

UNIVERSIDAD NACIONAL DEL SANTA
FACULTAD DE INGENIERÍA
ESCUELA PROFESIONAL DE INGENIERÍA MECÁNICA



**“DISEÑO DE UN PESCANTE DE SPEEDBOAT DE 800 Kg, APLICANDO LAS
NORMAS INTERNACIONALES AMERICANAS DE CONSTRUCCIÓN DE
ACERO, PARA LA EMBARCACIÓN PESQUERA HUACHO 5”**

PRESENTADO POR:

Bach. Luis Stalyn Limay Valderrama

ASESOR:

Ms. Nelver Javier Escalante Espinoza

**TESIS PARA OPTAR EL TÍTULO PROFESIONAL DE INGENIERO
MECÁNICO**

Nuevo Chimbote – Perú

2021



UNS
UNIVERSIDAD
NACIONAL DEL SANTA

FACULTAD DE INGENIERÍA
ESCUELA PROFESIONAL DE INGENIERÍA MECÁNICA



HOJA DE CONFORMIDAD DE ASESOR

El presente Informe de Tesis titulado **“DISEÑO DE UN PESCANTE DE SPEEDBOAT DE 800 Kg, APLICANDO LAS NORMAS INTERNACIONALES DE CONSTRUCCIÓN DE ACERO, PARA LA EMBARCACIÓN PESQUERA HUACHO 5”** elaborado por el bachiller:

LUIS STALYN LIMAY VALDERRAMA

Para optar el Título Profesional de Ingeniero Mecánico, ha contado con el asesoramiento de quien deja constancia de su aprobación. Por tal motivo, firmo el presente trabajo en calidad de asesor.

ING. MS. NELVER J. ESCALANTE ESPINOZA
CIP 82883

HCT/03-20
NJEE
cc. archivo



UNIVERSIDAD NACIONAL DEL SANTA
FACULTAD DE INGENIERÍA
ESCUELA PROFESIONAL DE INGENIERÍA MECÁNICA

HOJA DE CONFORMIDAD DEL JURADO EVALUADOR

El presente informe de Tesis titulado ““DISEÑO DE UN PESCANTE DE SPEEDBOAT DE 800 Kg, APLICANDO LAS NORMAS INTERNACIONALES AMERICANAS DE CONSTRUCCIÓN DE ACERO, PARA LA EMBARCACIÓN PESQUERA HUACHO 5”, elaborado por el bachiller LIMAY VALDERRAMA LUIS STALYN para optar el Título Profesional de Ingeniero Mecánico.

Fue Revisado y Aprobado por el siguiente Jurado Evaluador



Dr. SERAPIO AGAPITO QUILLOS RUIZ
Presidente



ING. RUSBER ALBERTO RISCO OJEDA
Secretario



Ms. NELVER J. ESCALANTE ESPINOZA
Integrante

ACTA DE SUSTENTACIÓN INFORME FINAL DE TESIS

Siendo las 18:30 p.m. del 15 de febrero del año dos mil veintiunos, el Jurado Evaluador integrado por los docentes:

Dr. Serapio Agapito Quillos Ruiz - Presidente

Ing. Rusber Alberto Risco Ojeda – Secretario

Ms. Nelver Javier Escalante Espinoza – Integrante

En cumplimiento a las Resoluciones N° 252-2020-UNS-CFI y Resolución de Expedito N° 063-2021-UNS-FI, mediante la plataforma virtual ZOOM <https://uns-edu-pe.zoom.us/j/89979895790?pwd=NEMveVNMNEdxcWRRbUxFcjhpNzRnZz09>. En cumplimiento a la Directiva N° 003-2020-UNSVRAC, se da inicio a la sustentación de la Tesis titulada:

“Diseño de un pescante de speedboat de 800 kg. aplicando las normas internacionales americanas de construcción de acero para la embarcación pesquera Huacho 5”,

Bachiller: LIMAY VALDERRAMA LUIS STALYN, código 0201016039.

Asesor: Ms. NELVER JAVIER ESCALANTE ESPINOZA.

El Jurado Evaluador, después de deliberar los actos de la sustentación virtual, según los instrumentos de evaluación emitidos por la Dirección de Escuela de Ingeniería Mecánica y en concordancia con el Reglamento General de grados títulos de la Universidad Nacional del Santa, declaran:


APROBAR LA SUSTENTACIÓN CON LA NOTA DE:

BACHILLER	PROMEDIO VIGESIMAL	PONDERACIÓN
LIMAY VALDERRAMA LUIS STALYN	16	Bueno

Siendo las 19:20 horas del mismo día, se dio por terminado el Acta de Sustentación, firmando las en señal de conformidad.

Nuevo Chimbote, 15 de febrero del 2021.


Dr. Serapio Agapito Quillos Ruiz
Presidente


Ing. Rusber Alberto Risco Ojeda
Secretario


Ms. Nelver Javier Escalante Espinoza
Integrante



Recibo digital

Este recibo confirma que su trabajo ha sido recibido por **Turnitin**. A continuación podrá ver la información del recibo con respecto a su entrega.

La primera página de tus entregas se muestra abajo.

Autor de la entrega: LUIS STALYN LIMAY VALDERAMA...
Título del ejercicio: Actividad Turnitin Sección 1 (Moodle...
Título de la entrega: Diseño de un pescante de speedboa...
Nombre del archivo: 19829_LUIS_STALYN_LIMAY_VAL...
Tamaño del archivo: 4.12M
Total páginas: 103
Total de palabras: 14,639
Total de caracteres: 77,423
Fecha de entrega: 18-nov-2020 07:15p.m. (UTC-0500)
Identificador de la entrega: 1450511546

UNIVERSIDAD NACIONAL DEL SANTA
FACULTAD DE INGENIERÍA
ESCUELA PROFESIONAL DE INGENIERÍA MECÁNICA



"DISEÑO DE UN PESCANTE DE SPEEDBOAT DE 800 Kg. APLICANDO LAS
NORMAS INTERNACIONALES AMERICANAS DE CONSTRUCCIÓN DE
ACERO. PARA LA EMBARCACIÓN PESQUERA HUACHO CINCO"

PRESENTADO POR:
Bach. Luis Stalyn Limay Valderama

ASESOR:
Ing. Nelson Escalante Espinoza

TESIS PARA OPTAR EL TÍTULO PROFESIONAL DE INGENIERO
MECÁNICO

Nuevo Chimbote - Perú
2020

Dedicatoria

En primer lugar, este trabajo está dedicado a Dios, por la fortaleza y sabiduría brindada a lo largo de toda la etapa de preparación de este proyecto y carrera. Así mismo a mis padres y hermanos por su apoyo constante en el camino de conseguir las metas propuestas.

Agradecimientos

No puedo continuar este trabajo sin mostrar un agradecimiento especial por mi alma mater la Universidad Nacional del Santa (UNS) por haberme acogido durante todos estos años de estudio y formado como un buen profesional para la sociedad.

Así mismo a todos mis docentes que a lo largo de la carrera estuvieron inculcándome conocimientos acertados y principios profesionales para una vida de retos y desafíos a lo largo de mi desarrollo profesional.

Cabe mencionar un agradecimiento particular al Ing. Nelver Escalante Espinoza por su apoyo continuo en la tarea de asesor de este proyecto y al Ing, Rusber Risco Ojeda por el apoyo investigativo como anteproyecto.

Índice General

Dedicatoria.....	iii
Agradecimientos	iv
Resumen	12
Abstract	13
Capítulo I: Introducción.....	14
1.1. Antecedentes.....	14
1.2. Formulación del Problema.....	15
1.3. Objetivos.....	15
1.3.1. Objetivo General.....	15
1.3.2. Objetivos Específicos.....	16
1.4. Hipótesis	16
1.5. Justificación e Importancia del Estudio	16
Capitulo II: Marco Teórico	18
2.1. Sistema de Elevación de Speedboat.....	18
2.2. Elementos de un Sistema de Pescante de Speedboat	19
2.2.1. Estructura del Pescante	19
2.2.2. Cilindro Oleohidráulico	19
2.2.3. Winche Oleohidráulico	20
2.2.4. Pastecas	21
2.2.5. Speedboat.....	22
2.3. Análisis Estructural.....	22
2.3.1. Fuerzas y Momentos Internos en Vigas Rectas	23
2.3.2. Esfuerzo en Vigas Curvas	25
2.3.3. Esfuerzo en Vigas Rectas con Curvatura.	27
2.3.4. Esfuerzo Cortante por Torsión en Vigas.....	29
2.3.5. Esfuerzos por cargas de servicio.....	30

2.3.6.	Esfuerzos Combinados o Criterio de Von Misses	35
2.3.7.	Cambio de Ejes de Coordenadas	36
2.3.8.	Diseño por Esfuerzos Permisibles (DEP)	37
2.3.9.	Uniones Soldadas	39
2.4.	Análisis Mecánico	42
2.4.1.	Cálculos de Ejes Sometidos a Flexión y a Torsión.	42
2.4.2.	Cilindros Oleohidráulicos.....	43
2.4.3.	Winche Oleohidráulico.....	44
2.5.	Preparación de Superficie.....	47
Capítulo III: Materiales y Métodos		49
3.1.	Métodos de Investigación.....	49
3.2.	Metodología Utilizada.....	49
3.3.	Diseño de la Investigación	50
3.4.	Medios Y Materiales	50
Capítulo IV: Cálculos.....		51
4.1.	Análisis Estructural	52
4.1.1.	Esfuerzos Cortantes y Momento Flector	52
4.1.2.	Esfuerzo Torsional.....	62
4.1.3.	Esfuerzo del viento	63
4.1.4.	Criterio de Esfuerzos Combinados por Cargas de Servicios	63
4.1.5.	Selección del Material por Diseño de Esfuerzos Permisibles (DEP).	64
4.2.	Análisis Mecánico	65
4.2.1.	Diseño del Eje	65
4.2.2.	Diseño de la Base del Pescante.	68
4.2.3.	Selección del Cilindro Oleohidráulico.	70
4.2.4.	Selección del Winche Hidráulico.	71
4.3.	Análisis con Elementos Finitos	74
4.3.1.	Análisis del Pescante Completo	74

4.3.2. Análisis de la Base	75
4.4. Preparación de Superficie	75
Capítulo V: Resultados y Discusiones	76
5.1. Resultados	76
5.2. Discusiones de Resultados	77
Capítulo VI: Conclusiones y Recomendaciones	79
6.1. Conclusiones	79
6.2. Recomendaciones.....	80
Capítulo VII: Referencias Bibliográficas.....	81
7.1. Libros y tesis.	81
7.2. Manuales y Catálogos	83
Capítulo VIII: Anexos.....	84
8.1. Anexo A: Tablas	84
8.2. Anexo B: Figuras Complementarias	88
8.3. Anexo C: Planos.....	100

Índice De Figuras

Figura 2. 1 Modelo de pescante de speedboat.....	18
Figura 2. 2. Estructura de Pescante	19
Figura 2. 3. Cilindro Oleohidráulicos de Doble Efecto.....	20
Figura 2. 4. Winche Oleohidráulico con Tambor.....	21
Figura 2. 5. Tipos de Pastecas.	21
Figura 2. 6. Modelo de Speedboat Fuera de Borda de 800 kg	22
Figura 2. 7. Fuerzas y Momentos Internos en una Viga.....	23
Figura 2. 8. Fuerzas Cortantes.....	24
Figura 2. 9. Momentos	24
Figura 2. 10. Reacciones y Equilibrio de las Partes de una Viga en una Sección.....	25
Figura 2. 11. Elemento Infinitesimal de Viga Curva	26
Figura 2. 12. Variación Hiperbólica de las Tensiones Circunferencial σ_{θ} en Función de r	28
Figura 2. 13. Deformaciones de un Árbol Circular.....	29
Figura 2. 14. Diagrama de Cuerpo Libre de un Árbol Circular	30
Figura 2. 15. Esquema de Transformación de Ejes de Coordenadas	36
Figura 4. 1. Posiciones de Trabajo del Pescante de Speedboat	51
Figura 4. 2. Posición y Carrera del Cilindro Hidráulico del Pescante del Speedboat	51
Figura 4. 3. Fuerzas Aplicadas en el Pescante en Posición N° 3.	52
Figura 4. 4. Fuerza Resultante en el Punto Superior del Pescante	53
Figura 4. 5. Descomposición de Ejes Locales de las Reacciones en el Pescante.....	53
Figura 4. 6. Resultante en el Punto D.....	54

Figura 4. 7. Descomposición de Fuerzas en sus Ejes Axiales y Radiales del Pescante.....	55
Figura 4. 8. Fuerzas Cortantes en el Pescante	56
Figura 4. 9. Esfuerzos Cortantes en Tramo D-B	56
Figura 4. 10. Esfuerzos Cortantes en Tramo D-O	57
Figura 4. 11. Esfuerzos Cortantes en Tramo D-O'	58
Figura 4. 12. Esfuerzos Cortantes En Tramo A-A'	59
Figura 4. 13. Diagrama de Esfuerzo Cortante y Momento Flector	60
Figura 4. 14. Diseño Preliminar del Pescante	61
Figura 4. 15. Sección de la Viga	61
Figura 4. 16. Tensión por Torsión	62
Figura 4. 17. Reacciones en Eje de Pescante.....	66
Figura 4. 18. Esquema de Reacciones y Diagramas de Fuerza y Momento Flector.	67
Figura 4. 19. Reacciones en la Base del Pescante.	68
Figura 4. 20. Reacciones en el Cordón de Soldadura.....	69
Figura 4. 21. Esquema de Adujado del Cable sobre el Tambor	73
Figura B. 1. Determinación del Factor de Concentración de Esfuerzo por Fatiga K_t	88
Figura B. 2. Tabla de Selección de Factores de Anclaje en Cilindros Oleohidráulicos.	89
Figura B. 3. Catálogo de Selección del Cilindro Oleohidráulico.....	90
Figura B. 4. Características del Cilindro Oleohidráulico.....	91
Figura B. 5. Tabla de Selección de Cables de Acero de Alma de Fibra.....	92
Figura B. 6. Catálogo de Motores Hidráulicos Char Lynn	93
Figura B. 7. Especificaciones Técnicas Winche Oleohidráulico.....	94

Figura B. 8. Valores de Von Mises en Pescante Completo.....	95
Figura B. 9. Valores de Desplazamiento en Pescante Completo.....	96
Figura B. 10. Valores de Factor de Seguridad en Pescante Completo.....	97
Figura B. 11. Valores de Von Mises en Base del Pescante.....	98
Figura B. 12. Valores de Factor de Seguridad en Base del Pescante.....	99
Figura B. 13. Ficha de Speedboat.....	100

Índice De Tablas

Tabla 2. 1. Comparación entre los Resultados Provisto por Distintas Teorías	28
Tabla 2. 2. Clases de Utilización de los Mecanismos	31
Tabla 2. 3. Estado de Carga del Mecanismo	32
Tabla 2. 4. Estado de Carga del Mecanismo	32
Tabla 2. 5. Coeficiente de Clasificación del Mecanismo de Elevación	33
Tabla 2. 6. Factores de Diseño en Materiales Dúctiles	38
Tabla 2. 7. Esfuerzos Permisibles en Cordones de Soldadura de Filete.	39
Tabla 2. 8. Tamaño Mínimo del Cordón de Filete	41
Tabla 2. 9. Esfuerzo mínimo de ruptura del cable	45
Tabla 2. 10. Tabla de Categorías de Preparación de Superficie Definidas por SSPC.....	47
Tabla 4. 1. N.º de Vueltas Vs Longitud de Cable.	72
Tabla A. 1. Fórmulas de Torsión.	84
Tabla A. 2. Factor de Material.	85
Tabla A. 3. Factores de Confiabilidad C_R	85
Tabla A. 4. Factores de Tamaño	86
Tabla A. 5. Tabla de Propiedades del Cordón de Soldadura Tratado como Línea.	87

Resumen

Este trabajo de investigación es de tipo aplicativo, donde se observa el procedimiento para realizar el diseño de un pescante de speedboat de 800 kg para la embarcación pesquera “Huacho Cinco” que sea seguro, eficiente y práctico; y que se adapte a los requerimientos de pesca de atún por cerco. Para ello, se propone un sistema de elevación de acero estructural accionado por un cilindro y winche oleohidráulico, diseñado bajo las Normas Internacionales Americanas de Construcción de Acero (AISC, 2005), las normas de construcción naval y estructuras marinas, sección maquinaria de cubierta (ISO 7365, 1983), y bibliografía especializada en el tema. Durante su desarrollo se analiza la estructura del sistema de elevación de forma analítica, para posteriormente ser verificada a través del método de elementos finitos en el software de simulación SolidWorks 2020. Finalmente se diseña un pescante de speedboat con un esfuerzo admisible de 66.5 MPa y un factor de seguridad de 3.64 en acero estructural A36, de sección cuadrada de 200 x 200 mm, con espesor de 6.4 mm; y de 3.45 m de altura por 1.4 m de ancho, un cilindro oleohidráulico CH – 100/50 – 40 y un winche oleohidráulico PT PL3 – 350. Así mismo el software SolidWorks 2020 verifica dichos valores encontrados. En consecuencia, el sistema de elevación presentado en este proyecto sirve como un desarrollo metodológico para el diseño de pescantes de speedboats en embarcaciones atuneras.

Palabras clave: pescante, speedboat, cilindro, winche, esfuerzo admisible, factor de seguridad, elementos finitos, SolidWorks.

Abstract

This research work is of an application type, where the procedure for designing a speedboat davit of 800 kg for the fishing vessel “Huacho Cinco” is observed, which is safe, efficient and practical; and that it adapts to the purse-seine tuna fishing requirements. To do this, a structural steel lifting system activated by a cylinder and oleo-hydraulic winch is proposed, designed under the American International Standards for Steel Construction (AISC, 2005), the standards for shipbuilding and marine structures, deck machinery section (ISO 7365, 1983), and specialized bibliography on the subject. During its development, the structure of the lifting system is analyzed analytically, to later be verified through the finite element method in the SolidWorks 2020 simulation software. Finally, a speedboat davit is designed with an admissible effort of 66.5 MPa and a factor of safety of 3.64 in structural steel A36, of square section of 200 x 200 mm, with thickness of 6.4 mm; and 3.45 m high by 1.4 m wide, a CH - 100/50 - 40 oil-hydraulic cylinder and a PT PL3 - 350 oil-hydraulic winch. Likewise, the SolidWorks 2020 software verifies said found values. Consequently, the lifting system presented in this project serves as a methodological development for the design of davits of speedboats in tuna vessels.

Keywords: davit, speedboat, cylinder, winch, allowable stress, safety factor, finite elements, SolidWorks.

Capítulo I: Introducción

1.1. Antecedentes

- Un primer trabajo corresponde a Pérez y Pereira (2011) en su proyecto investigativo: “Proyecto de un sistema de elevación naval (pescante) para lancha rápida”, exponen el cálculo y proyecto de un sistema de elevación (pescante) de lancha rápida en la popa de un buque de pesca. Los autores hacen un análisis teórico mecánico en la etapa de distribución de fuerzas para determinar la fuerza del cable de izaje y resistencia de la estructura, así como la selección de los winches y cilindros, esto es evaluado posteriormente a través del software Inventor 2011 para simular la resistencia de cargas y determinar su factor de seguridad de trabajo.

- Un segundo trabajo corresponde a Blanes (2014) en su tesis de pregrado: “Estudio de mecanismo de elevación para el izado de embarcaciones en un puerto de pequeño porte. Grúa de columna fija y brazo giratorio de 7 Tm”, en donde analiza diversos mecanismos de elevación para el descenso y ascenso de embarcaciones al mar. El autor utiliza la norma UNE 58-112 para determinar los parámetros de diseño de la estructura del mecanismo de elevación (pescante), cargas de servicio y del medio ambiente, así mismo realiza la selección de los accesorios de elevación de la embarcación, para finalmente, en base a evaluar anteriores proyectos, presentar un modelo particular y seguro que cumpla con los parámetros operacionales del puerto.

- Un tercer trabajo corresponde a Martínez (2018) en su tesis de pregrado “Grúa giratoria, fija, para izado de embarcaciones de 12 Tm” en donde trabaja las características propias de la grúa, tanto mecánicas, de diseño como técnicas para la varada de todo tipo de embarcaciones al mar, en su desarrollo desprecia los temas relacionados al accionamiento hidráulico o eléctrico de la misma, para ello observó la evolución histórica de las diferente grúas utilizadas para esta

labor, así como las ya existentes en el mercado, contruidos por diversos fabricantes, para finalmente en base a las recomendaciones de la Federación Europea de Manutención (FEM), diseñar, de forma segura, una grúa estacionaria compuesta de giro rotacional, con sección tubular circular como columna y con sección H como pluma, para embarcaciones de puerto.

- Un cuarto trabajo corresponde a Sánchez (2020) en su tesis de pregrado “Calculo, diseño y modelado de un chigre hidráulico para una grúa naval” en donde realiza los cálculos necesarios para determinar las características del chigre (winche) instalado sobre la cubierta de una embarcación usando las normativas marítimas DNV GL – ST – 0378 para cubrir los parámetros establecidos para mecanismos en embarcaciones en la mar, así mismo hace de importancia tener en cuenta las condiciones atmosféricas en las que opera la grúa naval, así mismo para determinar las condiciones estructurales utiliza el software Inventor 2020.

1.2. Formulación del Problema

¿Cómo diseñar un pescante de speedboat de 800 kg, aplicando las normas internacionales de construcción de acero, para la embarcación pesquera Huacho Cinco?

1.3. Objetivos

1.3.1. Objetivo General

- Diseñar un pescante de speedboat de 800 kg aplicando las normas internacionales de construcción de acero, para la embarcación pesquera Huacho Cinco, que sea seguro, eficiente y práctica y que se adapte a los requerimientos de pesca de atún por cerco bajo estándares.

1.3.2. *Objetivos Específicos*

- a) Calcular y modelar las cargas de operación, aplicando las normas internacionales de construcción de acero, en el pescante de speedboat de 800 kg para la embarcación pesquera Huacho Cinco.
- b) Seleccionar el cilindro y winche hidráulico óptimo para el pescante de speedboat de 800 kg para la embarcación pesquera Huacho Cinco.
- c) Verificar con el software SolidWorks 2020 la deformación máxima admisible del pescante de speedboat de 800 kg para la embarcación pesquera Huacho Cinco.

1.4. Hipótesis

Aplicando las normas internacionales de construcción de acero se podrá diseñar en forma segura, eficiente y práctica un pescante de Speedboat de 800 kg para la embarcación pesquera Huacho Cinco.

1.5. Justificación e Importancia del Estudio

En la actualidad la pesca de atún por cerco es una de las formas de mayor demanda económica en el mundo, dado el gran valor económico que representa esta especie, es por ello que a lo largo de los años la construcción de embarcaciones atuneras en el Perú ha ido en crecimiento y muchas empresas han optado por fabricar o modificar sus embarcaciones para este tipo de pesca, por tal motivo uno de los componentes utilizados en estas embarcaciones son los pescantes de speedboat, con el cual se logra realizar la maniobra de pesca del atún, siendo así esta una herramienta de vital importancia y del cual se requiere un diseño eficiente, sin embargo no existe un modelo único del mismo, sino el provisto por empresas particulares, generando así un problema de ejecución para las futuras embarcaciones atuneras construidas en el país. A la fecha existen diecisiete embarcaciones atuneras en el Perú (Ministerio de la

Producción del Perú, 2020) las cuales fueron modificadas para este tipo de pesca, las mismas que requirieron la implementación de nuevos pescantes de speedboat.

Por tal motivo bajo los argumentos antes mencionados se plantea un modelo particular de pescante de speedboat de 800 kg para la embarcación atunera Huacho Cinco, diseñado de forma segura, eficiente. Así mismo con este nuevo modelo se mejorará el maniobraje del speedboat al descender al agua y el arriado del mismo al permanecer activo dentro de la embarcación, de igual forma se evaluará posibles fallos estructurales que este puede presentar durante la operación.

Es importante resaltar que este proyecto de investigación involucra estudios de una gran cantidad de áreas de conocimiento de la Ingeniería Mecánica, tales como, mecánica de materiales, ingeniería y resistencia de materiales y diseño de elementos. Con esto se brinda la oportunidad de poder afianzar los conocimientos adquiridos en cada una de las asignaturas antes mencionadas.

Capítulo II: Marco Teórico

2.1. Sistema de Elevación de Speedboat.

En la industria de la pesca de embarcaciones atuneras es común utilizar speedboats para la captura del cardumen, para ello es necesario contar con un sistema de elevación que permita su desplazamiento. Existen muchos tipos de sistemas de elevación con formas diversas y funciones diferentes dentro de un ciclo de trabajo, pero todas con un objetivo básico común, a pesar del campo de aplicación y la zona de trabajo, que es el de elevar una carga y moverla transportándola de un sitio a otro (Guerra, 2015, como se citó en Pérez, 2009).

Existen diversos tipos de pescantes, se aprecia un modelo en la Figura 2.1, y cada uno funcionará según su diseño y el tipo de motor que incorpore (eléctrico, hidráulico, etc.).

Figura 2. 1

Modelo de pescante de speedboat



Nota. Adaptado de *pescante de botes*, por TH Company, Flickr (<https://www.marcosolutions.com/es/productos/pescante-de-botes#>).

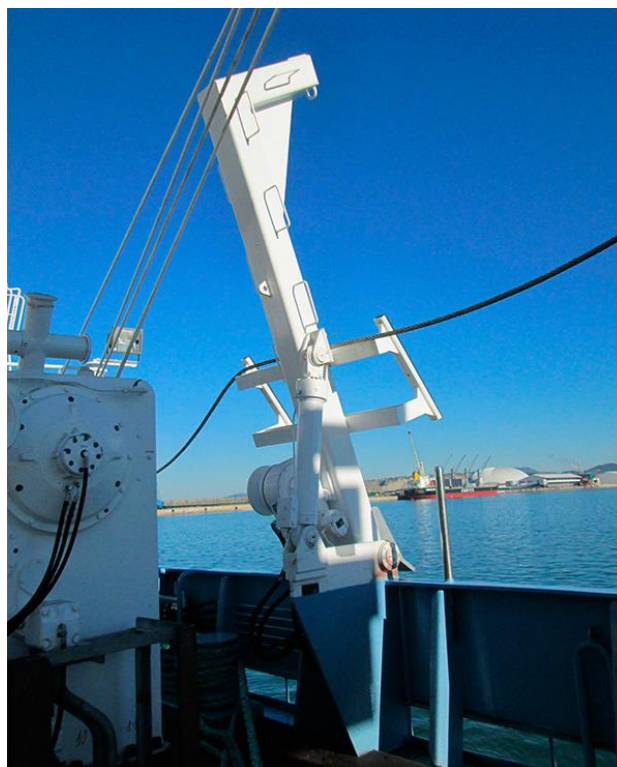
2.2. Elementos de un Sistema de Pescante de Speedboat

2.2.1. Estructura del Pescante

Es el soporte metálico que sostiene la carga del speedboat, su forma puede ser variada, pero resistente al cortante de las fuerzas y es de fácil maniobra, ver Figura 2.2.

Figura 2. 2.

Estructura de Pescante



Nota. Adaptado de *pescante de botes*, por TH Company, Flickr (<https://www.marcosolutions.com/es/productos/pescante-de-botes#>).

2.2.2. Cilindro Oleohidráulico

Según Serrano (2002) los cilindros oleohidráulicos son los componentes más frecuentes que se utilizan para el movimiento de maquinaria o estructuras diseñadas para mover objetos, esto se desarrolla a través del caudal y presión que producen los motores oleohidráulicos, mediante un movimiento rectilíneo de avance y retroceso, según el tipo de trabajo que se

requiera. Existen dos clasificaciones de cilindros oleohidráulicos, de simple y doble efecto, en la Figura 2.3 se muestra un cilindro de doble efecto.

Figura 2. 3.

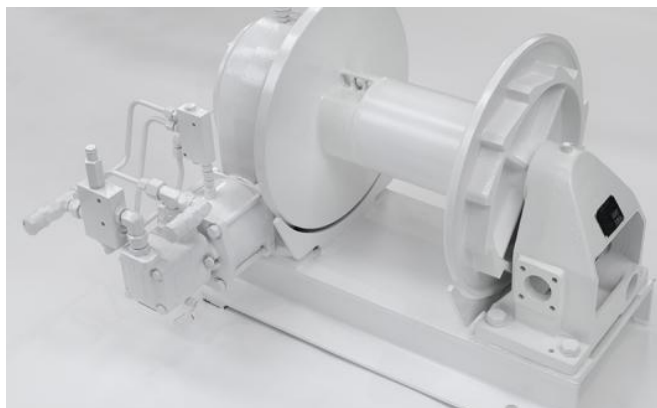
Cilindro Oleohidráulicos de Doble Efecto



Nota. Adaptado de *cilindros hidráulicos*, por CICROSA Hidráulico, Flickr (<https://www.cicrosa.com/index.php/productos/catalogo-general/>).

2.2.3. Winche Oleohidráulico

Al igual que los cilindros oleohidráulicos, los winches son los componentes más utilizados para mover levantar o descender objetos, esto se produce mediante la potencia que genera el motor oleohidráulico. Los winches constan de un tambor fabricado para almacenar cable o cabo que se recoge o lanzan (ver Figura 2.4).

Figura 2. 4.*Winche Oleohidráulico con Tambor*

Nota. Adaptado de *winches auxiliares*, por TH Company, Flickr (<https://www.marcosolutions.com/es/productos/maquinillas-winches-auxiliares>).

2.2.4. Pastecas

Las pastecas son componentes que cumplen una función similar a la de las poleas, estas pueden ser simples, dobles o de triple efecto, dependiendo su uso puede reducir significativamente el desgaste y tensión del cable que se desliza por él. Algunos modelos de pastecas se muestran en la Figura 2.5.

Figura 2. 5.*Tipos de Pastecas.*

Nota. Adaptado de *pastecas para cabos*, por PROBISA, Flickr (https://www.probrisa.com/wp-content/uploads/2017/07/Pastecas_para_cabos.pdf).

