

UNIVERSIDAD DE ORIENTE
NÚCLEO DE ANZOÁTEGUI
ESCUELA DE INGENIERÍA Y CIENCIAS APLICADAS
DEPARTAMENTO DE MECÁNICA



COMPROBACIÓN ESTRUCTURAL DEL SISTEMA DE PROPULSIÓN
DEBIDO AL CAMBIO DE LAS CONDICIONES OPERATIVAS DEL FERRY
BOAT GRAN CACIQUE II

REALIZADO POR:
CARLOS EDUARDO GONZÁLEZ FRANCO

Trabajo de Grado Presentado ante la Universidad de Oriente como Requisito
Parcial para Optar al Título de:
INGENIERO MECÁNICO

BARCELONA, NOVIEMBRE DE 2010

UNIVERSIDAD DE ORIENTE
NÚCLEO DE ANZOÁTEGUI
ESCUELA DE INGENIERÍA Y CIENCIAS APLICADAS
DEPARTAMENTO DE MECÁNICA



COMPROBACIÓN ESTRUCTURAL DEL SISTEMA DE PROPULSIÓN
DEBIDO AL CAMBIO DE LAS CONDICIONES OPERATIVAS DEL FERRY
BOAT GRAN CACIQUE II

ASESORES

Prof. Félix Payares.
Asesor Académico

Ing. Jesús Sulbaran.
Asesor Industrial

BARCELONA, NOVIEMBRE DE 2010

UNIVERSIDAD DE ORIENTE
NÚCLEO DE ANZOÁTEGUI
ESCUELA DE INGENIERÍA Y CIENCIAS APLICADAS
DEPARTAMENTO DE MECÁNICA



COMPROBACIÓN ESTRUCTURAL DEL SISTEMA DE PROPULSIÓN
DEBIDO AL CAMBIO DE LAS CONDICIONES OPERATIVAS DEL FERRY
BOAT GRAN CACIQUE II

JURADO

El jurado hace constar que ha sido asignado a esta tesis la calificación de:

Prof. Félix Payares
Asesor académico

Prof. Carlos Gomes
Jurado principal

Prof. Francisco García
Jurado principal

BARCELONA, NOVIEMBRE DE 2010

RESOLUCIÓN

**De acuerdo al Artículo 41 del reglamento de Trabajos de Grado de la
Universidad de Oriente:**

**“Los trabajos de Grado son de la exclusiva propiedad de la Universidad de
Oriente, y sólo podrán ser utilizados para otros fines con el consentimiento del
Consejo de Núcleo respectivo, quien deberá participarlo previamente al Consejo
Universitario, para su autorización”**

DEDICATORIA

Este trabajo va dedicado en primera instancia a nuestro señor Dios y a la Virgen del Valle, por darme siempre la certeza de que su tiempo es perfecto, y que su proceder va por encima de cualquier entendimiento humano. *“Hay cosas que no entendemos, pues no alcanza la razón, mas si las vemos con fe, entraran al corazón”*.

Mi fuente de inspiración y apoyo incondicional durante toda mi vida, y más aun en momentos donde se requiere de esa motivación extra, siempre proveniente de **mi familia**, la cual sin más ni menos es perfecta, **mi Madre**, quien siempre me dice que la verdadera grandeza y éxito de una persona no se mide en el dinero, poder, o fama que se tenga, sino en la sabiduría, el conocimiento y el buscar cada día ser mejor individuo, para mejorar el colectivo. **Mi padre**, siempre demostrándome que el ingenio es algo que hay que aplicar en cada aspecto de tu vida para solucionar los desafíos que me enfrente, siempre con una solución al problema, creando en mí ese deseo de superación. **Mis hermanos**, apoyo, paciencia, consejos y toda la colaboración necesaria, en los momentos de apremio. A **mi novia**, y su familia quien ya somos una misma familia demostrando siempre su apoyo incondicional, a **mis amigos** y demás personas que han influencia de una manera u otra en mi carrera y en esta tesis.

El cumplir la meta planteada con esta tesis va **DEDICADO A TODOS USTEDES.**

AGRADECIMIENTO

A dios todo poderoso por darme unos poderosos padres y novia que han sido la columna vertebral que me han permitido no solo estar de pie e ir adelante para llegar a mis metas, sino también por ser mi apoyo para levantarme de mis caídas. Sin dejar atrás a mi tutor Félix Payares, profesores, compañeros del departamento de mecánica, actuales compañeros de trabajo de la empresa Gran Cacique y todas esas personas que de alguna u otra forma me han ayudado.

Gracias a la Virgen del Valle, Por no abandonarme nunca y siempre interceder por mí y mi familia. Estoy infinitamente agradecido por darme la oportunidad de vivir y por poner en mi camino a todas estas personas que tanto quiero.

RESUMEN

El presente trabajo de grado tiene como objetivo fundamental evaluar las condiciones operativas del sistema propulsor del buque de pasajero Motonave Gran Cacique II motivado al cambio de su maquinaria principal, todo esto con el fin de diseñar tres juegos de soportes donde estarán apoyados los nuevos motores diesel y determinar si los ejes de transmisión de potencia soportan las nuevas condiciones operacionales, para así incrementar el rendimiento de la embarcación. Para lograr este objetivo se diagnosticó el estado actual del sistema propulsor existente, luego se describió el sistema a instalar, para así establecer las condiciones de carga a las que se someten los soportes estructurales y ejes de transmisión. Finalmente se desarrollaron dos modelos de análisis: el primero para los soportes estructurales y cuña del cuplón, por medio del fundamento de diseño de maquinas y los criterios de las normas American Brurean of Shipping, y el segundo para el eje de transmisión de potencia con el software comercial de elementos finitos COSMOSWORKS. Este software aportó un gran beneficio económico al reutilizar los ejes, los cuales cumplen con satisfacción los requerimientos operacionales y de las normas American Brurean of Shipping.

ÍNDICE

RESOLUCIÓN	IV
DEDICATORIA	V
AGRADECIMIENTO	VI
RESUMEN.....	VII
ÍNDICE	VIII
LISTADO DE FIGURAS Y TABLAS.....	XI
CAPÍTULO I.....	14
El Problema.....	14
1.1. Introducción.....	14
1.2. Reseña histórica de la empresa.....	15
1.3. Planteamiento del problema	16
1.4. Objetivos	18
1.4.1. General	18
1.4.2. Específicos	18
CAPÍTULO II	19
Marco teórico	19
2.1 Antecedentes.	19
2.2. Fundamentos teóricos	19
2.2.1. Ferry	19
2.2.2. Partes de un Ferry	20
2.2.3. Sistemas principales de un Ferry	20
2.2.4. Sistemas de propulsión de un Ferry	21
2.2.5. Reglas para la construcción y clasificación de buques American Bureau of Shipping (ABS).....	28
2.2.6. Evaluación estructural de elemento de máquina	28

2.2.7. Esfuerzo ultimo y esfuerzo admisible, factor de seguridad	29
2.2.8. Esfuerzo de aplastamiento.....	31
2.2.9. Esfuerzo cortante.....	32
2.2.10. Soldadura	33
2.2.11. Momento de inercia.....	36
2.2.12. Esfuerzo normal debido a flexión	36
2.2.13. Evaluación de esfuerzo mediante el método de elementos finitos (MEF)	37
CAPÍTULO III	40
Marco metodológico	40
3.1. Introducción.....	40
3.2. Estado actual del sistema propulsor del ferry boat Gran Cacique II	40
3.2.1. Descripción del sistema propulsor	40
3.2.2. Condiciones operativas	43
3.3. Sistema propulsor a instalar al Ferry Boat Gran Cacique II.....	43
3.4. Condiciones de carga sobre polines y eje propulsor	45
3.4.1 Peso del conjunto motor-caja y del cuplón	45
3.4.2 Torque	46
3.4.3 Peso del eje.....	47
3.4.4 Peso de la hélice.....	47
3.4.5 Empuje propulsor.....	48
3.5. Desarrollo de modelo de análisis para polines, ejes y cuña del sistema propulsor.	48
3.5.1. Cálculo del factor de seguridad. método de Pugsley	49
3.5.2. Análisis mediante teoría de fundamentos de diseño de máquinas	50
CAPÍTULO IV	75
Resultados y análisis	75
4.1 Estados actual y a instalar del sistema propulsor del ferry boat Gran Cacique II	75

4.2. Evaluación de la resistencia de los elementos estructurales	76
4.2.1. Polín	76
4.2.2. Cuña	78
4.2.3. Eje propulsor	78
4.3. Redefinir de ser necesario las dimensiones y/o geometrías de los ejes de transmisión de potencia del sistema propulsor.....	88
CONCLUSIONES	89
RECOMENDACIONES	90
BIBLIOGRAFÍA	91
METADATOS PARA TRABAJOS DE GRADO, TESIS Y ASCENSO:.....	93

