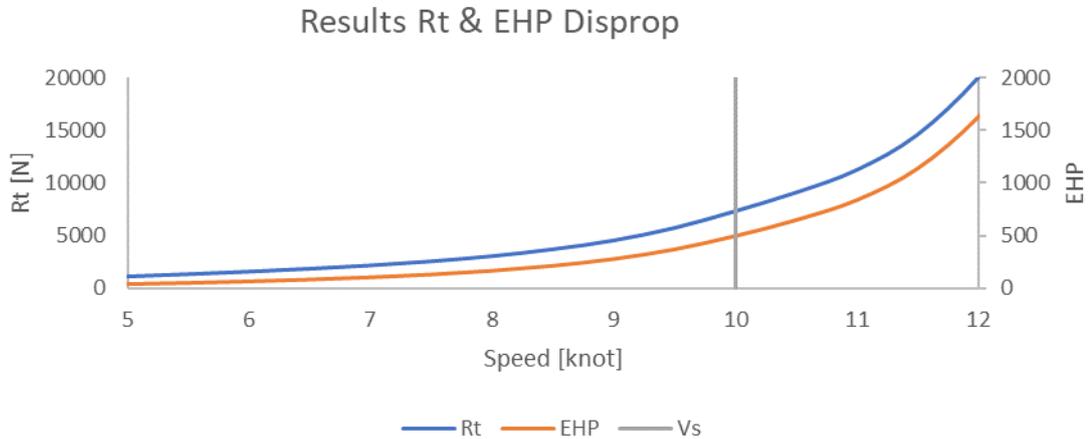


Figura 3.7 Resultados DISPROP

Tabla 3.6 Selección de BHP

ITTC Method		ITTC +Diff meth	Comp. Meth. CFD
EHP Theo.	355	426	422
EHP+	409	490	486
<b>BHP</b>	<b>891</b>	<b>1067</b>	<b>1058</b>
SHP	847	1014	1006
SF method	1,15		
SF Eng. Oper. (85%)	1,15		

### 3.3.2 Motores propulsores seleccionados

#### 3.3.2.1 Rating de operación del motor

La estación al brindar apoyo logístico en alta mar está destinada a permanecer la mayor parte del tiempo anclada. El rating de operación será ligero D según las especificaciones de Caterpillar.

##### Patrol Craft — D Ratings

Load factor: Up to 50%. Up to 16% time at rated rpm. Typical time at full load: 2 hours out of 12. Typical hrs/yr: 1000 to 3000.

Typical applications: Planing hull vessels such as offshore patrol boats, customs, police, and some fire and fishing boats. Also used for bow and stern thrusters.

### 3.3.2.2 Características de los motores

La potencia es suministrada mediante dos líneas de ejes con motores Caterpillar. Los motores seleccionados son modelo 3176C DITA que ofrece 570 HP en rating D. Véase detalles en Apéndice D.

### 3.3.3 Cajas reductoras seleccionadas

La caja reductora fue seleccionada del catálogo de la marca ZF. Se calculó los claros mínimos para conocer el diámetro máximo de la hélice y según la potencia del motor se calculó las revoluciones, pero al no tener esa razón se seleccionó 3.5 al ser la más próxima. El modelo seleccionado fue ZF W350-1 y sus detalles se presenta en el Apéndice E.

#### 3.3.3.1 Cálculo de claros mínimos según IACS

**Tabla 3.7 Claros mínimos**

PROPELLER - Clearance			
Parameter	Design	Program	Units
z	4	4	[-]
a	248,2	312	[mm]
b	335,07	422	
c	124,1	156	
d	43,435	55	
D	1241	1560	

#### 3.3.3.2 Estimación de la razón de reducción

**Tabla 3.8 Razón de reducción**

GearBox	Theoretical	Catalogue-Mot.	Catalogue-Red.
BHP	406,173	457	463,692
D	1,24	1,27	
Nprop	512	511	515
Nprop ABS	522	522	
Nmotor	1800	1800	1800
Reduction	3,515625	3,522504892	3,5

### 3.3.4 Diseño de hélices

#### 3.3.4.1 Condiciones de operación de la hélice

El diseño de la hélice fue desarrollado usando el programa DISPROP. Se especificaron las revoluciones, diámetro de la hélice, potencia en el propulsor y los valores hidrostáticos según la condición de carga (Apéndice F). El diseño consideró la condición más pesada y para comprobar la velocidad se verificó en la condición ligera.

### 3.3.4.2 Relación P/D

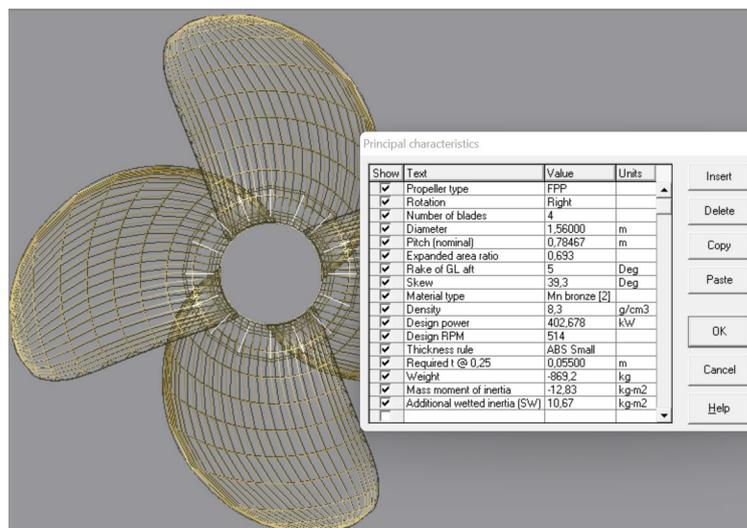
Con el programa se analizaron 3 diámetros y 3 valores de RPM diferentes igualmente espaciados. Se observó que la eficiencia propulsiva aumentaba con diámetros mayores y a menores revoluciones. Se seleccionó la mejor opción que se resume en la tabla 3.9.

**Tabla 3.9 Resultados para hélice**

PROPELLER DESIGN			
Parameter	Design	Program	Units
D	1,24	1,56	[m]
Ae/Ao	0,490	0,6	[-]
z	4	4	
Nprop	514	514	[RPM]
Speed ship	10	10,08	[knots]
P/D	1,00	0,503	[-]
$\eta_p$	0,52	0,48	
Th	33218,60	45873,80	[N]
TorqH		7475,44	[N*m]
Rt	51497,00	52214,40	[N]

### 3.3.4.3 Modelado de la hélice

La hélice fue modelada mediante PopCad. Para modelar se usó los resultados de DISPROP y considerando características de hélices de tipo B-Wageningen. En la Figura 3.8 se presenta el modelo 3D de la hélice y sus características principales que fueron obtenidos.



**Figura 3.8 Características de hélice**

### 3.3.5 Estudio de la línea de ejes

#### 3.3.5.1 Cálculo y selección del diámetro del eje

El diámetro de los ejes fue calculado por dos métodos. Se consideró la potencia, revoluciones y resistencia del material, aplicando las reglas DNV-GL y la calculadora de ejes de (Kelly-Hélices, 2022). Se seleccionó en catálogo de Salé Diesel ejes 40375400AM de 75 mm de diámetro que era el inmediato superior mayor de los métodos utilizados. (Apéndice G).

**Tabla 3.10 Selección d-eje**

SHAFT		
Parameter	Value	Units
F	100	Factor DNV
k	1	Factor DNV
Pe	287,74	kW
No	515	RPM
StressB	725	Mpa
Dmin	71	[mm]
	2,8	[in]
Hélices-Propelas	2,5	
Solé Diésel	75	[mm]

#### 3.3.5.2 Longitud del eje y descansos

Los descansos fueron ubicados según recomendaciones de Caterpillar (Flores, 2002). El primer descanso fue ubicado a 20 veces el diámetro del eje desde el reductor, mientras que los demás descansos estaban fuera de rango al tratarse una línea de ejes de máximo 4.4 metros. Se colocó el primer descanso a 1.5 metros y un arbotante que minimice el efecto del peso de la hélice a 500 mm.

**SISTEMAS DE PROPULSIÓN: recomendación Caterpillar:**

**Shaft-Bearing Spacing Formula**

$$F_t = \sqrt{\frac{3.21 \times D_s}{RPM}} \times \sqrt[4]{\frac{E}{Dens}}$$

Where:

F<sub>t</sub> = Shaft-bearing spacing, in feet

D<sub>s</sub> = Propeller shaft diameter, in inches

RPM = Propeller shaft speed, in revolutions per minute

E = Modulus of elasticity of shaft material, in PSI

Dens = Density of shaft material, in pounds per cubic inch

Franklin Jhonny Dominguez

**Tabla 3.11 Espacio entre descansos**

Shaft-Bearing Spacing - Strength of materials		
First Bearing	1500	
D	75	[mm]
Th	3,32E+04	[N]
Tm	1,83E+03	[N*m]
p	0,340	[N/mm]
Density	0,000	[N/mm <sup>3</sup> ]
Normal Stress	7,519	
Shear Stress	22,147	[N/mm <sup>2</sup> ]
Von misses	39,089	
Bending moment	1,13E+06	[N*mm]
L	5,165	[m]

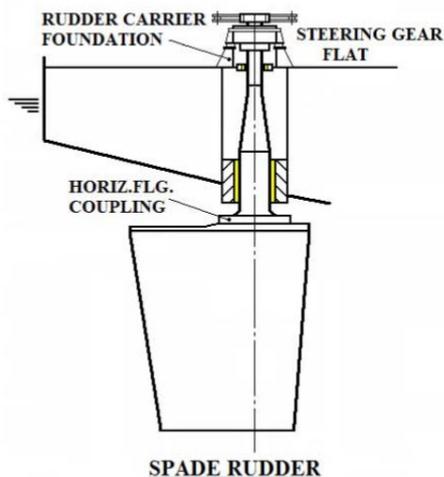
Shaft-Bearing Spacing - CAT		
Lcat	7,930	[m]
Lcat	2,417	[ft]
Ds	3	[in]
RPM	515	[rpm]
E	27527	PSI
Dens	0,282	lb/in <sup>3</sup>

### 3.3.6 Rediseño de las palas

El timón fue dimensionado según el tipo y criterios de operación. Se analizó que el timón seleccionado cumpla con el criterio de avance, del diámetro de giro y diámetro táctico de evolución. La configuración seleccionada fue spade rudder y cumple requerimientos de la OMI, (Martis, 2006).

#### 3.3.6.1 Tipo de configuración

El tipo de timón considerado en el proyecto es “spade rudder”, tal como se muestra en la siguiente figura.



**Figura 3.9 Configuración del timón [DNV, 2017]**

### 3.3.6.2 Características de la pala

La tabla 3.12 muestra las dimensiones principales del timón y los resultados del cálculo de los tres criterios de diseño considerados, de los cuales se observa que son inferiores a los máximos permitidos según la referencia mencionada.

**Tabla 3.12 Diseño de palas**

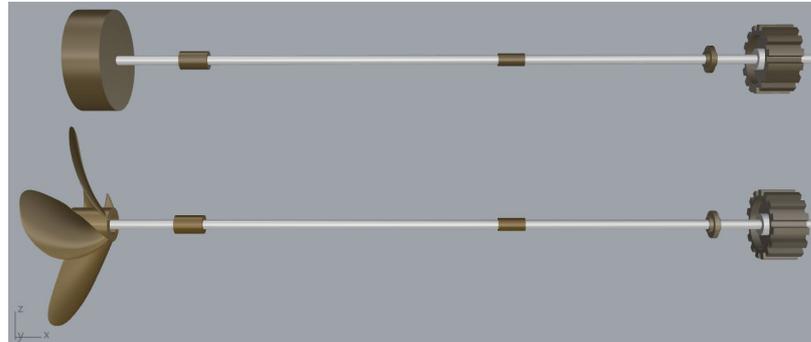
RUDDER		
Parameter [Unit]	Value	Description
H [m]	1,68	Rudder stock height
t [m]	0,162	Thickness
c [m]	0,851	Middle rope
Lambda	1,7	Elongation ratio
t/c, E	0,19	Thickness ratio
Ar	1,230	Rudder area
Ad [m2]	81,996	Drift area
h [m]	2,1	Elbow opening
Ar/Ad	1,5%	Literature
CRITERIA		
DG [m]	110,831	<b>Turning diameter</b>
Lpp [m]	40	Length between perpendiculars
Cb	0,761	Block Coeff.
DELR [°]	35	Rudder angle
B [m]	12,4	Beam
AR [m2]	1,229943	Rudder side area
T [m]	2,068	Draft
NTI	2	# Rudders
V [knot]	10	Speed
AB [m2]	0	Bulb projected area
DG/Lpp	2,771	Relation
Max IMO	4,641	IMO
DT [m]	142,655	<b>Evolution tactical diameter</b>
Max IMO	244,6	IMO
DT/Lpp	3,566	Relation
ADVC	127,238	<b>Advance</b>
Max IMO	180	IMO

### 3.3.7 Estudio de vibración lateral

La posibilidad de resonancia en vibración lateral fue analizada mediante 3 métodos diferentes. Se consideró la formulación de Panagopulos, método de diferencias finitas con 100 nodos y método de elementos finitos, en los cuales se obtuvo una máxima variación del 30%. Esto se debe a que el último simula las masas e inercias de los elementos de forma simplificada y no considera la condición de empotramiento entre el eje y la reductora. La resonancia ocurre cuando se trabaje al 65% de la máxima RPM, condición que puede ser mejorada si se reduce el diámetro del eje y con eso la frecuencia natural.

### 3.3.7.1 Esquema del sistema

En la Figura 3.10 se muestra el modelo con sólidos del sistema utilizado para el análisis en el software ANSYS Workbench. Para simplificar el análisis se consideró discos con masa e inercia similar a la real de cada elemento.



**Figura 3.10 Modelado del sistema**

### 3.3.7.2 Cálculo de la masa e inercia añadida

En el propulsor aparecen efectos hidrodinámicos como la masa e inercia añadida que fueron calculados según la formulación de Parson y Vorus (Tabla 3.13).

**Tabla 3.13 Masa-Inercia añadida**

Parson and V.		
Torsional/Axial	11	55
Parameter	Mass [kg]	Inertia [kg*m2]
mii	0,11968	0,00554
LSC(mii)	0,67659	1,50167
Dry	869,2	12,83
Added	315,097	78,783
Virtual	1184,297	91,613

### 3.3.7.3 Estimación de la frecuencia natural mediante Panagopulos

**Tabla 3.14 Resultados Panagopulos**

Panagopulos		
Parameter	Value	Units
Dshaft	0,075	m
Density	7800	kg/m3
E	2,00E+11	N/m2
Ic, Inertia-Shaft	1,55E-06	m4
Id, Inertia-Propeller	91,613	kg*m2
b, cantiliver	0,5	m
l, spacing betw. supp.	2,287	m
m, Mass-Propeller	1184,297	kg
u, distributed shaft mass	34,459	kg/m
Wo	26,721	[rad/s]

### 3.3.7.4 Estimación de $\omega_0$ con diferencias finitas

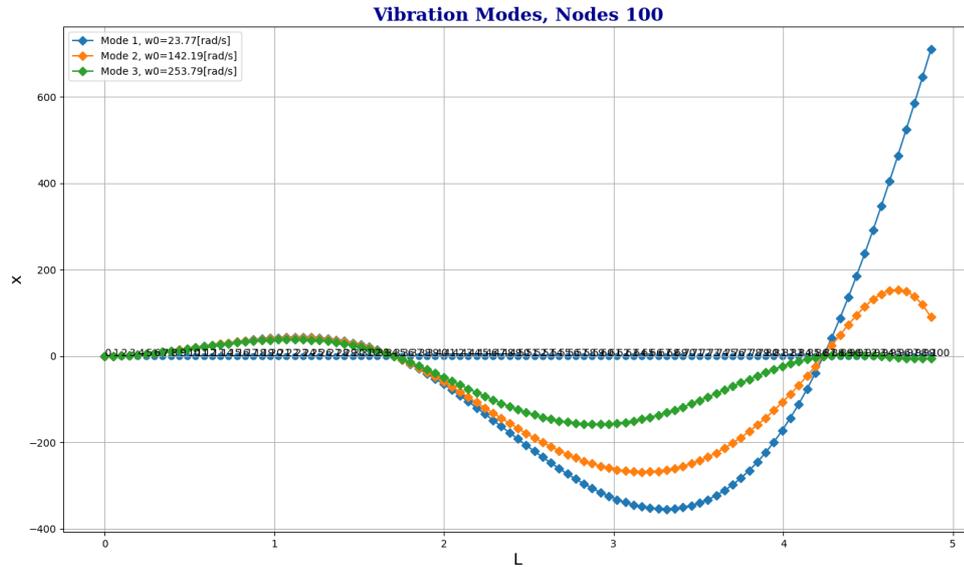


Figura 3.11 Resultados Diferencias-Finitas

### 3.3.7.5 Estimación de $\omega_0$ con elementos finitos

Utilizando el software ANSYS y elementos sólidos se obtuvo el siguiente resultado en respuesta al análisis de la vibración lateral del sistema planteado.