2.2.5. *Speedboat*

Los speedboats son embarcaciones rápidas y ágiles que nacen para satisfacer las necesidades de los grandes buques atuneros en el arte de pesca al cerco. Los speedboats se caracterizan por una gran relación de velocidad frente a sus dimensiones, en su mayoría son fabricados de fibra de vidrio o de polietileno de alta densidad, lo que hace reducir significativamente su peso. Además, son embarcaciones versátiles que admiten diferentes tipos de propulsión, generalmente con motores de fuera de borda. En la Figura 2.6 se muestra un modelo de speedboat de 800 kg.

Figura 2. 6.

Modelo de Speedboat Fuera de Borda de 800 kg



Nota. Adaptado de *speeboat fuera de borda*, por Zion Galicia, Flickr (https://www.zyongalicia.com/assets/zyon-catalogo_opt.pdf).

2.3. **Análisis Estructural**

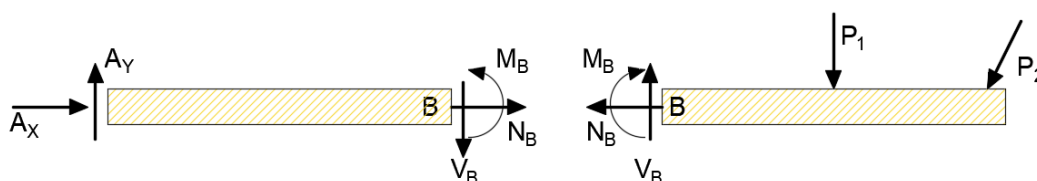
Para la evaluación estructural de un elemento Cervera y Blanco (2015) mencionan que “se entiende, básicamente, como la determinación de los estados de tensión y deformación a los que la estructura va a estar sometida por efecto de los diferentes estados de carga que se consideran” (p. 66).

2.3.1. Fuerzas y Momentos Internos en Vigas Rectas

Toda viga o estructura al ser sometida a una fuerza externa producirá en ella fuerzas internas, tanto fuerzas cortantes como axiales y momentos flector y torsor que producirán deformaciones en su composición. En la Figura 2.7 se aprecia como las fuerzas externas P_1 y P_2 generan reacciones internas en un corte de la viga.

Figura 2. 7.

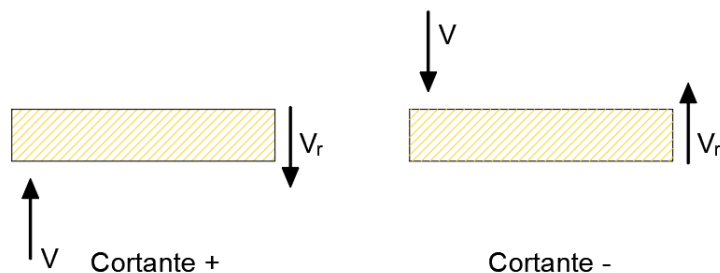
Fuerzas y Momentos Internos en una Viga



Nota. Adaptado de *Mecánica de Materiales* (p. 361), por Riley, Sturges y Morris, 2001, Limusa Wiley.

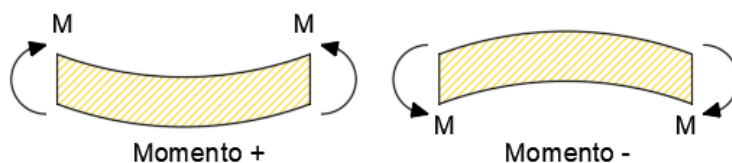
Si se desea determinar los esfuerzos por cortantes y momentos flexionante en cualquier sección transversal específica de una viga, Riley, Sturges y Morris (2001) afirman que “el esfuerzo cortante transversal máximo se presentará en una sección en la cual el esfuerzo cortante sea máximo, por lo que también es deseable un método para la determinación de estas secciones” (p. 361). Para esto es necesario tener en cuenta los siguientes conceptos:

a) **Fuerzas Cortantes.** Existen dos tipos de fuerzas cortantes que se producen en el interior de una viga: Las positivas son aquellas que producen una rotación horaria y las negativas son aquellas que producen una rotación antihoraria del elemento. (Figura 2.8).

Figura 2. 8.*Fuerzas Cortantes*

Nota. Adaptado de *Mecánica de Materiales* (p. 362), por Riley, Sturges y Morris, 2001, Limusa Wiley.

b) Momento. Existen dos tipos de momentos que se producen en el interior de una viga: los positivos son aquellos que generan concavidad hacia arriba y los negativos son aquellos que generan concavidad hacia abajo, en referencia al elemento (Figura 2.9).

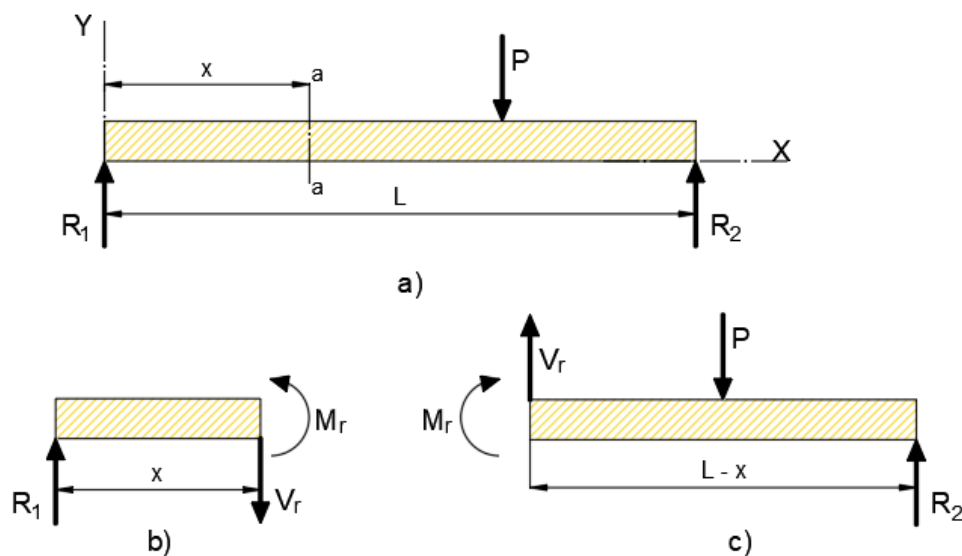
Figura 2. 9.*Momentos*

Nota. Adaptado de *Mecánica de Materiales* (p. 362), por Riley, Sturges y Morris, 2001, Limusa Wiley.

Para la evaluación del análisis estructural en vigas Pytel y Singer (1994) señalan el siguiente procedimiento de cálculo para la determinación del esfuerzo cortante y momento máximo dentro de una viga sometida a una carga externa.

Figura 2. 10.

Reacciones y Equilibrio de las Partes de una Viga en una Sección



Nota. Adaptado de *Resistencia de Materiales* (p. 89), por Pytel y Singer, 1994, Cámara nacional de la Industria.

De la Figura 2.10-a, observamos que la fuerza que genera \$P\$ sobre la viga produce dos reacciones \$R_1\$ y \$R_2\$, a su vez estas mismas producen un esfuerzo interno en la viga. Haciendo un breve análisis en la sección \$a-a\$ de la Figura 2.10-b, tenemos:

$$\sum F_y: \quad R_1 - v = 0 \quad (2.1)$$

$$\sum M_{a-a}: \quad M_r - R_1 x = 0 \quad (2.2)$$

Para determinar el esfuerzo cortante y momento flector máximo en toda la viga es necesaria realizar este tipo de cortes en cada sección después de una fuerza o reacción, sea de derecha a izquierda o viceversa.

2.3.2. Esfuerzo en Vigas Curvas

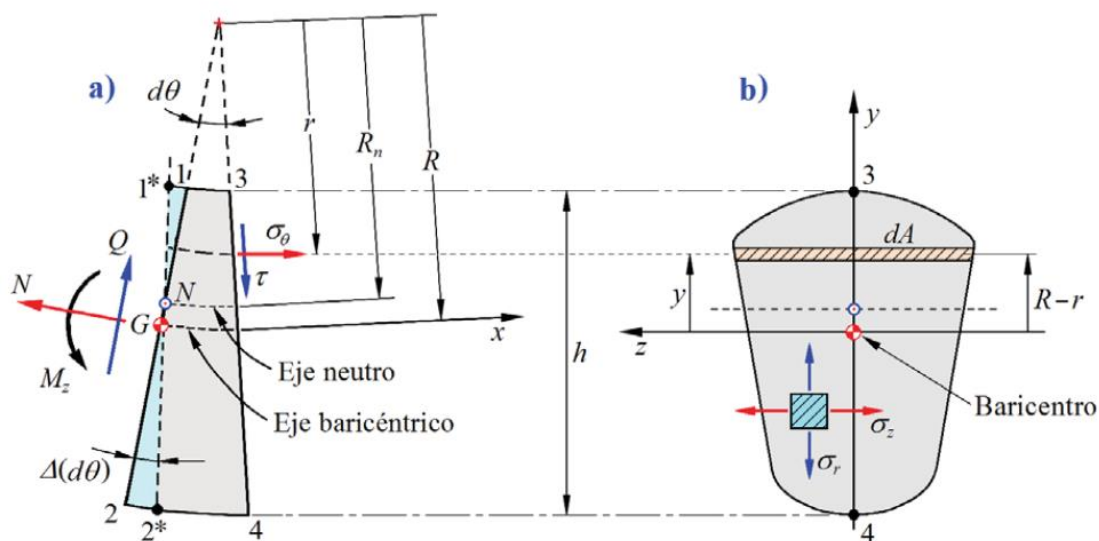
En una viga recta el esfuerzo flector está determinado por $\sigma = M/S$, donde \$M\$ es el momento máximo y \$S\$ la resistencia calculada, pero:

En el caso de vigas curvas donde el radio de curvatura es mayor que cinco veces la altura de la viga, la fórmula de flexión simple da resultados aceptables, pero los errores son importantes cuando el radio de curvatura es comparable con la altura de la viga. (Massa, Giró y Giudici, 2017, p. 161).

Por ello es necesario encontrar una solución que, aun siendo aproximada, arroje resultados satisfactorios para el cálculo de fuerzas aplicadas en vigas curvas. Es por ello que la Figura 2.11 muestra las fuerzas internas que se producen en una sección cualquiera de una viga curva.

Figura 2. 11.

Elemento Infinitesimal de Viga Curva



Nota. Adaptado de *Compendio de cálculo estructural para ingeniería mecánica y aeronáutica* (p. 162), por Massa, Giró y Giudici, 2017.

Massa, Giró y Giudici (2017) indican que, para determinar el esfuerzo por flexión máxima en una sección cualquiera de una viga curva, se debe aplicar la siguiente fórmula:

$$\sigma_{\theta} = \frac{M_z}{RA_m - A} \left(\frac{1}{r} - \frac{A_m}{A} \right) \quad (2.3)$$

$$A_m = \int_A \frac{dA}{r} \quad (2.4)$$

Donde:

σ_θ : Esfuerzo por flexión.

M_z : Momento flector en la sección curva.

R: Radio de la circunferencia de la viga curva al eje baricentro.

r: Radio de la circunferencia de la viga curva a la sección del área modificada.

A: Área de la sección.

A_m : Área modificada.

Para determinar todos los esfuerzos que se producen en una sección de una viga curva Riley, Sturges y Morris (2001) dicen que “debido a que el comportamiento es elástico, se aplica el principio de superposición y los esfuerzos normales adicionales pueden sumarse a los esfuerzos por flexión obtenidos en la misma viga” (p. 443). Por tanto, la fórmula de esfuerzo flector máxima compuesta para vigas curvas resultaría:

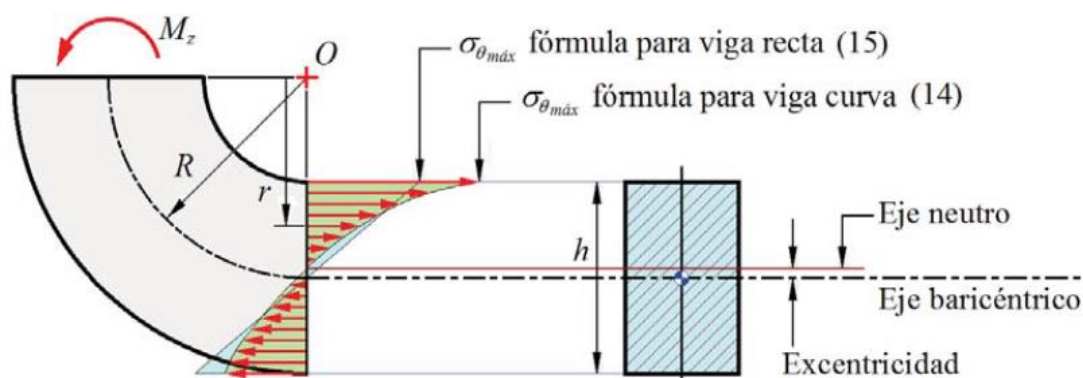
$$\sigma_\theta = \frac{N}{A} + \frac{M_z}{RA_m - A} \left(\frac{1}{r} - \frac{A_m}{A} \right) \quad (2.5)$$

2.3.3. Esfuerzo en Vigas Rectas con Curvatura.

El esfuerzo que se produce en una viga recta se ve determinado en base al momento flector máximo y a las dimensiones de la sección de la viga, pero cuando una viga consta de una longitud recta y otra curva (Figura 2.12), esta debe ser analizada en dos partes aplicando cada fórmula de flexión según la forma de la viga, sin embargo Massa, Giró y Giudici (2017) dicen que “cuando la viga es “poco curva” y los valores de “r” son grandes respecto a la altura de la viga, entonces la variación se hace casi lineal concordando con la fórmula de flexión simple para viga recta” (p. 163).

Figura 2. 12.

Variación Hiperbólica de las Tensiones Circunferencial σ_θ en Función de r

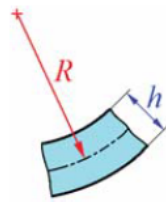


Nota. Adaptado de *Compendio de cálculo estructural para ingeniería mecánica y aeronáutica* (p. 164), por Massa, Giró y Giudici (2017).

Para realizar una comparación de resultados en el cálculo de esfuerzos de flexión en una viga que consta de una longitud recta y otra curva, se debe considerar la Tabla 2.1

Tabla 2. 1.

Comparación entre los Resultados Provisto por Distintas Teorías



$\frac{R}{h}$	$\frac{\sigma_\theta \text{ viga curva}}{\sigma_\theta \text{ teoría elasticidad}}$	$\frac{\sigma_\theta \text{ viga recta}}{\sigma_\theta \text{ teoría elasticidad}}$	error %
0,75	1,012	0,526	47 %
1	0,997	0,654	35 %
2	0,997	0,831	17 %
5	0,999	0,933	7 %

Nota. Adaptado de *Compendio de cálculo estructural para ingeniería mecánica y aeronáutica* (p. 163), por Massa, Giró y Giudici (2017).

Por tanto, cuando $R/h \rightarrow \infty$ la ecuación (2.5) se reduce a la fórmula de esfuerzo flector máxima compuesta para vigas rectas:

$$\sigma_\theta = \frac{N}{A} + \frac{M_Z}{I_Z} y_{max} \quad (2.6)$$

Donde:

I_z : Módulo de inercia de la sección

y_{max} : Distancia al eje neutro de la sección.

M_z : Momento flector máximo.

N: Fuerza axial máxima en la sección.

A: Área de la sección.

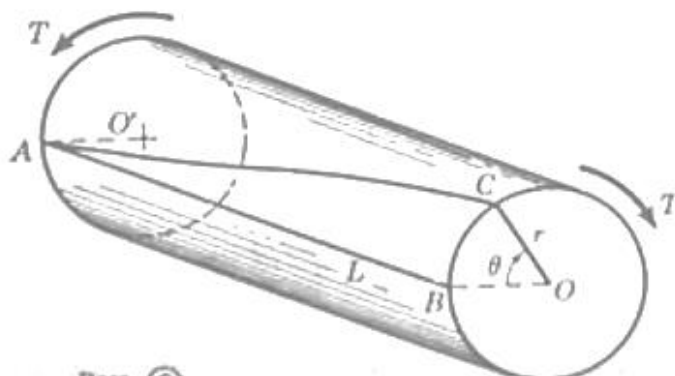
2.3.4. Esfuerzo Cortante por Torsión en Vigas

Pytel y Singer (1994) dicen que, el análisis del esfuerzo cortante por torsión y sus aplicaciones para ejes de sección circular y tubos se encuentra en su mayoría en todos los libros de resistencia de materiales, sin embargo, para vigas de secciones arbitrarias la solución es compleja y es por ello que se emplea las fórmulas de la Tabla A.1 – Anexo A.

La Figura 2.13 muestra el esfuerzo cortante de AB a AC que generan el momento torsional T a los extremos de un eje de sección circular.

Figura 2. 13.

Deformaciones de un Árbol Circular



Nota. Adaptado de *Resistencia de Materiales* (p. 61), por Pytel y Singer, 1994, Cámara nacional de la Industria.

Pytel & Singer (1994) definen, en base a la Figura 2.14, la fórmula del esfuerzo de torsión máxima para una viga circular cualquiera:

$$\tau_{max} = \frac{Tr}{J} \quad (2.7)$$

Donde:

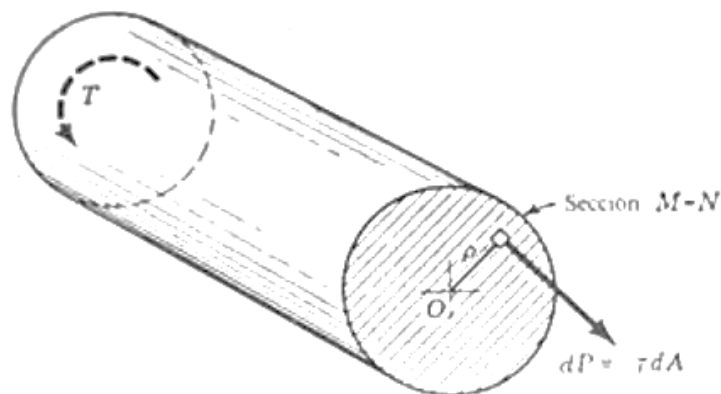
T: Momento torsor

R: Distancia del brazo de momento al eje de la viga

J: Momento polar de inercia (ver Tabla A.1 – Anexo A).

Figura 2. 14.

Diagrama de Cuerpo Libre de un Árbol Circular



Nota. Adaptado de *Resistencia de Materiales* (p. 63), por Pytel y Singer, 1994, Cámara nacional de la Industria.

2.3.5. Esfuerzos por cargas de servicio

- **Clasificación del Mecanismo de Elevación.**

Todo mecanismo opera de acuerdo a la utilización y al estado de carga con que se desarrolle en su vida útil, es por ello que es necesario determinar este grado de uso que será de

mucha importancia en el cálculo de la estructura del pescante, para ello Blandes (2006) utilizando la norma UNE 58 – 132 9 1/1, sugiere la utilización de las siguientes tablas como factor de conversión según la clasificación en la que se encuentre el mecanismo de trabajo.

Tabla 2. 2.

Clases de Utilización de los Mecanismos

Clases de Utilización de los Aparatos		
Clases de Utilización	Duración Total del Servicio (h)	Observaciones
T ₀	200	
T ₁	400	Utilización Ocasional
T ₂	800	
T ₃	1 600	
T ₄	3 200	Utilización Regular en Servicio Ligero
T ₅	6 300	Utilización Regular en Servicio Intermitente
T ₆	12 000	Utilización Regular en Servicio Intensivo
T ₇	25 000	
T ₈	50 000	Utilización Intensiva
T ₉	100 000	

Nota. Adaptado de *Estudio de Mecanismos de Elevación para el Izado de Embarcaciones en un Puerto de Pequeño porte (p. 21)*, por Blanes, 2013.

Tabla 2. 3.*Estado de Carga del Mecanismo*

Coefficiente Nominales del Espectro de Cargas para los Mecanismos K_m		
Estado de Carga	Coefficiente Nominal K_m	Observaciones
L1 – Ligero	0.125	Aparato que Levanta Raramente la Carga Util y Corrientemente Cargas muy Pequeñas
L2 – Moderado	0.25	Aparato que Levanta con Bastante Frecuencia la Carga Util y Corrientemente Cargas Pequeñas
L3 – Pesado	0.50	Aparato que Levanta con Bastante Frecuencia la Carga Util y Corrientemente Cargas Medianas
L4- Muy Pesado	1.00	Aparato que Corrientemente Maneja Cargas Proximas a la Carga Util

Nota. Adaptado de *Estudio de Mecanismos de Elevación para el Izado de Embarcaciones en un Puerto de Pequeño porte* (p. 22), por Blanes, 2013.

Tabla 2. 4.*Estado de Carga del Mecanismo*

Estado de Carga	K_m	Clases de Utilizacion										
		T ₀	T ₁	T ₂	T ₃	T ₄	T ₅	T ₆	T ₇	T ₈	T ₉	
L1 – Ligero	0.125	M1	M1	M1	M2	M3	M4	M5	M6	M7	M8	
L2 – Moderado	0.25	M1	M1	M2	M3	M4	M5	M6	M7	M8	M8	
L3 – Pesado	0.50	M1	M2	M3	M4	M5	M6	M7	M8	M8	M8	
L4- Muy Pesado	1.00	M2	M3	M4	M5	M6	M7	M8	M8	M8	M8	

Nota. Adaptado de *Estudio de Mecanismos de Elevación para el Izado de Embarcaciones en un Puerto de Pequeño porte* (p. 22), por Blanes, 2013.

Tabla 2. 5.*Coefficiente de Clasificación del Mecanismo de Elevación*

Valores de γ_s en Función del Aparato de Elevación						
Grupo	M3	M4	M5	M6	M7	M8
γ_s	1	1	1	1.06	1.12	1.2

Nota. Adaptado de *Grúa Giratoria, Fija, para Izado de Embarcaciones de 12 Tm (p. 20)*, por Fadon, 2018.

- **Coefficiente Dinámico**

Según Blandes (2006) como primer paso para obtener el esfuerzo por servicio se debe determinar las sollicitaciones en la elevación de cargas que producen los componentes dinámicos del pescante, para ello la norma UNE 58 – 132 9 ½ contiene un factor de coeficiente dinámico “ ψ ”, el cual viene expresado por la siguiente formula

$$\psi = 1 + \xi V_L \quad (2.9)$$

Donde:

ψ : Coeficiente dinámico.

ξ : Coeficiente experimental.

✓ $\xi = 0.6$ para grúas puentes y pórtico.

✓ $\xi = 0.3$ para grúas de puentes.

V_L : Velocidad de elevación (m/s).

- **Esfuerzos por efectos climáticos (Efecto del Viento)**

El viento es una carga que actúa en cualquier dirección y su fuerza genera esfuerzos en la estructura a la cual es sometida, es por que Blanes (2006) establece el siguiente procedimiento de cálculo:

$$F_{viento} = A \cdot q \cdot C \quad (2.10)$$

$$q = \frac{V_{viento}^2}{16} \quad (2.11)$$

Donde:

F_{viento} : Fuerza del viento con misma dirección sobre la estructura [N]

A: Área del objeto

q: Presión aerodinámica [daN/m²]

V_{viento} : Velocidad del viento incidente [20 m/s para servicio con viento normal]

C: Coeficiente de forma

Para cargas normal a la superficie: $C = 1$ Para $q < 25\ 000$ daN

Para formas complejas: $C = 1$ m²/ 1000 daN, para cargas inferiores a 5000 daN

$C = 0.5$ m²/ 1000 daN, para cargas entre 5000 y 25000 daN

Por lo tanto, el esfuerzo que provoca el viento sobre la estructura de la viga será dado por:

$$\sigma_{viento} = \frac{F_{viento} \cdot C_{empuje}}{A} \quad (2.12)$$

Donde:

σ_{viento} : Esfuerzo del viento.

C_{empuje} : Centro de empuje del viento, distancia al centro de máximo momento.

A: Área de la sección.

Si el viento provoca un esfuerzo torsor, este debe ser calculado según el apartado 2.3.4.

2.3.6. Esfuerzos Combinados o Criterio de Von Misses

Los esfuerzos que se presentan en una viga pueden ser: de carga axial, de carga flexionante o de carga torsional, sin embargo, en algunos casos estos se pueden presentar de manera conjunta en una viga. El análisis para este esfuerzo combinado es determinado por el criterio de Von Misses

$$\sigma_{comb.} = \sqrt{\sigma_{\theta}^2 + 3\tau^2} \quad (2.13)$$

Donde:

σ_{θ} : Esfuerzo flector compuesto máximo (ecuación 2.5 o 2.6)

τ : Esfuerzo de torsión máximo (ecuación 2.7).

- **Esfuerzos combinados por cargas de servicios**

Debido al trabajo al que se encuentre sometido la estructura esta se verá afectado por los valores de servicio ya mencionados, por tal motivo para esfuerzos combinados sometidos a cargas de servicios la ecuación 2.13 resultará:

$$\sigma_{comb. \text{ servicio}} = \sqrt{(\gamma_S(\psi\sigma_\theta + \sigma_{viento}))^2 + 3(\gamma_S\psi\tau + \tau_{viento})^2} \quad (2.14)$$

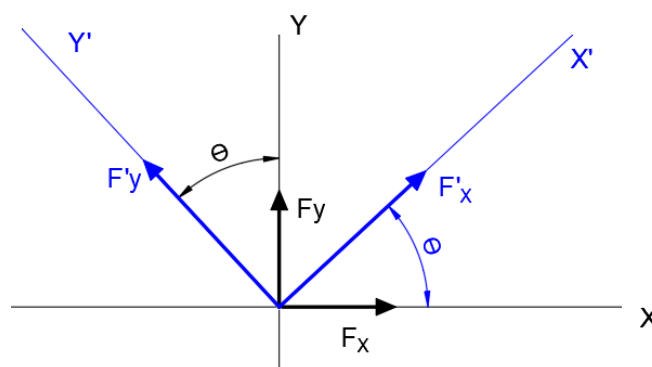
Por tal motivo la ecuación de Von Mises se ve afectada por los coeficientes dinámico y de clasificación del mecanismo, así como los esfuerzos producidos por el viento y cualquier otra carga ambiental que se presente.

2.3.7. Cambio de Ejes de Coordenadas

Para hallar las fuerzas internas en un elemento en cualquier posición es necesario realizar un cambio de ejes de coordenadas globales a coordenadas locales, según mejor se adecue para el cálculo, esta operación se puede apreciar en la Figura 2.15.

Figura 2. 15.

Esquema de Transformación de Ejes de Coordenadas



De la Figura 2.13 podemos deducir:

$$\sum Fx' = Fx \cdot \cos\theta + Fy \cdot \sen\theta \quad (2.15)$$

$$\sum Fy' = -Fx \cdot \sen\theta + Fy \cdot \cos\theta \quad (2.16)$$

$$\sum M' = \sum M \quad (2.17)$$

Estas ecuaciones cumplen para todos los casos.

2.3.8. Diseño por Esfuerzos Permisibles (DEP)

Los esfuerzos permisibles se estipulan en las especificaciones de diseño de acuerdo con el tipo de elemento estructural, tipo de acero y solicitaciones que obran en la estructura. Es por ello que en lo general “los esfuerzos permisibles se obtienen dividiendo los esfuerzos de falla del material y tipo de solicitación entre un factor de seguridad” (Manual de diseño para la construcción con acero, 2013, p. 81). Y señalan la siguiente ecuación de diseño:

$$\sigma_{calculado} < \sigma_{permisible} \quad (2.18)$$

$$\sigma_{permisible} = \frac{F_n}{F_s} = \frac{\text{Esfuerzo de Falla}}{\text{Factor de Seguridad}} \quad (2.19)$$

Donde:

$\sigma_{calculado}$: Esfuerzo calculado en un componente estructural bajo las cargas de servicio o de trabajo.

$\sigma_{permisible}$: Esfuerzo permisible.

- **Esfuerzos Permisibles de Miembros en Tensión**

Todo cálculo de resistencia estructural tiene un esfuerzo permisible, es por ello que el Manual de diseño para la construcción con acero (2013), bajo la Norma Internacional Americana de Construcción de Acero (AISC, 2005) afirman los siguiente:

Cuando se espere que el elemento estructural en estudio vaya a quedar sometido durante su vida útil a un número muy elevado de ciclos de carga, en el cálculo de su resistencia se tendrá en cuenta la posibilidad de una falla por fatiga (p. 85).

Por tanto, al momento de calcular la resistencia del material debe tenerse en cuenta las siguientes cuestiones:

En relación al área total, el esfuerzo de tensión permisible es:

$$\sigma_t = 0.60 F_Y \quad (2.20)$$

En relación al área neta, el esfuerzo permisible a tensión de un agujero en miembros conectados con pasador es:

$$\sigma_t = 0.50 F_Y \quad (2.21)$$

- **Factores de diseño**

Es una medida de la seguridad relativa de un componente bajo la acción de una carga y es preciso aplicar un factor de diseño adecuado, según la naturaleza de las cargas de trabajo. Para materiales dúctiles, considerar los valores de la Tabla 2.6.

Tabla 2. 6.

Factores de Diseño en Materiales Dúctiles

Factor de Diseño (n)	Naturaleza de Cargas
1.25 a 2.0	El diseño de estructuras bajo cargas estáticas, para las que haya un alto grado de confianza en todos los datos del diseño.
2.0 a 2.5	Diseño de elementos de maquina bajo cargas dinámicas con una confianza promedio en todos los datos de diseño.
2.5 a 4.0	Diseño de estructuras estáticas o elementos de maquina bajo cargas dinámicas con incertidumbre acerca de las cargas, propiedades de los materiales, análisis de esfuerzos o el ambiente.

4.0 a más	Diseño de estructuras estáticas o elementos de maquina bajo cargas dinámicas, con incertidumbre en cuanto a alguna combinación de cargas, propiedades del material, análisis de esfuerzos o el ambiente. El deseo de dar una seguridad adicional a componentes críticos puede justificar también el empleo de estos valores.
-----------	--

Nota. Adaptado de *Diseño de elementos de máquinas. (p.185)*, por Mott, 2006, Pearson.