LISTADO DE FIGURAS Y TABLAS

Figura 2.1. Partes de un buque.....	20
Figura 2.2. Arreglo básico de unidad propulsora M/N Gran Cacique II	23
Figura 2.3. Arreglo básico de unidad propulsora	23
Figura 2.4. Polín estructural del motor MTU serie 2000.....	26
Figura 2.5. Bocina propulsora.....	27
Figura 2.6.a Vista ampliada y translucida del eje principal con perceptiva al acople de la caja reductora	27
Figura 2.6.b Vista ampliada y translucida del eje principal con panorama a la hélice	28
Figura 2.7. Representación de las fuerzas.....	32
Figura 2.8. Representación de las fuerzas.....	32
Figura 2.9. Proceso de discretización	37
Figura 2.10. Ejemplificación de parámetros de alteración y resultados de diferentes sólidos	38
Figura 3.1. Sistema de propulsión actual del buque de pasajeros Gran Cacique II ..	42
Tabla 3.1. Parámetros de operación actual y a instalar	43
Figura 3.2. Sistema de propulsión a instalar al buque de pasajero Gran Cacique II..	44
Figura 3.3 Sistema de propulsión a instalar al buque de pasajero Gran Cacique II... 45	45
Figura 3.4 Esquema de trabajo.....	49
Figura 3.5 Diagrama de cuerpo libre de los soportes estructurales involucrando el peso de la maquinaria principal.....	51
Figura 3.6. Diagrama de cuerpo libre de los soportes estructurales involucrando el peso de la maquinaria principal y el empuje propulsor.....	52
Figura 3.7- Diagrama de cuerpo libre del polín con 1/8 fuerza de empuje distribuida (criterio de diseño)	53
Figura 3.8- Vista de corte en la sección de agujeros	54
Figura 3.9. Condiciones de fuerza torque y peso del motor distribuida sobre lámina base del motor	55

Figura 3.10. Lámina de base en corte zona de los agujeros	56
Figura 3.11. Diagrama de cuerpo libre de la base estructural de la máquina principal	58
Figura 3.12. Diagrama de la geometría de la soldadura	60
Figura 3.13. Área de las gargantas de la soldadura de filete con respecto a la fuerza FEZ	61
Figura 3.14. Área de las gargantas de la soldadura de filete con respecto a la fuerza $RX+FT-FEX'$	61
Figura 3.15. Fuerza de empuje aplicada al motor.	63
Figura 3.16. Diagrama de cuerpo libre de la soldadura	64
Figura 3.17. Base estructural del motor	67
Figura 3.18. Chaveta de bronce	68
Figura.3.19. Eje de propulsión de la moto nave Gran Cacique II ampliado en sus chaveteros	69
Figura 3.20. Diagrama de cuerpo libre del eje propulsor.....	72
Tabla 3.2. Fuerzas generadas por la gravedad en X y Z.	72
Figura 3.21. Análisis del eje propulsor por el método de elementos finitos	74
Tabla 4.1. Componentes del sistema propulsor actual y a instalar del Ferry Boat Gran Cacique II	75
Figura 4.1. Diagrama de cuerpo libre de un soporte estructural de los nuevos motores MTU 2000 M70 de la Moto Nave Gran Cacique II.....	77
Tabla 4.2. Factores de seguridad del Polín.....	77
Figura 4.2. Diagrama de cuerpo libre del eje propulsor de potencial de la Moto Nave Gran Cacique II	78
Figura 4.3. Modelo del eje en malla con una vista aumentada de la refinación en el punto crítico	79
Figura 4.4. Esfuerzo de von mises en eje.....	80
Tabla 4.3. Resultados del primer análisis estructural (eje a cero grados)	83
Tabla 4.4. Resultados del análisis estructural cuando el eje ha rotado 90°	84
Tabla 4.5. Resultados del análisis estructural cuando el eje ha rotado 180°	84

Tabla 4.6. Resultados del análisis estructural cuando el eje ha rotado 270°	85
Figura 4.7. Gráfica que muestra los esfuerzos por los que experimentan el punto A al rotar.	85
Figura 4.8. Gráfica que muestra los esfuerzos por los que experimentan el punto B al rotar.	86
Figura 4.10. Gráfica que muestra los esfuerzos por los que experimentan el punto D al rotar	87
Figura. 4.11. Distribución del factor de seguridad a lo largo del eje propulsor.....	88

CAPÍTULO I

El Problema

1.1. Introducción

Transporte es el traslado de personas o bienes desde un lugar hasta otro. El transporte comercial moderno está al servicio del interés público e incluye todos los medios e infraestructuras implicados en el movimiento de las personas o bienes, así como los servicios de recepción, entrega y manipulación de tales bienes. El transporte comercial de personas se clasifica como servicio de pasajeros y el de bienes como servicio de mercancías. Como en todo el mundo, el transporte es y ha sido en Latinoamérica un elemento central para el progreso o el atraso de las distintas civilizaciones y culturas.

Ya en el periodo precolombino los incas poseían un rudimentario pero eficiente sistema de caminos interconectados a lo largo y ancho de su Imperio, por el cual trasladaban distintos tipos de mercaderías. Bien a pie o a lomo de llamas, sus mercaderías lograban llegar a destino. A veces a través de puentes de cuerdas entre las montañas. Otros pueblos utilizaron canoas o botes como medio de comunicación en los ríos, dado que era más eficiente y rápido para puertos naturales.

El temprano perfeccionamiento del transporte acuático estuvo estimulado por la tendencia de las poblaciones a concentrarse en las costas o las vías fluviales. Al igual que sucedía durante la edad antigua en el Mediterráneo y otras zonas del mundo, el hecho de que los asentamientos coloniales en América estuviesen establecidos por lo general en las costas, los ríos o los lagos, fue a causa y consecuencia de que las primeras rutas de transporte en las colonias fueran las vías fluviales naturales, y los modos más eficientes de viaje se realizaran por barco [15].

En la zona nor-oriental de Venezuela se encuentra ubicado el Estado Nueva Esparta, donde el transporte marítimo es de gran fluencia con las ciudades de Cumaná en el Estado Sucre y Puerto La Cruz en el Estado Anzoategui. Esto se debe a su excelente ubicación geográfica y a su condición de puerto libre, además que posee todas las características de un importante centro turístico, el cual representa el paraíso insular de Venezuela sobre el Mar Caribe [9]

En Cumaná la empresa Gran Cacique II, C.A., posee dos moto naves llamadas Gran Cacique II y Gran Cacique III que cubren la ruta Cumaná – Punta de Piedra. Los motores del buque Gran Cacique II se encuentra en un estado de desgaste crítico debido a la cantidad de horas de operación, por tal motivo el buque necesita una remotorización, para poder cubrir la gran afluencia de pasajeros y encomiendas que se transportan entre estos estados. El trabajo que aquí se presenta cuenta con una dotación suficiente, permitiendo diseñar tres juegos de soportes de los motores diesel de última generación naviera y determinar el cumplimiento de los nuevos requerimientos operacionales de los ejes de transmisión de potencia.

1.2. Reseña histórica de la empresa

El Grupo Naviero Rassi, es un consorcio de ascendencia familiar, cuyos Orígenes nacen en la década de los años sesenta, época en la cual Nasib Rassi, hoy fallecido, con visión propia de los verdaderos empresarios, fundó dos pequeñas empresas dedicadas al transporte de carga y pasajeros por vía marítima y fluvial. Estas empresas evolucionaron en NAVIERA RASSI, C.A. (NAVIARCA), cuya área de influencia se hace sentir en los estados Sucre y Nueva Esparta, y NAVIERA DEL ORINOCO, C.A. (NAVIOCA), cuyo centro de operación se localiza en el estado Bolívar; constituyéndose ellas en la génesis del consorcio [9].

A partir de entonces, el Grupo Naviero Rassi ha ido expandiendo sus actividades y áreas de influencia; para lo cual, siguiendo la estela de experiencia y servicio se creó una nueva empresa de transporte marítimo de pasajeros y encomienda de nombre GRAN CACIQUE II, C.A., la cual opera entre los estados Sucre, Nueva Esparta y Anzoátegui. Sin embargo, el consorcio no se limita a prestar servicios de transporte de carga y pasajeros, sino que el mismo abarca otras actividades, tales como la construcción, la metalmecánica y la administración de servicios conexos a la actividad naviera.

1.3. Planteamiento del problema

GRAN CACIQUE II, C.A., empresa dedicada, exclusivamente, al transporte marítimo de personas y encomiendas en las rutas de Cumaná - Punta de Piedras y Puerto La Cruz - Punta de Piedras. La sede principal se encuentra ubicada en la ciudad de Cumaná, Estado Sucre. Hoy por hoy, es referencia obligada en la zona del oriente del país para el traslado por vía marítima hacia y desde la Isla de Margarita con sus cuatro embarcaciones Gran Cacique I, II, III y IV.