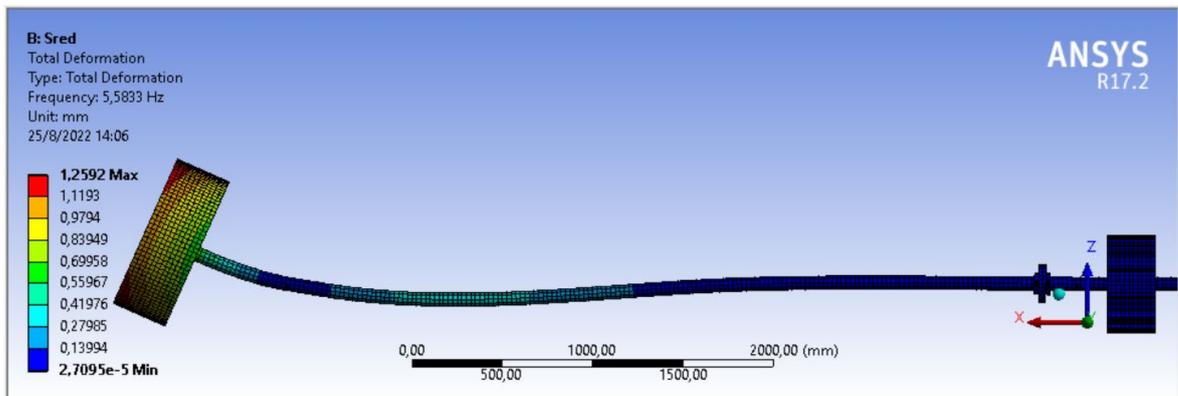


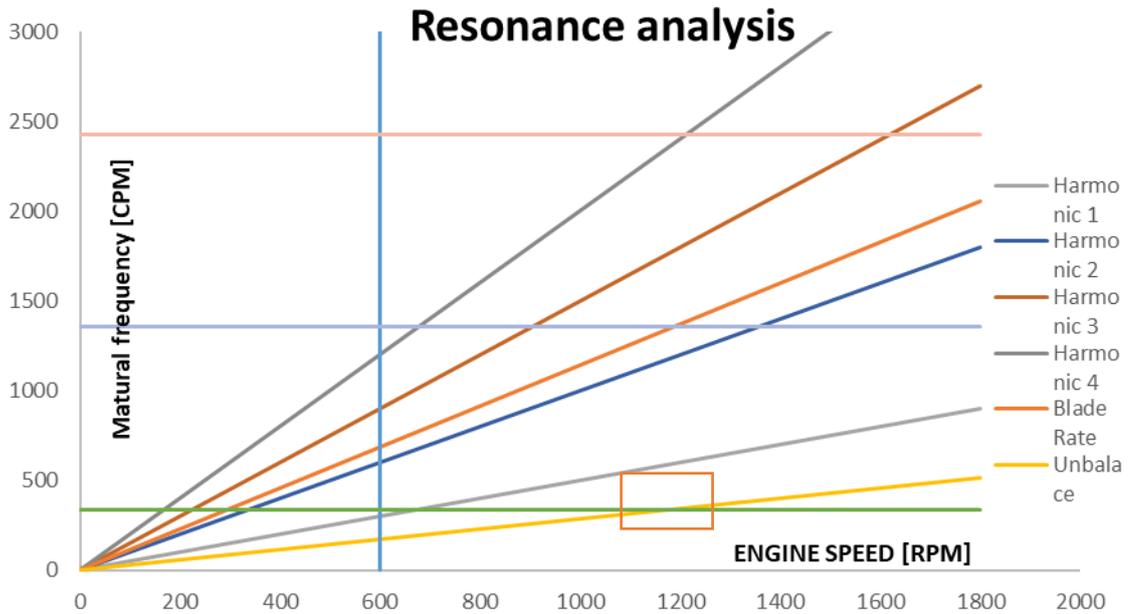
Figura 3.12 Resultados FEM

### 3.3.7.6 Análisis de resonancia

A continuación, se presenta el resultado de la frecuencia natural calculada con los tres métodos mencionados.

**Tabla 3.15 Comparación de frecuencias**

Comparison	Method		
	Panagopulos	Finite Diff.	MEF
Wo1 [rad/s]	26,721	23,770	35,081



**Figura 3.13 Análisis de resonancia**

### 3.3.8 Selección de elementos de acople y soporte

El sistema propulsor pudo seleccionarse de la marca WEST MEKAN con sistema del tipo Fixed Pitch Propeller (PF) y la Figura 3.14 muestra su configuración, pero al no tener seguridad en la construcción no se obtuvo respuesta. Los elementos fueron seleccionados en catálogo en función de su material y del diámetro del eje.



**Figura 3.14 Sistema propulsor compacto [WEST MEKAN, 2022]**



### 3.4.1.1 Curvas KN

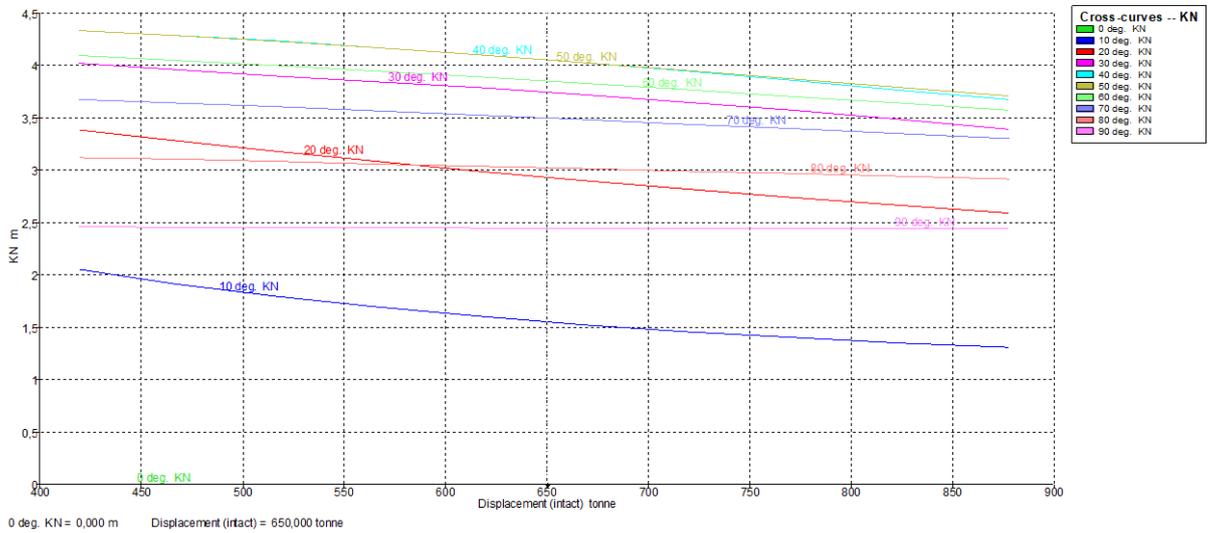


Figura 3.16 Curvas KN

### 3.4.1.2 Resultados hidrostáticos y lastre por condición

Los principales resultados se presentan en la siguiente figura y el complemento en el Apéndice K.

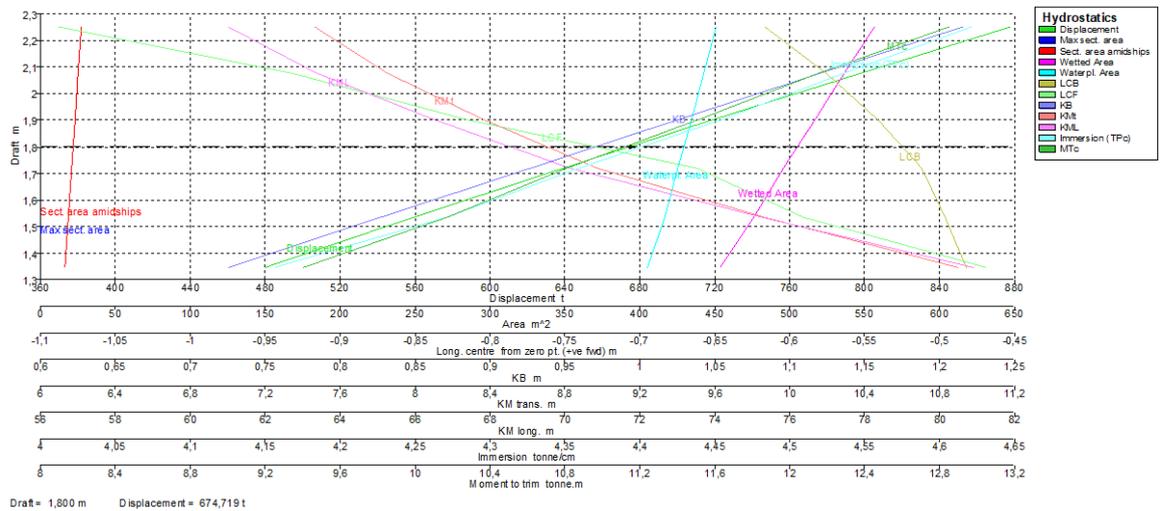
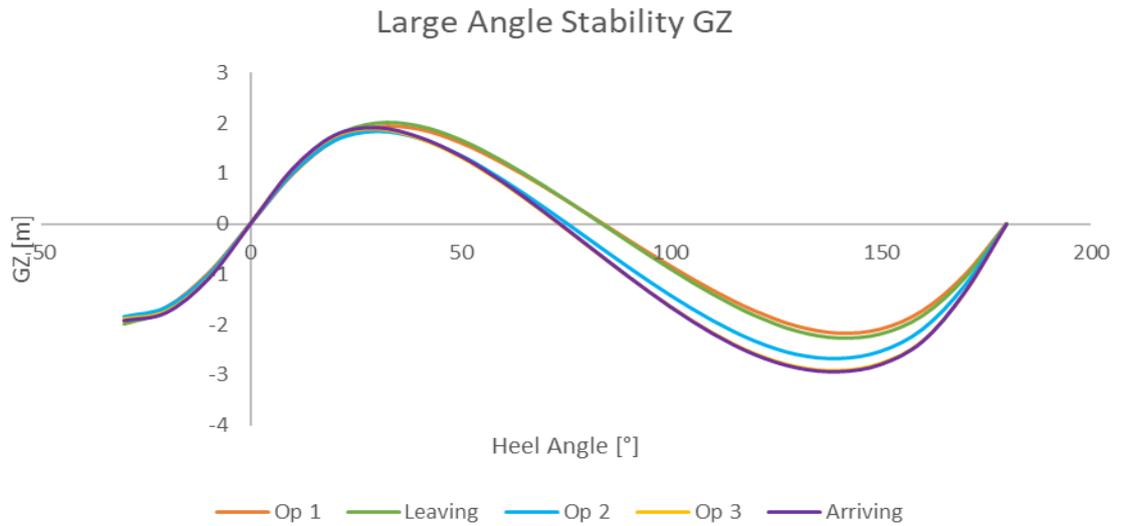


Figura 3.17 Resultados-Hidrostáticos

### 3.4.1.3 Criterios de aprobación

La Figura 3.18 muestra los resultados de curvas GZ que satisfacen los requerimientos de la OMI y en el Apéndice L se presenta los criterios aprobados.

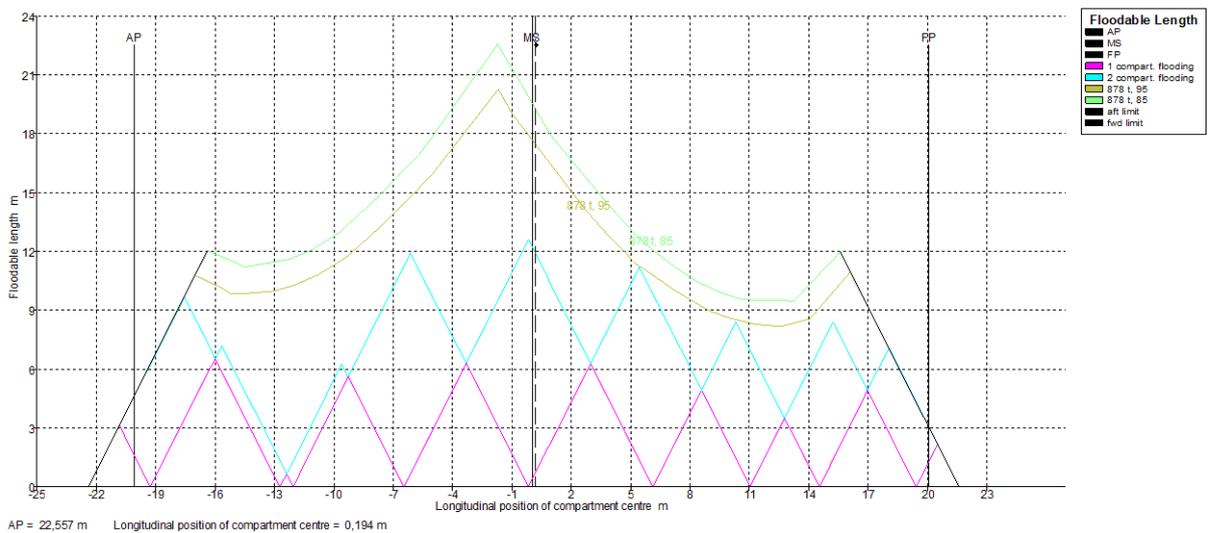


**Figura 3.18 Curvas GZ**

### 3.4.2 Estabilidad en avería

En avería se consideró inundación en sala de máquinas en caso simétrico y en pique de proa en caso asimétrico donde se obtuvo un ángulo de escora permanente inicial. La embarcación superó los valores mínimos (Apéndice L) y al igual que la condición intacta, en el Apéndice K se muestran las capacidades de lastre requeridas para satisfacer los requerimientos de la OMI.