2.3.9. Uniones Soldadas

En todo cálculo de unión soldada es importante tener en cuenta las propiedades del electrodo y las del metal base (Tabla 2.7). Es por ello que R. Budynas & K. Nisbet (2008) dicen, “en la actualidad, los esfuerzos permisibles se basan en el límite elástico del material, en vez de la resistencia última, asimismo, el código permite usar una variedad de aceros estructurales ASTM” (p. 471).

Tabla 2. 7.

Esfuerzos Permisibles en Cordones de Soldadura de Filete.

Electrodo	Esfuerzos	Permisibles SW (PSI)
	AWS D2.0-69	AWS “Obsoleto”
E – 60XX	12 700	9 600
E – 70XX	14 800	11 100
E – 80XX	17 000	12 800
E – 90XX	19 100	14 400
E – 100XX	21 200	16 000
E – 110XX	23 300	17 600

Nota. Adaptado de *Diseño de Elementos de Máquinas I. (p. 36)*), por Alva, 2008.

- **Esfuerzos Permisibles en Uniones Soldadas**

Al respecto de Alva (2008) establece que para el cálculo de cargas actuantes en cordones de soldadura de filete se debe tener en cuenta las siguientes formulas:

a) ***Carga de Corte Directo***

$$f_w = \frac{P}{L_w} \quad (2.22)$$

Donde:

f_w : Carga de corte por unidad de longitud

P: Carga actuante.

L_w : Longitud efectiva del cordón

b) ***Carga de Corte Producida por el Momento Flector***

$$f_w = \frac{M.c}{I_w} = \frac{M}{Z_w} \quad (2.23)$$

$$I_w = \int y^2 ds \quad , \quad I_w = \int x^2 ds \quad (2.24)$$

$$I_w = I_{w0} + ld^2 \quad , \quad Z_w = \frac{I_w}{c} \quad (2.25)$$

Donde:

f_w : Carga de corte por unidad de longitud

M: Momento flector actuante

C: Distancia del eje del centro de gravedad a la extrema del cordón

I_w : Momento de inercia de línea con respecto a uno de los ejes coordenados

Z_w : Módulo de línea

c) ***Carga de Corte Producida por el Momento Torsor***

$$f_w = \frac{T.c}{J_w} \quad (2.26)$$

Donde:

f_w : Carga de corte por unidad de longitud

T: Momento torsor actuante.

C: Distancia del eje del centro de gravedad a la extrema del cordón

J_w : Momento de inercia polar de línea

d) **Carga Resultante de Corte**

$$\vec{f}_w = \overrightarrow{\sum f_l} \quad (2.27)$$

Para el caso de cargas que actúan en planos mutuamente perpendiculares:

$$f_w = \sqrt{f_{wx}^2 + f_{wy}^2 + f_{wz}^2} \quad (2.28)$$

e) **Tamaño del Cordón de Soldadura de Filete**

$$W = \frac{f_w}{S_w} \quad (2.29)$$

f) **Tamaño Mínimo del Cordón de Soldadura**

Para un espesor de plancha “t”:

$$t < 1/4" \rightarrow w \leq t \quad (2.30)$$

$$t \geq 1/4" \rightarrow w \leq t - 1/16" \quad (2.31)$$

En lo posible el tamaño mínimo del cordón de soldadura de filete debe estar limitado a lo que indica la Tabla 2.8.

Tabla 2. 8.

Tamaño Mínimo del Cordón de Filete

Espesor de la Plancha más Gruesa en Pulgadas	Tamaño Mínimo del Cordón de Filete en Pulgadas
$t \leq 1/4$	1/8
$1/4 < t \leq 1/2$	3/16
$1/2 < t \leq 3/4$	1/4
$3/4 < t \leq 1 \ 1/2$	5/16
$1 \ 1/2 < t \leq 2 \ 1/4$	3/8
$2 \ 1/4 < t \leq 6$	1/2
$t > 6$	5/8

Nota. Adaptado de *Diseño de Elementos de Máquinas I.* (p. 39), por Alva, 2008.

2.4. Análisis Mecánico

2.4.1. Cálculos de Ejes Sometidos a Flexión y a Torsión.

En todo eje, por lo general, las fuerzas transversales que se aplican producto de las reacciones o pesos de un engranaje o fuerza, ocasionan flexión, así mismo la potencia transmitida es la que causa la torsión.

En el caso que las fuerzas transversales no actúen todas en un mismo plano, R. Mott (2006a) dice, “en esos casos, se preparan primero los diagramas de momento flexionante para dos planos perpendiculares. Después, se determina el momento flexionante resultante en cada punto de interés”. (p. 546).

De acuerdo a esto el Instituto Nacional Estadounidense de Estándares (ANSI, 1985) señala que para el diseño de ejes de transmisión la norma ANSI B106 IM-1985, señala lo siguiente:

$$D = \left[\left(\frac{32n}{\pi} \right)^2 \sqrt{ \left[\frac{K_T M}{S'_n} \right]^2 + \frac{3}{4} \left[\frac{T}{S_y} \right]^2 } \right]^{1/3} \quad (2.32)$$

Dónde:

n: Factor de Seguridad

K_T : Factor de Concentración de Esfuerzos (Figura B.1, Anexo A)

M: Momento Máximo

T: Momento Torsor

S_y : Resistencia de Fluencia.

S'_n : Resistencia a la fatiga real estimada.

De la ecuación (2.33) el valor desconocido para determinar el diámetro “D” es S'_n , por tanto, Mott (2006b) establece que la resistencia a la fatiga real estimada es proporcional al

producto de todos los factores que produce la resistencia a la fatiga básica del material. A continuación, enumera el procedimiento para determinar el S'_n :

- a) Buscar la resistencia a la fatiga del material S_n .
- b) Aplicar un factor de material C_m de la Tabla A.2 -Anexo A
- c) Aplicar un factor de tipo de esfuerzo: $C_{st}=1.0$ para el esfuerzo flexionante, $C_{st}=0.80$ para la tensión axial.
- d) Aplicar un factor de confiabilidad C_R de la Tabla A.3 - Anexo A.
- e) Aplicar un factor de tamaño C_s mediante la Tabla A.3 - Anexo A.
- f) Finalmente calcular la resistencia a la fatiga estimada real S'_n , con la siguiente ecuación:

$$S'_n = S_n \times C_m \times C_{st} \times C_R \times C_s \quad (2.33)$$

2.4.2. Cilindros Oleohidráulicos

Los datos requeridos para una selección correcta de un cilindro hidráulico, son los siguientes:

F: Fuerza que debe hacer el cilindro

V: Velocidad de desplazamiento del cilindro

L: Longitud del cilindro

C: Coeficiente de seguridad.

Para determinar el diámetro mínimo del vástago del cilindro A. Serrano (2002) establece el siguiente procedimiento de cálculo (p. 143):

$$d = \sqrt[4]{\frac{64 F_T C S_k^2}{\pi^3 E}} \quad (2.34)$$

Donde:

d: Diámetro mínimo del vástago (cm).

S_k : Longitud de pandeo (Figura B2 - Anexo B)

$$S_k = KL$$

E: Módulo de elasticidad (kg/cm^2)

C: Coeficiente de seguridad.

F_T : Fuerza total (Kg)

Para determinar la fuerza total (F_T), aplicamos la fórmula de presión requerida en cilindros oleohidráulicos:

$$F_T = \frac{P}{\mu\lambda} \quad (2.35)$$

Donde:

P: Fuerza del movimiento (kg).

μ : Eficacia o rendimiento interno del cilindro (~ 0.85)

λ : Factor de carga (0.7 – velocidad normal; 0.4 – velocidad alta).

Por principios básicos para determinar la presión de trabajo del sistema y la cilindrada requerida, lo hacemos mediante las siguientes formulas:

$$P = \frac{F_T}{A_{\text{émbolo}}} \quad (2.36)$$

$$V = A_{\text{émbolo}} \times L \quad (2.36)$$

2.4.3. Winche Oleohidráulico

Su funcionamiento es adujar el cable de manera automática sobre el tambor del winche, por lo tanto, es de suma importancia determinar el diámetro del cable y del tambor. De acuerdo a esto Montesinos (2006) señala que para el cálculo y selección del cable y winche la norma ISO 7365 - 1983 (Construcción naval y estructuras marinas - Maquinaria de cubierta - Tornos de remolque para uso en aguas profundas), señala lo siguiente:

- El diámetro mínimo del cable debe ser seleccionado de acuerdo al esfuerzo de ruptura de la Tabla 2.9.

Tabla 2. 9.

Esfuerzo mínimo de ruptura del cable

Máxima Tracción a Punto Fijo (MBP) [KN]	Esfuerzo de Ruptura
< 300	3.50 x MBP
300 – 800	2.75 x MBP
> 800	2.75 x MBP

Nota. Adaptado de *Sistema hidráulico de un winche de remolque para un remolcador de altamar.* (p. 5), por Montesinos, 2006.

- Debido a la longitud del cable, el diámetro del tambor no debe ser menor a 16 veces el diámetro de cable.
- El número de vueltas del cable en el tambor, se determina por:

$$N = \frac{L_{\text{rollo}}}{P_{\text{tambor}}} \quad (2.37)$$

Donde:

N: Vueltas del cable en el tambor.

L_{rollo} : Longitud del cable en el primer rollo

P_{tambor} : Perímetro del tambor

- La longitud del tambor, se determina por:

$$L_T = N \times \emptyset_{\text{cable}} \quad (2.38)$$

Donde:

L_T : Longitud del cable del tambor.

\emptyset_{cable} : Diámetro del cable

- El diámetro medio del tambor, se determina por:

$$D_m = \frac{D_{n \text{ vuelta}} + D_{tambor}}{2} \quad (2.39)$$

Donde:

D_m : Diámetro medio del tambor

$D_{n \text{ vuelta}}$: Diámetro en el “n” vueltas del cable en el tambor

D_{tambor} : Diámetro del tambor.

- Los RPM del tambor, se determina por:

$$RPM = \frac{V_{cobranza}}{C_m} \quad (2.40)$$

$$C_m = \pi \cdot D_m \quad (2.41)$$

Donde:

$V_{cobranza}$: Velocidad de cobranza del cable (m/min)

C_m : Cuerda media

- El momento en el tambor, se determina por:

$$M_T = MBP \cdot \frac{D_{n \text{ vuelta}}}{2} \quad (4.42)$$

Donde:

M_T : Momento en el tambor.

MBP: Máxima tracción a punto fijo o capacidad de tiro.

2.5. Preparación de Superficie

Para proteger la superficie del acero de la estructura esta debe ser previamente trabajada para posteriormente ser pintada, esto es un factor de suma importancia a considerar que repercute directamente sobre el resultado final.

Estos trabajos de preparación de superficie están normalizados por la norma americana SSPC (Steel Structures Painting Council, Pittsburgh USA) definiendo en cada categoría los distintos procedimientos requeridos para realizar una correcta limpieza de superficie de superficie, como se aprecia en la Tabla 2.10.

Tabla 2. 10.

Tabla de Categorías de Preparación de Superficie Definidas por SSPC

Norma SSPC	Descripción		Última Revisión
SSPC - SP COM	Comentarios sobre Preparación de Superficie para Acero y Sustratos de Hormigón		Mar. 2015
SSPC - SP 1	Limpieza con Solventes		Abr. 2015
SSPC - SP 2	Limpieza con Herramientas Manuales	Cepillos, lijas, etc.	Nov. 2014
SSPC - SP 3	Limpieza con Herramientas Manuales Mecánicas	Herramientas eléctricas o neumáticas	Nov. 2014
SSPC - SP 5 / NACE N.º 1	Limpieza con Chorro de Abrasivo	Granallado Metal Blanco	Ene. 2007
SSPC - SP 6 / NACE N.º 3	Limpieza con Chorro de Abrasivo	Granallado Comercial	Ene. 2007
SSPC - SP 7 / NACE N.º 4	Limpieza con Chorro de Abrasivo	Granallado Ligero	Ene. 2007
SSPC - SP 8	Decapado Químico		Nov. 2014
SSPC - SP 10 / NACE N.º 2	Limpieza con Chorro de Abrasivo	Granallado Semiblanco	Ene. 2007

SSPC - SP 11	Limpieza con Herramientas Manuales Mecánicas	Limpieza Metal Limpio o Desnudo con Rigurosidad Mínima de 25 Micrones	Jul. 2012
SSPC - SP 12 / NACE N.º 5	Limpieza con Agua Presión - Waterjetting	Reescrita en Julio 2012 y reemplazadas por las normas SSPC – SP WJ – 1, 2, 3 y 4	Jul. 2002
SSPC - SP 13 / NACE N.º 6	Limpieza de Concreto		Mar. 2003
SSPC - SP 14 / NACE N.º 8	Granallado Industrial		Ene. 2007
SSPC - SP 15	Limpieza con Herramientas Manuales Mecánicas	Limpieza Comercial con Rigurosidad Mínima de 25 Micrones	Jul. 2012
SSPC - SP 16	Limpieza Metales no Ferrosos	Galvanizado, Acero Inoxidable, Cobre, Aluminio, Latón, etc.	Abr. 2010

Nota. Adaptado de *Informe Técnico – Normas SSPC de Preparación de Superficie*, (<http://www.metalcym.com.br/informes/preparacion-de-superficies-norma-sspc-granallado-cymmateriales-shotblasting/?lang=es>).

Para la aplicación de pinturas, estas deberán cumplir con los requerimientos de la IMO (Organización Marítima Internacional) con respecto al contenido de TBTO (Derivados del Óxido de Tributilestaño) anti contaminación y serán aplicadas según recomendaciones y bajo supervisión del fabricante.

Capítulo III: Materiales y Métodos

3.1. Métodos de Investigación

Para la realización del proyecto se seguirá el siguiente método de investigación:

- Evaluación de los modelos de pescantes de speedboat de la embarcación atunera peruana de la empresa Diamante S. A.: E. P. Don Lucho II y de las embarcaciones atuneras ecuatorianas de la empresa Atunes del Pacifico S. A. C.: B. P. Doña Maruja y B. P. Jolinda.
- Revisión de los catálogos de las principales empresas de fabricación de pescantes de speedboat, como son: TH Company y Marco Peruana S. A.
- Revisión de antecedentes bibliográficos en diseño de pescantes de speedboat en diferentes tipos de embarcaciones.
- Revisión de catálogos y manuales de los diferentes accesorios del conjunto del pescante (winches, cilindros oleohidráulicos, pastescas, cables).

3.2. Metodología Utilizada

Para el diseño de un pescante de Speedboat de 800 kg para la Embarcación Pesquera Huacho Cinco, se utilizará la siguiente metodología:

- Evaluar las dimensiones del speedboat y la ubicación del pescante en la embarcación.
- Elaborar el diseño estructural del pescante mediante las normas internacionales americanas de construcción de acero.
- Realizar el diseño mecánico de los componentes del pescante.
- Seleccionar el winche y cilindro oleohidráulico óptimos que muevan al pescante del speedboat.
- Realizar la verificación por elementos finitos de la estructura del pescante, a través del software SolidWorks 2020.

- Contrastar los resultados con los antecedentes de investigación.

3.3. Diseño de la Investigación

El presente trabajo de investigación es de tipo aplicativo, ya que emplea los conocimientos teóricos y los convierte en conocimientos prácticos para resolver un problema existente, transformando dichos saberes en tecnología e invenciones. Por tal motivo se emplearán las Normas Internacionales Americanas de Construcción de Acero (AISC, 2005), las normas de construcción naval y estructuras marinas, sección maquinaria de cubierta (ISO 7365, 1983), y bibliografía especializada en el tema (resistencia de materiales y diseño de elementos de máquinas) para diseñar un pescante de speedboat de 800 kg para la embarcación pesquera “Huacho Cinco” que sea seguro, eficiente y práctico; y que se adapte a los requerimientos de pesca de atún por cerco.

3.4. Medios Y Materiales

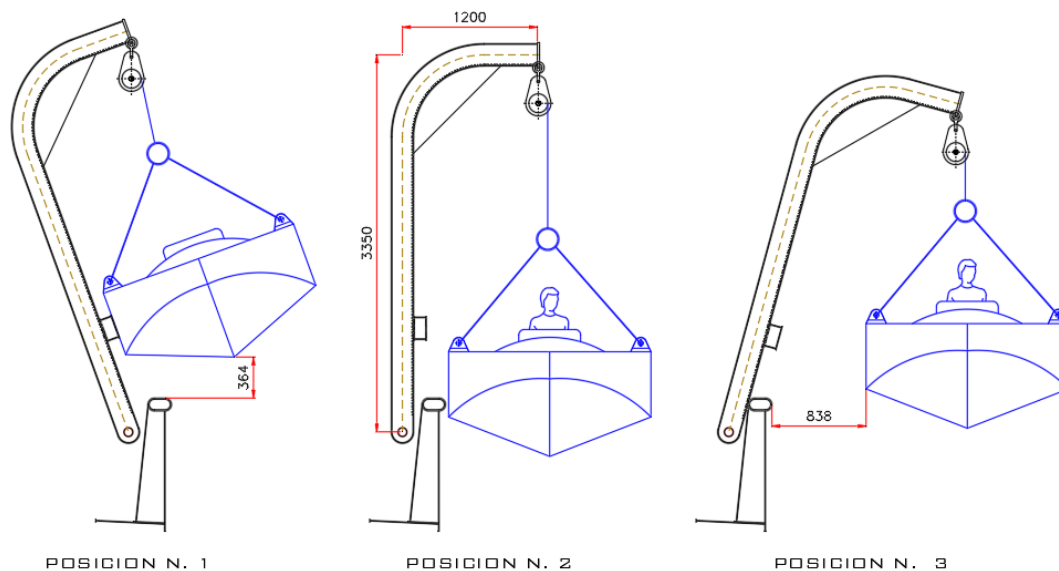
- Laptop Lenovo Intel 7.
- Normas internacionales.
- Catálogos de proveedores.
- Tesis y bibliografía relacionada al tema de estudio.
- Software de diseño mecánico (AutoCad 2020, Solidworks 2020).

Capítulo IV: Cálculos

Para el dimensionamiento del pescante de speedboat, dibujamos un modelo previo con las posiciones en la que este trabajará en la embarcación (Figura 4.1).

Figura 4. 1.

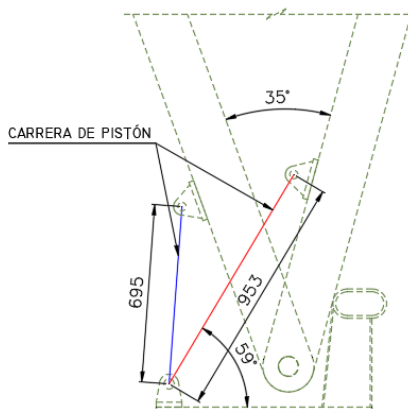
Posiciones de Trabajo del Pescante de Speedboat



Una vez establecido los ángulos de inclinación en cada posición de trabajo, determinamos la carrera del cilindro oleohidráulico que moverá la estructura del pescante, para poder establecer la fuerza resultante que se aplica en el diagrama de fuerzas estático (Figura 4.2).

Figura 4. 2.

Posición y Carrera del Cilindro Hidráulico del Pescante del Speedboat



4.1. Análisis Estructural

4.1.1. Esfuerzos Cortantes y Momento Flector

▪ Determinando las Fuerzas de Reacción Aplicadas al Pescante

En las Figura 4.3 se aprecian las fuerzas que se aplican en el pescante, en donde consideramos el peso propio del pescante y winche de 400 Kg, aplicados en su centro de masa “W”. Y la fuerza “P” representa a el peso del speedboat (800 kg) más los 200 kg producto del peso de dos tripulantes y pasteca.

$$P = (800 \text{ kg} + 200 \text{ kg})(g) \quad (4.1)$$

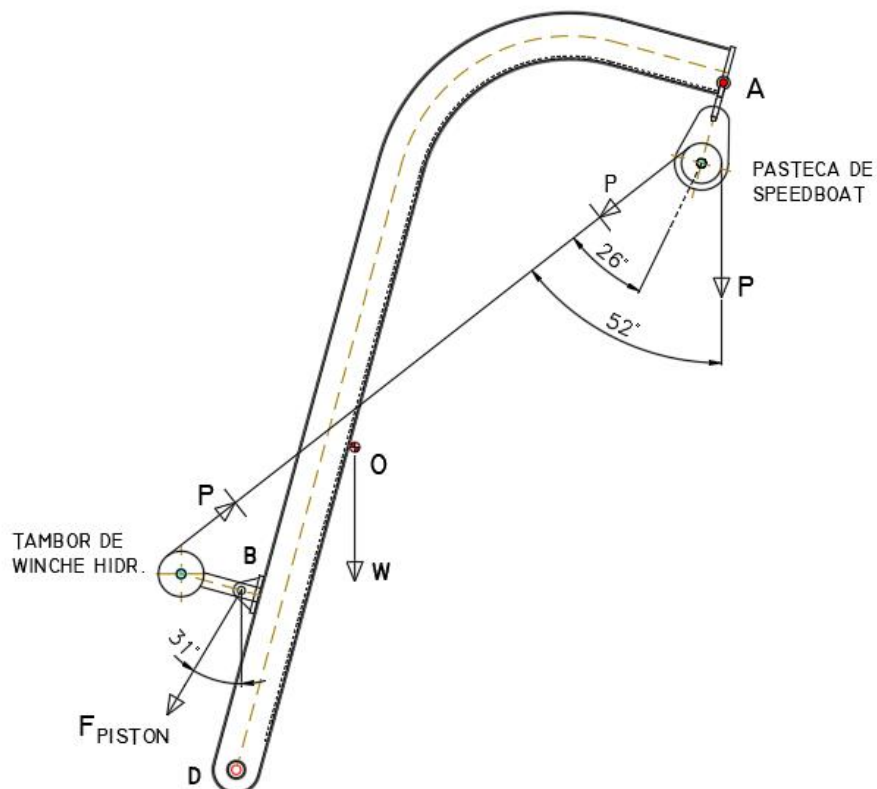
$$P = (1000 \text{ kg}) (9.81 \text{ m/s}^2) = 9810 \text{ N} \quad (4.2)$$

$$W = (400 \text{ kg})(g) \quad (4.3)$$

$$W = (400 \text{ kg}) (9.81 \text{ m/s}^2) = 3924 \text{ N} \quad (4.4)$$

Figura 4.3.

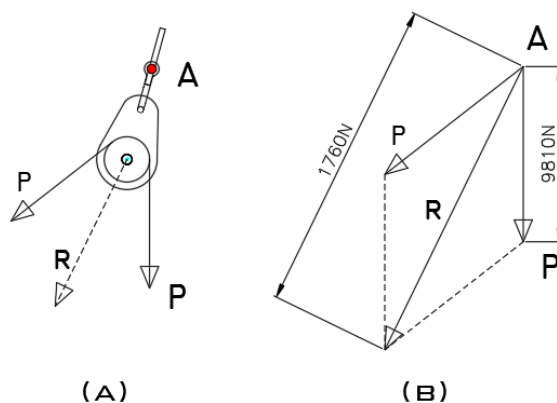
Fuerzas Aplicadas en el Pescante en Posición N° 3.



De la Figura 4.3 determinamos las reacciones en el pescante, para ello calculamos la fuerza resultante, producido por la pasteca, en la estructura de la viga.

Figura 4. 4.

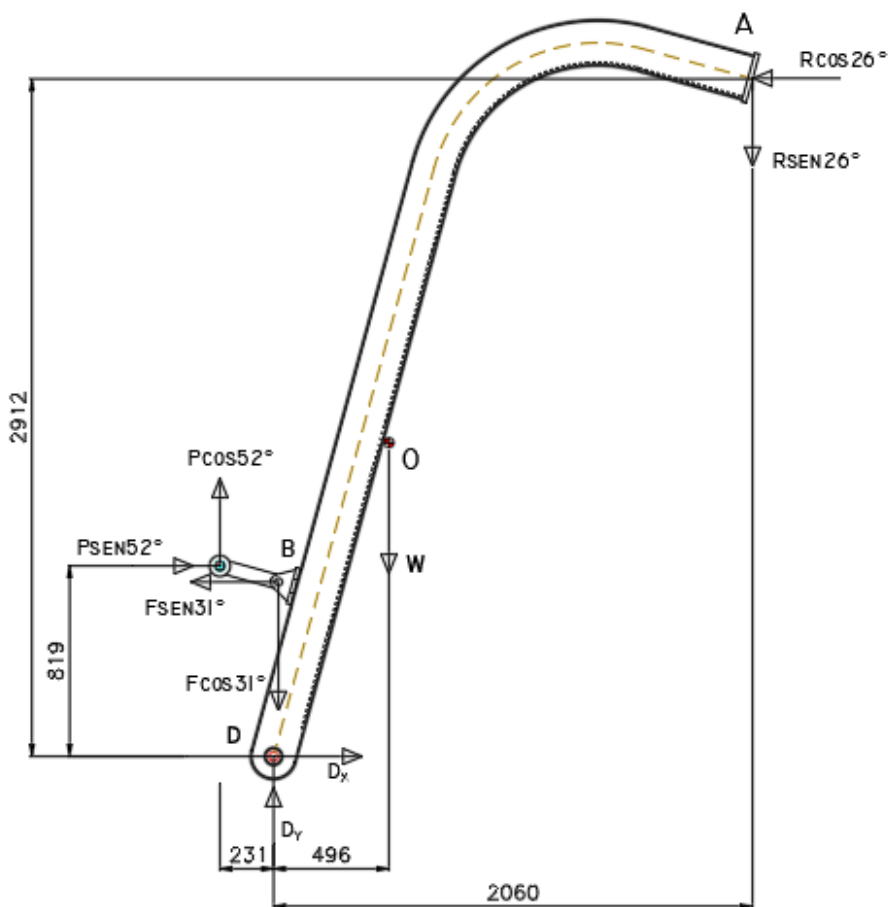
Fuerza Resultante en el Punto Superior del Pescante



De la Figura 4.4, por vectores, determinamos el valor de R, que es igual a 1760 N.

Figura 4. 5.

Descomposición de Ejes Locales de las Reacciones en el Pescante



Calculando las fuerzas en las reacciones aplicadas en el pescante (Figura 4.5). Teniendo en cuenta que:

$$P = 9810 \text{ N}$$

$$W = 4000 \text{ N}$$

$$R = 17600 \text{ N}$$

$$\sum M_D = 0$$

$$F (0.37) - P (0.79) - W (0.49) - R (0.64) = 0 \quad (4.5)$$

$$0.37 F = 20970$$

$$F = 56680 \text{ N} \quad (4.6)$$

$$\sum F_y = 0$$

$$D_y + P \cos 52^\circ - F \cos 31^\circ - W - R \sin 26^\circ = 0 \quad (4.7)$$

$$D_y = 54260 \text{ N} \quad (4.8)$$

$$\sum F_x = 0$$

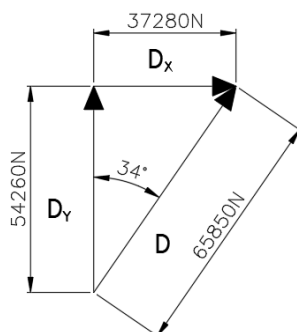
$$D_x + P \sin 52^\circ - F \sin 31^\circ - R \cos 26^\circ = 0 \quad (4.9)$$

$$D_x = 37280 \text{ N} \quad (4.10)$$

De la Figura 4.6 determinamos el valor resultante de las reacciones D_x y D_y , así como su posición, $D = 65\ 850 \text{ N}$.

Figura 4. 6.

Resultante en el Punto D

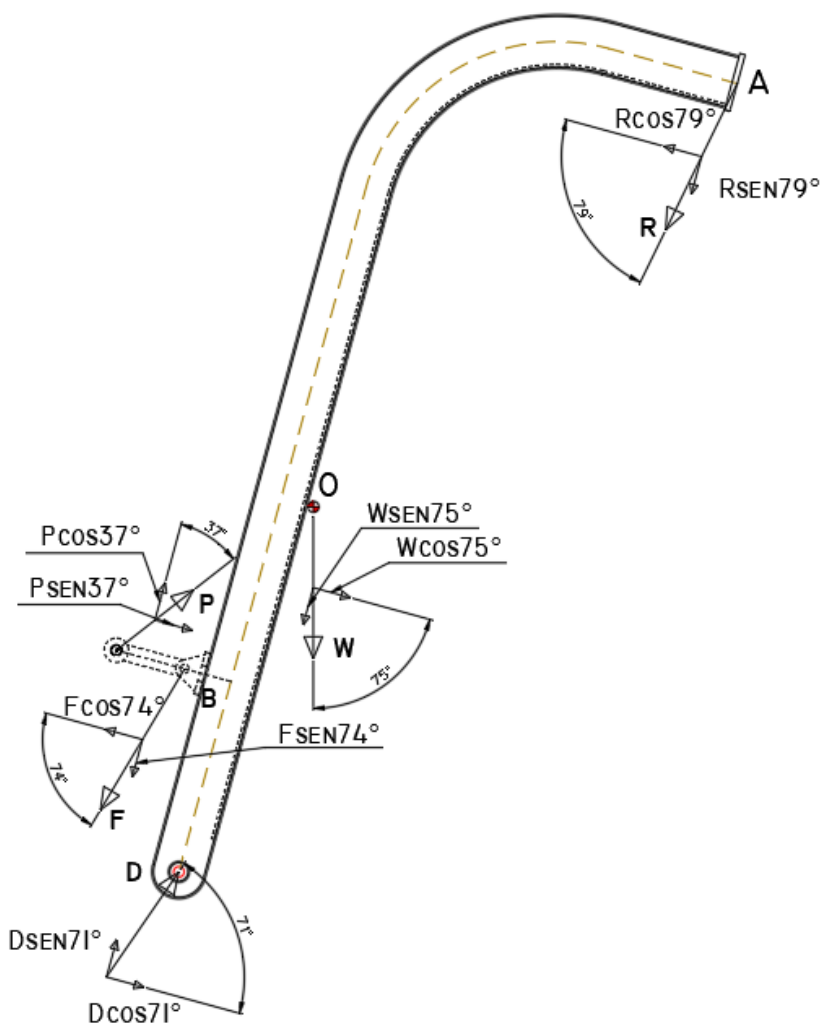


▪ **Determinando el Esfuerzo y Momento Flector Máximo en el Pescante**

Como primer paso descomponemos las fuerzas que se aplican en la estructura del pescante en sus ejes axiales y radiales (Figura 4.7).