Particularmente el ferry boat Gran Cacique II, es un buque de aluminio naval para el transporte de pasajeros, construido bajo clasificación American Bureau of Shipping y posee una capacidad total de 300 personas, trasladándose diariamente 1200 usuarios en esta embarcación que lo coloca como un equipo crítico.

Actualmente dicha embarcación se encuentra en un estado de desgaste crítico en muchos de sus sistemas, estructura y equipos de navegación debido al tiempo de servicio y la cantidad de horas de operación. Esta situación genera un problema

grave, debido que al salir de servicio esta unidad produciría a un colapso del transporte.

A tal efecto la empresa dentro de su política tiene un plan para actualizar esta unidad en todos los aspectos que van desde apariencia, comodidad, seguridad y rapidez, el cual consiste en la remotorización del buque; siendo uno de los aspectos más importantes el reemplazo de la maquinaria principal que consta en cambiar tres motores MTU diesel de 1050 hp y de acción neumática por tres motores MTU diesel de 1050 hp y de acción electrónica, los cuales tienen un menor consumo de combustible, tamaño y peso que influye directamente en el rendimiento de propulsión del barco que actualmente es muy bajo; estos motores tienen que estar apoyados sobre unas bases estructurales que sirvan para repartir las cargas al casco de sala de maquina sin ningún problema y a su vez conectados a los ejes de propulsión existente.

Esta modificación genera alteraciones en las condiciones de trabajo. Actualmente existen elementos de propulsión que por razones económicas pueden ser reutilizados, por tal motivo se propone un proyecto de tesis concentrado en la “Evaluación del cambio de las condiciones operativas del sistema de propulsión del Ferry Boat Gran Cacique II”.

1.4. Objetivos

1.4.1. General

Comprobar estructuralmente el sistema de propulsión debido al cambio de las condiciones operativas del Ferry Boat Gran Cacique II.

1.4.2. Específicos

1. Determinar el estado actual del sistema propulsor del buque de pasajeros Gran Cacique II.
2. Describir el sistema de propulsión a instalar en el buque de pasajeros Gran Cacique II.
3. Establecer las condiciones de carga sobre los soportes estructurales de los motores diesel y ejes propulsores.
4. Desarrollar un modelo de análisis para los soportes estructurales y ejes de transmisión de potencia del sistema propulsor.
5. Comprobar el comportamiento estructural mediante simulación por elementos finitos para las nuevas condiciones operacionales.
6. Redefinir de ser necesario los soportes y ejes del sistema propulsor.

CAPÍTULO II

Marco teórico

2.1 Antecedentes.

- Guédez M., Hernán, **Año 2008**. Estimaron la vida útil del eje de un housing C-80 usado en un sistema de bombeo de levantamiento artificial, aplicando la ecuación de Basquin y utilizando un programa de elementos finitos (Cosmowork2007) para realizar el estudio de fatiga. [1]
- Rondón, Alberto y Tineo, José, **Año 1998**. Emplearon el método de los elementos finitos para análisis de estructuras. Se diseñan los tipos de elementos estructurales para la construcción del mallado de elementos finitos para realizar análisis estructurales. [2]
- Ramírez A., Reinaldo, **Año 1986**. Determinó la potencia máxima y la fuerza estática de tiro que puede ser adaptada al Remolcador “Río Cuchivero”, sin modificar las características y dimensiones del eje de cola y hélice actual. [3]

2.2. Fundamentos teóricos

2.2.1. Ferry

El término ferry se usa para designar a aquellos barcos o naves que se caracterizan por el transporte de pasajeros como así también de vehículos y cargas desde distancias medianas a cortas. Normalmente, el servicio de los ferrys es de ida y vuelta y los mismos operan sobre la base de un servicio permanente que puede contratarse a lo largo de todo el día [5].

2.2.2. Partes de un Ferry

Un Ferrys consta de varias partes, entre las cuales se distinguen principalmente el **casco** (*hull*) que se corresponde con el cuerpo estructural del buque en cuyo interior se ubican por lo general toda la maquinaria, equipo y servicios necesarios para el funcionamiento del mismo. La **superestructura** (*superstructure*) (Fig.2.1) ubicada por encima de la estructura del casco, específicamente por encima de la cubierta principal, y se corresponde con el cuerpo estructural del buque en cuyo interior se ubican la habitación o acomodación de la tripulación y sus servicios, así como el puente de mando y casetas; estas últimas se llaman comúnmente castillo si van en proa, ciudadela si se ubican en el centro del buque, o toldilla si van en popa.

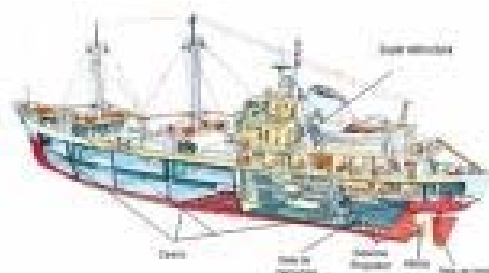


Figura 2.1. Partes de un Buque [5]

El casco de un buque está definido exteriormente por el fondo, los costados y la cubierta principal; ahora bien, interiormente el buque se subdivide por medio de los **mamparos** (*bulkhead*) que son elementos interiores de subdivisión y refuerzo.

2.2.3. Sistemas principales de un Ferry

Un buque a parte de flotar requiere de un medio de propulsión que lo haga avanzar denominado **sistema propulsor** constituido principalmente por la maquinaria principal, los ejes y las hélices. Para controlar el sentido y dirección de avance se

requiere de un **sistema de gobierno** integrado por la **pala de timón** que se ubica en popa soportado o no por el codaste detrás de la hélice, y por la **rueda de timón** a través de la cual se indica el ángulo que deberá tomar la pala de timón hacia babor o hacia estribor. De igual manera el buque depende para su funcionamiento de otro conjunto de sistemas vitales, tales como: **instalaciones eléctricas, instalaciones sanitarias, sistema de achique, baldeo y sentina, sistema contra incendios, equipos de navegación y telecomunicaciones, equipo de seguridad y salvamento, sistema de amarre y fondeo** entre otros, de manera que garantice la preservación de la vida humana en el mar y la prevención de la contaminación [10].

A continuación se describe con detalle el sistema propulsor , tema central del trabajo.

2.2.4. Sistemas de propulsión de un Ferry

La palabra propulsión se deriva de la palabra en latín *propellere*, que significa propulsar. La definición de diccionario de propulsar es: “Impulsar adelante o hacia adelante por medio de una fuerza que imparta el movimiento.” Todos los movimientos de un buque en el agua tienen una resistencia al avance, por lo tanto la propulsión es necesaria [6].

Un buque se mueve por el agua propulsado por elementos, tales como ruedas de paletas o hélices. Estos elementos imparten velocidad y movimiento de la embarcación a una columna de agua en la dirección opuesta a la dirección en la que se desea mover la embarcación. Una fuerza, llamada fuerza de reacción (porque reacciona a la fuerza de la columna de agua) es desarrollada contra el elemento de velocidad-impartida (Fig. 2.2, 2.3). Esta fuerza, también llamada empuje, se transmite al buque y hace que la embarcación se mueva a través del agua. La maquinaria

principal tradicional está conformada por un motor y un reductor, seguido de un eje propulsor y una hélice que son elementos de transmisión, haciendo en conjunto la unidad propulsora [2].

Eje – Hélice

La hélice marina es el elemento de propulsión usado en casi todas las embarcaciones navales. El empuje desarrollado en la hélice se transmite a la estructura del buque por el eje principal por la presión del empuje desarrollado (Fig. 2.2, 2.3). El eje principal se extiende del eje del engrane de reducción principal a la reducción de la hélice. Se apoya en alineación por los cojinetes de suspensión, los cojinetes de retención a popa y los cojinetes de apoyo [6].

El empuje, actúa en el eje de propulsión como un resultado del efecto del empuje de la hélice, se transmite a la estructura de la embarcación por el buje de empuje principal. En la mayoría de las embarcaciones, se localiza al final del eje principal dentro de la caja de reducción principal. El engrane de la reducción principal conecta al movedor primario (motor) al eje. La función del reductor principal es reducir las altas revoluciones del motor y dejar que la hélice opere a una velocidad más baja. En esta manera ambos, el motor y el eje de la hélice, giran a su velocidad más eficiente [6].