#### 3.4.2.1 Eslora inundable



**Figura 3.19 Eslora inundable**

### 3.4.2.2 Resultados hidrostáticos y lastre por condición

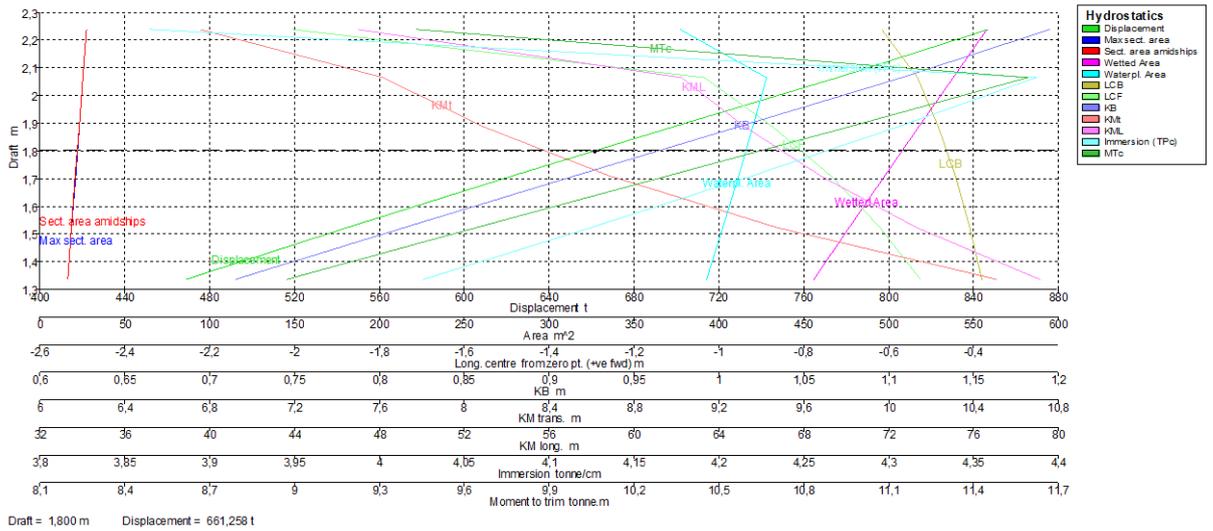
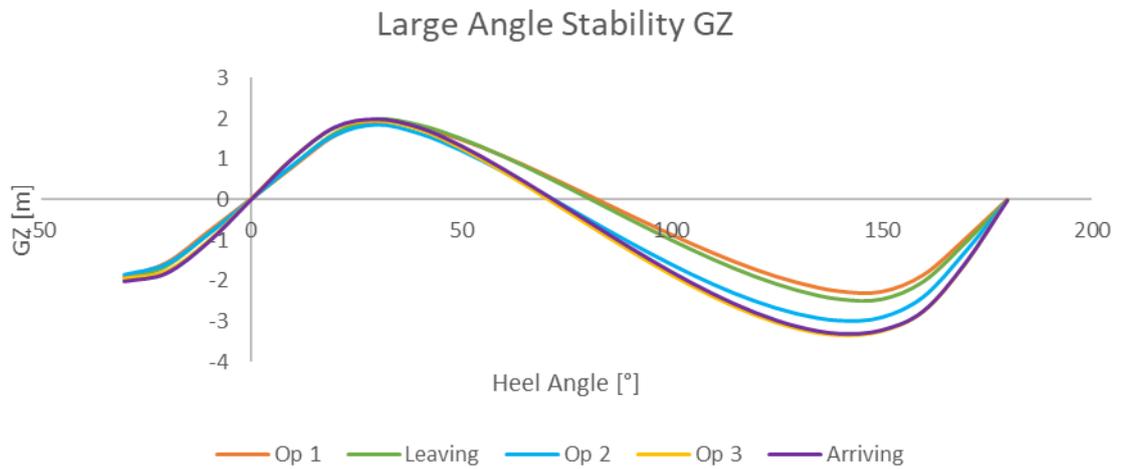
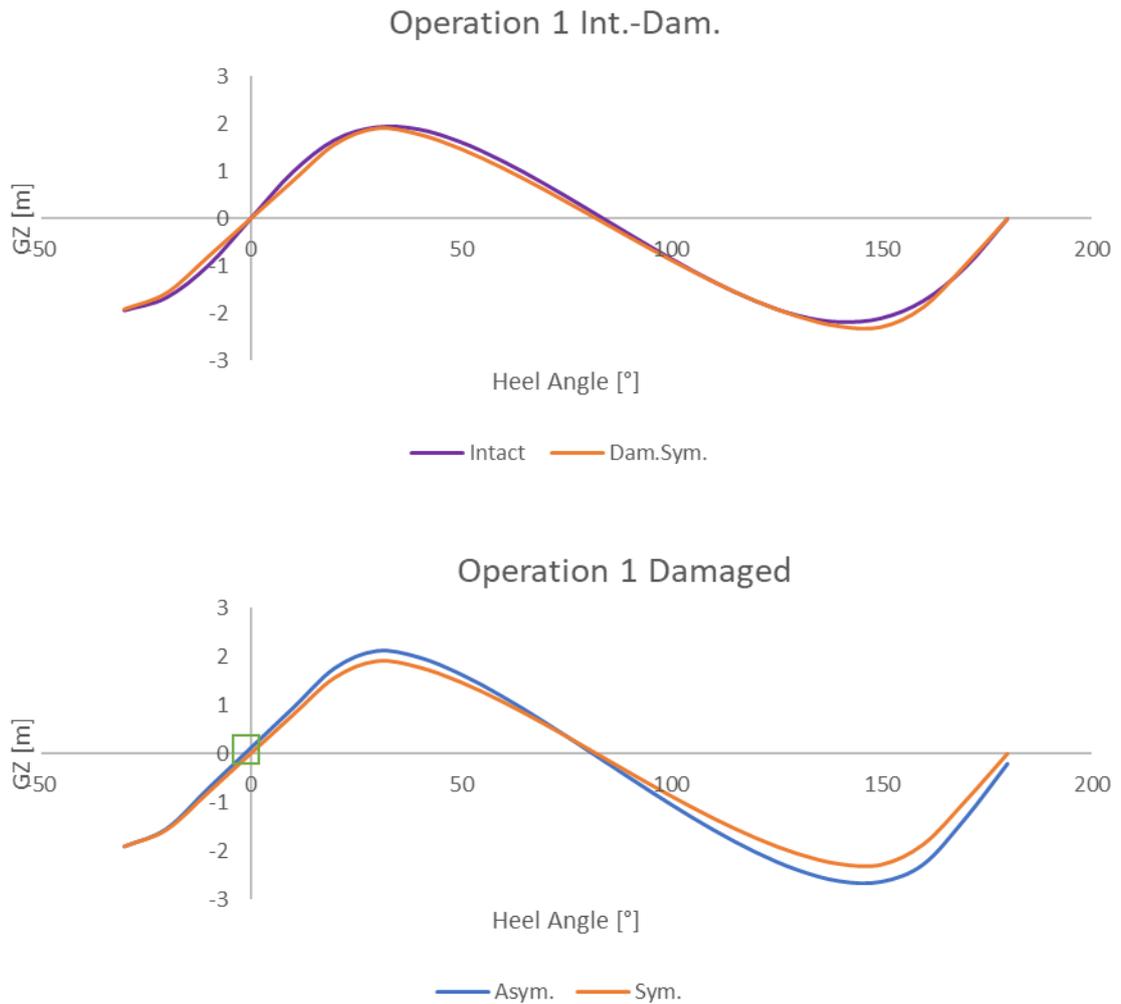


Figura 3.20 Resultados-Hidrostáticos-C\_Avería

### 3.4.2.3 Resultados de avería simétrica y asimétrica

Las siguientes ilustraciones muestran la variación de las curvas GZ según la condición en estabilidad en avería y en el Apéndice L se muestra los criterios que satisface la estación móvil.





**Figura 3.21 Curvas GZ-Avería**

### 3.5 Análisis dinámico del buque en olas

La estación móvil diseñada superó los requerimientos de balance, cabeceo, aceleración vertical y probabilidad de mareo en la tripulación. El balance del barco mejoró con la inclusión de la quilla, pero la aceleración no se logró reducir como se esperaba, probablemente se deba al elevado valor de GMT y su incidencia en la frecuencia natural. Los parámetros comparados no superan los límites recomendados por el estudio "Total ship operability" de (Ghaemi, 2017).

#### 3.5.1 Condiciones de operación

La condición de carga analizada no presentó problemas. El caso crítico del buque analizado fue con velocidad 0 y bajo factor de amortiguamiento, estado de mar 3, olas incidiendo por el costado y alto porcentaje de llenado de los tanques y consumibles; sin embargo, también se analizó con velocidad de diseño en dónde

la respuesta dinámica de la estación mejoró. Se evidenció que la respuesta del buque favorece a la conformidad de los tripulantes cuando navega a su velocidad de diseño.

### 3.5.2 Estimación de $\omega_0$ del buque

**Tabla 3.16 Freq.Natural**

Natural Frequency					
Data	Op. 1	Leaving	Op. 2	Op.3	Arriving
CB	0,763	0,763	0,751	0,751	0,714
A superst.[m2]	116,480	116,480	116,480	116,480	116,480
A[m2]	35,570	35,570	35,570	35,570	35,570
L[m]	44,000	44,000	44,000	44,000	44,000
Lpp[m]	39,452	38,917	38,409	37,240	37,181
B[m]	12,400	12,400	12,400	12,400	12,400
T[m]	2,068	1,936	1,789	1,505	1,491
D[m]	4,500	4,500	4,500	4,500	4,500
f	0,133	0,133	0,133	0,133	0,133
Cu	0,839	0,839	0,839	0,839	0,839
He	5,402	5,414	5,426	5,455	5,457
$(K_{xx}/B)^2$	0,122	0,128	0,135	0,153	0,157
$K_{xx}$ [m]	4,337	4,433	4,551	4,851	4,907
%B	34,976	35,751	36,700	39,121	39,576
Mass(kg)	749600	735100	670900	547800	544400
$\Delta$ [m3]	731,317	717,171	654,537	534,439	531,122
GMT [m]	4,402	4,993	4,960	5,898	5,976
Virtual Inertia [Nm*s2]	1,41E+07	1,44E+07	1,39E+07	1,29E+07	1,31E+07
Restoring effect [Nm]	3,23E+07	3,60E+07	3,26E+07	3,17E+07	3,19E+07
$\omega_0$ [1/s]	1,514	1,578	1,532	1,567	1,559
t[s]	4,149	3,982	4,101	4,009	4,029

### 3.5.3 Cálculo del coeficiente de amortiguamiento

**Tabla 3.17 Factor de amortiguamiento en rolo con quilla de balance a 45°**

Damping Coefficient - Himeno					
Data	Op. 1	Leaving	Op. 2	Op.3	Arriving
B44 Crit. [kg*m2/s]	4,271E+07	4,559E+07	4,257E+07	4,041E+07	4,089E+07
$I_{xx}$ [kg*m2]	1,410E+07	1,445E+07	1,389E+07	1,289E+07	1,311E+07
$\omega_0$ [rad/s]	1,514	1,578	1,532	1,567	1,559
B44 hat Himeno	0,037	0,037	0,037	0,037	0,037
B44	5,404E+06	5,300E+06	4,837E+06	3,949E+06	3,925E+06
B/Bcrt	0,127	0,116	0,114	0,098	0,096

Damping Coefficiente - Bhattacharyya		
L	144,357	[ft]
B	40,682	
d	6,398	
Lbk	48,130	
Wbk	1,31	
Abk	63,050	[ft2]
$f_i$	0,785	[rad]
Despl	749,600	[ton]
B/Bcrt	0,156	

### 3.5.4 Resultados de la respuesta dinámica

#### 3.5.4.1 Balanceo, cabeceo y aceleración vertical

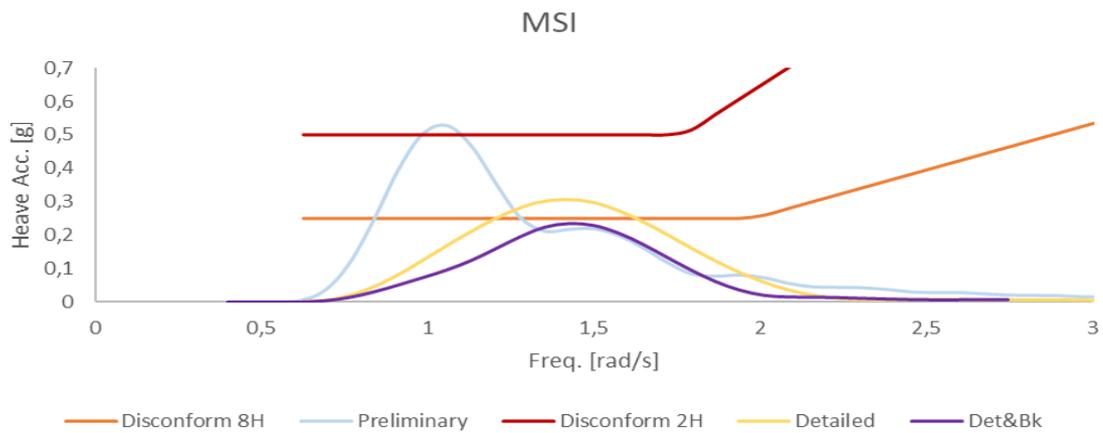
En la tabla 3.17 se presenta los resultados obtenidos en la etapa preliminar y en detalle, con y sin quilla de balance en la cual se evidencia la necesidad de inclusión de la quilla de balance de 40 cm de ancho ya que la respuesta dinámica era superior a la recomendada por la referencia previamente mencionada.

**Tabla 3.18 Resultados dinámicos**

Dynamic Response				
Parameter	Stage			Units
	Preliminary	Detailed	Det. & Bk	
Length	41,321	39,45	39,45	[m]
Beam	15	12,4	12,4	
Draft MS	2,2	2,068	2,068	
Trim	0,24	0,22	0,22	
KG	2,427	2,7	2,7	
Wave Inc.	90 - 180			
Damping Fct.	0,098			[-]
Sea State	3			
Pitch motion [1,5]	1,38	1,56	1,49	[°]
Roll motion [6]	11,74	7,97	5,13	
Heave Acc. [0,275]	0,528	0,306	0,234	[g]
MSI 30 min	<input checked="" type="checkbox"/>	<input checked="" type="checkbox"/>	<input checked="" type="checkbox"/>	[-]
MSI 2h	<input checked="" type="checkbox"/>	<input checked="" type="checkbox"/>	<input checked="" type="checkbox"/>	
MSI 8h	<input checked="" type="checkbox"/>	<input checked="" type="checkbox"/>	<input checked="" type="checkbox"/>	

#### 3.5.4.2 Probabilidad de mareo, MSI

La Figura 3.22 muestra la variación de la aceleración vertical en cada etapa de diseño. La curva morada que representa la estación diseñada con quilla de balance está por debajo de la naranja que representa a que aceleración la tripulación se marearía luego de 8 horas de navegación, como se observa, no existe áreas entre estas curvas por lo que no se espera que la tripulación se maree.