Figura 4. 7.

Descomposición de Fuerzas en sus Ejes Axiales y Radiales del Pescante



De la Figura 4.7, en el punto B se cruzan dos fuerzas perpendiculares al pescante, por tanto, determinamos una resultante para ser calculada en los esfuerzos y momentos flector.

$$B_{x'} = F \cos (74^\circ) - P \sin (37^\circ) \quad (4.11)$$

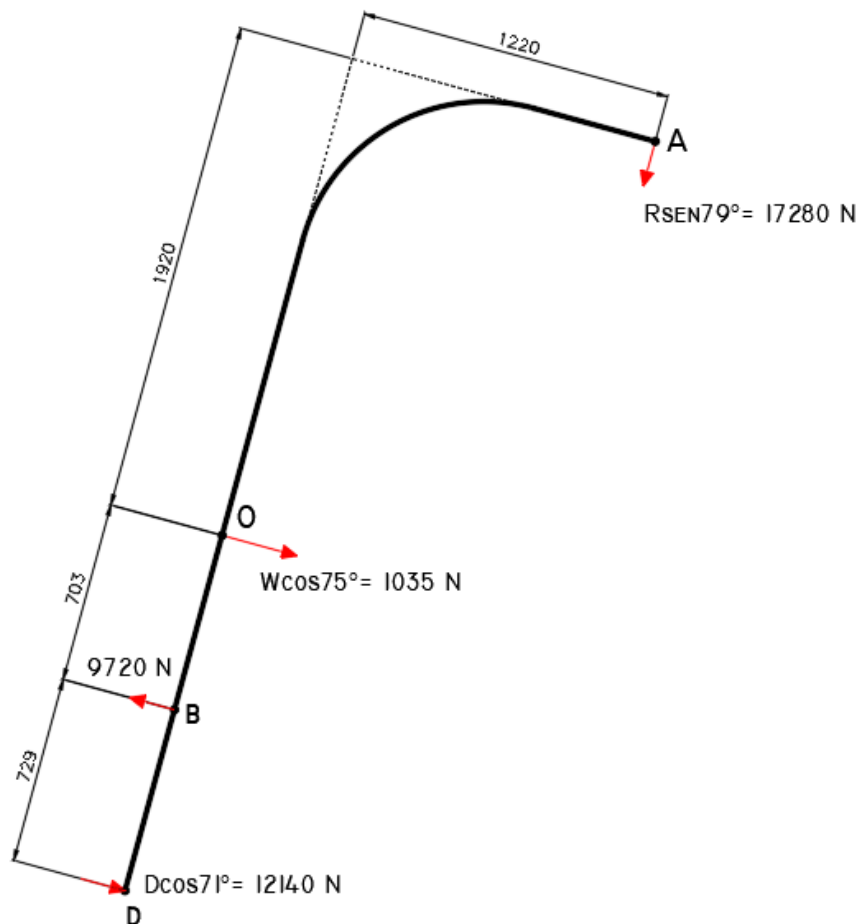
$$B_{x'} = 56680 \cos (74^\circ) - 9810 \sin (37^\circ)$$

$$B_{x'} = 9720 \text{ N (en dirección a F)} \quad (4.12)$$

Generando el diagrama de fuerzas para el momento flector

Figura 4. 8.

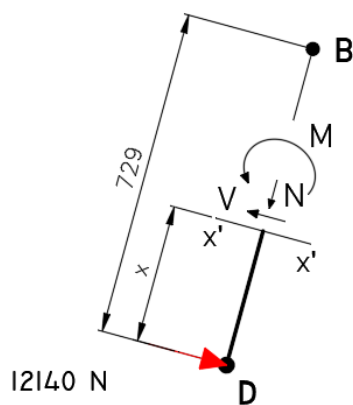
Fuerzas Cortantes en el Pescante



Tramo D-B

Figura 4. 9.

Esfuerzos Cortantes en Tramo D-B



$$\sum F_{x'} = 0$$

$$V = 12140 \text{ N} \quad (4.13)$$

$$\sum M_{x'} = 0$$

$$M = 12140x \quad (4.14)$$

Reemplazando en los puntos D y B:

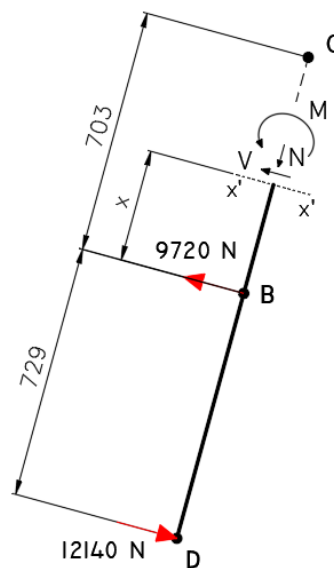
$$M_{x=0} = 0 \quad (4.15)$$

$$M_{x=0.729} = 8850 \text{ N.m} \quad (4.16)$$

Tramo D-O

Figura 4. 10.

Esfuerzos Cortantes en Tramo D-O



$$\sum F_{x'} = 0$$

$$V = 12140 - 9720 = 2420 \text{ N} \quad (4.17)$$

$$\sum M_{x'} = 0$$

$$M = 12140(0.729 + x) - 9720x \quad (4.18)$$

Reemplazando en los puntos D y O:

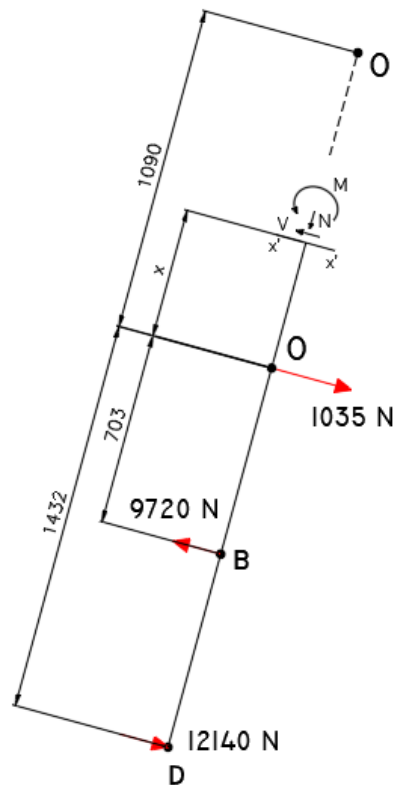
$$M_{x=0} = 8850 \text{ N.m} \quad (4.19)$$

$$M_{x=1.432} = 10550 \text{ N.m} \quad (4.20)$$

Tramo D-O'

Figura 4. 11.

Esfuerzos Cortantes en Tramo D-O'



$$\sum F_{x'} = 0$$

$$V = 12140 - 9720 + 1035 = 3455 \text{ N} \quad (4.21)$$

$$\sum M_{x'} = 0$$

$$M = 12140 (1.432 + x) - 9720 (0.703 + x) + 1035x \quad (4.22)$$

Reemplazando en los puntos D y O':

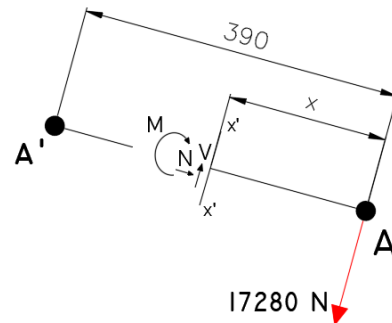
$$M_{x=0} = 10\,550 \text{ N.m} \quad (4.23)$$

$$M_{x=1.19} = 14\,317 \text{ N.m} \quad (4.24)$$

Tramo A - A'

Figura 4. 12.

Esfuerzos Cortantes En Tramo A-A'



$$\sum F_{x'} = 0$$

$$V = 17280 \text{ N} \quad (4.25)$$

$$\sum M_{x'} = 0$$

$$M = 17280 x \quad (4.26)$$

Reemplazando en los puntos D y O':

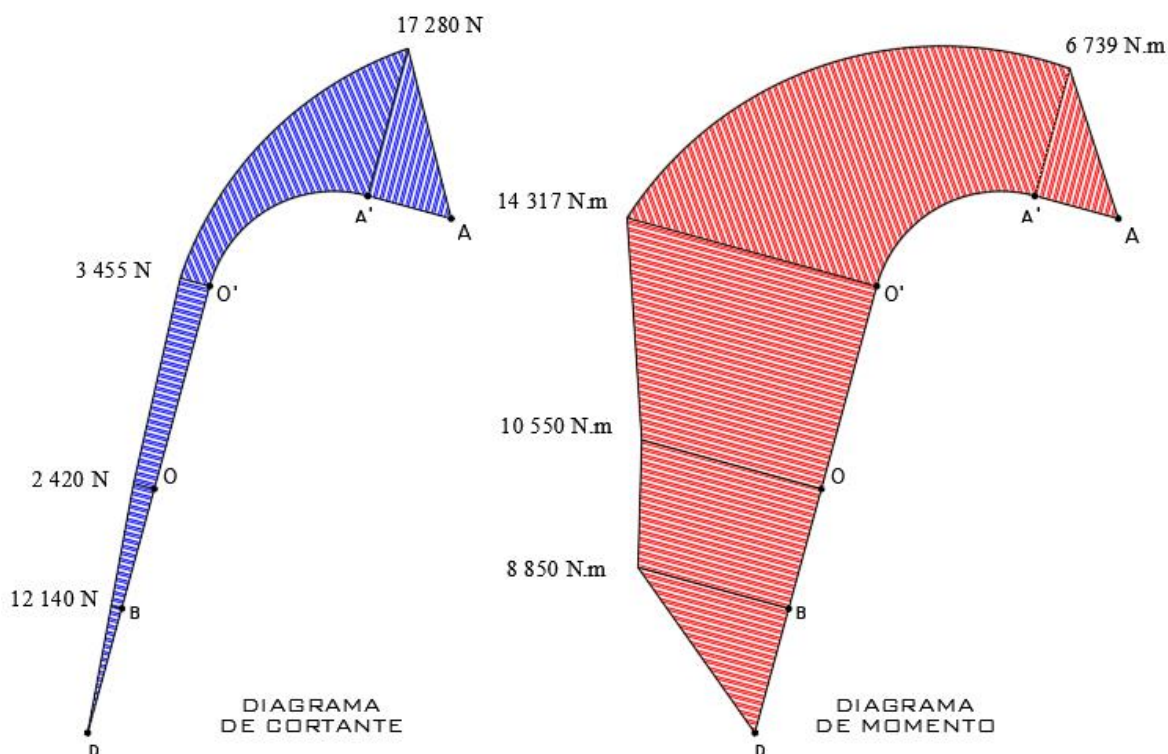
$$M_{x=0} = 0 \quad (4.27)$$

$$M_{x=0.49} = 6\,739 \text{ N.m} \quad (4.28)$$

Dibujando el diagrama de esfuerzos cortante y momento flector. Reemplazando los valores hallados en cada tramo (Figura 4.13).

Figura 4. 13.

Diagrama de Esfuerzo Cortante y Momento Flector



De la figura 4.13 el momento flector máximo se encuentra en el punto O':

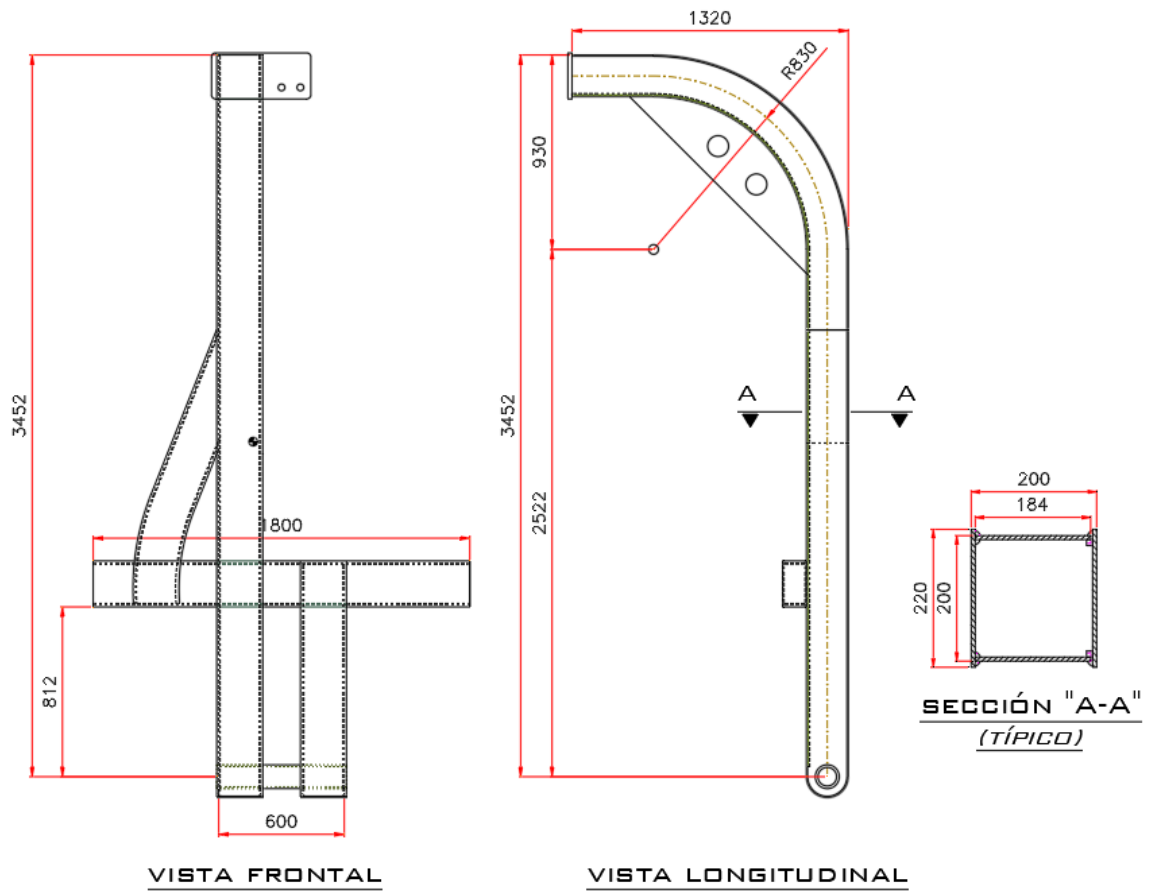
$$M_{m\acute{a}x} = 14\,317\,N.m \quad (4.29)$$

De la figura 4.7 la fuerza axial "N" máxima en el punto O' es:

$$N = 11\,750\,N \quad (4.30)$$

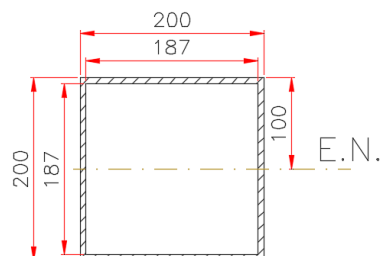
▪ **Diseño Preliminar**

Para determinar el esfuerzo de la viga que cumpla con lo establecido por el apartado 2.10, realizamos un diseño preliminar de la sección y base de giro del pescante, como se muestra en la Figura 4.14.

Figura 4. 14.*Diseño Preliminar del Pescante*

- **Determinando el esfuerzo máximo calculado de la estructura**

Analizando la sección de la viga, medidas en milímetros (Figura 4.14).

Figura 4. 15.*Sección de la Viga*

De la Figura 4.15 el área de sección es:

$$A_s = 0.00495 \text{ m}^2 \quad (4.31)$$

De acuerdo a la ecuación de inercia en el eje neutro de la sección es:

$$I = \frac{0.2^4 - 0.187^4}{12} \quad (4.32)$$

$$I = 3.14 \times 10^{-5} \text{ m}^4 \quad (4.33)$$

Dado que el momento flector máximo se encuentra en la sección recta de la viga y que la relación $R/h \rightarrow 5$ de la zona curva, según lo indica la Tabla 2.1, reemplazamos los datos seleccionados en la ecuación 2.6:

$$\sigma_{\theta \text{ max}} = \frac{11\,750 \text{ N}}{0.00495 \text{ m}^2} + \frac{14\,317 \text{ N.m}}{3.14 \times 10^{-5} \text{ m}^4} \times 0.1 \text{ m} \quad (4.34)$$

$$\sigma_{\theta \text{ max}} = 48 \text{ MPa} \quad (4.35)$$

4.1.2. Esfuerzo Torsional

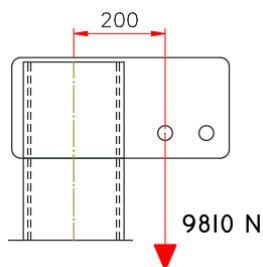
Para determinar el esfuerzo de torsión máxima de la viga que genera la fuerza señalada al eje del primer brazo del pescante calculado, utilizamos la fórmula para la sección cerrada, fila 8 de la Tabla A.1 – Anexo A:

$$\tau_{\text{max}} = \frac{T}{2bht} \quad (4.36)$$

De la Figura 4.14 del diseño preliminar podemos extraer el momento torsional que se produce, como se aprecia en la Figura 4.16.

Figura 4. 16.

Tensión por Torsión



De la Figura 4.16:

$$T = 9810 \times 0.2 = 1\,962 \text{ N.m} \quad (4.37)$$

$$\tau_{max} = \frac{1\,962\, N.m}{2(0.2m)(0.2m)(0.064m)} \quad (4.38)$$

$$\tau_{max} = 383\, KPa \quad (4.39)$$

4.1.3. Esfuerzo del viento

A la velocidad del viento de 20 m/s se debe sumar la velocidad a la cual navega la embarcación (11 nudos equivalente a 5.7 m/s).

$$q = \frac{25.7^2}{16} = 41.3\, daN/m^2 \quad (4.40)$$

El área de la superficie del objeto es 0.86 m² (determinado de la Figura 4.14) y un C=1. Por tanto, de la ecuación 2.10:

$$F_{viento} = (0.86\, m^2) \cdot (41.3\, \frac{daN}{m^2})(1) \quad (4.41)$$

$$F_{viento} = 355\, N \quad (4.42)$$

De la Figura 4.13 la distancia del punto O', donde se desarrolla el mayor momento flector y donde se presenta el análisis mayor, al centro de empuje del pescante donde se aplica el viento es 1.2 m. Reemplazando esto en la ecuación 2.12

$$\sigma_{viento} = \frac{355\, N}{0.00495\, m^2} \quad (4.43)$$

$$\sigma_{viento} = 71.7\, KPa \quad (4.44)$$

4.1.4. Criterio de Esfuerzos Combinados por Cargas de Servicios

Determinando el coeficiente dinámico, según la ecuación 2.9:

Considerando una velocidad de elevación de 20 m/min (0.33 m/s) para el winche oleohidráulico.

$$\psi = 1 + (0.3)(0.33) = 1.1 \quad (4.45)$$

Determinando el coeficiente de clasificación del mecanismo de elevación (γ_s). Para un aparato de utilización ocasional, con un promedio de 800 horas de operación, de la Tabla 2.2 seleccionamos un T3 y de la Tabla 2.3 un servicio moderado L2.

Con estos datos seleccionados, de la Tabla 2.4 y 2.5 el coeficiente de clasificación del mecanismo de elevación es:

$$\gamma_s = 1 \quad (4.46)$$

Utilizando el criterio de Von Misses para esfuerzos combinados con cargas de servicio, ecuación 2.14:

$$\sigma_{comb. servicio} = \sqrt{(1 \times (1.1 \times 48\,000 + 71.5))^2 + 3(1 \times 1.1 \times 383)^2} \quad (4.47)$$

$$\sigma_{comb. servicio} = 52.8 \quad (4.47)$$

4.1.5. Selección del Material por Diseño de Esfuerzos Permisibles (DEP).

- **Determinando la resistencia del material de la viga del pescante (Esfuerzo permisible).**

Considerando Acero Estructural ASTM A – 36, donde:

Sy: Esfuerzo de fluencia 320 MPa.

De acuerdo a la ecuación 2.12, el esfuerzo permisible aplicado al material debe ser

$$\sigma_{adm. \text{ material}} = 0.6 (320 \text{ MPa}) \quad (4.48)$$

$$\sigma_{adm. \text{ material}} = 192 \text{ MPa} \quad (4.49)$$

▪ **Determinando el factor de seguridad de la viga**

Reemplazando los datos hallados en la ecuación 2.10, tenemos:

$$\begin{aligned} \sigma_{admisible} &\leq \sigma_{Permisible} \\ 52.8 \text{ MPa} &\leq 192 \text{ MPa} \end{aligned} \quad (4.50)$$

De la ecuación 2.11, despejamos el factor de seguridad y reemplazamos

$$F.S. = \frac{\sigma_{Permisible}}{\sigma_{admisible}} = \frac{192 \text{ MPa}}{52.8 \text{ MPa}} \quad (4.51)$$

$$F.S. = 3.64 \quad (4.52)$$

Factor de seguridad comprendido entre 2.5 a 4, de acuerdo a la Tabla 2.6.

4.2. Análisis Mecánico

4.2.1. Diseño del Eje

Considerando Acero SAE 1020 para el eje, donde:

S_n : Esfuerzo de fluencia 441 MPa.

Para determinar la resistencia a la fatiga estimada real S'_n , realizamos el procedimiento establecido por la ecuación 2.33:

1. Estimamos la resistencia a la fatiga modificada S_n .
2. De la Tabla A.2 - Anexo A determinamos el factor del material C_m . Para Acero colado:
 $C_m=0.8$
3. $C_{st}=1.0$ para el esfuerzo flexionante
4. De la Tabla A.3 - Anexo A: $C_R=0.75$
5. De la Tabla A.4 - Anexo A y Figura B1 – Anexo B:

$$C_s = 0.859 - 0.000837(75) = 0.796$$

$$K_T = 1$$

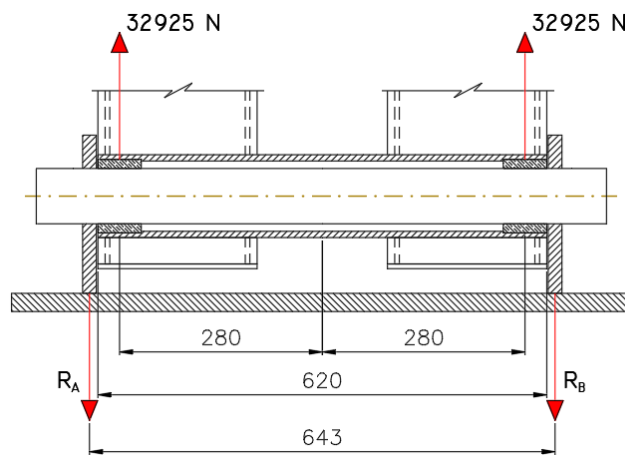
Reemplazando estos datos en la ecuación 2.33:

$$S'_n = 441 \times 0.8 \times 1 \times 0.75 \times 0.796 = 210.6 \text{ MPa} = 210.6 \times 10^6 \text{ N/m}^2 \quad (4.53)$$

Dado que la fuerza que se aplica en punto de giro del pescante es $D = 65\,850 \text{ N}$, y este a su vez es proporcionalmente dividido en dos puntos de apoyo, lugar de las bocinas de bronce, dicha fuerza que se aplica queda dividida en 02 fuerzas iguales, como se aprecia en la Figura 4.17.

Figura 4. 17.

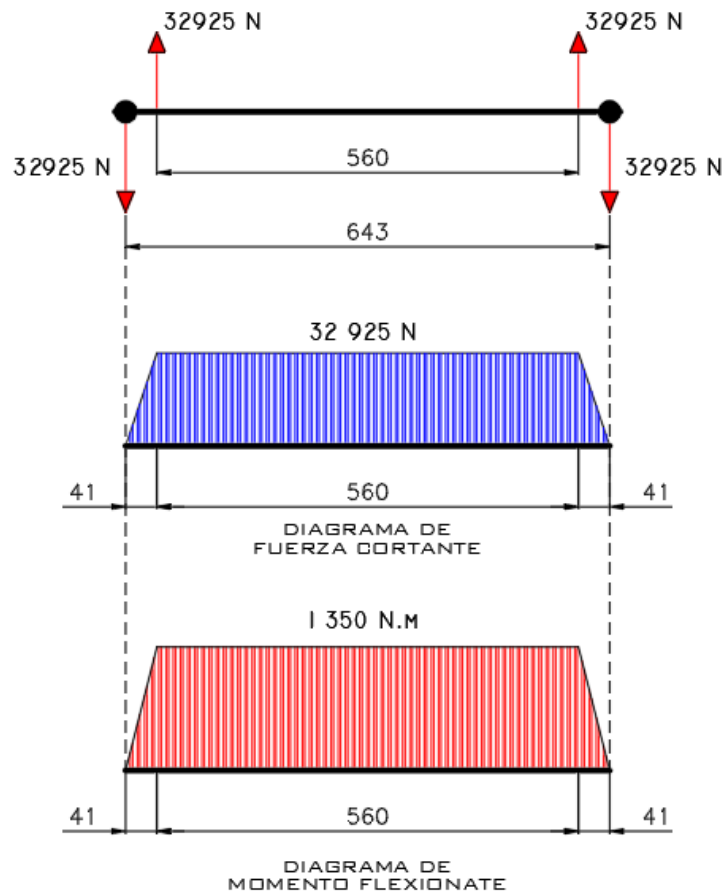
Reacciones en Eje de Pescante



De la Figura 4.17 podemos identificar los valores para las reacciones en A y B.

Figura 4. 18.

Esquema de Reacciones y Diagramas de Fuerza y Momento Flector.



De la figura 4.18:

$$M_{max} = 1350 \text{ N.m} \quad (4.54)$$

Reemplazando los datos hallados en la ecuación 2.32:

$$D = \left[\left(\frac{32 \times 4}{\pi} \right) \left[\frac{1 \times 1350 \text{ N.m}}{210.6 \times 10^6 \text{ N/m}^2} \right] \right]^{1/3} \quad (4.55)$$

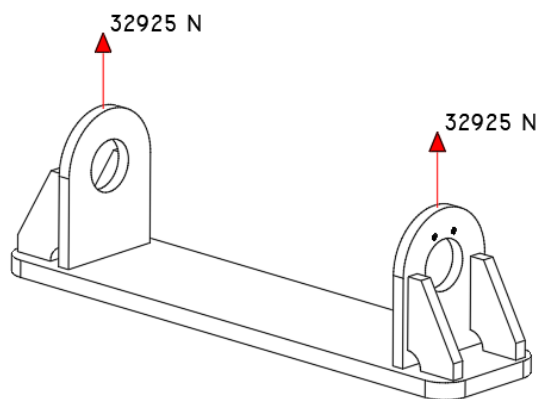
$$D = 0.060 \text{ m} = 60 \text{ mm} \quad (4.56)$$

Por tanto, seleccionamos un eje de diámetro de 3".

4.2.2. Diseño de la Base del Pescante.

Figura 4. 19.

Reacciones en la Base del Pescante.



Tomamos la ecuación 2.6 y la aplicamos para cargas axiales

$$\sigma_{max} = \frac{N}{A_s} \quad (4.57)$$

En la Figura 4.19 se muestran las reacciones en los refuerzos de la base del pescante; de ella se extrae:

$$N = 32\,925\,N \quad (4.58)$$

$$A_s = 0.000873\,m^2 \quad (4.59)$$

Reemplazando estos datos en la ecuación 4.57 de esfuerzo permisible máximo:

$$\sigma_{max} = \frac{32\,925\,N}{0.000873\,m^2}$$

$$\sigma_{max} = 37.8\,MPa \quad (4.60)$$

De la ecuación 2.19, despejamos el factor de seguridad y reemplazamos

$$F.S. = \frac{\sigma_{Permisible}}{\sigma_{admisible}} = \frac{192\,MPa}{37.8\,MPa} \quad (4.61)$$

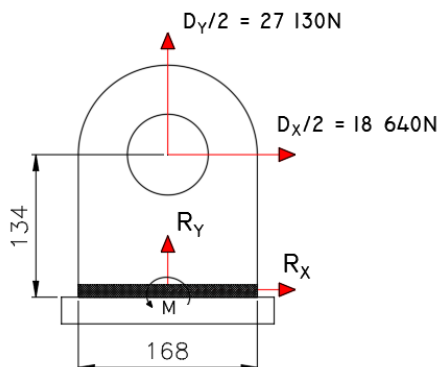
$$F.S. = 4.9 \quad (4.62)$$

▪ **Analizando el cordón de soldadura en la base.**

Analizaremos una sola orejera de la base, dado que las fuerzas se distribuyen similarmente en cada uno de ellas.

Figura 4. 20.

Reacciones en el Cordón de Soldadura.



De la Figura 4.20, determinamos el momento flector en el cordón:

$$M = 18\,640\text{ N} (0.134\text{ m}) = 2\,500\text{ N.m} \quad (4.63)$$

Determinando el Z_w , de la Tabla A5 – Anexo A.

$$Z_w = \frac{d^2}{3} = \frac{0.168^2}{3} = 0.0094\text{ mm}^2 \quad (4.64)$$

Hallando el esfuerzo de corte directo (ecuación 2.22)

$$F_{w1} = \frac{P}{L_w} = \frac{18\,640\text{ N}}{2(0.168)} = 55\,476\text{ N/mm}^2 \quad (4.65)$$

Hallando el esfuerzo de momento flector (ecuación 2.23)

$$F_{w2} = \frac{M}{Z_w} = \frac{2\,500\text{ N}}{0.0094} = 266\,000\text{ N/mm}^2 \quad (4.66)$$

Hallando la carga resultante de corte (ecuación 2.28)

$$F_w = \sqrt{55\,476^2 + 266\,000^2} \quad (4.67)$$

$$F_w = 271\,725\text{ N/mm}^2 \quad (4.68)$$

De la Tabla 2.3 tomamos el valor para soldadura E60XX, donde $S_w = 12\,700\text{ Psi}$.