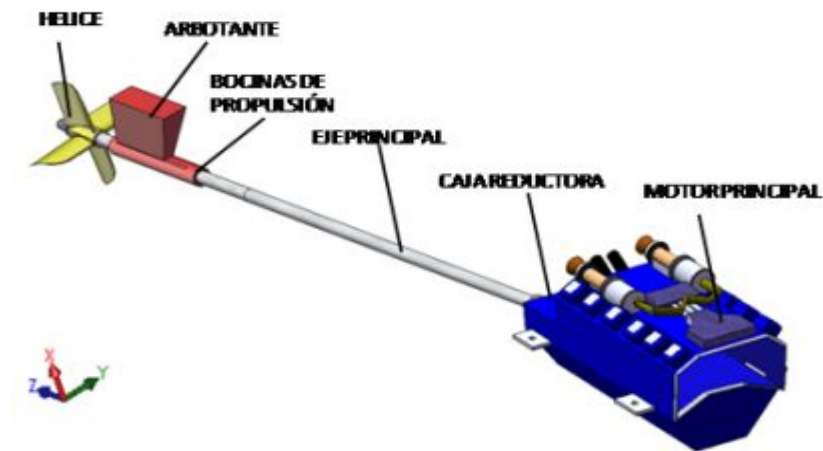


Figura 2.2. Arreglo básico de unidad propulsora del Buque Gran Cacique II [Fuente propia]

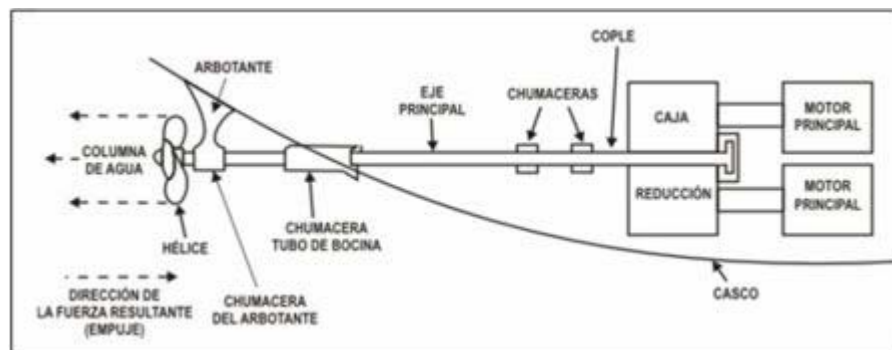


Figura 2.3. Arreglo básico de unidad propulsora [6]

Fuerza de Empuje:

Esta fuerza es generada por la hélice en conjunto con el motor principal, genera una columna de agua que provoca el desplazamiento del buque, la cual se calcula con la siguiente expresión:

$$FE = \frac{75 \times THP}{Vs}$$

Ec.2.1

donde;

FE = Empuje propulsor (Kg.F)

Vs = Velocidad de servicio del buque (m/seg)

THP= Potencia de empuje Motor (cv)

Motor Diesel:

Es un motor térmico que funciona según el ciclo termodinámico de igual nombre. La diferencia con respecto a otro tipo de motores de explosión es que los diesel comprimen fuertemente el aire aspirado hasta alcanzar una temperatura que permite el encendido espontáneo del combustible al ser inyectado. Son los más comunes en construcción naval (dejando aparte la vela utilizada casi exclusivamente para la práctica deportiva), representando aproximadamente el 90% del total, debido a su economía de funcionamiento y flexibilidad de opciones [5].

- **Diesel Lento:** Trabajan hasta 400 rpm y suelen ser los que desarrollan la mayor potencia. La lentitud del régimen de revoluciones por minuto se debe al límite que impone la inercia de sus enormes partes móviles. La dirección de giro suele ser reversibles, requiriendo la parada del motor. [6]
- **Diesel Semirápido y Rápido:** Trabajan entre 400 y 900 rpm los primeros y hasta 2000 rpm los segundos que son los utilizados en el Ferry Boat Gran cacique II. Son notablemente más pequeños que los anteriores al bajar su relación peso potencia hasta los 3 kg/CV, frente a los 20 kg/CV de los lentos. Su rango de potencias es también menor, cubriendo una gama hasta aproximadamente 8000 CV [6].

El torque de un motor se calcula a partir de la siguiente ecuación:

$$T = \frac{P}{\omega} \quad \text{Ec.2.2}$$

donde

P: Potencia (w)

ω : Velocidad angular (rad/seg)

Polín Estructural:

Es la estructura de soporte de enlace entre el motor y la estructura del barco. En esta zona los refuerzos longitudinales y transversales modificará violentamente en cuanto a tamaño y forma, con el fin de hacer la base del mismo.

El polín estructural de la maquinaria principal (Fig.2.4) está sujeto a esfuerzos especiales, además de los propios que actúan por ser parte de la estructura del fondo del buque. Estos esfuerzos son:

- Peso de la maquinaria.
- Esfuerzos dinámicos de tipo alternativo en el caso de ser motor, y de torsión en general. Estos esfuerzos originarán los correspondientes momentos.
- Esfuerzos de inercia debidos al movimiento del buque en cambios de marcha a arranques y ciadas.
- Vibraciones.



Figura 2.4. Polín estructural del motor MTU serie 2000 [Fuente Propia]

Bocina de Propulsión o Rodamiento:

Rodamientos para embarcaciones, cuentan con una fórmula especial de nitrilo moldeado revestimiento de goma firmemente unido a un material de depósito. Todo rodamientos son de precisión mecanizados para cerrar tolerancias y completamente inspeccionado.

El caucho, es una fórmula propia de productos químicos y petroleros de nitrilo resistente, es moldeado para adaptarse al eje de conformidad con BuShips Marina de EE.UU. para lubricación eficiente con agua. Radialmente posee surcos espaciados con bordes redondeado a promover el flujo de agua teniendo una película de lubricante continua. La goma bajo reduce significativamente la transferencia de la vibración al casco del buque. El resultado es suave, de baja fricción funcionamiento larga vida útil y una mayor eficiencia operativa en general (Ver figuras 2.5 y 2.6.b) [12].



Figura 2.5. Bocina propulsora. [Fuente propia]

Descripción de los Elementos que Conforman el Eje Principal

El eje principal está conformado por elementos de sujeción como son: cuñas, cuplón, tuercas, contra tuerca y tornillo; para transmitir la energía suministrada por el motor diesel, así como la hélice y los cojinetes. Ver figuras 2.6.a y 2.6.b.

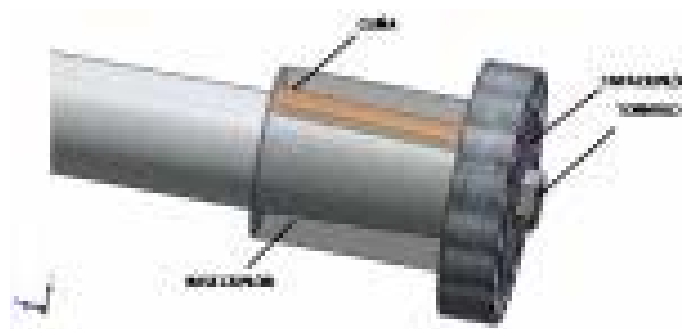


Figura 2.6.a Vista ampliada y translúcida del eje principal con perceptiva al acople de la caja reductora. [Fuente propia]

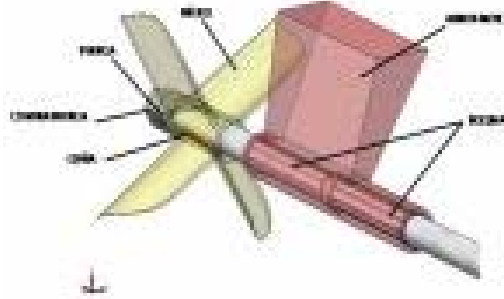


Figura 2.6.b Vista ampliada y translúcida del eje principal con panorama a la hélice
[Fuente propia]

2.2.5. Reglas para la construcción y clasificación de buques American Bureau of Shipping (ABS)

Es una Sociedad de Clasificación con sede en Houston, Texas. ABS fue fundada en 1862 y actualmente es una de las tres empresas líderes en su sector a nivel mundial, junto a la británica Lloyd's Register y la noruega Det Norske Veritas. La misión de ABS es buscar el interés general así como las necesidades de sus clientes promoviendo la seguridad de la vida humana y propiedades así como la protección del entorno natural marino por medio del desarrollo y verificación de estándares para el diseño, construcción y mantenimiento de buques y plataformas offshore. ABS es miembro de la Asociación Internacional de Sociedades de Clasificación (IACS), a la cual pertenecen las diez Sociedades de Clasificación más importantes del mundo [7].

2.2.6. Evaluación estructural de elemento de máquina

La resistencia requerida en un sistema significa un factor importante en la determinación de la geometría y dimensiones del elemento. En esa situación se dice que la resistencia es una consideración de diseño, se refiere a alguna característica

que influye en el elemento o sistema, como lo es el costo, la forma, la resistencia, la confiabilidad, entre muchas otras [22].

Consideraciones del Esfuerzo y Resistencia.