**Figura 3.22 Resultados MSI**

### 3.6 Viabilidad económica

La viabilidad económica del proyecto fue analizada mediante conceptos de VAN y TIR. Se realizó el flujo de caja considerando una vida útil de 30 años, el costo de construcción según factores del mercado local, los costos de operación, el dinero que se ahorraría en combustible por asistencia a las lanchas y al helicóptero y se aproxima un ingreso ficticio fruto del decomiso de sustancias ilícitas. Se ha considerado ubicar la estación a 40 mn de la costa a la altura del retén de Esmeraldas, este parámetro es importante porque indica el nivel de ahorro de combustible. En la tabla 3.21 se muestra que se obtuvo la TIR de 57% y el VAN de 7.5 millones por lo que el proyecto es rentable económicamente ya que las dos cantidades son positivas; pero no hay que olvidar que se están considerando ingresos ficticios. Apéndice M

#### 3.6.1 Ahorro de combustible

**Tabla 3.19 Ahorro-Combustible**

Fuel budget			
Element	Helicopter	380	[-]
Control-point	Esmeraldas		
# Elements	1	3	
# Operations	4	4	
Tanks capacity	331	318	[gal]
Cg-Aug11	\$ 3,83	\$ 5,12	[\$/gal]
Ct/week	\$ 6.000,00	\$ 20.000,00	
Ct/month	\$ 24.000,00	\$ 80.000,00	
Ct/year	\$ 288.000,00	\$ 960.000,00	
Reduction factor	49,4%		[-]
Savings	\$ 142.000,00	\$ 474.000,00	
<b>Total</b>	<b>\$ 616.000,00</b>		

### 3.6.2 Costo del proyecto

**Tabla 3.20 Costos**

DATA		
Parameter	Value	Unit
Construction cost	6	USD/kg
% per weld	8%	-
Cost primer for plates	1,25	USD/m2
Blasting	19,5	USD/m2
Number of layers-primer	1	-
Painting plan - 3 Layers	Various	USD/m2

COSTS OF CONSTRUCTION	
Construction cost	\$ 2.171.000
Painting plan	\$ 24.000
Blasting (without IVA)	\$ 212.000
Paint	\$ 27.000
<b>Total</b>	<b>\$ 2.434.000</b>

Summary	
Habitability	\$ 72.000
Structure	\$ 2.434.000
Machinery	\$ 1.692.000
Engineering	\$ 101.000
Maneuvers	\$ 90.000
<b>Final cost</b>	<b>\$ 4.400.000</b>

### 3.6.3 Proyección económica

**Tabla 3.21 TIR-VAN**

Year	Cash flow					
	0	1	2	3	4	30
Incomings		\$ 3.484.000,00	\$ 3.499.000,000	\$ 3.513.000,000	\$ 6.413.000,000	\$ 6.413.000,000
Cost Operation		\$ -327.000,00	\$ -334.920,00	\$ -342.840,00	\$ -342.840,00	\$ -342.840,00
Maintenance					\$ -440.000,00	
Depreciation		\$ -220.000,00	\$ -220.000,00	\$ -220.000,00	\$ -220.000,00	\$ -220.000,00
Income before employee participation		\$ 2.937.000,00	\$ 2.944.080,00	\$ 2.950.160,00	\$ 5.410.160,00	\$ 5.850.160,00
Worker participation		\$ -440.550,00	\$ -441.612,00	\$ -442.524,00	\$ -811.524,00	\$ -877.524,00
Income before taxes		\$ 2.496.450,00	\$ 2.502.468,00	\$ 2.507.636,00	\$ 4.598.636,00	\$ 4.972.636,00
Taxes		\$ -624.000,00	\$ -625.617,00	\$ -626.909,00	\$ -1.149.659,00	\$ -1.243.159,00
Net profit		\$ 1.872.450,00	\$ 1.876.851,00	\$ 1.880.727,00	\$ 3.448.977,00	\$ 3.729.477,00
Depreciation		\$ 220.000,00	\$ 220.000,00	\$ 220.000,00	\$ 220.000,00	\$ 220.000,00
Initial investment	\$ -4.400.000,00					
<b>CASH FLOW</b>	<b>\$ -4.400.000,00</b>	<b>\$ 2.100.000,00</b>	<b>\$ 2.100.000,00</b>	<b>\$ 2.100.000,00</b>	<b>\$ 3.700.000,00</b>	<b>\$ 3.900.000,00</b>

Rate	25%
VAN	\$11.900.000,00
TIR	<b>57%</b>

# CAPÍTULO 4

## 4. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

El presente proyecto correspondiente a la ingeniería de detalle de una estación guardacostas móvil para la Armada satisface los requerimientos internacionales sobre la seguridad en la navegación. Estructuralmente la estación, pese a no ser tema de estudio de esta etapa, satisface los requerimientos de la sociedad de clasificación DNV con un factor de seguridad superior a 2. La respuesta estática y dinámica bajo diferentes condiciones de carga es adecuada y conforme a las exigencias de la OMI y del estudio "Total ship operability". La estación cuenta con la estructura y respuesta adecuada para la navegación en el punto de interés.

La proyección económica respalda la inversión a una buena tasa de interés. Se consideró la reducción del consumo de combustible, pero además se cuantificó con la mayor exactitud posible los beneficios económicos que están ligados a los resultados de las operaciones de control que realiza la institución, por ejemplo, toneladas o galones de sustancias decomisadas, lanchas aprendidas y vidas humanas salvadas. Una gran limitación para este trabajo fue la accesibilidad a la información presupuestaria del mercado local.

El lugar donde se ubicaría la estación móvil corresponde a un punto cercano a la capitanía de Esmeraldas. Se ha enfocado el punto con mayor problema de vigilancia, pero extraoficialmente también se analizaron dos puntos más, en los que se obtuvieron viabilidades similares. Los estudios económicos realizados permiten colocar la estación en esos puntos y obtener resultados similares, o en su defecto, producir más de una estación para cubrir todos los puntos analizados.

### 4.1 Conclusiones

La proa y la popa fueron modificadas para mejorar la eficiencia y vida útil del buque. Considerando las formas típicas de barcasas oceánicas en los piques de proa y popa se incluyó ángulos de astilla muerta. Se cambió de forma plana a en-V para reducir el daño en las planchas del casco dado el impacto de las olas al navegar. En la popa también se redujo el ángulo de levante del codaste para reducir la probabilidad de generación de flujo turbulento que la hélice recibe y afecta su rendimiento propulsivo.

Se seleccionó una grúa de 13 toneladas a 9.3 metros de brazo para cumplir con el requerimiento de ayuda logística y técnica que la estación móvil debe brindar en cubierta principal y se estableció 50 cm como distancia mínima de separación para el izaje de la carga. Para la ayuda logística se cuenta con una capacidad volumétrica total de combustibles de 332 metros cúbicos, además de que los tanques cuentan con las separaciones necesarias para evitar el efecto de superficie libre que produce una elevación virtual del centro de gravedad. Las lanchas, helicóptero y el personal militar podrán ser asistidos en alta mar durante 90 días.

La estación móvil diseñada satisface los requerimientos de estabilidad intacta y en avería de la OMI en diferentes condiciones de carga, pero necesita ser lastrada en algunas condiciones de carga para evitar que el trimado exceda el 1% de la eslora. Por otro lado, el elevado valor de GMT producto de su gran inercia transversal perjudica la respuesta dinámica que está en el límite según las recomendaciones.

Al rediseñar completamente el sistema propulsor usando el programa DISPROP se obtuvo que se requiere una potencia de 1067 HP, una razón de reducción de 3.5:1 y una hélice de 1.56 metros de diámetro de la serie B de Wageningen para vencer la resistencia al avance cuando el buque navegue a 10 nudos en condición de máxima carga. El análisis de vibración lateral del sistema propulsor considerando los equipos de conexión y soporte seleccionados en catálogo local y extranjero según el diámetro del eje indica que la resonancia se producirá al 65% de las revoluciones totales.

La respuesta en olas de la estación móvil diseñada mejoró con la reducción de la manga, pero los parámetros analizados seguían siendo superiores a los estándares recomendados por lo que se incluyó una quilla de balance. Al reducir la manga en 17.33% sin afectar los requerimientos en cuanto a distribución, se logró disminuir 0.22 g en aceleración vertical y 3.77° en movimiento de balance. La quilla de balance de 40 cm de ancho permitió alcanzar el límite aceptado en cuanto a los parámetros mencionados con lo que la probabilidad de mareo luego de ocho horas de exposición fue nula.

Finalmente se concluye que el proyecto, bajo el método de cuantificación de los beneficios sociales seleccionado, es viable económicamente ya que se obtuvo una tasa interna de retorno del 57% además de un valor presente neto de

aproximadamente 7.5 millones de dólares en un período de 30 años bajo una tasa de interés del 25% que normalmente es la vida útil para este tipo de barcos. Es económicamente viable ya que estos dos indicadores fueron positivos.

## **4.2 Recomendaciones**

La eslora inundable está en el límite de lo recomendado por la OMI, por lo que se recomienda reubicar los mamparos de las zonas de interés según los espaciamientos de las cuadernas y sin que afecte la distribución general requerida por el armador.

Para reducir el porcentaje de operación donde ocurriría resonancia en vibración lateral se recomienda disminuir la frecuencia natural del sistema a través de la selección de un diámetro del eje propulsor menor. Esto se puede lograr considerando un material cuyas características mecánicas sean superiores a la seleccionada.

Para reducir aún más la respuesta dinámica de la estación, se recomienda revisar y mejorar el valor de GMT, que es alto y produce una frecuencia natural elevada; con la reducción de la manga se redujo estos parámetros, pero están en el límite. Posiblemente un tubo en U pueda ayudar en este efecto.

Para optimizar los beneficios de forma automática conforme se cambia la posición donde se ubique la estación se recomienda programar un código cuya entrada sea la posible ubicación de la estación y de las capitanías. Además, los beneficios sociales fueron cuantificados de una forma, sin embargo, se puede desarrollar un análisis diferente y más profundo.

Se recomienda precisar las cotizaciones de la maquinaria tomando en cuenta la afinidad hacia una marca de confianza del armador ya que la información presentada fue obtenida mediante relaciones, de proyectos con maquinarias parecidas.

# BIBLIOGRAFÍA

- Baquero, A. (1981). *Análisis del comportamiento del buque bajo la acción del timón. Efectos hidrodinámicos*. Madrid: Universidad politécnica de Madrid.
- Bhattacharyya, R. (1978). *Dynamics of marine vehicles*. Nueva York: John Wiley & Sons.
- Boudesseul, J.-F., & López, A. (2017). *Análisis hidrodinámico y de estabilidad de un buque petrolero*. Bilbao: Universidad del País Vasco.
- Cabarcos, X. (2018). *Diseño de la línea de ejes de un buque de última generación*. Coruña: Universidad da Coruña.
- Carrión, F., & Enríquez, F. (2015). Frontera Marítima. *Perfil criminológico*, 4.
- CYTECMA. (2021). *Grúas hidráulicas marinas*. Barcelona: CYTECMA.
- Det Norske Veritas. (2017). *Propeller clearances*. DNV-GL.
- DIRNEA. (10 de Junio de 2022). *Dirección Nacional de los Espacios Acuáticos*. Obtenido de Organigrama de la Estructura Externa de la DIRNEA: <https://www.dirnea.org/organigrama>
- Eyres, D. J. (2001). *Ship construction* (Ilustrada ed.). UK: Butterworth-Heinemann. doi:9780750648875
- Flores, C. (2002). *Ingeniería en el mantenimiento de sistemas propulsivos*. Chile: Universidad Austral de Chile.
- Galindo, M. (2008). *Diccionario de Economía Aplicada: Política económica, economía mundial y estructura económica*. Madrid: Top Printer Plus.
- Ghaemi, H. (2017). *Total Ship Operability - Review, Concept and Criteria*. Poland: Polish maritime research.
- INEN. (2013). Seguridad en el uso de grúas. *Código de práctica ecuatoriano*, 15.
- Jama, H. (2021). *Diseño de Buques*. Guayaquil: ESPOL-FIMCM.
- Kelly-Hélices. (25 de Julio de 2022). *KELLY HÉLICES*. Obtenido de <https://heliceskelly.com/ejes/>
- Lewis, E. V. (1988). *Principles os Naval Architecture*. NJ: SNAME.

- Lynette, K., & Amunga, S. (15 de Febrero de 2015). *Use of reverse osmosis membrane technology in the desalination of sea water*. Obtenido de Kenya Engineer: <https://www.kenyaengineer.co.ke/use-of-reverse-osmosis-membrane-technology-in-the-desalination-of-sea-water/>
- Marín, J. R. (2021). *Ship Dynamics class notes*. Guayaquil: ESPOL.
- Martis, J. (2006). *Estudio comparativo de maniobrabilidad de un buque porta contenedores*. Chile: Universidad Austral de Chile.
- Mike, H. (4 de Diciembre de 2018). *Osmosis inversa & Sistemas de tratamiento de agua*. Obtenido de Pure Aqua INC: <https://es.pureaqua.com/sistema-de-desalinizacion-para-embarcaciones/>
- Miranda, A. (2021). *Diseño preliminar de una estación guardacostas móvil autopropulsada de 44 metros de eslora para la Armada del Ecuador*. Guayaquil: FIMCM.
- Moss, J., & Townsend, C. (1967). *Design considerations and the resistance of large, towed, seagoing barges*. Michigan: University of Michigan.
- Orejas, C. (2013). *Predicción de potencia y diseño de propulsores y timones*. La Coruña: Universidade da Coruña.
- Periodista, E. (27 de Octubre de 2010). *El diario.ec*. Obtenido de Las gabarras quedarán para control marítimo: <https://www.eldiario.ec/noticias-manabi-ecuador/170411-las-gabarras-que daran-para-control-maritimo/>
- Purwana, A., & Wirawan, A. (2015). Total resistance prediction of self propelled coal barge (SPCB) using Computational Fluid Dynamic. *Marine Engineering Department, Politeknik Perkapalan Negeri Surabaya*, 6.
- Ruda, R. (2015). *Elaboración de un manual de operación para izaje de carga de la empresa Colombia crane & service*. Duitama: Universidad Pedagógica y Tecnológica de Colombia.
- Sasmito, C., Sano, M., & Kadir, A. (2018). Improvement on Resistance Performance of Self-Propelled Barge in Indonesia. *International Society of Ocean, Mechanical and Aerospace Scientists and Engineers*, 59.

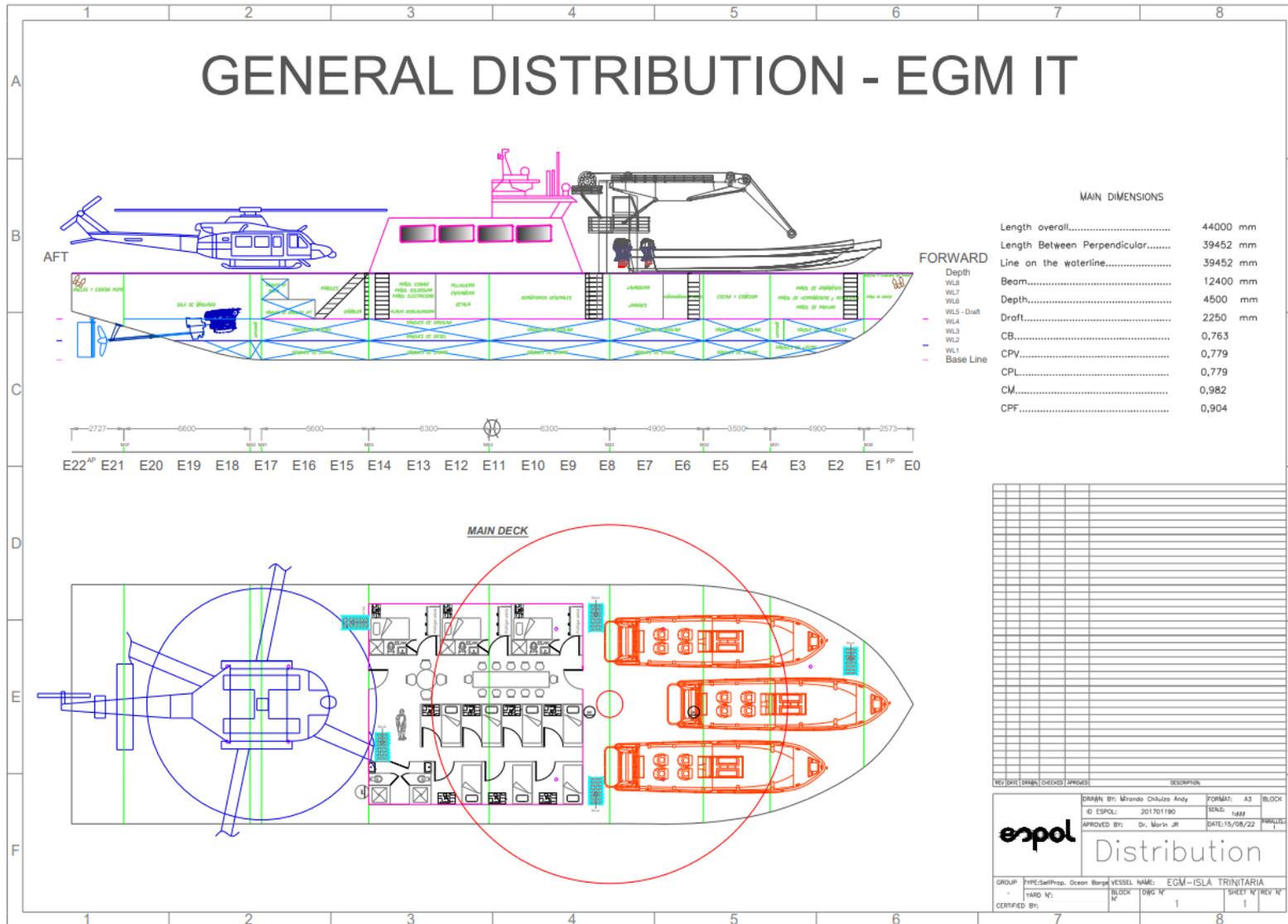
- Storch, R., Hammon, C., Bunch, H., & Moore, R. (1995). *Ship Production*. Centreville: Cornelle Maritime Press.
- Taggart, R. (1983). A study of barge hull forms. En *A.S.N.E.* (pág. 800). Netherlands: Archief-Technische Universiteit Delft.
- Tran Van Ta, Doan Minh Thien, & Vo Trong Cang. (2016). Evaluación de la confiabilidad del sistema de propulsión marina mediante análisis de árbol de fallas. *Revista Internacional de Ingeniería Mecánica y Aplicaciones*, 1-7.
- Villarroel, D. (20 de Julio de 2020). *Vibraciones en Buques*. Obtenido de LinkedIn: <https://www.linkedin.com/pulse/vibraciones-en-buques-daniel-villarroel-d-amico/?originalSubdomain=es>