Determinando el tamaño del cordón de la soldadura a aplicar (ecuación 2.29).

$$w = \frac{F_w}{S_w} = \frac{271\,725\text{ N/mm}^2}{0.000145\text{ N/mm}} = 3.1\text{ mm} \quad (4.69)$$

Dado que el cordón de soldadura en la estructura será de 6 mm a más (previamente preparada la junta). La longitud y tamaño de la soldadura son aceptables y resistente a la carga sometida.

4.2.3. Selección del Cilindro Oleohidráulico.

Datos de entrada:

V: Velocidad normal

L: 35 cm

C: 4

E: Para el Acero Inoxidable 304: $1.886 \times 10^6\text{ kg/cm}^2$

μ : 0.85

λ : 0.7 (velocidad normal)

Del valor (4.6), obtenemos la fuerza que se aplica en el pistón

$$P = \frac{F}{g} = \frac{56\,680\text{ N}}{9.81\text{ m/s}^2} = 5\,777\text{ kg} \quad (4.70)$$

Determinando la fuerza total (ecuación 2.35)

$$F_T = \frac{P}{\mu\lambda} = \frac{5\,777\text{ kg}}{0.85 \times 0.7} = 9710\text{ kg} \quad (4.71)$$

De la Figura B2 - Anexo B, para este tipo de movimiento de pistón, seleccionamos $k=2$, por tanto:

$$S_k = 2(35\text{cm}) = 70\text{ cm} \quad (4.72)$$

Hallando el diámetro mínimo del vástago (ecuación 2.34).

$$d = \sqrt[4]{\frac{64 \times 9\,710 \times 4 \times 70^2}{\pi^3 (1.886 \times 10^6)}} \quad (4.73)$$

$$d = 3.8\text{ cm} = 38\text{ mm} \quad (4.74)$$

Empleamos la Figura B3 – Anexo B, para ubicar el diámetro más óptimo superior a 38 mm. De acuerdo al diámetro calculado seleccionamos un cilindro estándar de doble efecto, serie 1000, con las siguientes características:

$$d_{\text{vástago}} = 50 \text{ mm}$$

$$d_{\text{cilindro}} = 100 \text{ mm}$$

$$\text{Carrera} = 400 \text{ mm}$$

$$\text{Cilindrada} = 3.14 \text{ l.}$$

Determinando la presión de trabajo del sistema (ecuación 2.36).

$$P = \frac{F_T}{A_{\text{embolo}}} = \frac{(9710 \text{ kg})(9.81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2})}{78.50 \text{ cm}^2 \times 10^{-4}} \quad (4.75)$$

$$P = 12.13 \text{ MPa} = 121 \text{ Bar} \quad (4.76)$$

4.2.4. Selección del Winche Hidráulico.

- **Selección del cable a usar**

De la Tabla 2.9 seleccionamos el esfuerzo mínimo de ruptura del cable, dado que la tracción que desarrolla el winche es menor a 300 kN, entonces:

$$E_r = 3.5 \times 9.81 \text{ KN} = 34.3 \text{ KN} \quad (4.77)$$

Utilizamos la Figura B5 – Anexo B, para determinar el diámetro óptimo del cable a usar:

Cable cruzado derecha 6 x 19 de Ø 8mm, con 37.5 KN de resistencia mínima a la rotura.

- **Selección del Winche**

Determinando el diámetro del tambor (D_T):

$$D_T = 16D_{\text{cable}}$$

$$D_T = 16 \times 8 = 128 \text{ mm} \quad (4.78)$$

Determinando el largo del tambor (L_T). Se recomienda usar 15 metros de cable como primera capa de cable enrollado en el tambor, por tanto, se obtienen el número de vueltas en el tambor (N).

$$N = \frac{15 \text{ m}}{P_{\text{tambor}}} = \frac{15}{\pi \times 0.13} = 36.8 \quad (4.79)$$

Considerando un total de 40 vueltas en la primera capa de cable enrollado en el tambor, se obtiene el largo del tambor.

$$L_T = 40 \times 8 = 320 \text{ mm} \quad (4.80)$$

Determinando el diámetro del ala del tambor (D_{ala}). Considerando 03 vueltas al tambor y un margen de 25 % extra al de la última capa de cable enrollado (Tabla 4.1), queda un $D_{\text{ala}} = 230 \text{ mm}$ (Figura 4.21).

Tabla 4. 1.

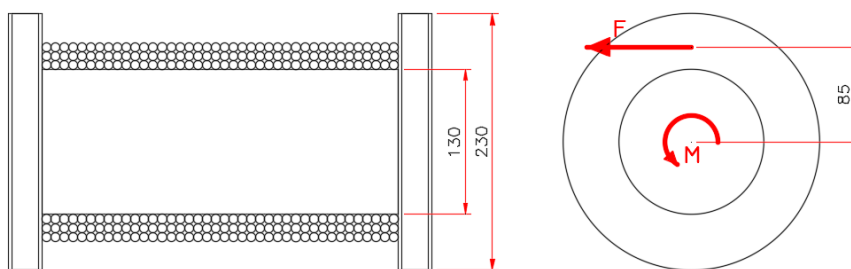
N.º de Vueltas Vs Longitud de Cable.

N.º de Vueltas	Diámetro del Tambor	Cálculo	Longitud de Cable
1ª vuelta	D_T vacío	$40 \times \pi \times 0.13$	16.3 m
2ª vuelta	D_T vacío + 0.016	$40 \times \pi \times 0.146$	18.3 m
3ª vuelta	D_T vacío + 0.032	$40 \times \pi \times 0.162$	20.4 m
		$\Sigma =$	55 m

Nota. Esta tabla muestra como aumenta la longitud del cable a medida que aumentan las vueltas del cable en el tambor.

Figura 4. 21.

Esquema de Adujado del Cable sobre el Tambor



Determinando el diámetro medio del tambor (D_m)

$$D_m = \frac{D_{4^a \text{ vuelta}} + D_{\text{interior tambor}}}{2} = \frac{0.162 + 0.13}{2} = 0.146 \text{ m} \quad (4.81)$$

Determinando la cuerda media (C_m)

$$C_m = \pi \cdot D_m = 0.458 \text{ m} \quad (4.82)$$

Determinando la velocidad de cobranza (V_c)

Se estima una velocidad de cobranza igual a 20 m/min.

Determinando los RPM del tambor.

$$RPM = \frac{V_{\text{cobranza}}}{C_m} = \frac{20}{0.458} = 43 \text{ Rpm} \quad (4.83)$$

Determinando el momento en el tambor (M_T)

$$M_T = MBP \cdot \frac{D_{4^a \text{ vuelta}}}{2} \quad (4.84)$$

$$M_T = 9810 \text{ N} \cdot \frac{0.162 \text{ m}}{2} = 795 \text{ N} \cdot \text{m} \quad (4.85)$$

Finalmente, las características principales en la elección del motor hidráulico son:

$$M_{m-hid.} = \frac{M_c}{\eta_m} = \frac{795 \text{ N} \cdot \text{m}}{0.9} = 882 \text{ N} \cdot \text{m} \quad (4.86)$$

$$RPM_{\text{mín del motor}} = \frac{RPM_{\text{tambor}}}{\eta_m} = \frac{43}{0.8} = 53 \text{ rpm} \quad (4.87)$$

De los valores determinados observamos que necesitamos un motor hidráulico de bajas RPM y un alto par, por tanto, los motores hidráulicos de pistones radiales son los más indicados para esta operación.

Del catálogo de motores hidráulicos (Figura B6 – Anexo B) seleccionamos el motor adecuado. Del cual recogemos:

Motor Charlyn S2000

Torque: 930 N.m

Presión: 2000 Psi

Caudal: 30 GPM

De acuerdo a lo determinado, características del motor y carrete, seleccionamos el winche hidráulico adecuado, para este caso se cuenta como proveedor a “PAITAN SAC.”. La Figura B7 – Anexo B indica el plano de winche oleohidráulico seleccionado.

4.3. Análisis con Elementos Finitos

Para la evaluación de los esfuerzos y deformaciones máximas del pescante analizaremos los dos componentes principales, la estructura en sí y la base donde se produce el giro. Para ello se modeló cada pieza para ser evaluada mediante un análisis de elementos finitos, utilizando el software SolidWorks 2020. Los resultados y análisis se muestran en las Figuras B8 al B12 - Anexo B.

4.3.1. Análisis del Pescante Completo

Los resultados y análisis del pescante completo se muestran en las Figuras B8, B9 y B10 – Anexo B:

- En la Figura B8 – Anexo B, se observa el desarrollo numérico de Von Mises a lo largo de la estructura del pescante, cuya zona crítica indica un esfuerzo máximo de Von Mises de 65.3 MPa.

- En la Figura B9 – Anexo B, se observan los valores de desplazamiento a lo largo de la estructura del brazo del pescante, producto de la fuerza misma del speedboat.
- En la Figura B10 – Anexo B, se observa que el desarrollo del factor de seguridad a lo largo de la estructura del pescante, con un grado mínimo de 3.82.

4.3.2. Análisis de la Base

Los resultados y análisis de la base del pescante se muestran en las Figuras B11 y B12 – Anexo B:

- En la Figura B11 – Anexo B, se observa el desarrollo numérico de Von Misses a lo largo de la estructura del pescante, cuya zona crítica indica un esfuerzo máximo de Von Misses de 44.6 MPa.
- En la figura B12 – Anexo B, se observa que el desarrollo del factor de seguridad a lo largo de la estructura del pescante, con un grado mínimo de 5.6.

4.4. Preparación de Superficie

De acuerdo a lo determinado por la estructura para un Acero ASTM A – 36, el pescante debe ser protegido por una preparación de superficie de arenado al metal blanco SSPC–SP–5 (Según Tabla 2.10), para ser posteriormente pintado con los productos Jet Ameron:

- Primera capa anticorrosivo Zinc primer epóxido.
- Segunda capa de Amerlock 400, 1700
- Tercera capa de acabado Duroflex 985, 1550

Capítulo V: Resultados y Discusiones

5.1. Resultados

Respetando las normas Internaciones de Construcción del Acero, se logró diseñar un pescante de speedboat de 800 kg, seguro, eficiente y práctico, adaptable a los requerimientos de pesca de atún por cerco para la embarcación pesquera “Huacho Cinco”. En donde se puede mencionar:

- a) De acuerdo a las cargas modeladas se obtuvo un pescante de acero estructural A-36 con sección cuadrada de 200 x 200 mm, de 3.45 m de altura por 1.4 m de ancho, con espesor de 6.4 mm, $\sigma_{admisible} = 52.8 MPa$; y factor de seguridad de 3.64 (Ver Plano UNS – 04 – Anexo C). Así mismo se diseñó una base de acero estructural A-36, con espesor de 19 mm, $\sigma_{admisible} = 37.8 MPa$ con un eje de giro AISI SAE – 1020 calibrado de Ø3” x 620 mm.
- b) Se seleccionó un cilindro oleohidráulico con designación: CH – 100/50 – 400, serie referencial 1006/4 (Figura B3 y B4 – Anexo B). Y un winche oleo hidráulico PT PL3 – 350 (Figura B6 – Anexo B).
- c) Se verificó con el software SolidWorks 2020 la deformación máxima admisible del pescante de speedboat de 800 kg, obteniendo 65.3 MPa, con un desplazamiento de 6 mm en la zona de la pasteca y un factor de seguridad de 3.8 (Ver Figuras B8, B9, B10 – Anexo B). Así como la simulación de la operación del pescante de una manera segura, eficiente y práctica (Ver Plano UNS – 02 – Anexo C).

5.2. Discusiones de Resultados

- a) En esta investigación al calcular y modelar las cargas de operación, aplicando las normas internacionales de construcción de acero, en el pescante de Speedboat de 800 kg para la embarcación pesquera Huacho Cinco, se pudo escoger una viga hueca fabricada de acero estructural A36 de sección cuadrada de 200 x 200 mm, con espesor de 6.4 mm; y de 3.45 m de altura por 1.4 m de ancho con esfuerzo admisible de 52.8 MPa y en efecto un factor de seguridad de 3.62 de operación; esto quiere decir que el sistema de elevación cumple con los valores aceptables de seguridad para su operación. Estos resultados son respaldados por Blanes (2014) quien en su investigación refiere que para considerar admisible el diseño de un mecanismo de elevación para el izado de embarcaciones, estos deben ser superiores a 1.33 en factor de seguridad para cargas de servicio y sometidas al viento, de igual forma estos resultados son similares a los determinados por Martínez (2018) quien concluyó su diseño de una grúa giratoria, fija, para izado de embarcaciones con un valor de 1.6 en factor de seguridad, pero considerando un límite inferior de 1.33. En tal sentido bajo lo señalado anteriormente confirmamos que el pescante de speedboat de 800 kg para la embarcación pesquera Huacho Cinco, cumple con los parámetros admisibles de diseño.
- b) Con el objetivo de seleccionar el cilindro y winche oleohidráulico óptimo para el pescante de 800 kg, para la embarcación pesquera Huacho Cinco, se escogió un cilindro oleohidráulico con designación: CH – 100/50 – 400; y un winche oleohidráulico PT PL3 – 350, esto quiere decir que el sistema de elevación es accionado por una fuerza oleohidráulica con un cilindro con pistón de 50 mm diámetro y 400 mm de carrera, a su vez un winche con capacidad de jale medio en el tambor de 3.6 Tn, el cual permite el ascenso y descenso del speedboat de 800 kg. Estos resultados difieren respecto a los

determinados por Pérez y Pereira (2011), quienes para el descenso de una embarcación de 10 Tn, determinan utilizar dos pescantes similares con sus respectivos accesorios, por lo que seleccionan un winche hidráulico de 5 Tn y dos topes con sistema de empuje de resortes de muelles de diámetro medio de 130 mm y una carrera de extensión libre de 370 mm, en donde su cálculo de selección fue determinado según lo establecido por la norma DIN 4130 para máquinas de izaje en tierra y no como lo plantea Sánchez (2020), quien concluyó que el uso de normas para aparatos elevadores marinos permiten una mayor fiabilidad en los cálculos de diseño de chigres (winches) oleohidráulicos, dado que considera variables y coeficientes de seguridad limitados específicamente para trabajos de grúas en embarcaciones en la mar. En base a lo mencionado anteriormente y al analizar los resultados, confirmamos que la selección del winche oleohidráulico PT PL3 – 350 es el óptimo para el pescante de speedboat de 800 kg, así mismo el cilindro oleohidráulico CH – 100/50 – 40.

- c) En este trabajo al verificar con el software SolidWorks 2020 la deformación máxima admisible del pescante de speedboat de 800 kg, para la embarcación pesquera Huacho Cinco, se obtuvo un esfuerzo admisible de 65.3 MPa y un factor de seguridad de 3.8, los cuales corroboran los resultados calculados analíticamente. Estos resultados son similares a los determinados por Pérez y Pereira (2011), quienes realizan el cálculo de resistencia de la estructura con el software Autodesk Inventor Professional 2011 con resultado de 83 MPa y 3 como factor de seguridad para una viga hueca rectangular. De acuerdo a lo discutido confirmamos que al utilizar el software SolidWorks 2020 se verifica la deformación máxima admisible producida en el pescante de speedboat de 800 kg.

Capítulo VI: Conclusiones y Recomendaciones

6.1. Conclusiones

Se diseñó un pescante de speedboat de 800 kg, seguro, eficiente y práctico para la embarcación pesquera “Huacho Cinco” que cubre los requerimientos de pesca de atún por cerco, en donde se concluye lo siguiente:

- a) Se calculó y modeló las cargas de operación en el pescante de speedboat de 800 kg, determinándose así una estructura de acero estructural A-36, con un factor de seguridad de 3.62, admisible en los rangos establecidos por las normas Internaciones de Construcción del Acero (Ver Plano UNS – 04 – Anexo C). A su vez se diseñó una base de acero estructural A-36, con espesor de 19 mm, con un eje de giro AISI SAE – 1020 calibrado de Ø3” x 620 mm.
- b) Se seleccionó un cilindro oleohidráulico CH – 100/50 – 400, serie referencial 1006/4, y un winche oleo hidráulico PT PL3 – 350, que cubren la operación que realiza el pescante en el ascenso y descenso del speedboat de 800 kg.
- c) Se verificó con el software SolidWorks 2020 el modelamiento de las cargas a las que es sometido el pescante, obteniendo $\sigma_{admissible} = 65.3 MPa$, un desplazamiento de 6 mm en la zona de la pasteca y un factor de seguridad de 3.8 (Ver Figuras B7, B8, B9 – Anexo B), corroborando con esto la seguridad, eficiencia y practicidad del pescante en operación.

6.2. Recomendaciones

- a) El pescante diseñado presenta un factor de seguridad de 3.62, con $\sigma_{admisible} = 52.8 \text{ MPa}$ para una carga neta de 1000 kg, eso incluye el speedboat mismo y el peso de dos personas, se recomienda no maniobrar cargas superiores a esta, debido que esto puede generar daños estructurales en el pescante.
- b) Para el descenso y ascenso del speedboat se consideró utilizar un winche y cilindro, ambos oleohidráulicos, pero por qué no realizarlo a través de otros equipos o buscar una nueva ubicación de los mismos, que resulten en una selección de menor carga a soportar.
- c) Dentro del desarrollo del este proyecto y buscando una mejora por posibles estudios posteriores, se recomienda modelar las mismas cargas con diferentes secciones de vigas, en este caso fue consignada una sección cuadrada dada su sencillez de construcción, pero no se descarta nuevas formas que eleven el grado de seguridad del pescante.

Capítulo VII: Referencias Bibliográficas

7.1. Libros y tesis.

Alva, F. (2008). *Diseño de elementos de máquinas I*. 1ra ed. Lima.

Astoreka, I. (2018). *Mantenimiento, ejercicio y accidentes de los botes salvavidas* [Tesis de pregrado, Universidad del País Vasco]. Repositorio institucional de la Universidad del País Vasco. <https://addi.ehu.eus/handle/10810/30304>

Blanes, V. (2014). *Estudio de mecanismo de elevación para el izado de embarcaciones en un puerto de pequeño porte. Grúa de columna fija y brazo giratorio de 7Tm*. [Tesis de pregrado, Universidad Politécnica de Cataluña]. Repositorio institucional de la Universidad Politécnica de Cataluña. <https://upcommons.upc.edu/handle/2099.1/23328>

Budynas, R. & Nisbett, J. (2008). *Diseño en Ingeniería Mecánica de Shigley*, 8va ed. México D. F.: Mc Graw Hill.

Cevera, M. y Blanco, E. (2015). *Resistencia de Materiales*, 1ra ed. Cimne

Det Norske Veritas and Germanischer Lloyd (2019). *Aparatos elevadores de plataformas marinas DNVGL-ST-0378*. <https://rules.dnvgl.com/docs/pdf/DNVGL/ST/2019-09/DNVGL-ST-0378.pdf>

Domínguez, R. (1969). *Cálculo de estructuras de buques (construcción naval)*. Madrid: Escuela técnica superior de ingenieros navales.

Fedón, F. (2018). *Grúa giratoria, fija, para izado de embarcaciones de 12 Tm* [Tesis de pregrado, Universidad de Cantabria]. Repositorio institucional de la Universidad de Cantabria. <https://repositorio.unican.es/xmlui/handle/10902/15473>

Guerra, J. (2015). *Sistemas de transporte para el ensamble de estructuras de carrocerías en la empresa Picosá Cía. LTDA* [Tesis de pregrado, Universidad Técnica de Ambato].

Repositorio de la Universidad Técnica de Ambato
<http://192.188.46.193/handle/123456789/13874>

Hernández, R. Fernández, C. & Baptista, P. (2006). *Metodología De la Investigación*, 5ta ed. México: Mc Graw Hill.

Instituto Nacional Estadounidense de Estándares y la Sociedad de Ingenieros Mecánicos (1985)
Diseño de ejes de transmisión ANSI/ASME B106.1M.
<https://es.scribd.com/document/414025124/Norma-de-calculo-para-ejes-ANSI-ASME-B106-1-1985-pdf>

Legue H. (2006) *Sistema hidráulico de un winche de remolque para un remolcador de altamar*
[Tesis de pregrado, Universidad Austral de Chile].
<http://cybertesis.uach.cl/tesis/uach/2006/bmfcim779s/doc/bmfcim779s.pdf>

Massa, J, Giró, J & Giudici, A. (2017). *Compendio de Cálculo Estructural para ingeniería mecánica y aeronáutica.* [Archivo PDF]
<https://es.scribd.com/document/350387758/Compendio-Calculo-Estructural-II>

Mata, J., Oms, J. & Álvarez, C. (1978) *Técnicas de expresión gráfica 2.2. – Rama del metal.*
Barcelona: Don Bosco.

Mott, Robert L. (2004). *Diseño de Elementos de Máquinas.* 4ta ed. México: Pearson.

Pérez, E., & Pereira, A. (2011) *Proyecto de un sistema de elevación naval (pescante) para lancha rápida.* [Trabajo de investigación inédita]. Centro de investigación y desarrollo naval.

Quijon R. (2013) *Cálculo del sistema hidráulico para un Güinche de remolque* [Tesis de pregrado, Universidad Austral de Chile].

https://www.academia.edu/24593601/C%C3%A1lculo_del_sistema_hidr%C3%A1ulico_para_un_G%C3%BCinche_de_remolque_Universidad_Austral_de_Chile_Facultad

Sánchez, J. (2020). *Cálculo, diseño y modelado de un chigre hidráulico para una grúa naval*. [Tesis de pregrado, Universidad de Vigo]. Repositorio institucional de la Universidad de Vigo. <http://calderon.cud.uvigo.es/handle/123456789/389>.

Serrano, A. (2002). *Oleohidráulica*, España: Mc Graw Hill.

7.2. Manuales y Catálogos

Manual de Diseño para la construcción con acero. (2013). Recuperado de http://www.ahmsa.com/Acero/Complem/Manual_Construccion_2013/MANUAL_AHMSA_2013.pdf.

Catálogo de cables de acero estándar Cargo Flet Blasant. Recuperado de <https://cfblasant.com/productos/cable-de-acero/>.

Catálogo de pescantes de botes TH Company. Recuperado de <https://www.marcosolutions.com/es/productos/pescante-de-botes>

Catálogo de embarcaciones profesionales Zyon Galicia. Recuperado de https://www.zyongalicia.com/assets/zyon-catalogo_opt.pdf

Catálogo para pastecas y cabos PROBISA. Recuperado de https://www.probrisa.com/wp-content/uploads/2017/07/Pastecas_para_cabos.pdf

Catálogo de cilindros hidráulicos CICROSA. Recuperado de <https://www.cicrosa.com/index.php/productos/catalogo-general/>


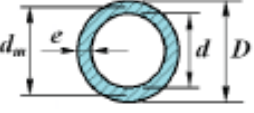
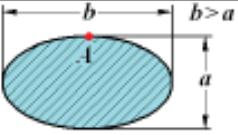

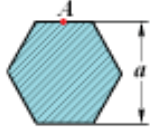
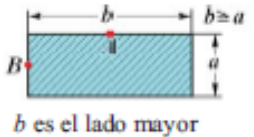
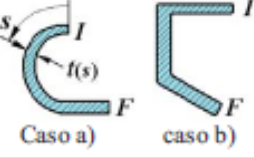

Catálogo de motores hidráulicos Char Lynn. Recuperado de https://hidravlik.com.ua/images/Faili/Motor/Char-Lynn/2000_4000_6000_10000_Series.pdf

Capítulo VIII: Anexos

8.1. Anexo A: Tablas

Tabla A. 1.

Fórmulas de Torsión.

caso	Sección	Tensión de corte máxima	Módulo torsional (J_R)
1		$\tau_{m\acute{a}x} = \frac{T}{J_R} \frac{D}{2}$	$J_R = \frac{\pi D^4}{32}$
2		$\tau_{m\acute{a}x} = \frac{T}{J_R} \frac{D}{2}$	$J_R = \frac{\pi(D^4 - d^4)}{32}$ exacto $J_R = \frac{\pi}{4} (d_m)^3 e$ aproximado
3		$\tau_A = \frac{16 T}{\pi b a^2}$	$J_R = \frac{\pi}{16} \frac{a^3 b^3}{a^2 + b^2}$
4	 Triángulo equilátero	$\tau_A = \frac{20 T}{a^3}$	$J_R = \frac{a^4}{46,2}$
5	 Hexágono regular	$\tau_A = \frac{5,7 T}{a^3}$	$J_R = \frac{a^4}{8,8}$
6	 b es el lado mayor $x = (a/b) \leq 1$	$\tau_A = \frac{T}{C_\tau b a^2}$ $C_\tau = \frac{1}{3} - 0,225 x + 0,1 x^2$ $\tau_B = \tau_A (0,74 + x^3 - 0,74 x^4)$	$J_R = C_\beta b a^3$ $C_\beta = \frac{1}{3} - 0,211 x + 0,0182 x^4$, 0,74 $\leq (\tau_B/\tau_A) \leq 1$
7	 Caso a) caso b)	$\tau_{(s)} = \frac{T}{J_R} t_{(s)}$ $\tau_{m\acute{a}x} = \frac{T}{J_R} t_{m\acute{a}x}$	a) $J_R = \int_I \frac{1}{3} t_{(s)}^3 ds$ b) $J_R = \sum \frac{1}{3} \ell_i t_i^3$
8	 Γ es el área encerrada	$\tau_{(s)} = \frac{T}{2\Gamma} t_{(s)}$ $\tau_{m\acute{a}x} = \frac{T}{2\Gamma} t_{m\acute{a}x}$	$J_R = \frac{4\Gamma^2}{\oint ds/t_{(s)}}$ si t es cte. $\rightarrow J_R = \frac{4\Gamma^2 t}{\text{perímetro}}$

Nota. Adaptado de *Compendio de cálculo estructural para ingeniería mecánica y aeronáutica*

(p. 200), por Massa, Giró y Giudici (2017).

Tabla A. 2.*Factor de Material.*

Tipo de Acero	Cm	Tipo de Acero	Cm
Acero forjado	1.00	Hierro colado maleable	0.80
Acero colado	0.80	Hierro colado gris	0.70
Acero pulverizado	0.76	Hierro colado dúctil	0.66

Nota. Adaptado de *Diseño de Elementos de Máquinas* (p. 174), por Mott, 2006, Pearson.

Tabla A. 3.*Factores de Confiabilidad C_R.*

Confiabilidad Deseada	C_R
0.50	1.00
0.90	0.90
0.99	0.81
0.999	0.75

Nota. Adaptado de *Diseño de Elementos de Máquinas* (p. 175), por Mott, 2006, Pearson.

Tabla A. 4.*Factores de Tamaño*

Unidades del Sistema Estadounidense Tradicional	
Rango de Tamaño	Para D en Pulgadas
$D \leq 0.30$	$C_s = 1.0$
$0.30 < D \leq 2.0$	$C_s = (D/0.3)^{-0.11}$
$2.0 < D \leq 10.0$	$C_s = 0.859 - 0.02125D$
Unidades SI	
Rango de Tamaño	Para D en mm
$D \leq 7.62$	$C_s = 1.0$
$7.62 < D \leq 50$	$C_s = (D/7.62)^{-0.11}$
$50 < D \leq 250$	$C_s = 0.859 - 0.000837D$

Nota. Adaptado de *Diseño de Elementos de Máquinas* (p. 175), por Mott, 2006, Pearson.

Tabla A. 5.

Tabla de Propiedades del Cordón de Soldadura Tratado como Línea.

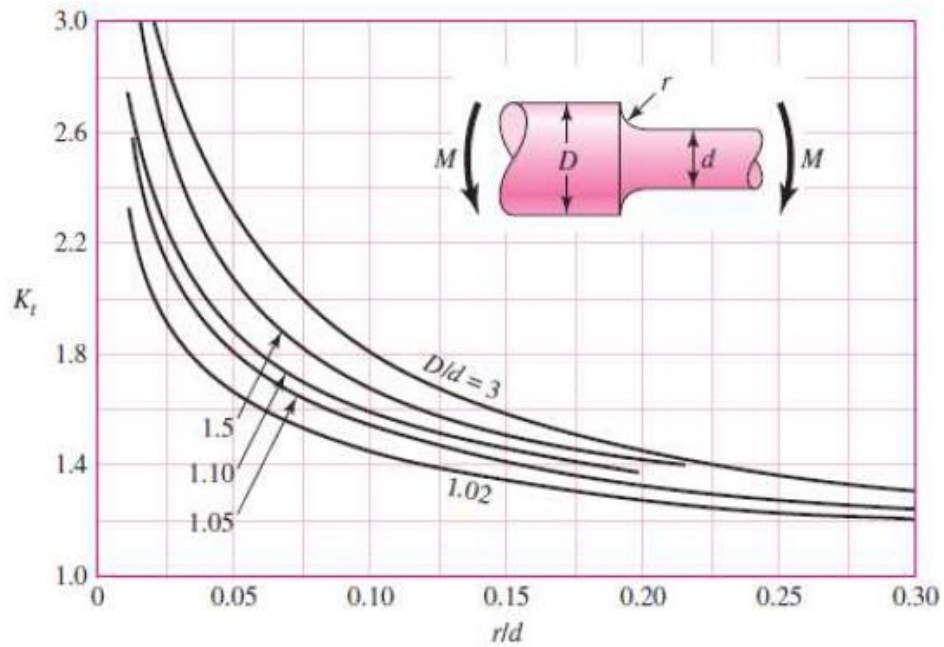
SECCION	N_x, N_y	FLEXION Z_w respecto x-x	TORSION J_w
	$N_x = \frac{d}{2}$	$\frac{d^2}{6}$	$\frac{d^3}{12}$
	$N_x = \frac{d}{2}$	$\frac{d^2}{3}$	$\frac{d(3b^2+d^2)}{6}$
	$N_x = \frac{d}{2}$	bd	$\frac{b(3d^2+b^2)}{6}$
	$N_y = \frac{b^2}{2(b+d)}$ $N_x = \frac{d^2}{2(b+d)}$	$\frac{4bd+d^2}{6}$ (sup.) $\frac{d^2(4b+d)}{6(2b+d)}$ (inf)	$\frac{(b+d)^4 - 6b^2d^2}{12(b+d)}$
	$N_y = \frac{b^2}{2b+d}$	$bd + \frac{d^2}{6}$	$\frac{(2b+d)^3}{12} - \frac{b^2(b+d)^2}{2b+d}$
	$N_x = \frac{d^2}{2d+b}$	$\frac{2bd+d^2}{3}$ (sup.) $\frac{d^2(2b+d)}{3(b+d)}$ (inf)	$\frac{(b+2d)^3}{12} - \frac{d^2(b+d)^2}{b+2d}$
	$N_x = \frac{d}{2}$	$bd + \frac{d^2}{3}$	$\frac{(b+d)^3}{6}$
	$N_x = \frac{d^2}{b+2d}$	$\frac{2bd+d^2}{3}$ (sup.) $\frac{d^2(2b+d)}{3(b+d)}$ (inf)	$\frac{(b+2d)^3}{12} - \frac{d^2(b+d)^2}{b+2d}$

Nota. Adaptado de *Diseño de Elementos de Máquinas I*. (p. 40), por Alva, 2008.