Uno de los problemas básicos, cuando se trata con el esfuerzo y la resistencia, es la forma de relacionar los dos con objeto de desarrollar un diseño seguro, económico y eficiente. El American Institute of Steel Construction (AISC), es una sociedad no lucrativa cuyo objetivo son mejorar y desarrollar el empleo del acero estructural fabricado. Para lograr dicho objetivo el AISC determinó una relación de esfuerzos permisibles y resistencias mínimas especificadas mediante su código para metales ferrosos y no ferrosos, como son:

$$\text{Tensión: } 0,40 S_y \leq \sigma_{\text{Permisible}} \leq 0,60 S_y$$

$$\text{Corte: } \tau_{\text{Permisible}} = 0,40 S_y$$

$$\text{Flexión: } 0,60 S_y \leq \sigma_{\text{Permisible}} \leq 0,75 S_y$$

$$\text{Aplastamiento: } \sigma_{\text{Permisible}} = 0,90 S_y \text{ [22]}$$

2.2.7. Esfuerzo ultimo y esfuerzo admisible, factor de seguridad

El conocimiento de los esfuerzos es utilizado por el ingeniero como ayuda para llevar a cabo las siguientes funciones:

- El análisis de estructuras y máquinas existentes con el objeto de predecir su comportamiento bajo condiciones especificadas de carga.
- El diseño de nuevas estructuras y maquinas que ejercerán una función especificada con seguridad y economía.

Para realizar esto es necesario conocer el material con el que se va a trabajar. A este se le hacen pruebas, por ejemplo se prepara una probeta y se le aplica carga axial conocida, a medida que se aumenta la fuerza se va notando y midiendo los cambios en su geometría, finalmente alcanza la carga máxima que puede soportar y se rompe, esta carga máxima se conoce como la carga final o última y se designa con P , como la carga aplicada es centrada, podemos dividir la carga final por el área transversal original A y se obtiene el esfuerzo normal final σ (ver Ec. 2.3).

$$\sigma = \frac{P}{A} \quad \text{Ec. 2.3}$$

Un elemento o componente de una máquina debe diseñarse de modo que su carga final sea considerablemente mayor que la carga que deberá soportar el elemento o componente en condiciones normales de utilización. Esta carga menor se denomina la carga admisible o, a veces, la carga de trabajo o de diseño. En este proyecto utilizaremos las consideraciones de esfuerzos permisibles anteriormente explicadas para evaluar los elementos estructurales, dando así un rango de mayor seguridad. La razón del esfuerzo final (carga de trabajo) al esfuerzo permisible se denomina factor de seguridad (ver Ec. 2.4).

$$n_s = \frac{\sigma_U}{\sigma_{permisible}} \quad \text{Ec. 2.4}$$

El factor de seguridad o factor de diseño, es la medida de la seguridad relativa de un componente bajo la acción de una carga. Si $n_s > 1$, el diseño es adecuado. Entre mayor sea n_s , más seguro será el diseño. Si $n_s < 1$, el diseño puede ser inadecuado y necesitar un rediseño. Pugsley (1966) plantea determinar sistemáticamente el factor de seguridad con la siguiente ecuación:

$$n_s = n_{sx} n_{sy} \quad \text{Ec. 2.5}$$

Donde:

n_{sx} = Factor de seguridad que involucra las características A, B y C (ver anexo A, tabla A.1.1).

A = Calidad de los materiales, destreza, mantenimiento e inspección.

B = Control sobre la carga aplicada a la parte.

C = Exactitud del análisis del esfuerzo, información experimental o experiencia con dispositivos similares.

n_{sy} = Factor de seguridad que involucra las características D y E (ver anexo A, tabla A.1.2).

D = Peligro para el personal.

E = Impacto económico.

Todos los valores de los parámetros de la ecuación de Pugsley, se muestran en el anexo A tabla A.1.1, donde se estima cada característica para una aplicación en particular como muy buena (mb), buena (b), regular (r) o pobre (p), para n_{sx} ; y muy seria (ms), seria (s) o no seria (ns) para estimar el valor de n_{sy} . Al poner los valores de n_{sx} y n_{sy} en la Ec. 2.5 el resultado es el factor de seguridad.

2.2.8. Esfuerzo de aplastamiento

Los pernos pasadores y remaches crean esfuerzos en los elementos que conectan, a lo largo de la superficie de apoyo o superficie de contacto. Por ejemplo, consideremos dos platinas conectadas por remaches. El remache ejerce en la placa una fuerza P igual y opuesta a la fuerza ejercida por la placa en el remache. La fuerza

P representa la resultante de las fuerzas elementales distribuidas en el interior del medio cilindro de diámetro d y de longitud t igual al espesor de la placa. Puesto que la distribución de estas fuerzas y de los esfuerzos correspondientes es muy complicada, en la práctica se usa un valor promedio nominal llamado esfuerzo de apoyo σ_b que representa la proyección del remache en la sección de la placa, la ecuación que lo rige es la siguiente [13].

$$\sigma_b = \frac{P}{A} = \frac{P}{td} \quad \text{Ec. 2.6}$$

2.2.9. Esfuerzo cortante

Se obtiene un tipo muy diferente de esfuerzo cuando se aplican fuerzas transversales a un elemento.

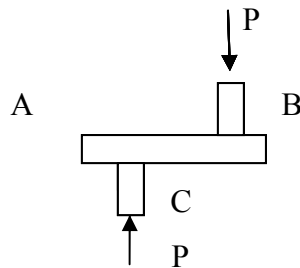


Figura 2.7. Representación de las fuerzas. [Fuente: propia]

Cuando se aplican las fuerzas P al elemento AB (Fig. 2.7), cortando en C , entre los puntos de aplicación de las dos fuerzas (Fig. 2.8) se obtendrá el diagrama de la porción AC .

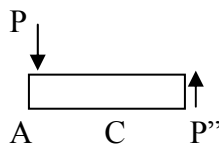


Figura 2.8. Representación de las fuerzas. [Fuente: propia]

Se concluye que deben existir fuerzas internas (P'') en el plano de la sección cortada y que su resultante debe ser igual a P .

Estas fuerzas internas elementales se llaman fuerzas cortantes y la magnitud P de su resultante es cortante en la sección.

Dividiendo la fuerza cortante P por el área A de la sección, se obtiene el esfuerzo cortante promedio en la sección designando el esfuerzo cortante por la letra griega τ (tau) (ver Ec. 2.7).

$$\tau = \frac{P}{A} \quad \text{Ec. 2.7}$$

Los esfuerzos cortantes se presentan normalmente en pernos, pasadores y remaches utilizados para conectar varios miembros estructurales y componentes de máquinas [10].

2.2.10. Soldadura

La soldadura es una forma de unión de partes y fundamental en la ingeniería, la cual es muy utilizada hoy en día en la construcción de estructuras tales como edificaciones y barcos, en consecuencia se menciona aquí la soldadura como parte de la teoría que sustenta este trabajo.

La soldadura es un metal fundido que une dos piezas de metal, pero diferente de cuando se soldan dos piezas de metal para que se unan entre sí formando una unión soldada. Existe una variedad de métodos de soldadura, pero en este trabajo solo se enfocará la soldadura de GMAW en filete.

Las soldaduras de filete son usadas para hacer juntas a tope, de esquinas y las juntas "T". Estas soldaduras son, básicamente triangulares vistas desde su sección,

aunque su forma no es siempre un triángulo perfecto. La soldadura como elemento de unión está soportado a distintas cargas que generan esfuerzos, por lo tanto se exponen a:

- **Carga Paralela y Transversal:** Las soldaduras de filete fallan por cortante en la sección mínima, la cual se encuentra en la garganta de la soldadura. Esto es cierto si la soldadura tiene carga paralela y transversal. El esfuerzo cortante para estos tipos de carga es:

$$\tau = \frac{P}{t_e L_w} = \frac{P}{0,707 h_e L_w} = \frac{1,414P}{h_e L_w} \quad \text{Ec. 2.8}$$

Donde:

t_e = Longitud de la garganta de la soldadura, $h_e \text{ Sen } 45^\circ = 0,707h_e$, m.

h_e = Longitud del cateto de la soldadura, m.

L_w = Longitud de la soldadura, m.

Así, para evitar la falla, se debe cumplir lo siguiente:

$$\tau = \frac{P}{t_e L_w} \leq (S_{SY})_{\text{Soldadura}} \quad \text{Ec. 2.9}$$

- **Carga de Torsión:** Para carga de torsión de un grupo de soldadura, el esfuerzo cortante resultante que actúa sobre el grupo de soldadura es la suma vectorial de los esfuerzos cortantes directo y de torsión. El esfuerzo cortante directo en la soldadura es:

$$\tau_d = \frac{V}{A} \quad \text{Ec. 2.10}$$

El esfuerzo cortante de torsión es

$$\tau = \frac{Tr}{J} \quad \text{Ec. 2.11}$$

Donde:

r = Distancia desde el centroide del grupo de soldadura hasta el punto más alejado en la soldadura, m.