# APÉNDICES



# APÉNDICE B

## GENERAL DISTRIBUTION - EGM IT





**Tabla A. 1 Coordenadas de tanques.**

Distribución de tanques							
Nombre	Densidad	Popa	Proa	Babor	Estribor	Superior	Fondo
Gasoline 03-BB	0,68	11,026	14,526	-5,45	-1,93	2,14	1
Gasoline 03-CL	0,68	11,026	14,526	-1,93	1,93	2,14	1
Gasoline 03-EB	0,68	11,026	14,526	1,93	5,45	2,14	1
Gasoline 02-BB	0,68	6,126	11,026	-5,45	-1,93	2,14	1
Gasoline 02-CL	0,68	6,126	11,026	-1,93	1,93	2,14	1
Gasoline 02-EB	0,68	6,126	11,026	1,93	5,45	2,14	1
Gasoline 01-BB	0,68	-0,173	6,126	-5,45	-1,93	2,14	1
Gasoline 01-CL	0,68	-0,173	6,126	-1,93	1,93	2,14	1
Gasoline 01-EB	0,68	-0,173	6,126	1,93	5,45	2,14	1
Diesel-01-BB	0,84	-6,473	-0,173	-5,45	-1,93	2,14	1
Gasoline -01-CL	0,68	-6,473	-0,173	-1,93	1,93	2,14	1
Diesel -01-EB	0,84	-6,473	-0,173	1,93	5,45	2,14	1
Diesel -02-BB	0,84	-12,073	-6,473	-5,45	-1,93	2,14	1
Diesel -02-CL	0,84	-12,073	-6,473	-1,93	1,93	2,14	1
Diesel -02-EB	0,84	-12,073	-6,473	1,93	5,45	2,14	1
Ballast -04-BB	1,025	-19,273	-12,73	-5,45	-1,93	1	0
Ballast -04-CL	1,025	-19,273	-12,73	-1,93	1,93	1	0
Ballast -04-EB	1,025	-19,273	-12,73	1,93	5,45	1	0
Ballast -03-BB	1,025	-12,73	-12,073	-5,45	-1,93	1	0
Ballast -03-CL	1,025	-12,73	-12,073	-1,93	1,93	1	0
Ballast -03-EB	1,025	-12,73	-12,073	1,93	5,45	1	0
Ballast -02-BB	0,913	-12,073	-6,473	-5,45	-1,93	1	0
Ballast -02-CL	0,913	-12,073	-6,473	-1,93	1,93	1	0
Ballast -02-EB	0,913	-12,073	-6,473	1,93	5,45	1	0
Aguas Grises BB	0,913	-6,473	-0,173	-5,45	-1,93	1	0
Aguas Negras	0,913	-6,473	-0,173	-1,93	1,93	1	0
Aguas Grises EB	0,913	-6,473	-0,173	1,93	5,45	1	0
Ballast 01-BB	1,025	-0,173	6,126	-5,45	-1,93	1	0
Ballast 01-CL	1,025	-0,173	6,126	-1,93	1,93	1	0
Ballast 01-EB	1,025	-0,173	6,126	1,93	5,45	1	0
Ballast 02-BB	1,025	6,126	11,026	-5,45	-1,93	1	0
Ballast 02-CL	1,025	6,126	11,026	-1,93	1,93	1	0
Ballast 02-EB	1,025	6,126	11,026	1,93	5,45	1	0
Ballast 03-BB	1,025	11,026	14,526	-5,45	-1,93	1	0
Ballast 03-CL	1,025	11,026	14,526	-1,93	1,93	1	0
Ballast 03-EB	1,025	11,026	14,526	1,93	5,45	1	0
Ballast 04-BB	1,025	14,526	19,426	-5,45	-1,93	1	0
Ballast 04-CL	1,025	14,526	19,426	-1,93	1,93	1	0
Ballast 04-EB	1,025	14,526	19,426	1,93	5,45	1	0
Fresh Water F-BB	1	15,226	19,426	-5,45	-1,93	2,14	1
Fresh Water F-CL	1	15,226	19,426	-1,93	1,93	2,14	1
Fresh Water F-EB	1	15,226	19,426	1,93	5,45	2,14	1
Gasoline JP1-EB	0,804	-12,073	-9,273	-5,45	-1,93	3,14	2,14
Gasoline JP1-CL	0,804	-12,073	-9,273	-1,93	1,93	3,14	2,14
Gasoline JP1-BB	0,804	-12,073	-9,273	1,93	5,45	3,14	2,14
Oil-EB	0,9	-12,073	-10,673	0	3	4,2	3,14
Oil-BB	0,9	-12,073	-10,673	-3	0	4,2	3,14
	[ton/m <sup>3</sup> ]						[m]

## APÉNDICE C

Vista isométrica del barco

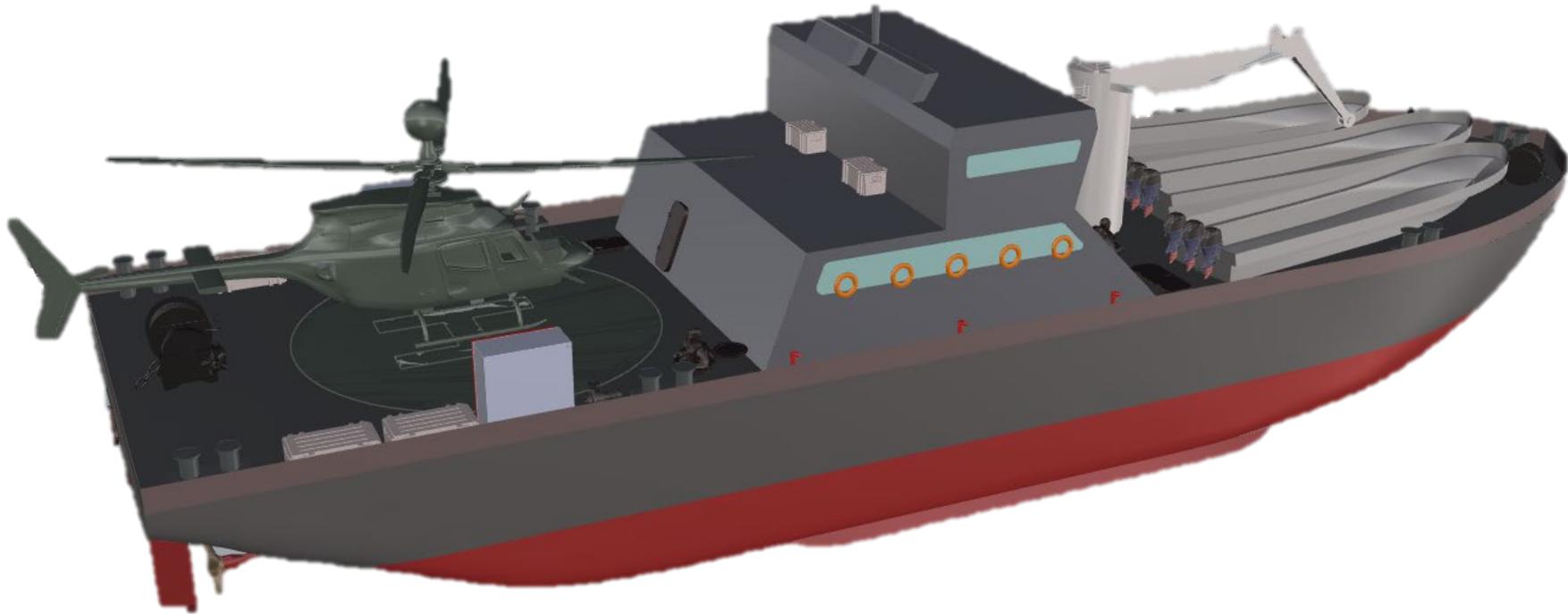


Figura A. 1 Vista isométrica de la Unidad

# APÉNDICE D

## Características del motor propulsor Caterpillar 3176C

### Center of Gravity — Engine Only

Model	Pricing Arrangement	Flyw. Hsg.	Engine Dry Weight lb kg	Center of Gravity Location			Engine Wet Weight with Oil and Water lb kg
				X Dimension in mm	Y Dimension in mm	Z Dimension in mm	
3176	PA5568	1	2430	20.18	6.30	0	2575
	PA5569		1104	513	160	0	1,169

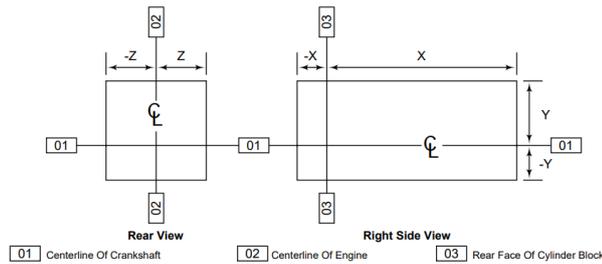


Figura A. 2 Características del motor 3176C [Caterpillar, 2020]

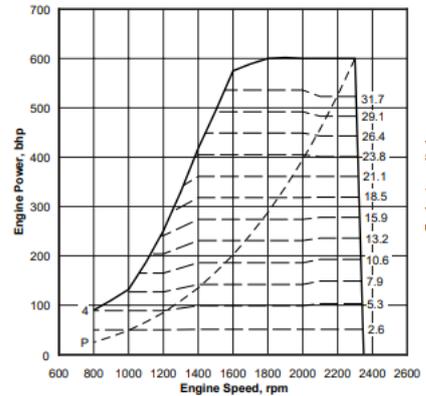
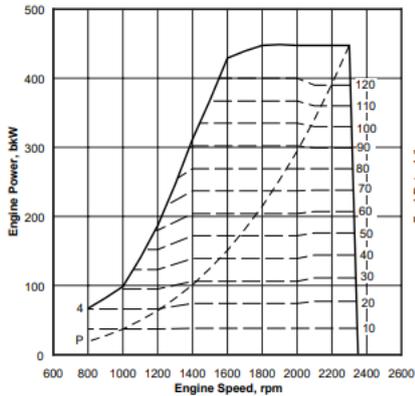
### Marine Engine General Information 3176C DITA

		SI Metric	English
<b>General Engine Data</b>	Number of Cylinders and Arrangement.....	In-Line 6	In-Line 6
	Bore and Stroke.....	125 mm x 140 mm	4.9 in. x 5.5 in.
	Displacement.....	10.3 L	629 cu in.
	Combustion System.....	DI	DI
	Aspiration Type.....	SWAC	SWAC
	Compression Ratio.....	16.0 to 1	16.0 to 1
	Cycle.....	4	4
	Rotation — Facing Flywheel End.....	CCW	CCW
Firing Order.....	1-5-3-6-2-4	1-5-3-6-2-4	
<b>Air Intake System</b>	System Restriction Limits:		
	Maximum Allowable w/Clean Dry Element.....	3.7 kPa	14.9 in. H <sub>2</sub> O
	Maximum Allowable w/Dirty Element.....	6.2 kPa	24.9 in. H <sub>2</sub> O
Cleaner Type.....	Air Sep	Air Sep	
<b>Control System</b>	Governor Type.....		
	Shutoff Type.....		
<b>Cooling System (Engine Only)</b>	Engine and Expansion Tank Coolant Capacity.....	45.0 L	47.6 qt
	Coolant Outlet Temperature (Maximum Allowable).....	99°C	210°F
	Coolant Inlet Temperature (Minimum Allowable).....	71°C	160°F
	Coolant Static Head (Maximum Allowable).....	17.4 m	57 ft
	System Pressure (Minimum Recommended).....	48 kPa	7 psi
	Coolant System Regulator:		
	Start to Open Temperature.....	88°C	190°F
	Fully Open Temperature.....	98°C	208°F
	Auxiliary Water Pump Flow Rate:		
	@ 7.0 m (23 ft) H <sub>2</sub> O Resistance.....	1800 rpm 2000 rpm 2300 rpm	250 L/min. 277 L/min. 318 L/min.
Engine Heat Exchanger Type.....	Tube Bundle	Tube Bundle	
<b>Exhaust System</b>	Exhaust Manifold Type.....	Water Cooled	Water Cooled
	System Back Pressure (Maximum Allowable).....	10.0 kPa	40.0 in. H <sub>2</sub> O
<b>Fuel System</b>	Fuel System Type.....	EUI	EUI
	Filter Type.....	Canister	Canister
	Priming Pump Type.....	Manual	Manual
	Fuel Supply Line Restriction (Maximum Allowable).....	30 kPa	9 in. Hg
	Fuel Return Line Restriction (Maximum Allowable).....	27 kPa	8 in. Hg
	Normal Fuel Pressure.....	515 kPa	75 psi
	Fuel Flow to Transfer Pump (To Engine) (MAX).....	365.7 L/h	96.6 gph
Fuel Flow to Return Line (From Engine) (MAX).....	252.7 L/h	66.6 gph	
<b>Lube Oil System</b>	Refill Volume With Filter Change.....	28 L	30 qt
	Oil Pressure With SAE 10w30 Oil @ 99°C (210°F):		
	Normal Range.....	276 - 552 kPa	40 - 80 psi
	Minimum @ Low Idle.....	138 kPa	20 psi
	Filter Type.....	Canister	Canister
	Oil Type Recommended.....	API, CFU	API, CFU
	Crankcase Ventilation Type.....	AIR SEP	AIR SEP
	Oil Cooler Type.....	Tube Bundle	Tube Bundle
<b>Mounting System (Engine Only)</b>	Length Overall (Flywheel to Front of Engine).....	1543 mm	60.7 in.
	Height Overall.....	1053 mm	41.4 in.
	Width Overall.....	950 mm	37.4 in.
	Unit Dry Weight.....	1,104 kg	2,430 lb
	Flywheel Housing Size.....		
	Dimensional Drawing Number.....	150-8932	150-8932
<b>Starting System (Engine With SAE 10w30 Oil)</b>	Recommended Battery Capacity (Minimum) for 90-sec Cranking @ 0°C (32°F) and Above Ambient Temperature:		
	12 Volt Motor.....		
	24 Volt Motor.....	800 CCA	800 CCA

**Engine Performance – E Rating**

**3176C DITA**

**DM3388-00**



**ZONE LIMIT DATA**

Engine Speed rpm	Engine Power kW	Fuel Cons g/kW-hr	Fuel Rate L/hr	Boost Press kPa Gauge	Air Flow cu m/min	Exh Stack Temp °C	Exh Flow cu m/min
2300	447.5	227.4	121.3	250.0	32.7	440	82.0
2200	447.5	222.6	118.8	253.8	31.4	442	79.3
2000	447.5	217.1	115.8	248.4	29.3	446	75.8
1800	447.5	217.3	115.9	258.8	28.3	481	75.4
1600	429.1	217.6	111.3	255.0	25.0	540	72.0
1400	312.0	217.6	80.9	143.8	15.4	585	47.2
1200	186.9	220.3	49.1	57.9	8.6	594	26.6
800	66.8	224.7	17.9	6.1	3.8	414	9.2