8.2. Anexo B: Figuras Complementarias

Figura B. 1.

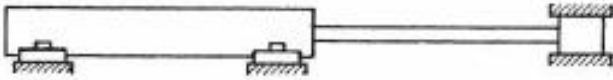
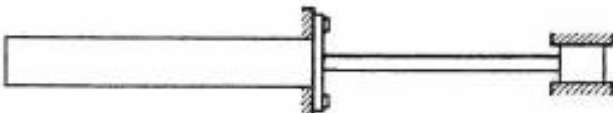
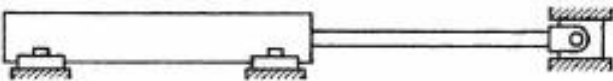
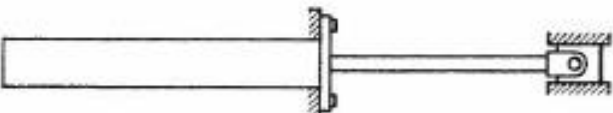
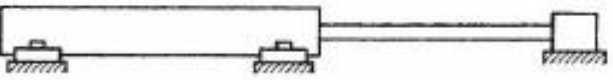
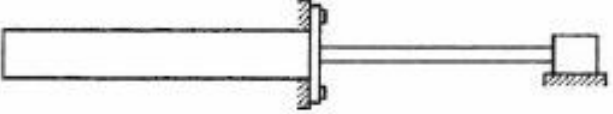
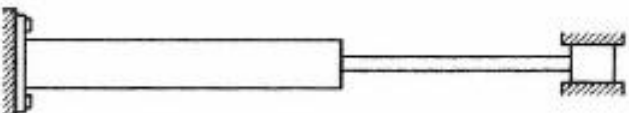
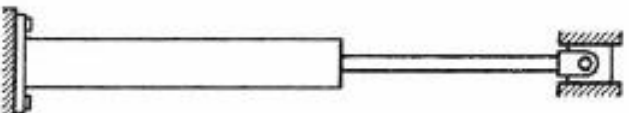
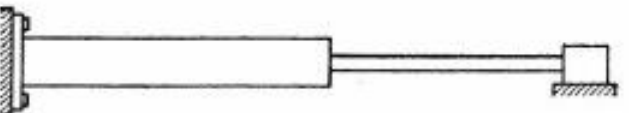
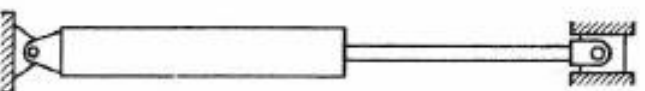
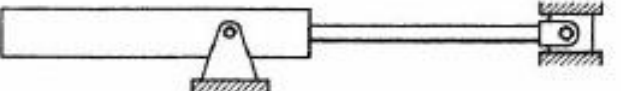
Determinación del Factor de Concentración de Esfuerzo por Fatiga K_t



Nota. Adaptado de *Diseño en ingeniería mecánica de Shigley*. (p. 1038), por Budynas y Nisbett, 2008, Mc Graw Hill.

Figura B. 2.

Tabla de Selección de Factores de Anclaje en Cilindros Oleohidráulicos.

(a)		$k = 0,5$
(b)		$k = 0,5$
(c)		$k = 0,7$
(d)		$k = 0,7$
(e)		$k = 2$
(f)		$k = 2$
(g)		$k = 1$
(h)		$k = 1,5$
(i)		$k = 4$
(j)		$k = 2$
(k)		$k = 1,5$

Nota. Adaptado de *Oleohidráulica* (p. 145), por A. Serrano, 2002, Mc Graw Hill.

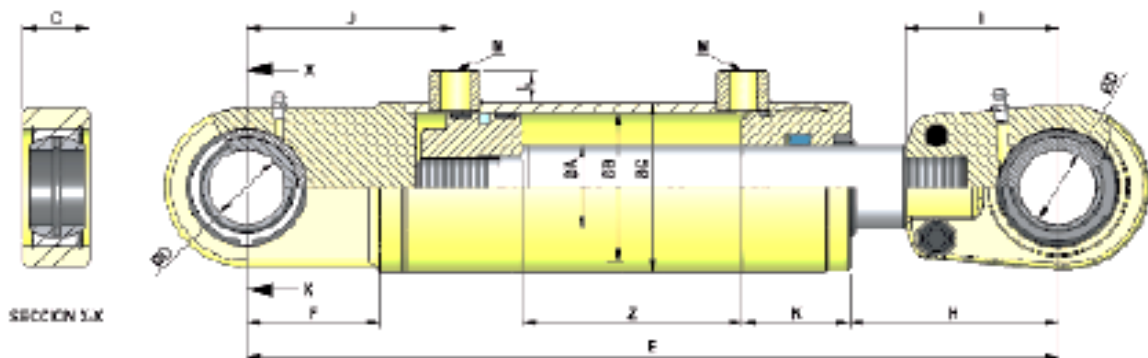
Figura B. 3.

Catálogo de Selección del Cilindro Oleohidráulico.

Cilindros estándar de doble efecto [Serie 1000]

Double acting standard cylinders [Series 1000] / Vérins standard double effet [Série 1000]

REF.	∅ A	∅ B	Z Carrera Stroke Course	E	C	D	F	G	H	I	J	K	L	M BSP	Vol. (L)	Juego de juntas Seal kit Poignée de joints	Peso (kg) Weight Poids
1004/2	40	70	200	470	30	35	61	80	95	70	94	49	15	3/8	0,77	J74N	11,03
1004/3			300	570											1,15		12,94
1004/4			400	670											1,54		14,85
1004/5			500	770											1,92		16,76
1004/6			600	870											2,31		18,67
1004/7			700	970											2,69		20,58
1004/800			800	1070											3,07		22,33
1005/2			40	80											200		480
1005/3	300	580			1,51	14,98											
1005/4	400	680			2,01	17,01											
1005/5	500	780			2,51	19,04											
1005/6	600	880			3,01	21,07											
1005/7	700	980			3,51	23,10											
1006/3	50	100			300	625	35	40	69	115	118	85	104	60	17	1/2	2,36
1006/4			400	725	3,14	29,89											
1006/5			500	825	3,93	33,41											
1006/600			600	925	4,71	36,89											
1006/7			700	1025	5,50	40,45											
1006/9			900	1225	7,07	47,49											
1007/5	70	125	500	920	40	50	88	145	137	105	141	80	20	3/4	6,18	J70125	65,70
1007/10			1000	1420											12,36		97,45



Nota. Adaptado de Catálogo CICROSA,

(<https://www.cicrosa.com/index.php/productos/catalogo-general/>).

Figura B. 4.*Características del Cilindro Oleohidráulico.*

Características técnicas cilindros hidráulicos estándar

CARACTERÍSTICAS

- Presión de utilización máxima: 200 bar
- Presión de prueba máxima: 300 bar
- Velocidad de utilización máxima: 0.5 m/s
- Temperatura de utilización: -30 °C a +90 °C.
- Aceite: hidráulico mineral.

MATERIALES

- Vástago: acero F-1140 cromado, recubrimiento mínimo de la capa de cromo 20 micras, rugosidad Ra < 0,2, dureza mínima del recubrimiento 900 HV, resistencia a la corrosión mínimo 200 horas niebla salina neutra según ISO9227 rating 9.
- Camisa: acero ST-52-3, DIN 2393, tolerancia sobre el diámetro interior ISO H9, rugosidad Ra <0,8 micras.
- Cabeza: acero F-1140 nitrurado
- Pistón: acero F-1140.

ESTANQUEIDAD

- Cabeza
 - Dinámico: Collarín compacto de poliuretano, doble labio. Rascador metálico en NBR.
 - Estático: junta torica NBR 90 shore.
- Pistón:
 - Dinámico: Junta compacta de doble efecto en poliuretano, mas junta torica en nitrilo como elemento activador. Guías en poliacetel especial reforzado con fibra de vidrio.
 - Estático: guía estanca de freno en poliamida

ACABADOS:

- Imprimación en color negro.

RECOMENDACIONES

- Proteger el circuito del cilindro con un limitador de presión a 200 bar.
- Verificar el estado de pureza del fluido, evitar que tenga cuerpos extraños (colocar filtro en el circuito del cilindro).
- Purgar el circuito, desatornillando ligeramente los racores de alimentación del cilindro antes de la puesta en servicio.

- No soldar sobre la camisa (tubo).
- Desmontar el cilindro para soldar sobre el vástago o sobre el fondo.
- Para el almacenamiento prolongado de los cilindros, evitar la intemperie, de no ser así, el vástago debe estar completamente introducido en la camisa, en caso contrario deberá forzosamente estar engrasado.
- Para exposiciones prolongadas a la intemperie, se recomienda engrasar la parte del vástago que quede fuera de la camisa.
- Para limpiezas del cilindro a alta presión, o chorreados deberá preverse una protección suficiente sobre el vástago y las tomas de aceite.
- Para cilindros de doble efecto que vayan a trabajar como simple efecto, es recomendable conectar el racor no utilizado al tanque.
- En caso de desmontar el cilindro, hay que tener en cuenta que el pistón va roscado al vástago y lleva fijador de roscas, prever el acopio de fijador de roscas para el posterior montaje.

Nota. Adaptado de *Catálogo CICROSA*,

(<https://www.cicrosa.com/index.php/productos/catalogo-general/>).

Figura B. 5.

Tabla de Selección de Cables de Acero de Alma de Fibra

Cable 6x19 Estandar (1+6+12)+FC = 114 Hilos						
Código	Diámetro (mm)	Peso (kg/m)	Carga de rotura calculada		Carga de rotura mínima	
			(kN)	(kp)	(kN)	(kp)
922030	3	0,0311	5,69	579	4,9	498
922040	4	0,0554	10,10	1.030	8,7	885
922050	5	0,0865	15,80	1.610	13,6	1.380
922060	6	0,1250	22,80	2.320	19,6	1.990
922070	7	0,1700	31,00	3.150	26,7	2.710
922080	8	0,2210	40,50	4.120	34,8	3.540
922090	9	0,2800	51,20	5.210	44,1	4.480
922100	10	0,3460	63,30	6.420	54,4	5.530
922110	11	0,4190	76,50	7.780	65,8	6.690
922120	12	0,4980	91,10	9.260	78,3	7.970
922130	13	0,5850	107	10.900	91,9	9.350
922140	14	0,6780	124	12.600	107	10.800
922160	16	0,8860	162	16.500	139	14.200
922180	18	1,1200	205	20.800	176	17.900

Ø 3 A 18 MM



6 x 19 + 1 ESTANDAR

DIN3060

Cableado cruzado derecha galvanizado - alma de fibra

APLICACIONES

Cables estándar, industria en general, eslingas...

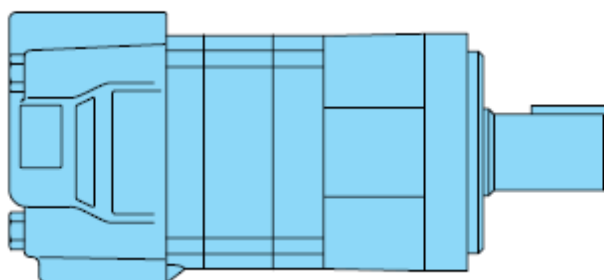
Nota. Adaptado de *Catálogo CFB ITE*. (<https://cfblasant.com/productos/cable-de-acero/>).

Figura B. 6.

Catálogo de Motores Hidráulicos Char Lynn



Specifications 2000 Series



Specification Data—2000 Series

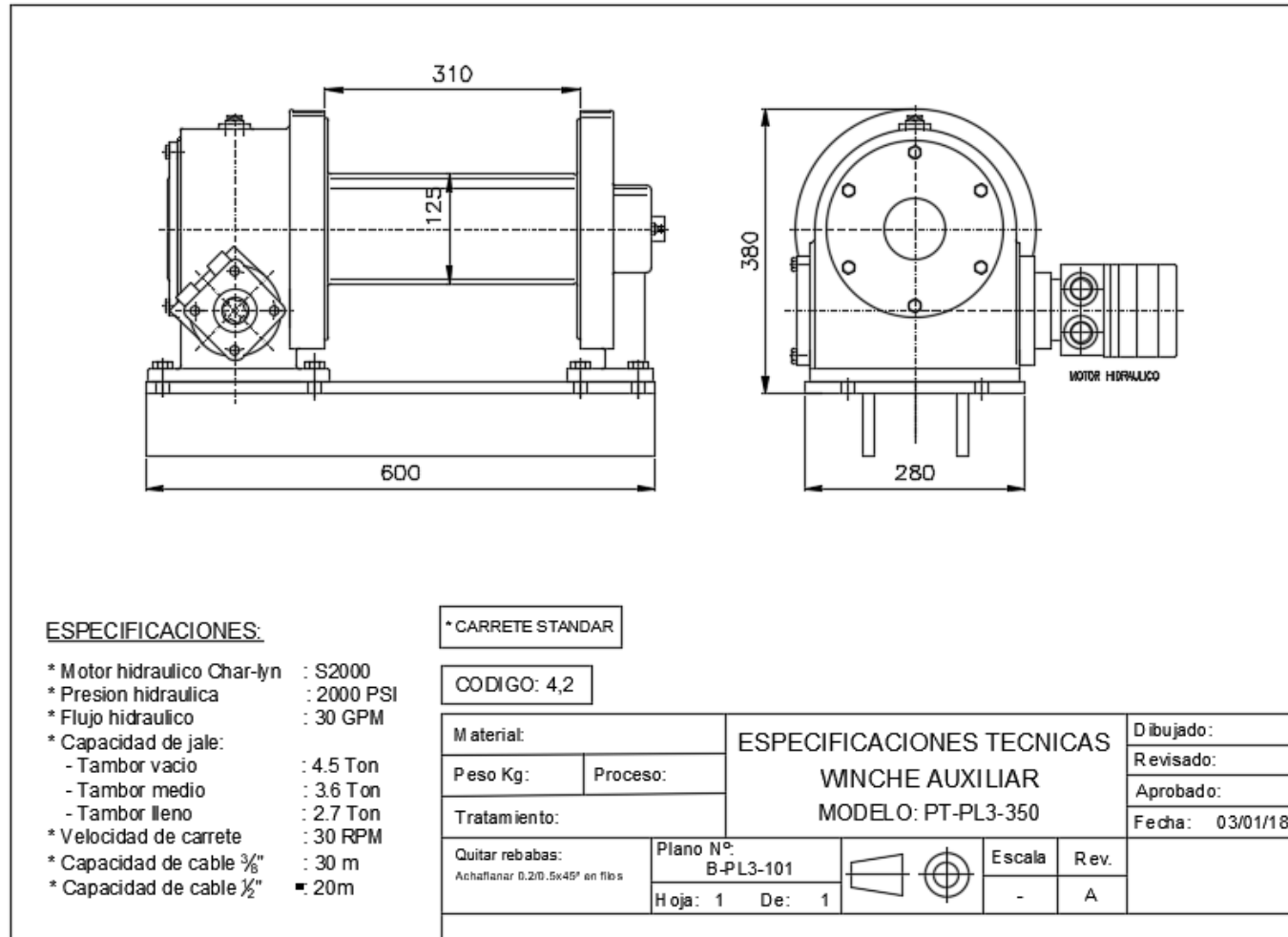
Displ. cm ³ /r [in ³ /r]	80 [4.9]	100 [6.2]	130 [8.0]	160 [9.6]	195 [11.9]	245 [14.9]	305 [18.7]	395 [24.0]	490 [29.8]		
Max. Speed (RPM) @ Flow	Continuous	799	742	576	477	385	308	246	191	153	
	Intermittent	908	924	720	713	577	462	365	335	230	
Flow LPM [GPM]	Continuous	75 [20]	75 [20]	75 [20]	75 [20]	75 [20]	75 [20]	75 [20]	75 [20]	75 [20]	
	Intermittent	75 [20]	95 [25]	95 [25]	115 [30]	115 [30]	115 [30]	115 [30]	130 [35]	115 [30]	
Torque Nm [lb-in]	☆ 1-1/4 Inch or 32 mm Dia. Shaft	Continuous	235 [2065]	295 [2630]	385 [3420]	455 [4040]	540 [4780]	660 [5850]	765 [6750]	775 [6840]	845 [7470]
		Intermittent	345 [3035]	445 [3950]	560 [4970]	570 [5040]	665 [5890]	820 [7250]	885 [7820]	925 [8170]	930 [8225]
Pressure Δ Bar [Δ PSI]	☆ 1-1/4 Inch or 32 mm Dia. Shaft	Continuous	205 [3000]	205 [3000]	205 [3000]	205 [3000]	205 [3000]	205 [3000]	205 [3000]	155 [2250]	120 [1750]
		Intermittent	310 [4500]	310 [4500]	310 [4500]	260 [3750]	260 [3750]	260 [3750]	240 [3500]	190 [2750]	140 [2000]
		Peak	310 [4500]	310 [4500]	310 [4500]	310 [4500]	310 [4500]	310 [4500]	310 [4500]	225 [3250]	170 [2500]

Maximum Case Pressure - without Case Drain * — 140 Bar [2000 PSI]

Nota. Adaptado de Catálogo EATON Char Lynn Hydraulic motors
(https://hidravlik.com.ua/images/Faili/Motor/Char-Lynn/2000_4000_6000_10000_Series.pdf)

Figura B. 7.

Especificaciones Técnicas Winche Oleohidráulico



Nota. Adaptado de Catálogos de Paitan SAC.

Figura B. 8.

Valores de Von Mises en Pescante Completo.

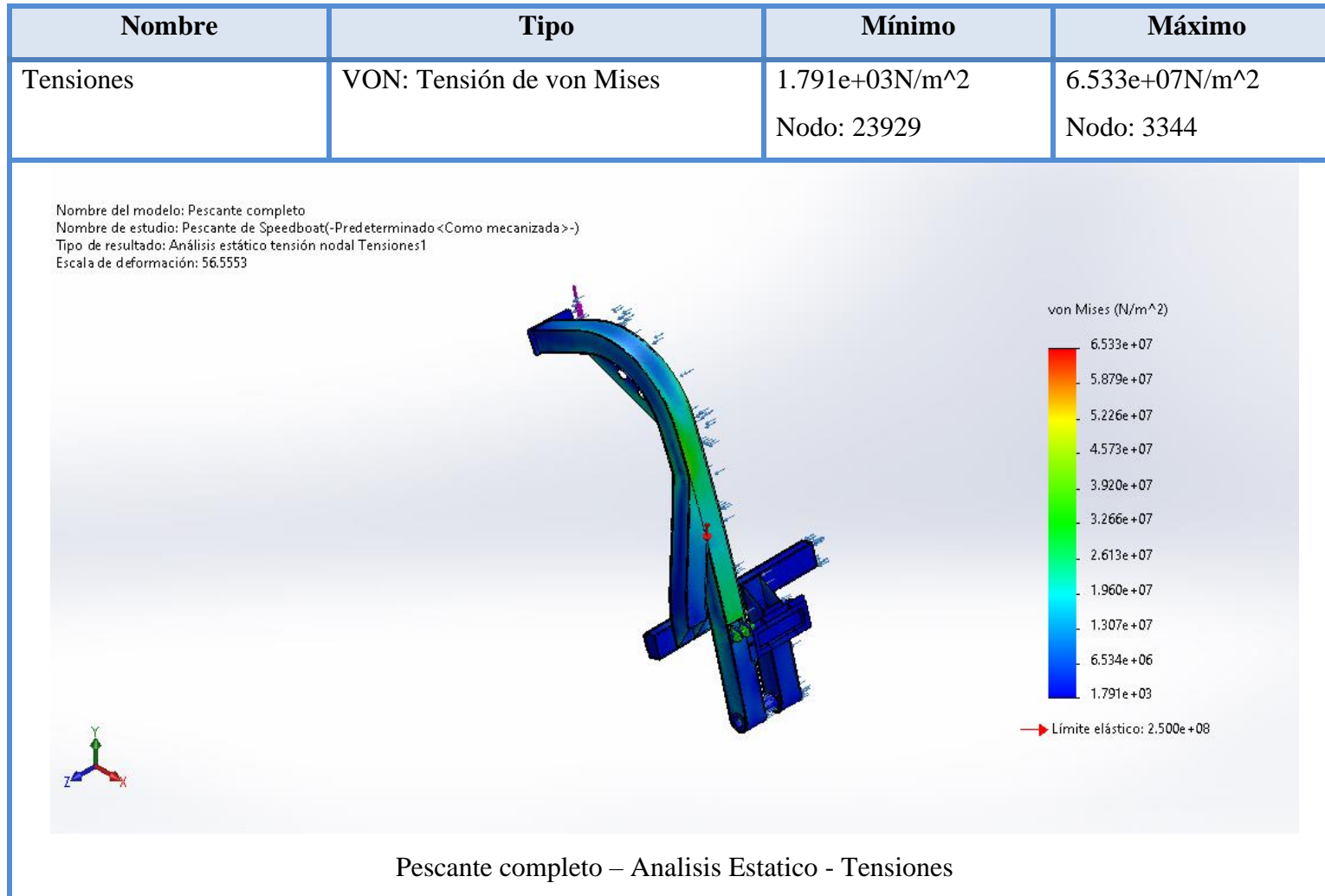


Figura B. 9.

Valores de Desplazamiento en Pescante Completo.

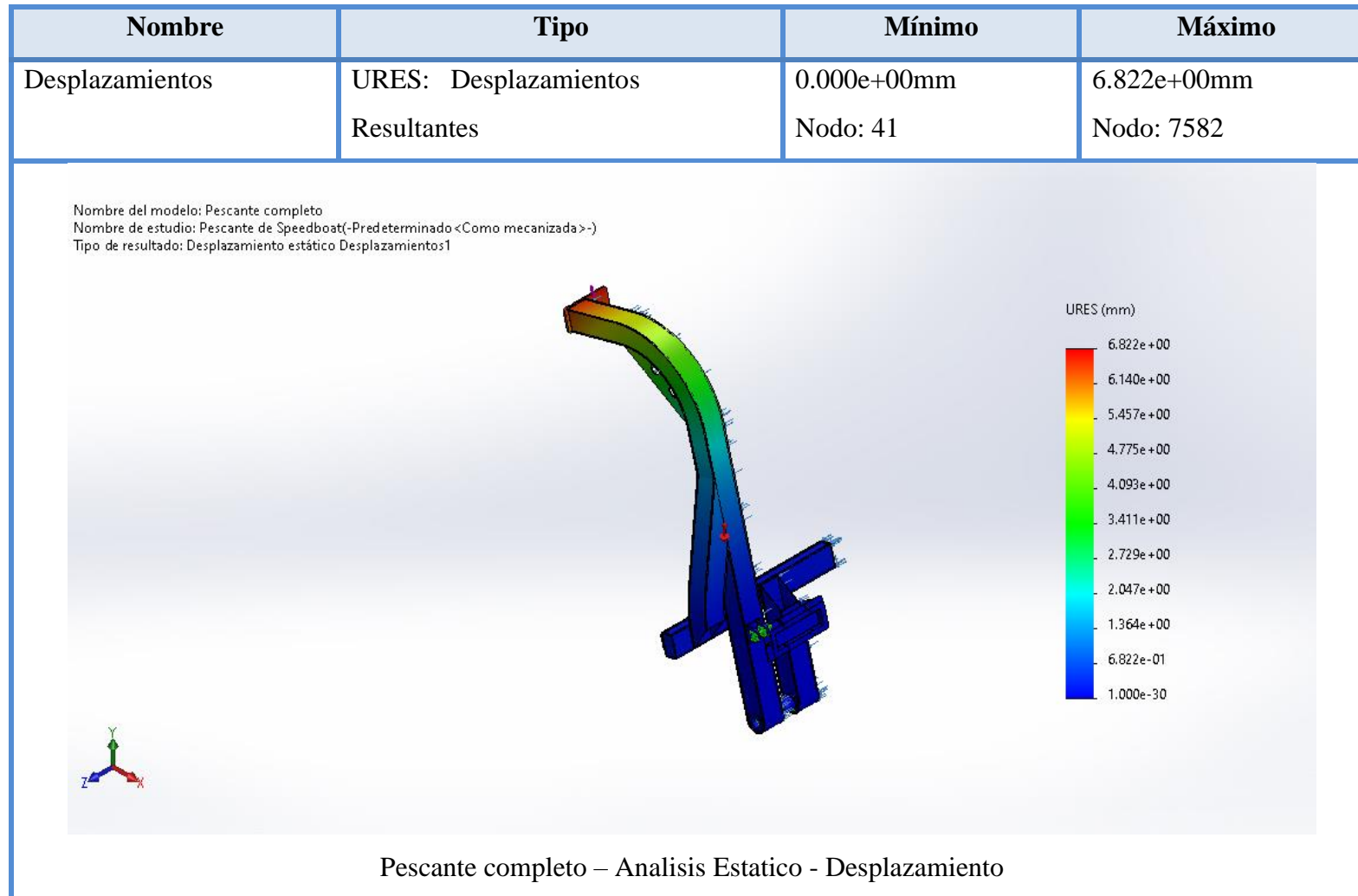


Figura B. 10.

Valores de Factor de Seguridad en Pescante Completo.

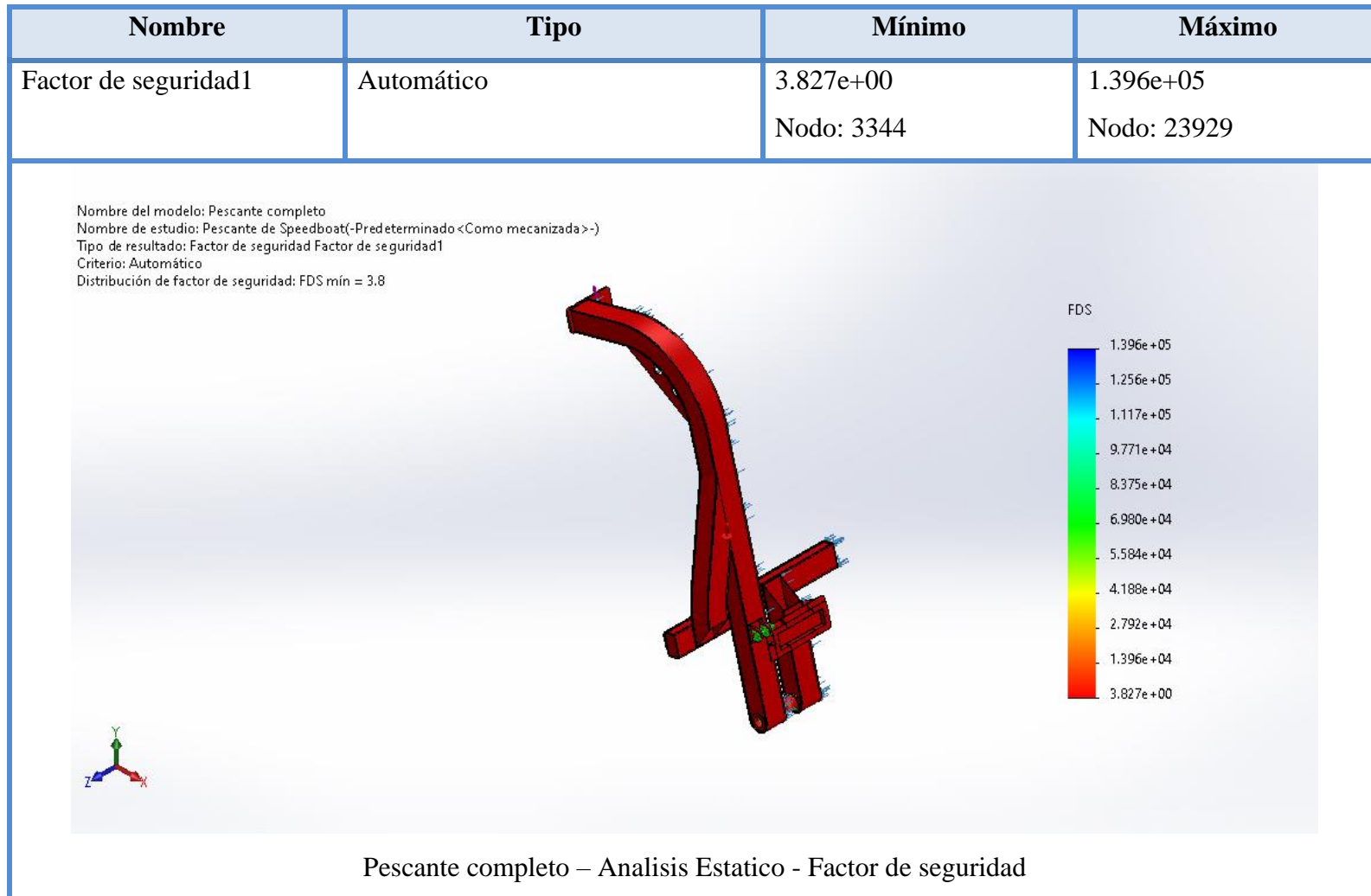


Figura B. 11.