T = Par de torsión aplicado a la soldadura, N-m.

J = Momento polar de inercia del área, m⁴.

La sección crítica para la carga de torsión es la sección de la garganta, como lo es para carga paralela y transversal. La relación entre el momento polar de inercia unitario y el momento polar de la soldadura de filete es:

$$J = t_e J_u = 0,707 h_e J_u \quad \text{Ec. 2.12}$$

Donde:

J_u = Momento polar de inercia del área unitaria, m³

En el anexo A Tabla A.1.5, se dan los valores del momento polar de inercia del área polar unitaria para nueve grupos de soldadura. De esta forma, para evitar la falla debida a carga de torsión, se debe cumplir lo siguiente:

$$\tau = \tau_d + \tau_t \leq (S_{sy})_{Soldadura} \quad \text{Ec. 2.13}$$

- **Flexión:** En flexión la junta soldada experimenta un esfuerzo cortante transversal, así como un esfuerzo normal. El momento M produce un esfuerzo flexionante normal en las soldaduras, comúnmente se supone que el esfuerzo actúa normal sobre el área de la garganta (Tabla A.1.6).

$$I = t_e I_u L_w = 0,707 h_e I_u \quad \text{Ec. 2.14}$$

Donde:

I = Momento de inercia, m^4

I_u = Momento de inercia del área unitaria, m^3

El esfuerzo normal debido a la flexión es

$$\sigma = \frac{Mc}{I} \quad \text{Ec. 2.15}$$

M = Momento

C = Distancia desde el eje neutral hasta la fibra más alejada, m.

2.2.11. Momento de inercia

Es la resistencia que un cuerpo en rotación opone al cambio de su velocidad de giro. A veces se denomina inercia rotacional. Es una magnitud que refleja la distribución de masas de un cuerpo o un sistema de partículas, respecto de un eje, en un movimiento de rotación. El momento de inercia desempeña en la rotación un papel equivalente al de la masa en el movimiento lineal.

El momento de inercia del área o segundo momento de área para una sección circular es:

$$I = \frac{\pi \times D^4}{64} \quad \text{Ec. 2.16}$$

2.2.12. Esfuerzo normal debido a flexión

Una viga es una pieza que soporta cargas transversales a su eje. Tales cargas provocan momentos de flexión (M) en la viga, lo que da por resultado el desarrollo de tensiones por flexión. Los esfuerzos debido a flexión son esfuerzos normales, estos

es, ya sea de tracción o de compresión. Los esfuerzos máximos por flexión en la sección transversal de una viga se generan en la fibra más lejana al eje neutro de la sección (C), está dada por la ecuación: [1]

$$\sigma_{Flexión} = \frac{M \times C}{I} \quad \text{Ec 2.17}$$

2.2.13. Evaluación de esfuerzo mediante el método de elementos finitos (MEF)

El método de elementos finitos es un método numérico que permite encontrar soluciones aproximadas a problemas físicos gobernados por ecuaciones diferenciales en derivadas parciales. Es usado en el diseño de nuevos productos, y en la mejora de los actuales. Para ello trabaja discretizando la estructura en elementos de forma variada (pueden ser superficies, volúmenes y barras), que se conectan entre sí mediante “nodos” (Ver Fig. 2.9). La solución ahora es sólo aproximada en función de los resultados obtenidos para los nodos. El MEF parte del cálculo matricial en el planteamiento del equilibrio en los nodos mediante un sistema de ecuaciones resultado de la contribución de los elementos.

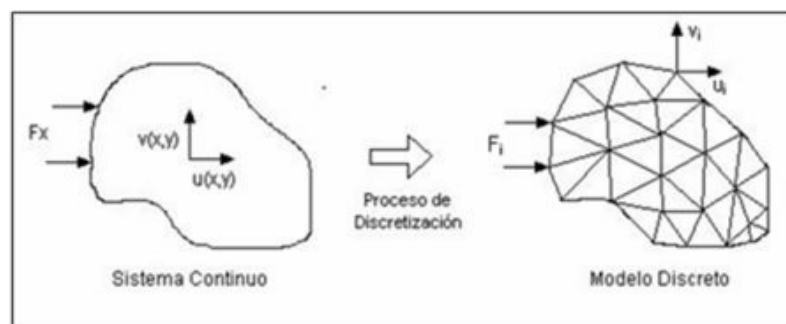


Figura 2.9. Discretización de un sistema [14]

Los problemas de ingeniería se estudian con modelos matemáticos que representan situaciones físicas, estos modelos son ecuaciones diferenciales con condiciones de contorno e iniciales determinadas. Las ecuaciones se deducen aplicando leyes fundamentales y principios de la naturaleza a sistemas, estas representan el equilibrio de masas, fuerzas o energía. Cuando es posible la solución exacta de estas ecuaciones nos muestran el comportamiento de un sistema en estudio bajo ciertas condiciones, las soluciones analíticas están compuestas de dos partes (1) una parte homogénea y (2) una parte particular. En cualquier problema de ingeniería, hay dos clases de parámetros que influyen en la forma como el sistema se comportara, primero están los parámetros que dan información sobre el comportamiento natural de un dado sistema, estos incluyen propiedades tales como el modulo de elasticidad, la conductividad térmica y la viscosidad. Luego están los parámetros que producen un disturbio o alteración en el sistema (ver figura 2.10), como fuerzas externas, momentos, diferencia de temperatura en el medio y diferencias de presión en flujos de fluidos. El comportamiento natural de un sistema que se deduce es la parte homogénea de la solución de las ecuaciones diferenciales, en contraste, los parámetros que causan disturbios aparecen en la solución particular [14].

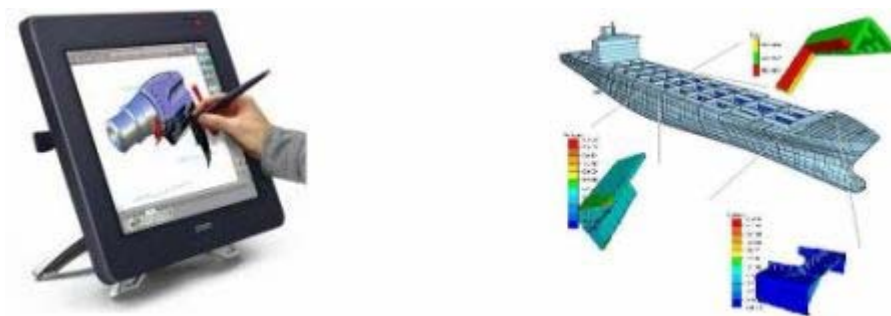


Figura 2.10. Ejemplificación de parámetros de alteración y resultados de diferentes sólidos [14]

Unas de las ventajas de este método es su facilidad de implementación en un programa computacional, que a su vez es una condición básica para su utilización. Ya que para el tratamiento de un problema en particular, debe efectuarse un número muy elevado de operaciones para resolver sistemas algebraicos, del orden de cientos o miles de ecuaciones, no obstante, esta cantidad no es una limitación con las computadoras estándar de hoy, y menos con los programas comerciales de modelamiento y de Elementos Finitos con que se encuentran en la actualidad. Un ejemplo de estos softwares es Solid Word que se usara para modelar y hacer los análisis estructurales del eje de propulsión y bases estructurales de los motores MTU serie 2000.

CAPÍTULO III

Marco metodológico

3.1. Introducción

En este capítulo se presenta el trabajo realizado para la comprobación estructural del sistema de propulsión debido al cambio de las condiciones operativas del Ferry Boat Gran Cacique II. Se inicia con una descripción del estado actual del sistema de propulsión, resaltando los elementos a ser evaluados estructuralmente bajo las condiciones actuales de operación. Seguidamente, se resaltan las características operativas del nuevo sistema a instalar, a partir de las cuales se determinan las nuevas condiciones de cargas. Se finaliza describiendo los métodos utilizados para el análisis estructural de los elementos a evaluar.

Cabe reiterar que el propósito fundamental en este trabajo es comprobar que los elementos a estudiar tengan suficiente capacidad estructural para soportar las nuevas condiciones de operación.

3.2. Estado actual del sistema propulsor del ferry boat Gran Cacique II

En principio, para conocer el estado actual del sistema propulsor se realiza una descripción del mismo en función de los componentes que lo conforman. Posteriormente, se presentan las condiciones operativas a las cuales está sujeto.

3.2.1. Descripción del sistema propulsor

A continuación se ilustra la Fig. 3.1 que especifica los componentes del sistema propulsor actual del buque, resaltando los componentes a estudiar como lo son: los polines, el eje propulsor y la cuña. Cabe destacar que esta figura es creada por el autor de este proyecto con la ayuda del software CAD SolidWorks tomando las

dimensiones directamente de los planos de la embarcación y medición directa sobre los componentes a estudiar.