**ZONE LIMIT DATA**

Engine Speed rpm	Engine Power bhp	Fuel Cons lb/hp-hr	Fuel Rate gal/hr	Boost Press in. Hg-Gauge	Air Flow cfm	Exh Stack Temp °F	Exh Flow cfm
2300	600	.374	32.0	74.0	1155	825	2896
2200	600	.366	31.4	75.2	1109	828	2800
2000	600	.357	30.6	73.6	1035	836	2677
1800	600	.357	30.6	76.6	999	898	2663
1600	575	.358	29.4	75.5	883	1003	2543
1400	418	.358	21.4	42.6	544	1086	1667
1200	251	.362	13.0	17.1	304	1101	939
800	90	.369	4.7	1.8	134	778	325

**Torsional Vibration Data**

**Models 3176B, 3176C**

**DM1162-00**

Front Driven Equipment		J
Adapter 7E0978		.032
Pulley Group 1011639		.119
Viscous Damper		J
Damper Housing	J	.138
Damper Flywheel	J	.181
Damping Constant	C	.150
Damper Rigidity	K	.092
Rear Driven Equipment***		J
Flywheel 7E4855		1.409 N·m·s <sup>2</sup>

Degrees to firing after #1 fires	Engine	J	K	Minimum Shaft Diameter	Units
0	Front Crank	.0123	3.088	82	J = N·m·s <sup>2</sup>
480	Cylinder #1	.1105	2.100	82	K = MN·m/Radian
240	Cylinder #2	.0585	2.100	82	C = N·m·s/Radian
600	Cylinder #3	.1053	2.111	82	Length & Diameter (mm)
120	Cylinder #4	.1053	2.100	82	
360	Cylinder #5	.0585	2.100	82	
	Cylinder #6	.1105	2.100	82	
	Rear Crank	.0113	3.000	82	

\*\*\* Add to crankshaft J.  
 For harmonic component of tangential pressure use Lloyd's Rules.  
 Rotating mass per cylinder 3.103 kg.  
 Reciprocating mass per cylinder 4.672 kg.  
 Total inertia without flywheel .5722 N·m·s<sup>2</sup>.

# APÉNDICE E

Caja reductora ZF W350-1 seleccionada.

		kW/rpm	hp/rpm	kW	hp	kW	hp	kW	hp	kW	hp	rpm	kg	lb	& notes
ZF W350-1	3.026*, 3.500*, 3.968*, 4.536, 4.962, 5.955*	0.2379	0.3190	428	574	500	670	547	734	571	766	2400	500	1102	SAE 0, 1
	6.409*	0.2078	0.2787	374	502	436	585	478	641	499	669	2400			
ZF 360	0.925*, 1.045*, 1.125*, 1.237*, 1.500, 1.774, 1.966, 2.185, 2.480, 2.625	0.2130	0.2856	383	514	447	600	490	657	639	857	3000	185	408	SAE 0, 1
	2.917	0.1953	0.2619	352	471	410	550	449	602	586	786	3000			
ZF 360 IV 14 degrees	1.216, 1.767, 1.964*, 2.478*	0.2130	0.2856	383	514	447	600	490	657	639	857	3000	230	507	SAE 1

PRODUCT	A		B1		B2		H1		H2		L		L1		L2		L3		SAE FLU TYPEN RANGE	WEIGHT		OIL	
	mm	in	mm	in	mm	in	mm	in	mm	in	mm	in	mm	in	mm	in	mm	in		kg	lb	L	US qt
ZF 25	99.0	3.90	147	5.79	147	5.79	101	3.98	212	8.35	296	11.7	270	10.6	82.5	3.25	29.0	1.14	3	24.0	53.0	2.00	21.2
ZF 45-1	151	5.94	170	6.69	170	6.69	139	5.47	271	10.7	303	11.9	221	8.70	74.0	2.91	40.0	1.57	2	80.0	132	3.00	31.8
ZF 63	127	4.98	178	7.01	178	7.01	118	4.65	266	10.5	329	13.0	273	10.8	65.0	2.56	11.0	0.430	3	46.0	101	3.80	4.03
ZF 68	127	4.98	178	7.01	178	7.01	118	4.65	266	10.5	329	13.0	273	10.8	65.0	2.56	11.0	0.430	3	46.0	101	3.80	4.03
ZF 220	135	5.31	215	8.46	175	6.89	125	4.92	281	11.1	386	15.2	287	11.3	94.5	3.72	35.5	1.40	2	63.0	139	3.50	3.71
ZF W220	210	8.27	218	8.58	218	8.58	210	8.27	425	16.7	397	15.6	309	12.2	87.0	3.43	13.0	0.510	2	105	231	7.00	7.42
ZF 280-1	146	5.75	230	9.06	175	6.89	131	5.16	301	11.9	394	15.5	299	11.8	71.0	2.80	49.0	1.93	1	73.0	161	4.00	4.24
ZF 286	146	5.75	230	9.06	230	9.06	150	5.91	315	12.4	457	18.0	316	12.4	55.0	2.17	35.0	1.38	1	86.0	190	5.30	5.62
ZF 305-3	155	6.10	254	10.0	254	10.0	147	5.79	372	14.7	444	17.5	330	13.0	55.0	2.17	45.0	1.77	1	98.0	216	5.50	5.83
ZF W320	245	9.65	295	11.6	295	11.6	248	9.76	395	15.6	598	23.5	443	17.4	83.0	3.27	70.0	2.76	1	270	595	21.0	22.3
ZF W325	245	9.65	295	11.6	295	11.6	248	9.76	453	17.8	572	22.5	390	15.4	64.0	2.52	0.0	0.0	1	315	694	16.0	17.0
ZF 325-1	165	6.50	265	10.4	265	10.4	156	6.14	355	14.0	489	19.3	382	15.0	55.0	2.17	45.0	1.77	1	130	287	7.20	7.63
ZF W350-1	335	13.2	335	13.2	335	13.2	315	12.4	585	23.0	636	25.0	500	19.7	92.0	3.62	0.0	0.0	0	500	1,102	23.0	24.4
ZF 360	180	7.09	290	11.4	290	11.4	167	6.57	358	14.1	633	24.9	544	21.4	-	-	0.0	0.0	0	185	408	9.00	9.54
ZF 400	180	7.09	299	11.8	299	11.8	167	6.57	358	14.1	633	24.9	544	21.4	127	4.98	-	-	1	160	353	10.0	10.6
ZF 500	180	7.09	290	11.4	290	11.4	167	6.57	358	14.1	633	24.9	544	21.4	-	-	0.0	0.0	0	185	408	9.00	9.54
ZF 550-1	200	7.87	310	12.2	310	12.2	200	7.87	400	15.8	676	26.6	537	21.1	-	-	0.0	0.0	0	242	534	16.0	17.0
ZF W650	365	14.4	355	14.0	355	14.0	340	13.4	652	25.7	517	20.4	390	15.4	99.0	3.90	100	3.94	0	561	1,237	26.0	27.6
ZF 665	200	7.87	310	12.2	310	12.2	200	7.87	400	15.8	676	26.6	537	21.1	-	-	0.0	0.0	0	248	547	16.0	17.0
ZF 2000	220	8.66	320	12.6	320	12.6	203	7.99	515	20.3	589	23.2	421	16.6	115	4.53	115	4.53	0	340	750	21.0	22.3
ZF 2050	220	8.66	320	12.6	320	12.6	203	7.99	515	20.3	589	23.2	421	16.6	115	4.53	115	4.53	0	342	754	21.0	22.3
ZF 2060	220	8.66	320	12.6	320	12.6	203	7.99	515	20.3	589	23.2	421	16.6	115	4.53	115	4.53	0	342	754	21.0	22.3

Vertical Offset  
Direct Mount

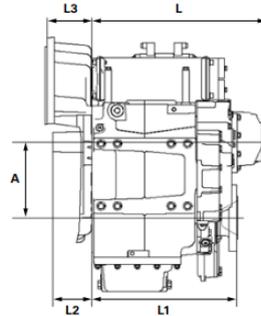
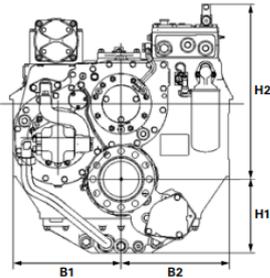


Figura A. 3 Características caja reductora [ZF, 2020]

# APÉNDICE F

## Información de DISPROP.

DISPROP: DISEÑO DE UNA INSTALACION PROPULSORA

EMBARCACION : EGM - ISLA TRINITARIA TITULO  
 ARMADOR : ESPOL ARMADOR  
 FECHA : 10: 3 Month: 8 Day: 11 Year: 2022

### D A T O S de la E M B A R C A C I O N

ESLORA : 0,4013E+02 METROS  
 MANGA : 0,1240E+02 METROS  
 CALADO : 0,2250E+01 METROS  
 SUPERF, MOJADA : 0,5666E+03 METROS\*\*2  
 VOL, DESPLAZ, : 0,8565E+03 METROS\*\*3  
 COEF, BLOQUE : 0,7600E+00  
 COEF, S, MEDIA : 0,9830E+00  
 COEF, PRISM, : 0,7700E+00  
 COEF, P, FLOT, : 0,9060E+00  
 LCB (%L-1/2L) : -,1150E+01 %  
 SEMIANG, ENTR, : 0,6030E+02 GRADOS  
 DENSIDAD : 0,1023E+04 KG/METROS\*\*3  
 VISCOS, CINEM, : 0,9425E-06 METROS\*\*2/SEG  
 SUPER, APEND, : 0,1810E+02 METROS\*\*2  
 AREA TR, BULBO : 0,0000E+00 METROS\*\*2  
 ALT, CG, BULBO : 0,0000E+00 METROS  
 CALADO EN PROA : 0,2210E+01 METROS  
 CALADO EN POPA : 0,2290E+01 METROS  
 AREA SUM, ESP, : 0,9800E-01 METROS\*\*2  
 INMERS, PROPUL, : 0,1147E+01 METROS

### D A T O S de l P R O P U L S O R HELICE EN AGUA ABIERTA

DIAM, PROPULSOR: 0,1560E+01 METROS  
 AE/A0 : 0,6000E+00  
 Z PALAS : 0,4000E+01  
 NUMERO DE PROP, : 2  
 EFICIENCIA EJE: 0,9500E+00  
 INMERSION PROP, : 0,1147E+01 METROS

### SELECCION DEL PROPULSOR

MOTOR PCPAL, : cat  
 POTENCIA/MOTOR : 0,5400E+03 SHP

DIAMETRO[mtrs]: 0,1360E+01 0,1460E+01 0,1560E+01

REV/MIN	VELOC, [nudos]:	0,1004E+02	0,1013E+02	0,1017E+02
,464E+03	PASO/DIAMETRO:	0,8037E+00	0,6886E+00	0,5934E+00
	EFIC, PROPULS,:	0,4667E+00	0,4910E+00	0,5013E+00

REV/MIN	VELOC, [nudos]:	0,1005E+02	0,1011E+02	0,1008E+02
,514E+03	PASO/DIAMETRO:	0,6940E+00	0,5909E+00	0,5030E+00
	EFIC, PROPULS,:	0,4717E+00	0,4848E+00	0,4780E+00

REV/MIN	VELOC, [nudos]:	0,1004E+02	0,1004E+02	0,9908E+01
,564E+03	PASO/DIAMETRO:	0,6044E+00	0,5089E+00	0,4234E+00
	EFIC, PROPULS,:	0,4686E+00	0,4668E+00	0,4345E+00

# APÉNDICE G

Selección del diámetro de ejes Solé Diésel según cálculo de (Kelly-Hélices, 2022).



Hélices – Propelas

Ejes

Bujes

Accesorios

Reparaciones

Tipo de embarcación:\*

Material del eje:\*

Caballos de fuerza del motor (BHP)\*

*Si este valor lo tienes en kiloWatts (KW), solo multiplícalo por 0.745*

RPM máximas del motor\*

Relación o ratio de transmisión\*

Diámetro mínimo recomendado

Este cálculo esta diseñado para fines informativos. Si tienes alguna duda o comentario, por favor contáctanos.

Referencia	Descripción	Ø Eje	DB	A	F	H	L1	L2	Tipo de rosca
40470200AM	Pack Eje Hélice AISI-329 70-2000 RH	70 MM	55 MM	20 MM	M45X3	7,5 MM	150 MM	60 MM	RH
40470300AM	Pack Eje Hélice AISI-329 70-3000 LH	70 MM	55 MM	20 MM	M45X3	7,5 MM	150 MM	60 MM	LH
40470300AM	Pack Eje Hélice AISI-329 70-3000 RH	70 MM	55 MM	20 MM	M45X3	7,5 MM	150 MM	60 MM	RH
40470400AM	Pack Eje Hélice AISI-329 70-4000 LH	70 MM	55 MM	20 MM	M45X3	7,5 MM	150 MM	60 MM	LH
40470400AM	Pack Eje Hélice AISI-329 70-4000 RH	70 MM	55 MM	20 MM	M45X3	7,5 MM	150 MM	60 MM	RH
40370600AM	Pack Eje Hélice AISI-329 70-6000 LH	70 MM	55 MM	20 MM	M45X3	7,5 MM	150 MM	60 MM	LH
40470600AM	Pack Eje Hélice AISI-329 70-6000 RH	70 MM	55 MM	20 MM	M45X3	7,5 MM	150 MM	60 MM	RH
40375200AM	Pack Eje Hélice AISI-329 75-2000 LH	75 MM	58,5 MM	20 MM	M45X3	7,5 MM	165 MM	60 MM	LH
40475200AM	Pack Eje Hélice AISI-329 75-2000 RH	75 MM	58,5 MM	20 MM	M45X3	7,5 MM	165 MM	60 MM	RH
40375300AM	Pack Eje Hélice AISI-329 75-3000 LH	75 MM	58,5 MM	20 MM	M45X3	7,5 MM	165 MM	60 MM	LH
40475300AM	Pack Eje Hélice AISI-329 75-3000 RH	75 MM	58,5 MM	20 MM	M45X3	7,5 MM	165 MM	60 MM	RH
40375400AM	Pack Eje Hélice AISI-329 75-4000 LH	75 MM	58,5 MM	20 MM	M45X3	7,5 MM	165 MM	60 MM	LH
40475400AM	Pack Eje Hélice AISI-329 75-4000 RH	75 MM	58,5 MM	20 MM	M45X3	7,5 MM	165 MM	60 MM	RH
40375600AM	Pack Eje Hélice AISI-329 75-6000 LH	75 MM	58,5 MM	20 MM	M45X3	7,5 MM	165 MM	60 MM	LH
40475600AM	Pack Eje Hélice AISI-329 75-6000 RH	75 MM	58,5 MM	20 MM	M45X3	7,5 MM	165 MM	60 MM	RH
40380200AM	Pack Eje Hélice AISI-329 80-2000 LH	80 MM	62,5 MM	22 MM	M56X4	9 MM	175 MM	70 MM	LH
40480200AM	Pack Eje Hélice AISI-329 80-2000 RH	80 MM	62,5 MM	22 MM	M56X4	9 MM	175 MM	70 MM	RH
40380300AM	Pack Eje Hélice AISI-329 80-3000 LH	80 MM	62,5 MM	22 MM	M56X4	9 MM	175 MM	70 MM	LH
40480300AM	Pack Eje Hélice AISI-329 80-3000 RH	80 MM	62,5 MM	22 MM	M56X4	9 MM	175 MM	70 MM	RH

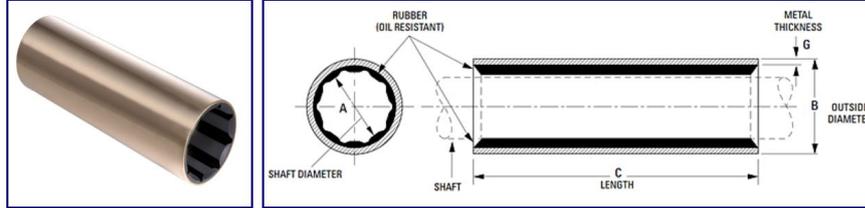




# APÉNDICE I

Detalles del bocín y prensaestopas Bocín.