Valores de Von Mises en Base del Pescante

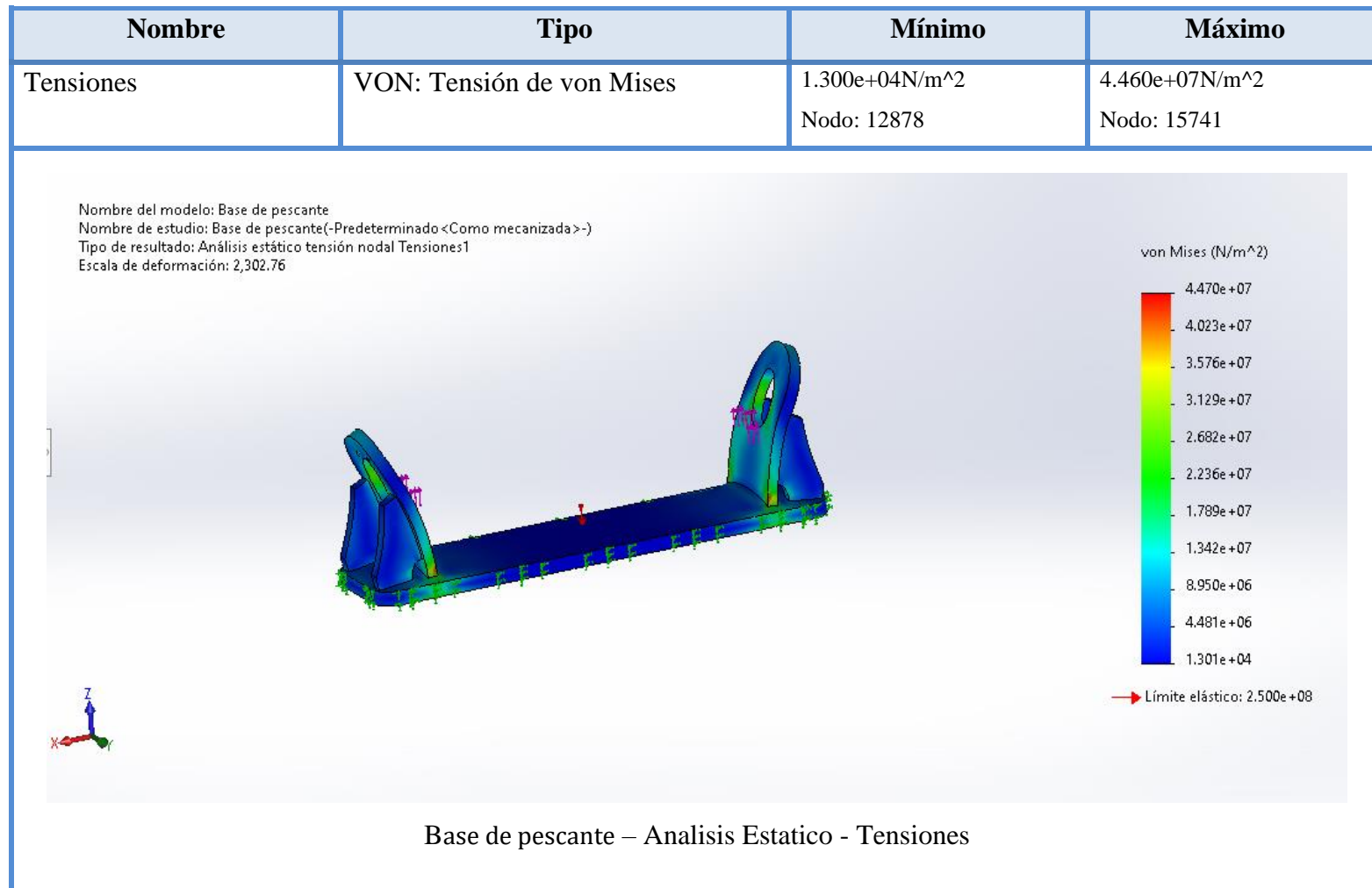


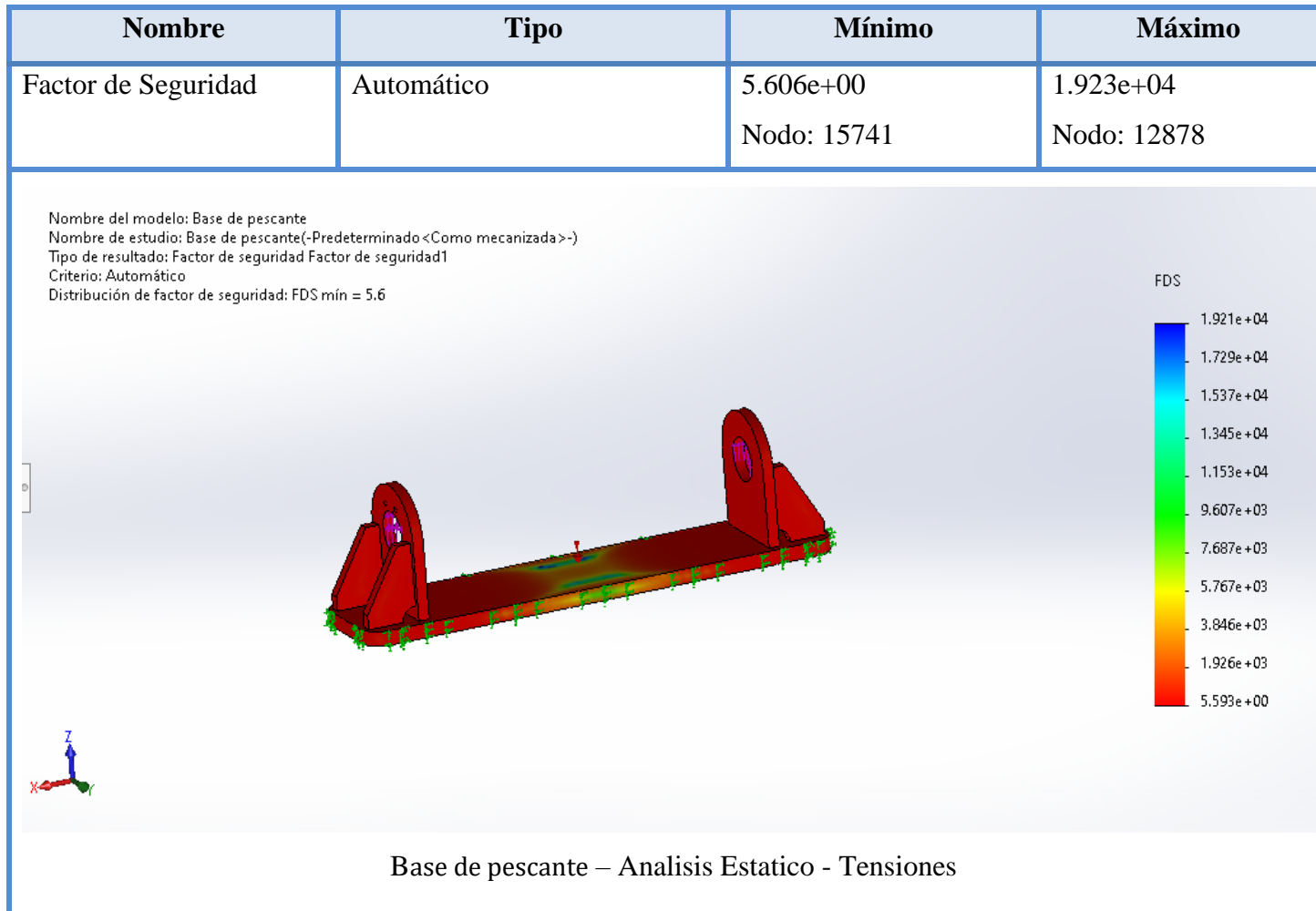
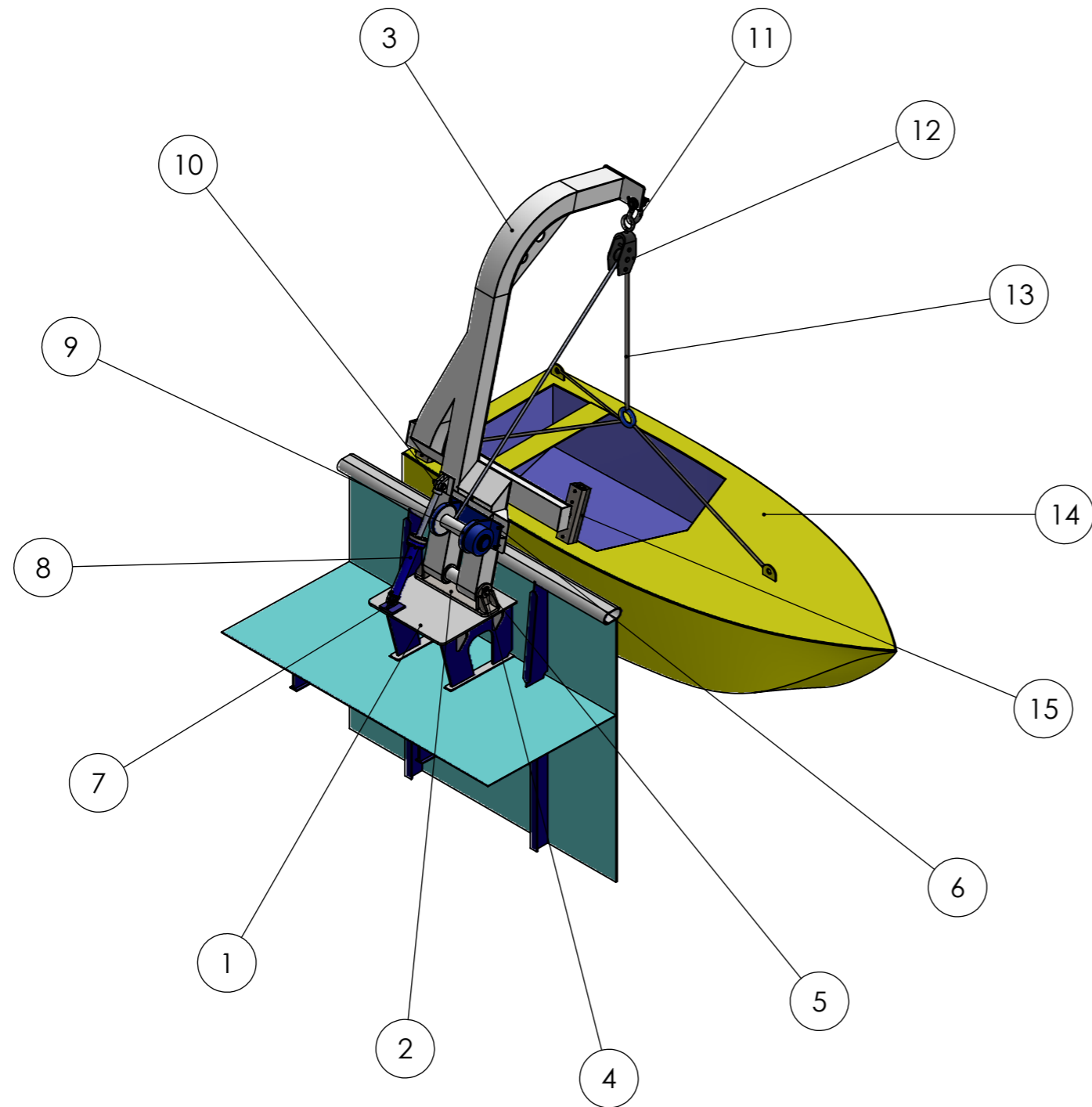
Figura B. 12.*Valores de Factor de Seguridad en Base del Pescante*

Figura B. 13.*Ficha de Speedboat*

Nota. Adaptado de *Catálogo Zion Galicia S.L.* (https://www.zyongalicia.com/assets/zyon-catalogo_opt.pdf)

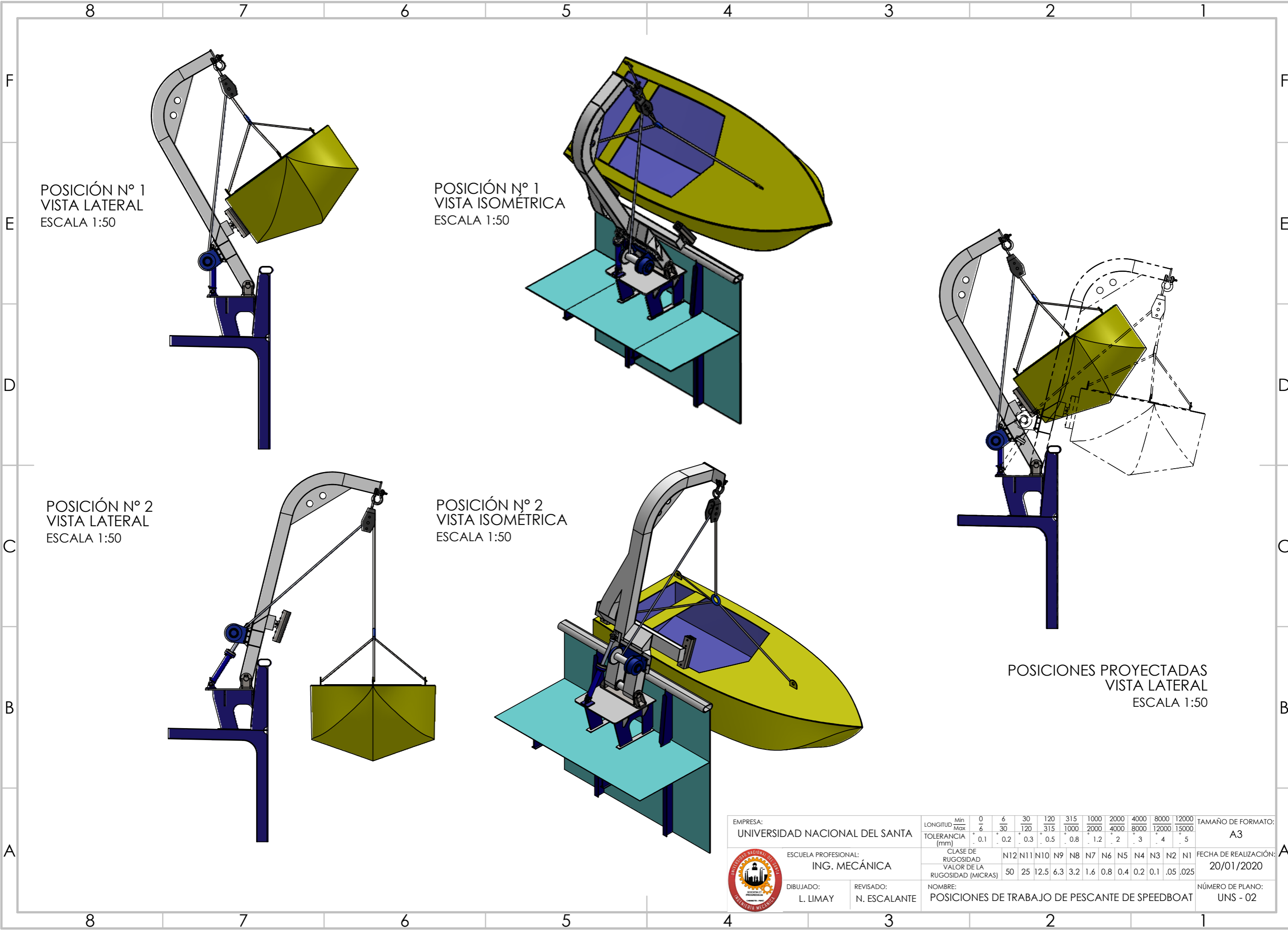
8.3. Anexo C: Planos



VISTA ISOMÉTRICA
ESCALA 1:50

N.º	DENOMINACIÓN	MATERIAL	CANT.
1	Sobrebase de pescante en embarcación	Acero Estructural A-36	1
2	Base de pescante	Acero Estructural A-36	1
3	Pescante de speedboat	Acero Estructural A-36	1
4	Eje de speedboat	Ac. SAE 1045	1
5	Seguro de eje de speedboat	Acero Estructural A-36	2
6	Perno c/tuerca ISO - M12	Acero inoxidable	4
7	Pin de piston oleohidráulico Ø1 1/4"x3"	Ac. SAE 1045	2
8	Piston oleohidráulico CH 100/50- 400 Serie 1006/4	Acero	1
9	Winche hidráulico PT - PL 3 - 350	Acero	1
10	Pin de piston oleohidráulico Ø1 1/4"x4"	Ac. SAE 1045	1
11	Grillete tipo ancla Crosby con perno roscado G209 - 7/8"	Acero templado	1
12	Pasteca Serie 500-12" 5Tn.	Acero forjado	1
13	Cable de acero 6x19 - Ø9mm	Acero templado	1
14	Speedboat de 800 Kg. c/motor fuera de borda	Fibra de vidrio	1
15	Defensa de brazo de speedboat	Acero y caucho	2

EMPRESA: UNIVERSIDAD NACIONAL DEL SANTA	LONGITUD Min Max	0 6	6 30	30 120	120 315	315 1000	1000 2000	2000 4000	4000 8000	8000 12000	12000 15000	TAMAÑO DE FORMATO: A3
ESCUELA PROFESIONAL: ING. MECÁNICA	TOLERANCIA (mm)	+0.1	+0.2	+0.3	+0.5	+0.8	+1.2	+2	+3	+4	+5	FECHA DE REALIZACIÓN: 20/01/2020
DIBUJADO: L. LIMAY	REVISADO: N. ESCALANTE	CLASE DE RUGOSIDAD VALOR DE LA RUGOSIDAD (MICRAS)										NÚMERO DE PLANO: UNS - 01
UNIVERSIDAD NACIONAL DEL SANTA		N12 N11 N10 N9 N8 N7 N6 N5 N4 N3 N2 N1										50 25 12.5 6.3 3.2 1.6 0.8 0.4 0.2 0.1 .05 .025
NOMBRE: ENSAMBLE GENERAL DE PESCANTE DE SPEEDBOAT												



POSICIÓN N° 1
VISTA LATERAL
ESCALA 1:50

POSICIÓN N° 1
VISTA ISOMÉTRICA
ESCALA 1:50

POSICIÓN N° 2
VISTA LATERAL
ESCALA 1:50

POSICIÓN N° 2
VISTA ISOMÉTRICA
ESCALA 1:50

POSICIONES PROYECTADAS
VISTA LATERAL
ESCALA 1:50

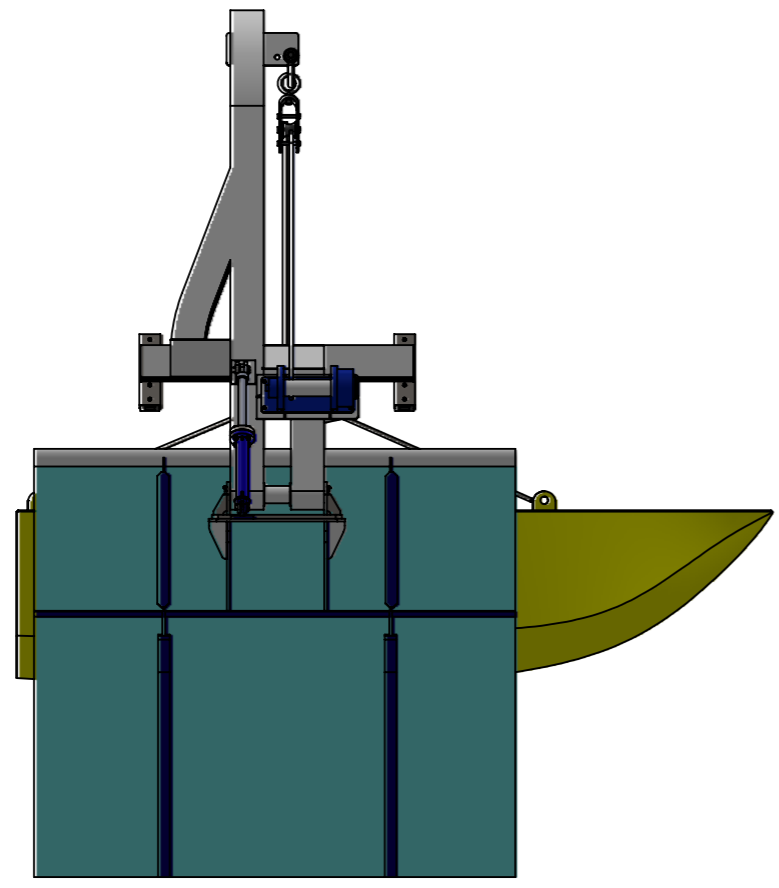
EMPRESA: UNIVERSIDAD NACIONAL DEL SANTA		LONGITUD	Min	0	6	30	120	315	1000	2000	4000	8000	12000	TAMAÑO DE FORMATO:		
		Max	6	30	120	315	1000	2000	4000	8000	12000	15000		A3		
		TOLERANCIA (mm)	± 0.1	± 0.2	± 0.3	± 0.5	± 0.8	± 1.2	± 2	± 3	± 4	± 5				
ESCUELA PROFESIONAL: ING. MECÁNICA		CLASE DE RUGOSIDAD		N12	N11	N10	N9	N8	N7	N6	N5	N4	N3	N2	N1	FECHA DE REALIZACIÓN:
		VALOR DE LA RUGOSIDAD (MICRAS)		50	25	12.5	6.3	3.2	1.6	0.8	0.4	0.2	0.1	.05	.025	20/01/2020
DIBUJADO: L. LIMAY	REVISADO: N. ESCALANTE	NOMBRE:	POSICIONES DE TRABAJO DE PESCANTE DE SPEEDBOAT										NÚMERO DE PLANO: UNS - 02			



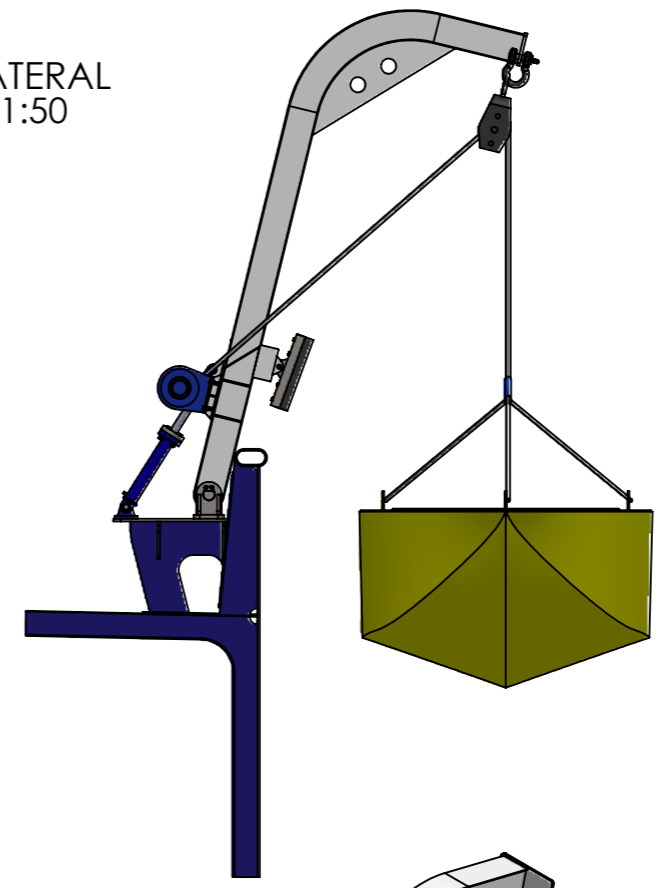
8 7 6 5 4 3 2 1

F
E
D
C
B
A

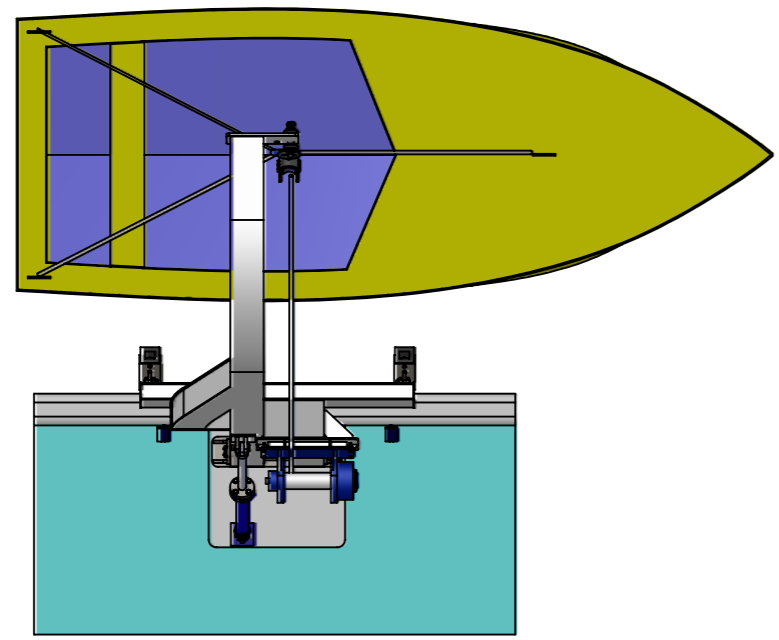
VISTA FRONTAL
ESCALA 1:50



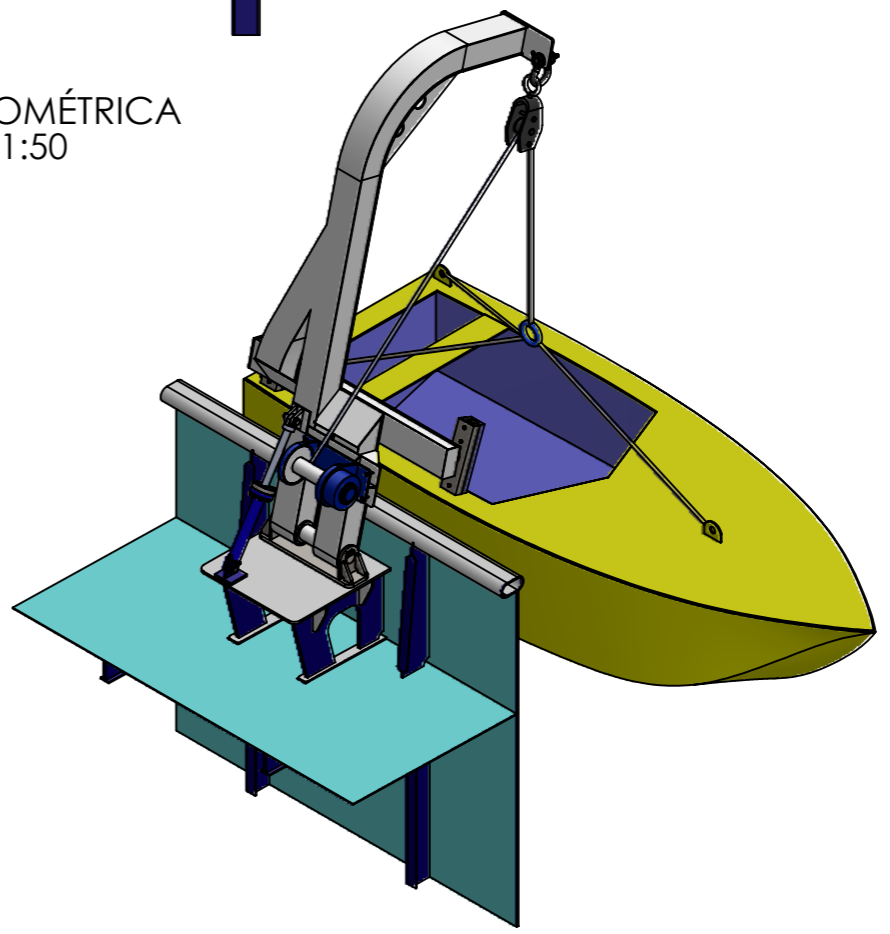
VISTA LATERAL
ESCALA 1:50



VISTA DE PLANTA
ESCALA 1:50



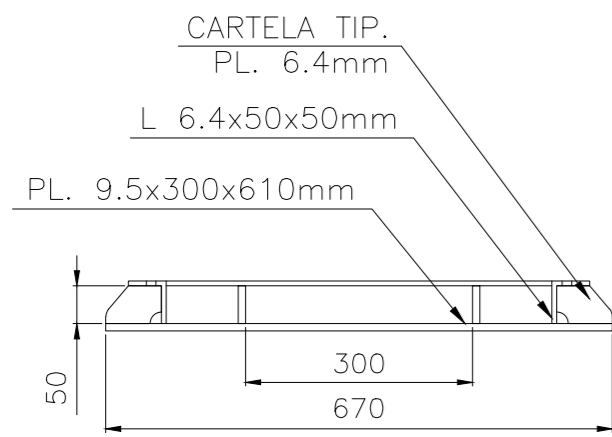
VISTA ISOMÉTRICA
ESCALA 1:50



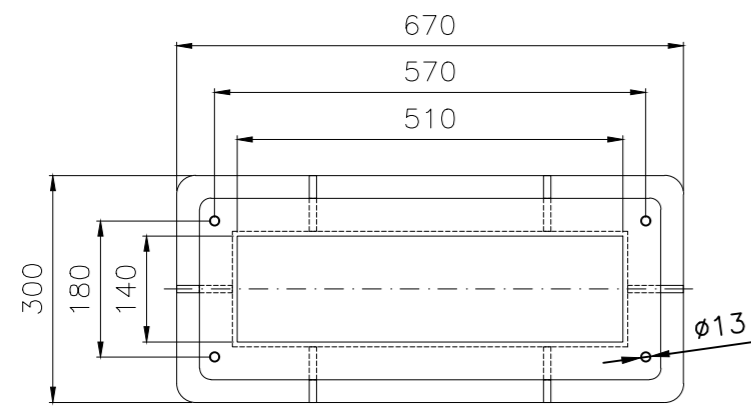
8 7 6 5 4 3 2 1

EMPRESA: UNIVERSIDAD NACIONAL DEL SANTA		LONGITUD Min	0	6	30	120	315	1000	2000	4000	8000	12000	TAMAÑO DE FORMATO:			
		Max	6	30	120	315	1000	2000	4000	8000	12000	15000	A3			
		TOLERANCIA (mm)	± 0.1	± 0.2	± 0.3	± 0.5	± 0.8	± 1.2	± 2	± 3	± 4	± 5	FECHA DE REALIZACIÓN:			
ESCUELA PROFESIONAL: ING. MECÁNICA		CLASE DE RUGOSIDAD		N12	N11	N10	N9	N8	N7	N6	N5	N4	N3	N2	N1	20/01/2020
		VALOR DE LA RUGOSIDAD (MICRAS)		50	25	12.5	6.3	3.2	1.6	0.8	0.4	0.2	0.1	.05	.025	NÚMERO DE PLANO:
DIBUJADO: L. LIMAY	REVISADO: N. ESCALANTE	NOMBRE: VISTAS GENERALES DE ENSAMBLE DE SPEEDBOAT											UNS - 03			