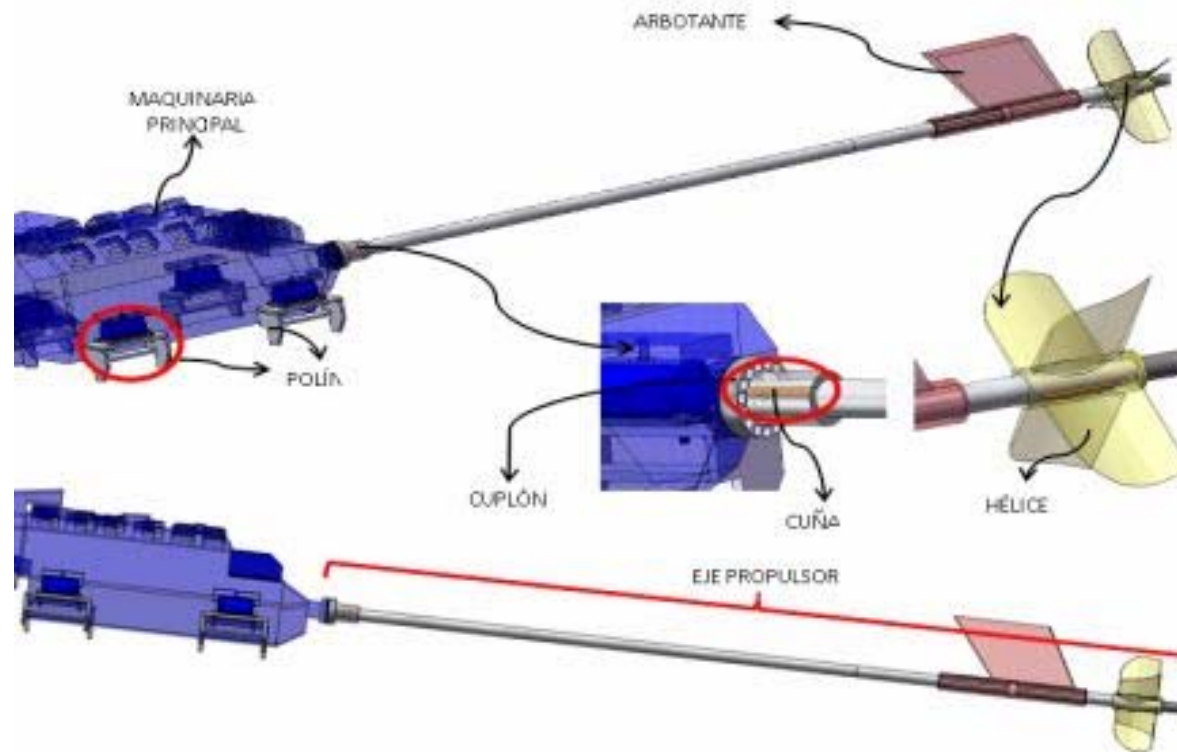


Figura 3.1. Sistema de propulsión actual del buque de pasajeros Gran Cacique II [Fuente Propia]

3.2.2. Condiciones operativas

La embarcación Ferry Boat Gran Cacique II posee en estos momentos tres (03) motores modelo MTU 12V331TC71, de 1025 hp @ 2100 rpm y 2800 kg de peso (sin lubricante ni refrigerante). Cada motor esta acoplado, en alineación con el cigüeñal, a un reductor modelo ZF BW255, relación 2,460:1 y 780 kg (sin lubricante). Actualmente, estos motores están trabajando a un 70% de su potencia (1500 rpm). Para el desplazamiento utiliza ejes propulsores de 4 pulgadas de diámetro, 614 cm de longitud en acero inoxidable 316L y propelas impulsoras de 4 aspas 40X42. Estos datos se obtuvieron mediante los manuales del buque, visitas de campo, entrevistas informales a los técnicos operarios y de mantenimiento de la unidad.

3.3. Sistema propulsor a instalar al Ferry Boat Gran Cacique II

Como ya se sabe el origen de este trabajo parte de un cambio de la maquinaria principal producto de una remotorización. Los nuevos motores, aunque un poco más pequeños, poseen mayor rendimiento que los anteriores, cambiando las condiciones operacionales y exigencias sobre los elementos estructurales del sistema propulsor.

Entre los cambios principales que se van a originar están, la geometría, la potencia, el peso y la relación de la caja reductora. En la siguiente tabla se observan los parámetros de operación entre las maquinarias principales actuales y a instalar.

Tabla 3.1. Parámetros de operación actual y a instalar

	Actual	Nueva
Potencia	1025 hp	1055 hp
Peso Motor	2800 kg	2670 kg
Peso Reductor	780 kg	407 kg
Relación	2.460:1	2,030:1

En la Fig. 3.2. se observan los componentes del nuevo sistema propulsor a instalar, haciendo referencia a los polines, ejes y cuñas que son los objetos en estudio de este proyecto. Comparando la Fig. 3.1 con la Fig. 3.2 se detalla el arreglo del sistema propulsor; en el actual se observa que el eje está alineado con el cigüeñal del motor, en cambio en el nuevo hay un declive de 10 grados con respecto al cigüeñal del motor, esto se debe a que los reductores nuevos traen esta modificación.

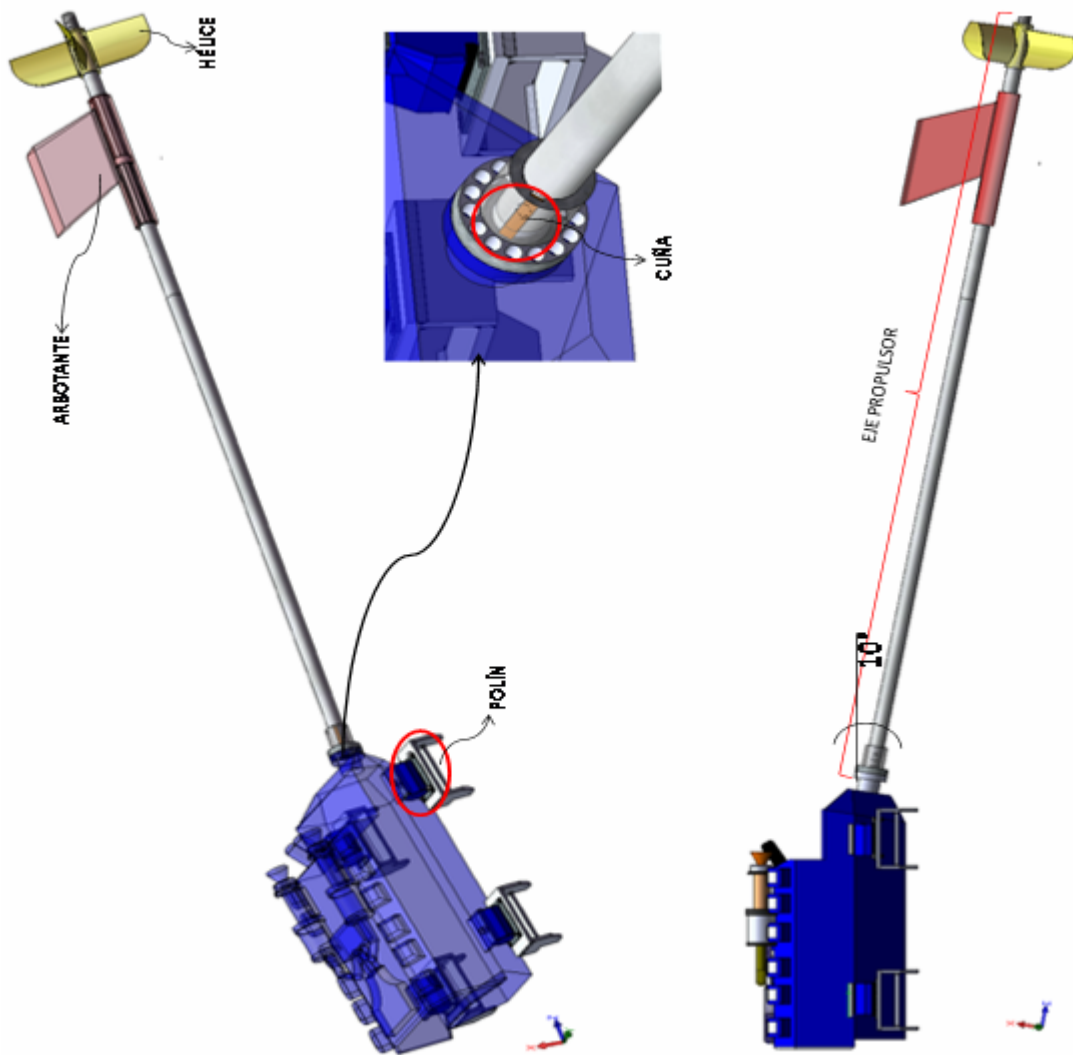


Figura 3.2. Sistema de propulsión a instalar al buque de pasajero Gran Cacique II
[Fuete Propia]

Esta información se obtuvo directamente de los manuales del motor MTU Serie 2000 M-70 y visitas de campo al depósito en el que se encuentran los motores.