Cojinete de hélice marina - Cojinete de machete



[Cómo instalar o modificar un cojinete del eje de la hélice sin corte](#)

[Pautas de espacio libre y reemplazo para cojinetes del eje de la hélice sin corte](#)

[Cómo elegir un cojinete del eje de la hélice o del timón y las diferencias entre los tipos de cojinetes](#)

CÓDIGO NOMBRE	EJE / DI A	sobredosis B	LONGITUD C	PESO Libras	Compra Enlaces
ENSENADA	2 1/2	3 1/2	10	5.51	<a href="#">Compra de rodamientos sin corte COVE</a>
CANGREJO	2 5/8	3 3/8	10 1/2	5.13	<a href="#">Compra de rodamientos sin corte CRAB</a>
CUERVO	2 3/4	3 3/8	11	5.44	<a href="#">Compra de rodamientos sin corte CROW</a>
CUBO	2 3/4	3 1/2	11	5.62	<a href="#">Compra de rodamientos sin corte CUBE</a>
CUAJADA	2 3/4	3 3/4	11	6.75	<a href="#">Compra de rodamientos sin corte CURD</a>
CURAR	2 7/8	3 3/4	11 1/2	6.75	<a href="#">Compra de rodamientos sin corte CURE</a>
DANÉS	3	3 3/4	12	6.69	<a href="#">Compra de rodamientos sin corte DANE</a>
ATREVIMIENTO	3	4	12	7.75	<a href="#">Compra de rodamientos sin corte DARE</a>
OSCURO	3 1/8	4 1/4	12 1/2	8.75	<a href="#">Compra de rodamientos DARK Cutless</a>
MALDITO	3 1/4	4	13	7.81	<a href="#">Compra de rodamiento sin corte DARN</a>
DELL	3 1/4	4 1/4	13	9	<a href="#">Compra de rodamientos DELL Cutless</a>
DIQUE	3 3/8	4 1/2	13 1/2	10.44	<a href="#">Compra de rodamientos sin corte DIKE</a>
CENAR	3 1/2	4 1/4	14	9.13	<a href="#">Compra de rodamientos sin corte DINE</a>

Prensaestopas.

**Kiwi Shaft Seal™ - Plano Sección trasversal**

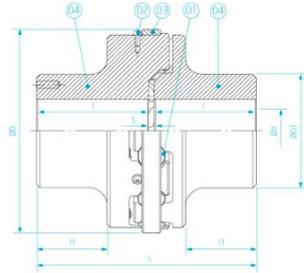
Conjunto cierre de bocina **KIWI** + bocina **EASIFLOW** + cojinete **THORDON** instalado en la posición de la bocina más a proa

$\phi_{\text{eje}}^*$	Alojamiento OD	Long. Total	Long. Min.	Long. Manguera (C)
1"	1 1/2" - 1 3/4"	135	105	100
1 1/4"	1 3/4" - 2"	160	130	125
1 1/2"	2.5"	160	130	125
1 3/4"	2 1/8"	185	155	150
1 3/4"	3"	185	155	150
2"	3"	185	155	150
2 1/4"	3 3/8"	185	155	150
2 1/2"	4"	185	155	150
2 3/4"	4 1/2"	210	180	175
3"	4 1/2"	210	180	175
3 1/4"	5 1/4"	220	190	180
3 1/2"	6"	245	215	180
3 1/2"	5 1/4"	220	190	180
3 1/2"	6"	245	215	180
4"	5 1/2"	275	245	210
4"	6"	275	245	210
4 1/4"	6"	275	245	210
4 1/2"	6"	275	245	210
4 3/4"	8"	280	250	230
4 3/4"	8 3/8"	280	250	230
5"	8"	280	250	230
5"	8 3/8"	280	250	230
5 1/2"	8"	280	250	230
5 1/2"	8 3/8"	280	250	230
6"	8"	280	250	230
6"	8 3/8"	280	250	230

NOTA: El Cierre de Bocina KIWI tiene que tener un cojinete detrás del sello

# APÉNDICE J

Detalles de brida.



**Notes:**  
 1)  $d_{min}$  and  $d_{max}$  consider keyways in accordance to DIN 6885/1. For keys in accordance to AGMA standard, please consult Vulkan.  
 This product comply with ATEX certification coding:  
 • CE Ex II 2 GD c IIB T4  
 • DE Ex II 2 GD c IIB T4  
**Material:**  
 Item 01: Elastic element (polyurethane)  
 Item 02: Safety screw  
 Item 03: Protection ring (industrial cast iron)  
 Item 04: Hub (industrial cast iron)

## LIST OF TECHNICAL DATA LISTE DER TECHNISCHEN DATEN

Size Größe	Permissible Values Zulassungswerte			Dimensions Abmessungen								Screw Schraube	Mass moment of inertia Flächenträgheitsmoment	Weight Gewicht
	$T_{in}$ [Nm] Max Torque Max Drehmoment	$T_{Kmax}$ [Nm] Max Torque Max Drehmoment	$N_{max}$ [rpm] Max Rot. Speed Max Drehzahl	$d_{min}$ [mm]	$d_{max}^{(1)}$ [mm]	D [mm]	$D_1$ [mm]	L [mm]	I [mm]	$I_1$ [mm]	S [mm]			
120	3.600	7.300	7.600	12	22	182	110	100	89	60	8	M12	0,062	12
200	4.500	9.000	6.500	22	90	212	130	208	100	70	8	M12	0,118	24
240	6.240	12.480	2.900	27	95	260	135	270	130	82	10	M18	0,389	46
300	12.960	25.920	2.350	42	125	320	175	330	160	103	10	M18	1,092	88
350	22.080	44.160	2.100	87	150	370	210	370	180	121	10	M18	1,660	117
400	32.640	65.280	1.900	107	180	420	252	390	190	124	10	M20	3,018	171
450	43.968	87.936	1.700	127	210	470	300	410	200	131	10	M20	5,425	257

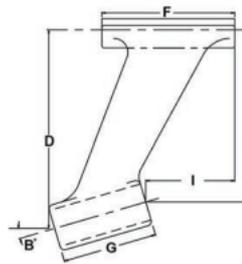
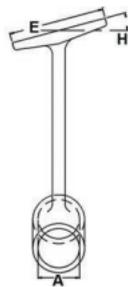
Detalles de arbotante.

B

## Struts

### Struts

#### Port and Starboard Struts



Bore Size (A)	Shaft Ang. (B Deg.)	Fwd. Drop (C)	Dimensions						Original OEM	Cast Number	Weight lbs.	Port Side Bronze Part #	Starboard Side Bronze Part #
			Aft. Drop (D)	Base Width (E)	Base Length (F)	Barrel Length (G)	Base Ang. (H Deg.)	Offset (I)					
2 3/8"	10 1/2°	14 7/16"	16 3/32"	7"	12"	9"	16 1/2°	4 15/16"	TOPAZ	TO44FT	69.00	MS17P&SPOR	MS17P&SSTA
2 3/8"	14 1/2°	9 31/32"	11 5/8"	5"	9"	6 9/16"	16 1/2°	3 7/16"	TOPAZ	TP29TM	23.00	MS18P&SPOR	MS18P&SSTA
3"	13°	11 1/4"	13 13/32"	7"	12 1/4"	8 3/4"	13°	4 1/2"	TOPAZ	TP39FT	48.00	MS19P&SPOR	MS19P&SSTA
2"	13°	8 11/32"	9 5/8"	4 7/8"	9"	5 5/8"	17°	4 3/8"	TOPAZ	TPPS29	14.00	MS20P&SPOR	MS20P&SSTA
3 1/4"	11°	14 3/8"	17 1/16"	7"	12 3/16"	11"	16 1/2°	5 13/16"	TOPAZ	TP 50 FT	82.00	MS22P&SPOR	MS22P&SSTA

# APÉNDICE K

Tanques de lastre y resultados hidrostáticos. Condición intacta.

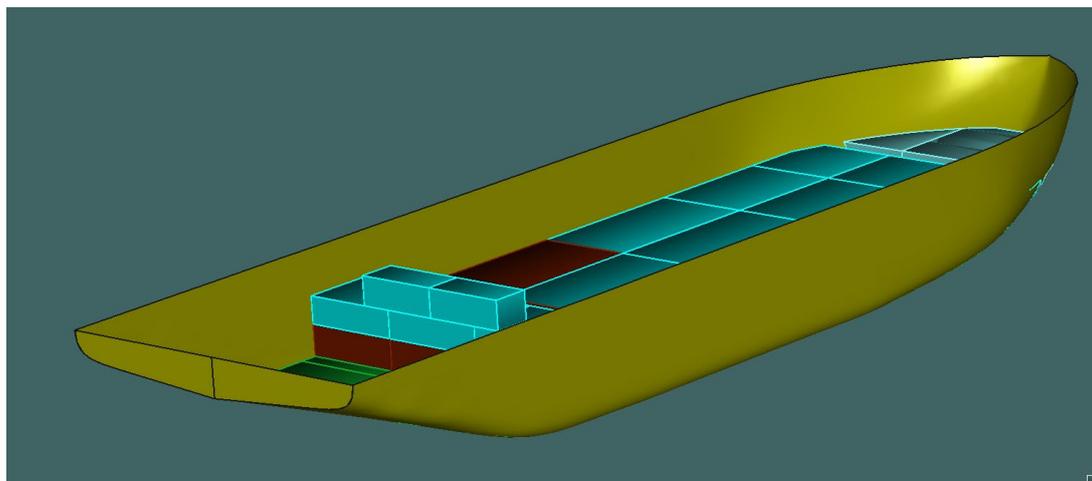
**Tabla A. 2 Capacidad de tanques y resultados hidrostáticos C-1**

Capacidad de los tanques según condición de carga						Hydrostatic results						Units	
Nombre	Saliendo	Llegando	Op. 1	Op. 2	Op. 3	Parameter	Op. 1	Leaving	Op. 2	Op. 3	Arriving		
Gasoline 03-BB	95%	10%	95%	50%	15%	Draft Amidships	2,068	1,936	1,789	1,505	1,491	m	
Gasoline 03-CL	95%	10%	95%	50%	15%	Displacement	794.6	735.1	670.9	547.9	544.4	ton	
Gasoline 03-EB	95%	10%	95%	50%	15%	Heel deg	0	0	0	0	0	°	
Gasoline 02-BB	95%	10%	95%	50%	15%	Draft at FP	2,055	1,924	1,712	1,44	1,277	m	
Gasoline 02-CL	95%	10%	95%	50%	15%	Draft at AP	2,08	1,948	1,866	1,571	1,706		
Gasoline 02-EB	95%	10%	95%	50%	15%	Draft at LCF	2,068	1,936	1,792	1,508	1,501		
Gasoline 01-BB	95%	10%	95%	50%	15%	Trim (+ve by stern)	0,025	0,025	0,154	0,13	0,429		
Gasoline 01-CL	95%	10%	95%	50%	15%	WL Length	39,452	38,917	38,409	37,24	37,381		
Gasoline 01-EB	95%	10%	95%	50%	15%	Beam max extents on WL	12,4	12,4	12,4	12,4	12,4		
Diesel -01-BB	95%	20%	95%	50%	15%	Wetted Area	535,739	520,9	506,185	473,317	473,363	m <sup>2</sup>	
Gasoline -01-CL	95%	10%	95%	50%	15%	Waterpl. Area	442,453	436,304	430,895	415,65	416,007		
Diesel -01-EB	95%	20%	95%	50%	15%	Prismatic coeff. (Cp)	0,779	0,779	0,772	0,769	0,742	-	
Diesel -02-BB	95%	20%	95%	50%	15%	Block coeff. (Cb)	0,763	0,763	0,751	0,751	0,714		
Diesel -02-CL	95%	20%	95%	50%	15%	Max Sect. area coeff. (Cm)	0,982	0,980	0,979	0,976	0,975		
Diesel -02-EB	95%	20%	95%	50%	15%	Waterpl. area coeff. (Cwp)	0,904	0,904	0,904	0,900	0,897		
Ballast -04-BB	10%	10%	10%	10%	10%	LCB from zero pt. (+ve fwd)	-0,613	-0,587	-0,785	-0,739	-1,304		
Ballast -04-CL	10%	10%	10%	10%	10%	LCF from zero pt. (+ve fwd)	-0,948	-0,853	-0,88	-0,683	-0,939		
Ballast -04-EB	10%	10%	10%	10%	10%	KB	1,116	1,045	0,967	0,813	0,813	m	
Ballast -03-BB	10%	10%	10%	10%	10%	KG fluid	2,703	2,74	3,24	3,567	3,428		
Ballast -03-CL	10%	10%	10%	10%	10%	BMT	6,759	7,209	7,801	9,202	9,245		
Ballast -03-EB	10%	10%	10%	10%	10%	BML	62,49	64,811	68,468	75,444	76,07		
Ballast -02-BB	10%	10%	70%	50%	10%	GMt corrected	5,172	5,514	5,528	6,448	6,629		
Ballast -02-CL	10%	10%	70%	50%	10%	GML	60,903	63,116	66,195	72,69	73,454		
Ballast -02-EB	10%	10%	70%	50%	10%	KMt	7,876	8,254	8,767	10,015	10,057		
Aguas Grises BB	10%	90%	20%	50%	80%	KML	63,606	65,856	69,434	76,257	76,879		
Aguas Negras	10%	90%	20%	50%	80%	Immersion (TPc)	4,535	4,472	4,417	4,26	4,264		ton/cm
Aguas Grises EB	10%	90%	20%	50%	80%	MTc	12,055	11,558	11,063	9,918	9,961		ton*m
Ballast 01-BB	10%	10%	10%	10%	10%	RM at 1deg = GMt.Disp.sin(1)	71,732	70,748	64,725	61,643	62,977	°	
Ballast 01-CL	10%	10%	10%	10%	10%	Max deck inclination	0,0357	0,035	0,22	0,1858	0,6122		
Ballast 01-EB	10%	10%	10%	10%	10%	Trim angle (+ve by stern)	0,0357	0,035	0,22	0,1858	0,6122		
Ballast 02-BB	10%	10%	10%	10%	10%								
Ballast 02-CL	10%	10%	10%	10%	10%								
Ballast 02-EB	10%	10%	10%	10%	10%								
Ballast 03-BB	10%	80%	10%	10%	10%								
Ballast 03-CL	10%	80%	10%	10%	10%								
Ballast 03-EB	10%	80%	10%	10%	10%								
Ballast 04-BB	10%	10%	10%	10%	10%								
Ballast 04-CL	10%	10%	10%	10%	10%								
Ballast 04-EB	10%	10%	10%	10%	10%								
Fresh Water F-BB	95%	15%	60%	50%	15%								
Fresh Water F-CL	95%	15%	60%	50%	15%								
Fresh Water F-EB	95%	15%	60%	50%	15%								
Gasoline JP1-EB	95%	10%	95%	50%	15%								
Gasoline JP1-CL	95%	10%	95%	50%	15%								
Gasoline JP1-BB	95%	10%	95%	50%	15%								
Oil-EB	95%	15%	95%	50%	15%								
Oil-BB	95%	15%	95%	50%	15%								
Lancha E	0	0	1	1	1								
Lancha C	0	0	1	1	1								
Lancha B	0	0	1	1	1								
Helicoptero	1	1	0	1	0								

Tanques de lastre y resultados hidrostáticos. Condición en avería.