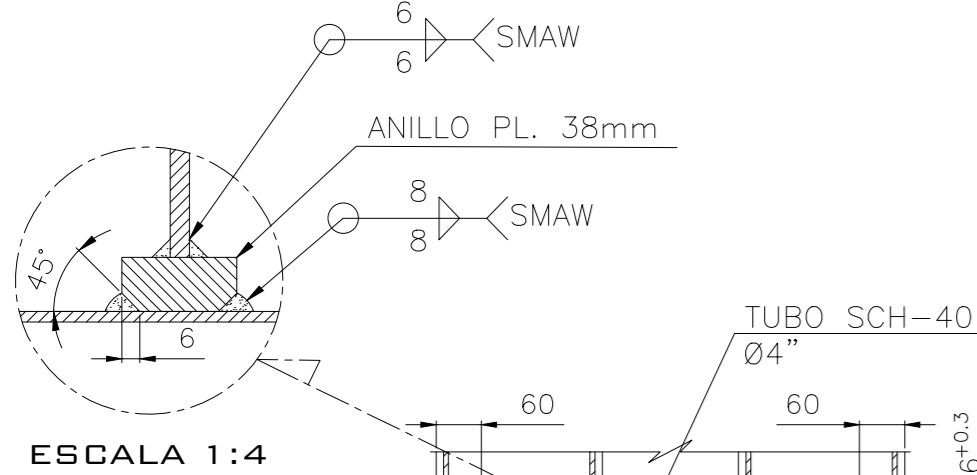


ELEVACIÓN

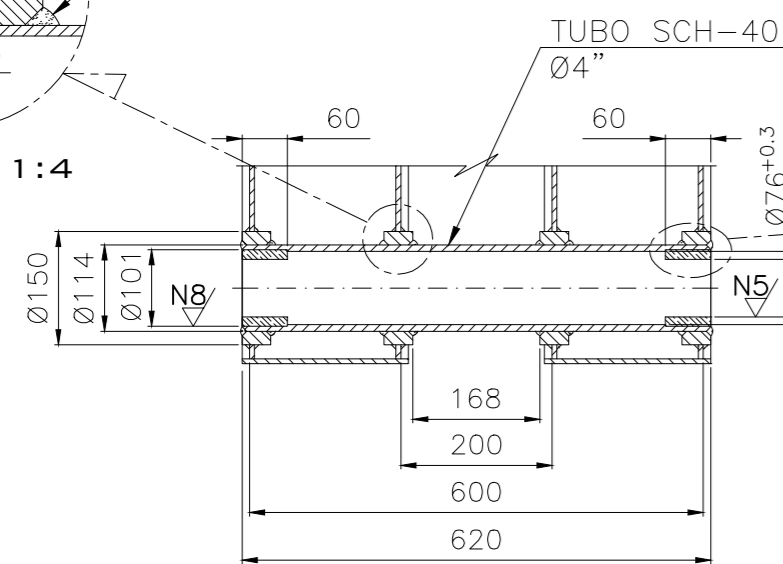


VISTA DE PLANTA

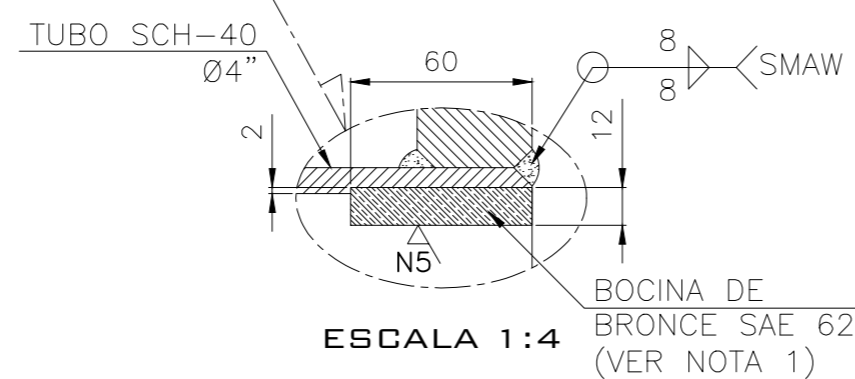
DETALLE DE BASE DE WINCHE
ESCALA 1:2



ESCALA 1:4

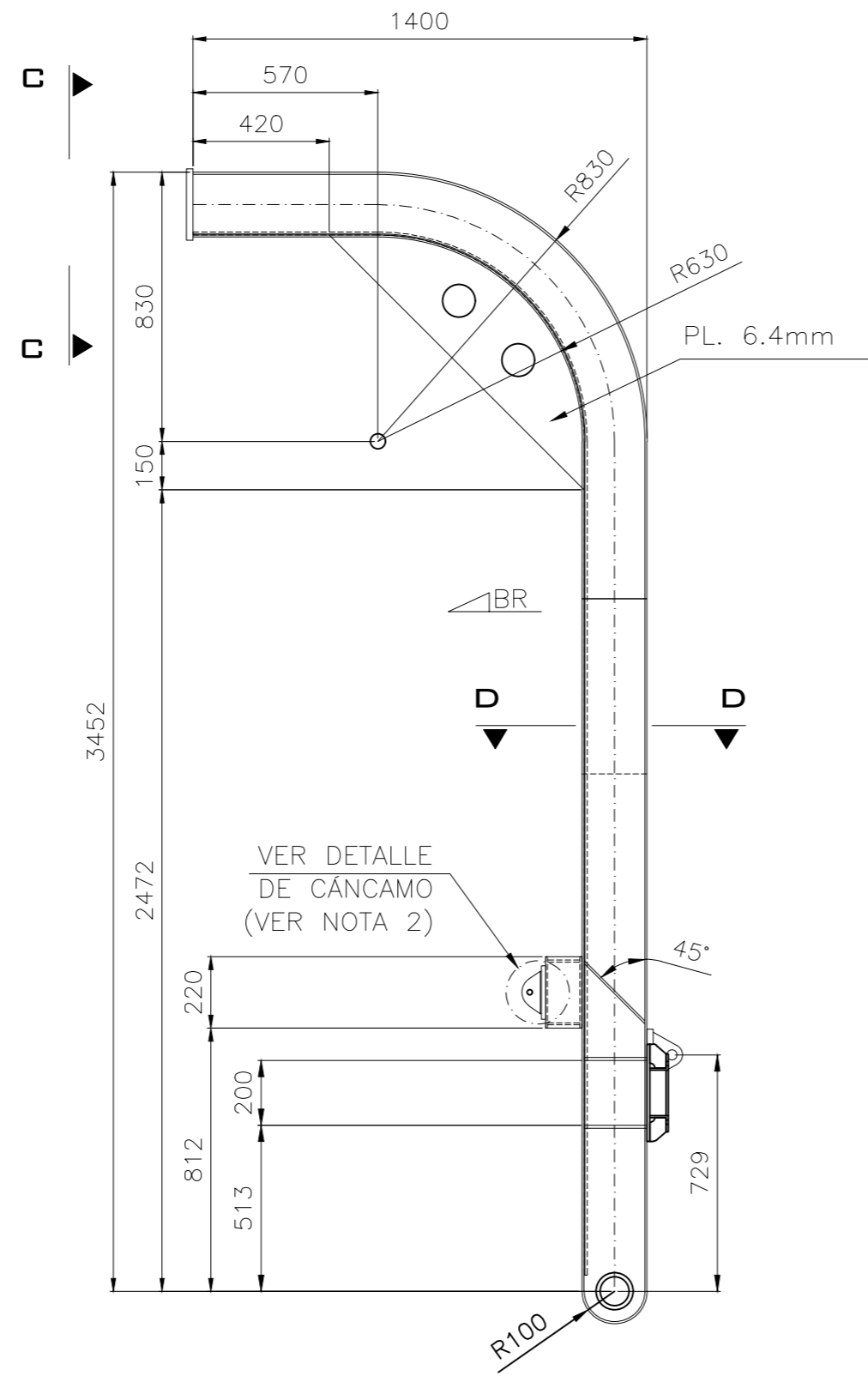


SECCIÓN "A-A"
ESCALA 1:2

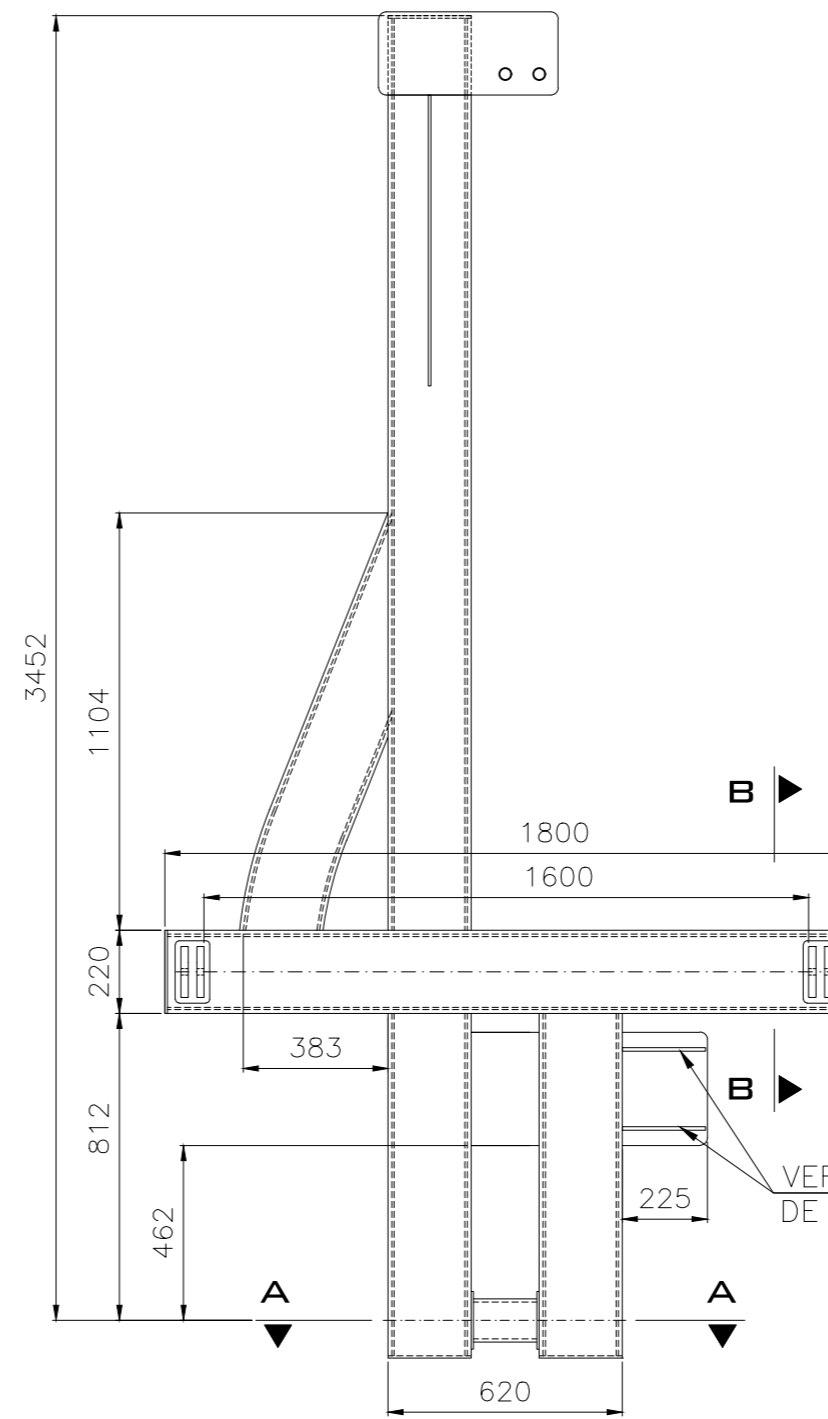


ESCALA 1:4

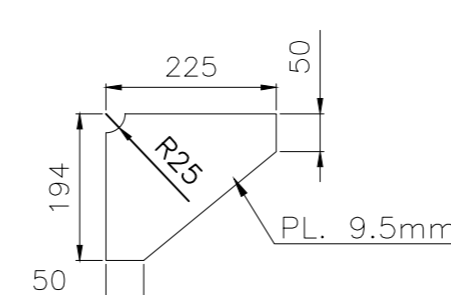
VISTA LONGITUDINAL
ESCALA 1:20



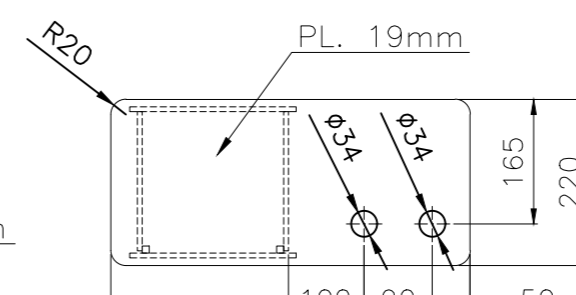
VISTA FRONTAL
ESCALA 1:20



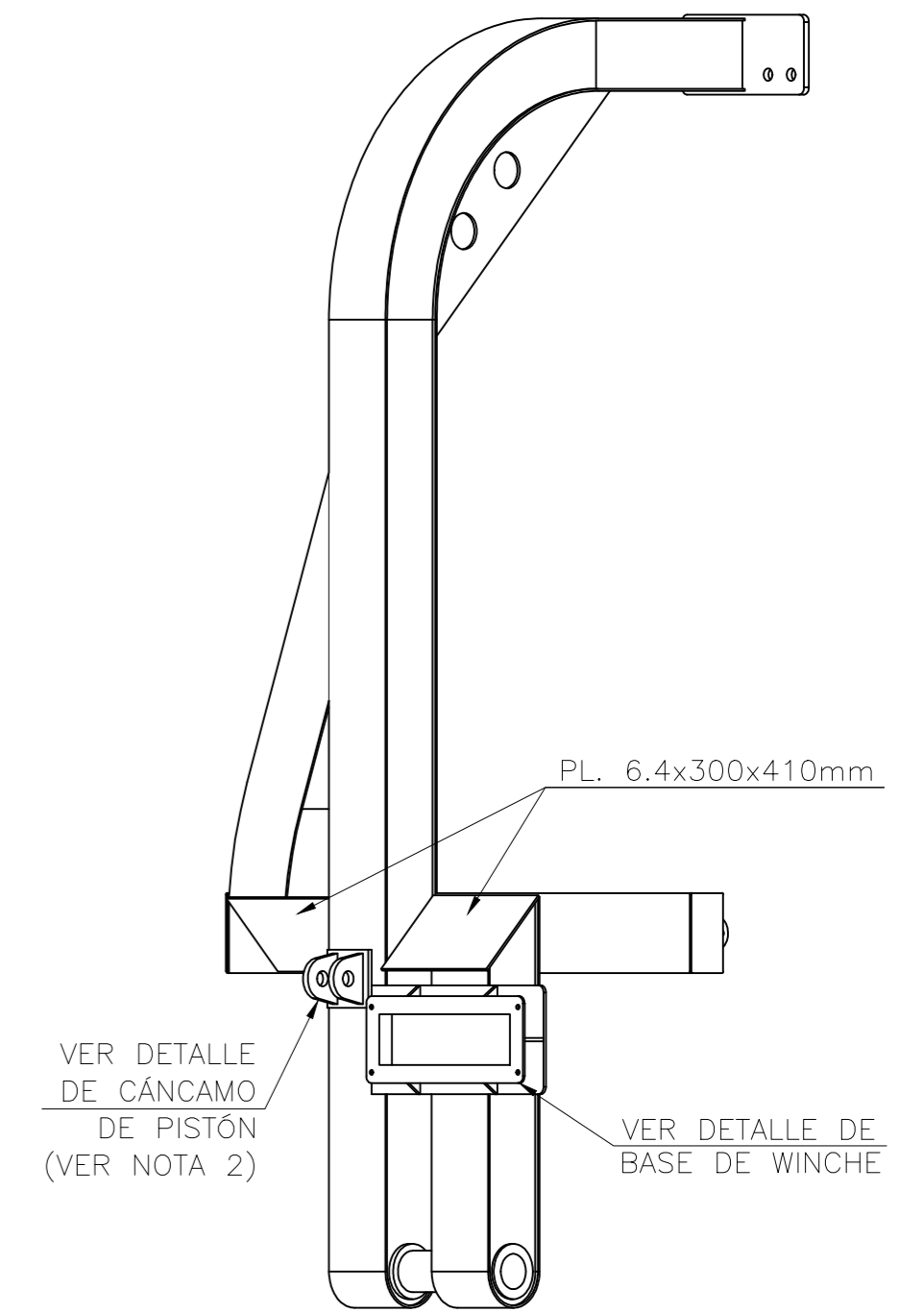
DETALLE DE CARTELA
ESCALA 1:2



SECCIÓN "C-C"

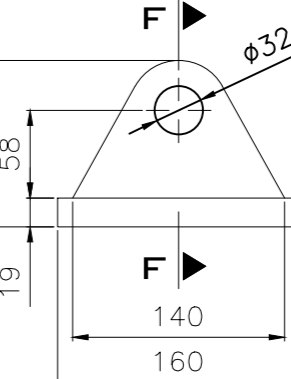


VISTA ISOMÉTRICA
ESCALA 1:20

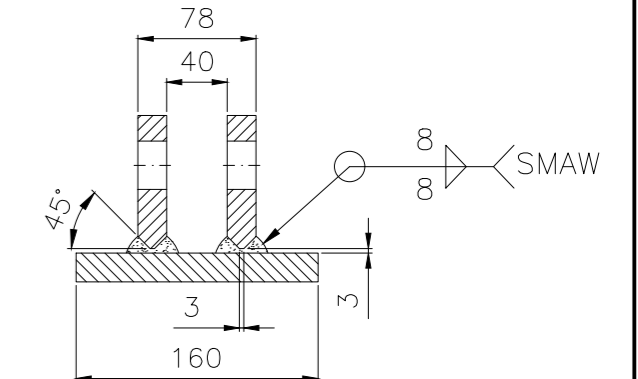


VER DETALLE DE CÁNCAMO (VER NOTA 2)

VER DETALLE DE BASE DE WINCHE

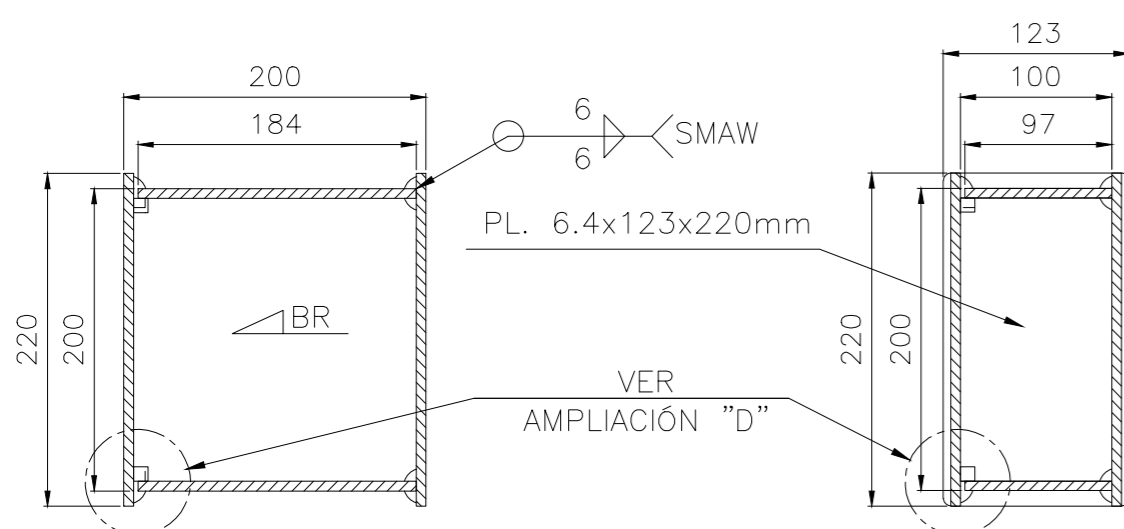


ELEVACIÓN

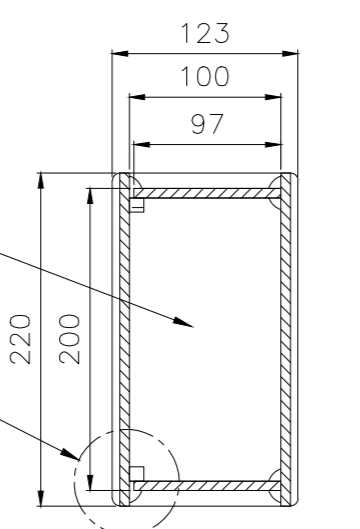


SECCIÓN "F-F"

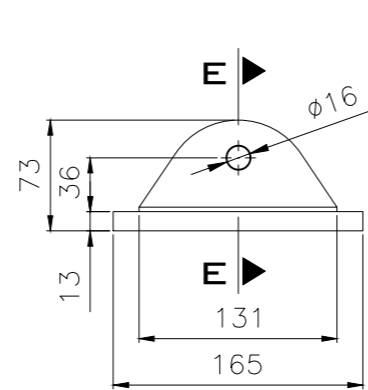
DETALLE DE CÁNCAMO DE PISTÓN
ESCALA 1:4



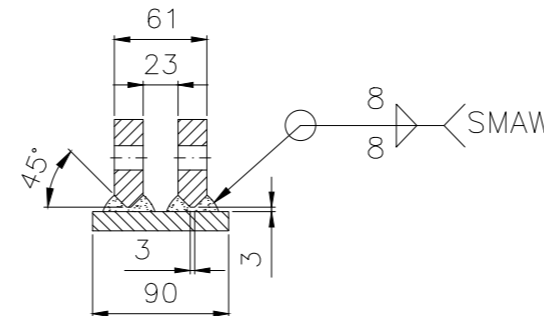
SECCIÓN "D-D"
ESCALA 1:4



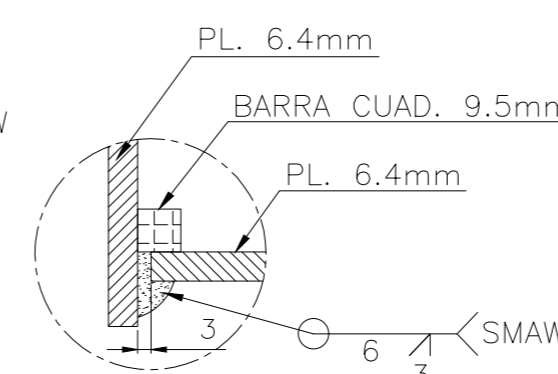
SECCIÓN "B-B"
ESCALA 1:4



ELEVACIÓN



SECCIÓN "E-E"



AMPLIACIÓN "D"
(TÍPICO)
ESCALA 1:2

DETALLE DE CÁNCAMO
ESCALA 1:4

NOTA 1: PRIMERO SOLDAR ANILLO DE 38 MM CON TUBO, LUEGO INSTALAR ANILLO DE BRONCE EN RANURA Y FINALMENTE SOLDAR ANILLO DE 38 MM A ESTRUCTURA DE PESCANTE.
NOTA 2: SOLDAR CÁNCAMOS A ESTRUCTURA DE PESCANTE - SOLDADURA SMAW/E6011-E6013.

EMPRESA: UNIVERSIDAD NACIONAL DEL SANTA	LONGITUD (mm)	0	6	30	120	315	1000	2000	4000	8000	12000	15000	TAMAÑO DE FORMATO: A2
	TOLERANCIA (mm)	+0.1	+0.2	+0.3	+0.5	+0.8	+1.2	+2	+3	+4	+5		
ESCUELA PROFESIONAL: INGENIERÍA MECÁNICA	CLASE DE RUGOSIDAD	N12	N11	N10	N9	N8	N7	N6	N5	N4	N3	N2	N1
DIBUJADO: L. LIMAY	VALOR DE LA RUGOSIDAD (MICRAS)	50	25	12.5	6.3	3.2	1.6	0.8	0.4	0.2	0.1	0.05	FECHA DE REALIZACIÓN: 20/01/2020
REVISADO: N. ESCALANTE	NOMBRE:	ESTRUCTURA DE PESCANTE DE SPEEDBOAT											
		NÚMERO DE PLANO: UNS - 04											

Diseño de un pescante de speedboat de 800 kg
aplicando las normas internacionales
americanas de construcción de acero para la
embarcación pesquera Huacho Cinco

por LUIS STALYN LIMAY VALDERRAMA

Fecha de entrega: 18-nov-2020 07:15p.m. (UTC-0500)

Identificador de la entrega: 1450511546

Nombre del archivo:

19829_LUIS_STALYN_LIMAY_VALDERRAMA_Diseño_de_un_pescante_de_speedboat_de_800_kg_aplicando_las_normas_internacionales_americanas_de_construcción_de_acero_para_la_embarcación_pesquera_Huacho_Cinco_820012_1205153845.pdf (4.12M)

Total de palabras: 14639

Total de caracteres: 77423

Prueba 1

INFORME DE ORIGINALIDAD

15%

INDICE DE SIMILITUD

14%

FUENTES DE
INTERNET

1%

PUBLICACIONES

5%

TRABAJOS DEL
ESTUDIANTE

FUENTES PRIMARIAS

1	es.scribd.com Fuente de Internet	2%
2	idoc.pub Fuente de Internet	1%
3	docplayer.es Fuente de Internet	1%
4	repositorio.utn.edu.ec Fuente de Internet	1%
5	www.scribd.com Fuente de Internet	1%
6	Submitted to Universitat Politècnica de València Trabajo del estudiante	1%
7	creativecommons.org Fuente de Internet	1%
8	pt.scribd.com Fuente de Internet	1%
9	cybertesis.uach.cl Fuente de Internet	1%

10	red.uao.edu.co Fuente de Internet	<1%
11	Submitted to Universidad Europea de Madrid Trabajo del estudiante	<1%
12	www.ipen.org.br Fuente de Internet	<1%
13	id.scribd.com Fuente de Internet	<1%
14	repositorio.unprg.edu.pe Fuente de Internet	<1%
15	tesis.ucsm.edu.pe Fuente de Internet	<1%
16	documents.mx Fuente de Internet	<1%
17	hdl.handle.net Fuente de Internet	<1%
18	cybertesis.unmsm.edu.pe Fuente de Internet	<1%
19	archive.org Fuente de Internet	<1%
20	Submitted to Pontificia Universidad Catolica del Peru Trabajo del estudiante	<1%

21	Submitted to Universidad Pontificia Bolivariana Trabajo del estudiante	<1%
22	www.slideshare.net Fuente de Internet	<1%
23	repositorio.unap.edu.pe Fuente de Internet	<1%
24	riico.net Fuente de Internet	<1%
25	redie.mx Fuente de Internet	<1%
26	repositorio.unicamp.br Fuente de Internet	<1%
27	Submitted to Universidad Catolica de Trujillo Trabajo del estudiante	<1%
28	www.dspace.espol.edu.ec Fuente de Internet	<1%
29	www.openarchives.org Fuente de Internet	<1%
30	bibdigital.epn.edu.ec Fuente de Internet	<1%
31	Submitted to Universidad Continental Trabajo del estudiante	<1%
32	doku.pub Fuente de Internet	<1%

<1%

33

asmedigitalcollection.asme.org

Fuente de Internet

<1%

34

Submitted to Universidad San Francisco de Quito

Trabajo del estudiante

<1%

35

upcommons.upc.edu

Fuente de Internet

<1%

36

www3.labc.usb.ve

Fuente de Internet

<1%

37

Submitted to Escuela Superior Politécnica del Litoral

Trabajo del estudiante

<1%

38

Submitted to Systems Link

Trabajo del estudiante

<1%

39

Submitted to Universidad San Ignacio de Loyola

Trabajo del estudiante

<1%

40

Submitted to Universidad Andina del Cusco

Trabajo del estudiante

<1%

41

dspace.esPOCH.edu.ec

Fuente de Internet

<1%

42

repositorio.unapiquitos.edu.pe

Fuente de Internet

<1%

43	manglar.uninorte.edu.co Fuente de Internet	<1%
44	planetacomix.it Fuente de Internet	<1%
45	www.ub.edu.ar Fuente de Internet	<1%
46	www.ji.si.ehu.es Fuente de Internet	<1%
47	www.uninorte.edu.co Fuente de Internet	<1%
48	www.laideafija.com.ar Fuente de Internet	<1%
49	repositorio.uap.edu.pe Fuente de Internet	<1%
50	worldwidescience.org Fuente de Internet	<1%
51	prezi.com Fuente de Internet	<1%
52	www.demecanica.com Fuente de Internet	<1%
53	www.coursehero.com Fuente de Internet	<1%
54	blogsperu.com Fuente de Internet	<1%

<1%

Excluir citas

Activo

Excluir coincidencias

< 5 words

Excluir bibliografía

Activo