**Tabla A. 3 Capacidad de tanques y resultados hidrostáticos C-A**

Capacidad de los tanques según condición de carga						Fore & Aft Damaged						
Nombre	Saliendo	Llegando	Op. 1	Op. 2	Op. 3	Parameter	Op. 1	Leaving	Op. 2	Op. 3	Arriving	Units
Gasoline 03-BB	95%	10%	95%	50%	15%	Draft Amidships	2,142	2,009	1,82	1,528	1,531	m
Gasoline 03-CL	95%	10%	95%	50%	15%	Displacement	810,5	753,7	671,4	548	551,3	ton
Gasoline 03-EB	95%	10%	95%	50%	15%	Heel deg	0	0	0	0	0	°
Gasoline 02-BB	95%	10%	95%	50%	15%	Draft at FP	2,065	1,913	1,723	1,437	1,335	m
Gasoline 02-CL	95%	10%	95%	50%	15%	Draft at AP	2,219	2,106	1,916	1,618	1,726	
Gasoline 02-EB	95%	10%	95%	50%	15%	Draft at LCF	2,144	2,015	1,824	1,531	1,54	
Gasoline 01-BB	95%	10%	95%	50%	15%	Trim (+ve by stern)	0,154	0,194	0,193	0,181	0,391	
Gasoline 01-CL	95%	10%	95%	50%	15%	WL Length	39,866	39,385	38,628	37,403	37,538	m
Gasoline 01-EB	95%	10%	95%	50%	15%	Beam max extents on WL	12,402	12,402	12,4	12,402	12,401	
Diesel-01-BB	95%	20%	95%	50%	15%	Wetted Area	548,616	533,868	512,053	478,937	480,756	m^2
Diesel-01-CL	95%	10%	95%	50%	15%	Waterpl. Area	402,683	427,65	418,645	404,096	405,485	
Diesel-01-EB	95%	20%	95%	50%	15%	Prismatic coeff. (Cp)	0,745	0,744	0,746	0,749	0,729	-
Diesel-02-BB	95%	20%	95%	50%	15%	Block coeff. (Cb)	0,732	0,729	0,729	0,73	0,704	
Diesel-02-CL	95%	20%	95%	50%	15%	Max Sect. area coeff. (Cm)	0,985	0,985	0,983	0,98	0,98	-
Diesel-02-EB	95%	20%	95%	50%	15%	Waterpl. area coeff. (Cwp)	0,814	0,876	0,874	0,871	0,871	
Ballast -04-BB	10%	10%	10%	10%	10%	LCB from zero pt. (+ve fwd)	-0,778	-0,818	-0,785	-0,736	-1,119	m
Ballast -04-CL	10%	10%	10%	10%	10%	LCF from zero pt. (+ve fwd)	-0,738	-1,148	-0,989	-0,799	-0,989	
Ballast -04-EB	10%	10%	10%	10%	10%	KB	1,151	1,081	0,978	0,82	0,827	
Ballast -03-BB	95%	10%	10%	10%	10%	KG fluid	2,685	2,782	3,357	3,573	3,484	
Ballast -03-CL	95%	10%	10%	10%	10%	BMT	5,936	6,693	7,339	8,651	8,633	m
Ballast -03-EB	95%	10%	10%	10%	10%	BML	58,773	62,752	66,131	72,911	73,181	
Ballast -02-BB	30%	10%	95%	50%	10%	Gmt corrected	4,402	4,993	4,96	5,898	5,976	
Ballast -02-CL	30%	10%	95%	50%	10%	GML	57,238	61,052	63,752	70,158	70,524	
Ballast -02-EB	30%	10%	95%	50%	10%	KMT	7,087	7,774	8,317	9,471	9,459	-
Agua Grises BB	10%	90%	20%	50%	80%	KML	59,923	63,832	67,108	73,73	74,004	
Agua Negras	10%	90%	20%	50%	80%	Immersion (TPc)	4,128	4,383	4,291	4,142	4,156	ton/cm
Agua Grises EB	10%	90%	20%	50%	80%	MTc	11,557	11,462	10,662	9,577	9,584	ton*m
Ballast 01-BB	10%	10%	10%	10%	10%	RM at ldeg = Gmt.Disp.sin(1	62,269	65,673	58,119	56,407	57,493	°
Ballast 01-CL	10%	10%	10%	10%	10%	Max deck inclination	0,2199	0,2764	0,2751	0,2577	0,5576	
Ballast 01-EB	10%	10%	10%	10%	10%	Trim angle (+ve by stern)	0,2199	0,2764	0,2751	0,2577	0,5576	
Ballast 02-BB	10%	10%	10%	10%	10%							
Ballast 02-CL	10%	10%	10%	10%	10%							
Ballast 02-EB	10%	10%	10%	10%	10%							
Ballast 03-BB	10%	95%	10%	10%	10%							
Ballast 03-CL	10%	95%	10%	10%	10%							
Ballast 03-EB	10%	95%	10%	10%	10%							
Ballast 04-BB	10%	40%	10%	10%	10%							
Ballast 04-CL	10%	40%	10%	10%	10%							
Ballast 04-EB	10%	40%	10%	10%	10%							
Fresh Water F-BB	95%	15%	60%	50%	15%							
Fresh Water F-CL	95%	15%	60%	50%	15%							
Fresh Water F-EB	95%	15%	60%	50%	15%							
Gasoline JP1-EB	95%	10%	95%	50%	15%							
Gasoline JP1-CL	95%	10%	95%	50%	15%							
Gasoline JP1-BB	95%	10%	95%	50%	15%							
Oil-EB	95%	15%	95%	50%	15%							
Oil-BB	95%	15%	95%	50%	15%							
Lancha E	0	0	1	1	1							
Lancha C	0	0	1	1	1							
Lancha B	0	0	1	1	1							
Helicoptero	1	1	0	1	0							



**Figura A. 4 Vista isométrica Maxsurf**

# APÉNDICE L

Tanques de lastre y resultados hidrostáticos. Condición intacta.

**Tabla A. 4 Criterios de aprobación C-I**

Code	Criteria	Value	Op 1		Leaving		Op 2		Op 3		Arriving		Status	Units
			Intact	Damaged	Intact	Damaged	Intact	Damaged	Intact	Damaged	Intact	Damaged		
SOLAS, II-1/8	Range of residual positive stability	15	84	82,3	83,5	81,1	75,5	72,2	73,5	70,8	73,7	72,3	Pass	deg
SOLAS, II-1/8	8.2.3.2: Area under residual GZ curve	0,859	22,025	19,1095	23,013	20,0807	22,23	19,904	23,756	23,0759	23,885	23,4551	Pass	m.deg
SOLAS, II-1/8	8.2.3.3: Maximum residual GZ (method 2 - manual calc.)	0,1	1,948	1,909	2,005	1,981	1,834	1,849	1,893	1,947	1,914	2,001	Pass	m
SOLAS, II-1/8	8.2.4.a Maximum GZ (intermediate stages)	0,05	1,948	1,909	2,005	1,981	1,834	1,849	1,893	1,947	1,914	2,001	Pass	m
SOLAS, II-1/8	8.2.4.b Range of positive stability (intermediate stages)	7	84	82,3	83,5	81,1	75,5	72,2	73,5	70,8	73,7	72,3	Pass	deg
SOLAS, II-1/8	8.6.1 Residual GM with symmetrical flooding	0,05	5,907	4,402	6,324	4,992	6,429	4,96	7,507	5,898	7,529	5,975	Pass	m
SOLAS, II-1/8	8.6.2: Heel angle at equilibrium for unsymmetrical flooding - GZ based	7	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	Pass	deg
267(85) Ch2 - General Criteria	2.2.1: Area 0 to 30	3,151	36,902	33,6543	38,398	35,1987	36,6	34,2698	38,719	38,4317	39,005	39,1991	Pass	m.deg

Code	Criteria	Value	Op 1		Leaving		Op 2		Op 3		Arriving		Status	Units
			Intact	Damaged	Intact	Damaged	Intact	Damaged	Intact	Damaged	Intact	Damaged		
267(85) Ch2 - General Criteria	2.2.1: Area 0 to 40	5,157	56,227	52,3356	58,271	54,558	54,47	51,9772	56,892	57,0522	57,395	58,4408	Pass	m.deg
267(85) Ch2 - General Criteria	2.2.1: Area 30 to 40	1,719	19,325	18,6813	19,873	19,3593	17,87	17,7074	18,173	18,6205	18,39	19,2417	Pass	m.deg
267(85) Ch2 - General Criteria	2.2.2: Max GZ at 30 or greater	0,2	1,948	1,909	2,005	1,981	1,834	1,849	1,889	1,944	1,911	1,999	Pass	m
267(85) Ch2 - General Criteria	2.2.3: Angle of maximum GZ	25	33,6	31,8	32,7	30,9	30	30	28,2	28,2	28,2	29,1	Pass	deg
267(85) Ch2 - General Criteria	2.2.4: Initial GMt	0,15	5,907	4,402	6,324	4,992	6,429	4,96	7,507	5,898	7,529	5,975	Pass	m
3.1 Passenger Ships	3.1.1: Passenger crowding: angle of equilibrium	10	0,2	0,3	0,2	0,3	0,3	0,3	0,3	0,3	0,3	0,3	Pass	deg
3.1 Passenger Ships	3.1.2: Turn: angle of equilibrium	10	0,2	0,2	0,2	0,2	0,2	0,3	0,2	0,2	0,2	0,2	Pass	deg
2.4 Offshore supply vessels	2.4.5.2.1: GZ area between 0 and angle of maximum GZ	3,151	43,969	37,1221	43,854	36,9975	36,6	34,2698	35,279	34,8934	35,527	37,3808	Pass	m.deg
2.4 Offshore supply vessels	2.4.5.2.2: Area 30 to 40	1,719	19,325	18,6813	19,873	19,3593	17,87	17,7074	18,173	18,6205	18,39	19,2417	Pass	m.deg

Code	Criteria	Value	Op 1		Leaving		Op 2		Op 3		Arriving		Status	Units
			Intact	Damaged	Intact	Damaged	Intact	Damaged	Intact	Damaged	Intact	Damaged		
2.4 Offshore supply vessels	2.4.5.2.3: Maximum GZ at 30 or greater	0,2	1,948	1,909	2,005	1,981	1,834	1,849	1,889	1,944	1,911	1,999	Pass	m
2.4 Offshore supply vessels	2.4.5.2.4: Angle of maximum GZ	15	33,6	31,8	32,7	30,9	30	30	28,2	28,2	28,2	29,1	Pass	deg
2.4 Offshore supply vessels	2.4.5.2.5: Initial GMt	0,15	5,907	4,402	6,324	4,992	6,429	4,96	7,507	5,898	7,529	5,975	Pass	m
Regulation 27 - Intact stability	27.1.1 Initial GMo in port	0,15	5,907	4,402	6,324	4,992	6,429	4,96	7,507	5,898	7,529	5,975	Pass	m
Regulation 27 - Intact stability	27.1.2.1 Area 0 to 30	3,151	36,902	33,6543	38,398	35,1987	36,6	34,2698	38,719	38,4317	39,005	39,1991	Pass	m.de g
Regulation 27 - Intact stability	27.1.2.1 Area 0 to 40	5,157	56,227	52,3356	58,271	54,558	54,47	51,9772	56,892	57,0522	57,395	58,4408	Pass	m.de g
Regulation 27 - Intact stability	27.1.2.1 Area 30 to 40	1,719	19,325	18,6813	19,873	19,3593	17,87	17,7074	18,173	18,6205	18,39	19,2417	Pass	m.de g
Regulation 27 - Intact stability	27.1.2.2 Max GZ at 30 or greater	0,2	1,948	1,909	2,005	1,981	1,834	1,849	1,889	1,944	1,911	1,999	Pass	m
Regulation 27 - Intact stability	27.1.2.3 Angle of maximum GZ	25	33,6	31,8	32,7	30,9	30	30	28,2	28,2	28,2	29,1	Pass	deg
Regulation 27 - Intact stability	27.1.2.4 Initial GMo at sea	0,15	5,907	4,402	6,324	4,992	6,429	4,96	7,507	5,898	7,529	5,975	Pass	m

## APÉNDICE M

### Análisis económico

En la estimación del costo de construcción se dividió los gastos en grupos constructivos como la habitabilidad, estructura, maquinaria, maniobra e ingeniería. Los valores representativos corresponden a la estructura con 2.43 millones y a la maquinaria con 1.69 millones. En la estructura se consideró un costo de 6 SUD por kilogramo, adición del 8% por soldadura y factores de 1.25 y 19.5 USD por metro cuadrado respecto al plan de pintura; para estimar los kilogramos requeridos se utilizó la densidad del material y el volumen que fue calculado tomando en cuenta las planchas tanto del casco como de cubiertas y superestructura además de los refuerzos a través del área calculada en el programa RhinoCeros y el espesor de éstos. El método aplicado para la estimación de los kilogramos considero adecuado, pero no se debe olvidar que existirán perdidas de material al momento de cortar las piezas de acuerdo con la necesidad.

El costo de las maquinarias fue estimado según presupuestos referenciales de proyectos similares por la dificultad de poder cotizar directamente a fábrica los equipos. Al ser un estudio académico resulta muy difícil tener la atención necesaria para obtener cifras exactas sobre los costos, sin embargo, se ha tratado de aproximar de la mejor manera con la información disponible. De la maquinaria necesaria los equipos que representan mayor capital son los motores propulsores marinos, grúa, las cajas reductoras, generadores, bombas, ejes y hélices. Por lo antes expuesto, es de vital importancia aterrizar el costo debido a maquinaria para futuras etapas del proyecto.

Para la estimación del ahorro de combustible se ha considerado que la estación será colocada a 40 mn de la costa, cercana a la capitanía de Esmeraldas, tomando en cuenta un mapa de calor donde se evidencia que en esa zona se produce mayoritariamente el decomiso de sustancias ilícitas. La distancia considerada, de ida y vuelta, representa el ahorro de combustibles que cada lancha interceptora y helicóptero tendrá. Primero se calculó el consumo total considerando el número de embarcaciones, frecuencia de operación, capacidad de tanques de combustibles y el costo por galón del respectivo combustible tomado del 11 de agosto de 2022. Posteriormente, se calculó el consumo de

combustible ahorrado, es decir, considerando la distancia que no se recorrería, de lo cual se obtuvo, un factor del 49.4% de ahorro respecto al consumo total. Finalmente, tomando en cuenta los valores y factores encontrados se obtuvo una estimación de ahorro de 616 mil dólares anuales.

Los egresos considerados son el consumo de combustible de la estación, el costo de operación tanto en alimentación como los salarios de la tripulación y los mantenimientos cada 4 años. Luego de 3 meses en alta mar, la estación regresará a la costa para reabastecerse, para ello se ha considerado el puerto de esmeraldas. En los costos de salarios primero se consideró que para una embarcación de esta magnitud se necesita de 22 personas, de los cuales 4 son oficiales y 18 se dividen en sargentos, cabos y marineros, y luego sus salarios mensuales que se muestra en la tabla siguiente han sido obtenidos de “Remuneraciones para servidores de la Armada” de la página de trabajo del gobierno nacional. Finalmente, para el costo de mantenimiento se consideró un porcentaje del 10% del costo de construcción encontrado en la literatura. El costo de operación se estimó en 330 mil dólares anualmente y el costo de mantenimiento en 440 mil dólares cada 4 años.

**Tabla A. 5 Sueldos del personal militar [Ministerio de Defensa, 2022].**

SUELDOS		
Comandante	1	\$ 2.721
Tenientes N	1	\$ 2.481
Teniente F	1	\$ 1.798
Alferez	1	\$ 1.462
Sargentos	4	\$ 1.327
Cabos primero	6	\$ 1.188
Cabo segundo	6	\$ 1.059
Marineros	2	\$ 967