3.4. Condiciones de carga sobre polines y eje propulsor

A partir de las nuevas condiciones se definen y se calculan las cargas vivas y muertas a las que son sometidos los soportes estructurales, eje de propulsión y cuña. En la Fig. 3.3 se pueden observar las cargas que se le imponen a dichos elementos.

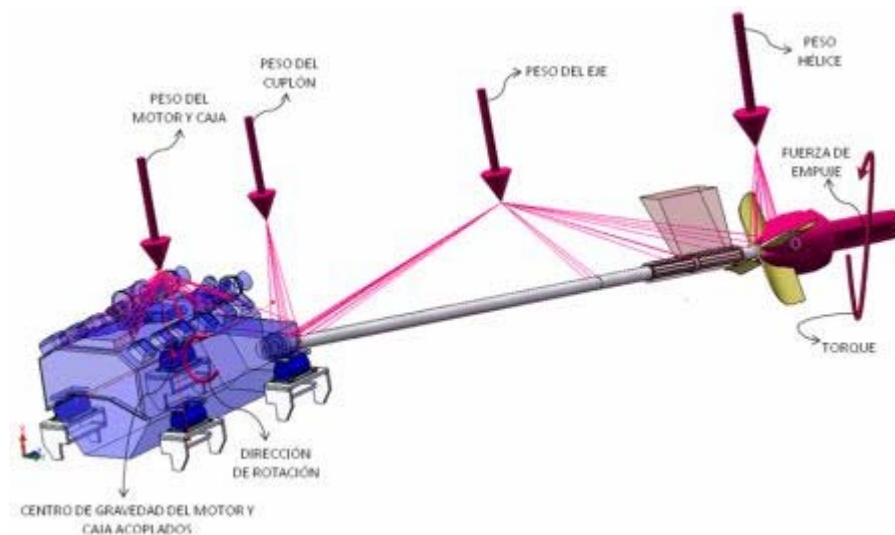


Figura 3.3 Sistema de propulsión a instalar al buque de pasajero Gran Cacique II
[Fuete Propia]

3.4.1 Peso del conjunto motor-caja y del cuplón

El peso del motor (P_m), caja reductora (P_c) y cuplón (P_C) fueron tomados directamente del catálogo MTU Serie 2000 M-70 [19], expresados en N se tiene

P_m : *Peso del motor con lubricante y refrigerante* = $3022,1 \text{ kg} \times 9,81 \text{ m/s}^2$

$$P_m = 29646,80 \text{ N}$$

P_c: Peso de la caja reductora con lubricante = 557,9 kg x 9,81m/s²

P_c = 5473,00 N

PC: Peso Cuplón: 23,90 kg x 9,81m/s²

PC = 234,46 N

El peso total del motor y de la caja reductora (PM) se obtiene de la suma de ambos pesos individuales

PM: Peso motor-caja = 29646,80N + 5473,00N = 35119,80 N

3.4.2 Torque

Como se mencionó anteriormente, el eje se encuentra conectado a una caja reductora de relación 2,030:1 que a su vez esta interconectado a un motor diesel que posee una potencia de 788 kw (1055hp) a 2100 rpm, lo que implica que el eje propulsor gira a:

$$2100 \text{ rpm} \times \frac{1}{2,030} = 1034,483 \text{ rpm}$$

El torque impartido a potencia máxima se calcula con la Ec. 2.2

$$T = \frac{P}{\omega}$$

Ec.2.2

donde

P: Potencia = **788000W**

ω : Velocidad angular = **1034,483rpm = 108,33 rad/seg**

sustituyendo se tiene

$$T = \frac{788000W}{108,33 \text{ rad/seg}} = 7274,0158 \text{ N.m}$$

3.4.3 Peso del eje

La densidad del acero 316L, del cual está fabricado el eje de transmisión de potencia, es de 8000 kg/m^3 (obtenido de la tabla A.1.9. del anexo A) y su diámetro es de 4 plg (medido directamente); por lo tanto el peso propio se obtiene de los siguientes cálculos:

$$A = \frac{\pi \times d^2}{4} \quad \text{Ec.3.1}$$

En donde:

A: área

d: diámetro del eje = 4 plg = 0,1016 m

$$A = \frac{\pi \times (0,1016m)^2}{4} = 0,0081m^2$$

Peso (w) por unidad de longitud:

$$w = 8000 \frac{kg}{m^3} \times 0,0081m^2 = 64,82kg/m$$

3.4.4 Peso de la hélice

La hélice se pesó en una balanza digital, dando como resultado 110,65 kg, por lo tanto:

$$PH: \text{Peso Hélice} = 110,65 \text{ kg} \times 9,81 \text{ m/s}^2$$

$$PH = 1085,4 \text{ N}$$

3.4.5 Empuje propulsor

La carga axial máxima soportada por el eje propulsor impartido por la propela es calculada por la ecuación 2.1; donde la velocidad de servicio del buque es de 18 kt (nudos millas), esta información fue suministrada por la empresa como velocidad idónea de servicio. Por lo tanto se tiene

$$FE = \frac{75 \times THP}{V_s} \quad \text{Ec.2.1}$$

donde;

FE = Empuje propulsor (Kg.F)

Vs = Velocidad de servicio del buque (18 kt = 9,2592 $\frac{\text{m}}{\text{seg}}$)

THP= Potencia de empuje Motor (1055Hp = 1069,63 Cv)

en consecuencia

$$FE = 8672,69 \text{ KgF}$$

Expresada en newton

$$FE = 85050,07 \text{ N}$$

3.5. Desarrollo de modelo de análisis para polínes, ejes y cuña del sistema propulsor.

Para esta fase del trabajo se generaron diagramas de cuerpo libre de cada uno de los elementos a estudiar con el propósito de ser analizados bien sea por la teoría fundamental de diseño de elementos de máquina o por medio de software

desarrollado en base al método de los elementos finitos. En cuanto a la evaluación se utilizaron las normas A.B.S. 2008, así como el chequeo de la resistencia en función de un factor de seguridad previamente especificado.

Un esquema del trabajo a desarrollar se presenta en la Fig. 3.4

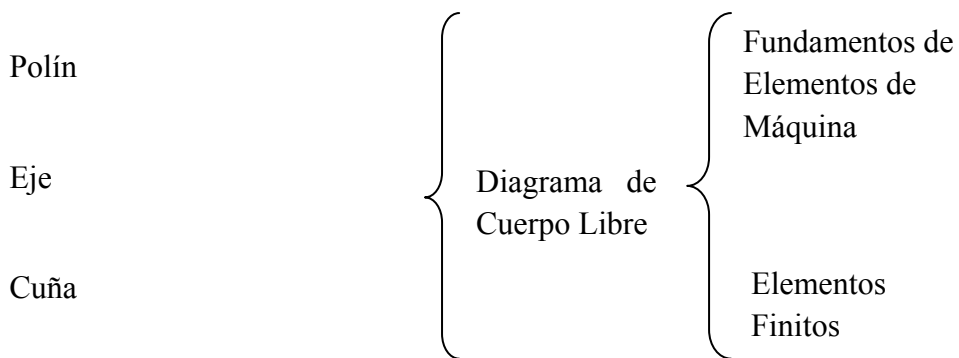


Figura 3.4 Esquema de trabajo [Fuente Propia]

3.5.1. Cálculo del factor de seguridad. método de Pugsley

Para la evaluación de los soportes estructurales se especificó previamente un factor de seguridad, cuyo cálculo se obtuvo aplicando el método de Pugsley. Los factores utilizados, características del método, se definen a continuación (ver teoría apartado 2.2.7):

A = Calidad de los materiales, destreza, mantenimiento e inspección, se escoge bueno (b), ya que el material de los elementos a evaluar con este factor están fabricados de materiales recomendados para este desempeño.

B = Control sobre la carga aplicada, se escoge bueno (b), la carga aplicada a los elementos evaluados pudo no haber sido la adecuada en algún momento.

C = Exactitud del análisis de esfuerzos, información experimental o experiencia con dispositivos similares, se escogió pobre (p), ya que el análisis de esfuerzos puede fallar.

D = Peligro para el personal, se escogió muy serio (ms), ya que si llegara a fallar estando en funcionamiento, pudiera ocasionar accidentes graves.

E = Impacto económico, se escogió muy serio (ms), ya que si falla paraliza las operaciones y crea pérdidas económicas en la empresa.

La intersección de las características A, B y C en la Tabla A.1.1, del anexo A toma el valor de $n_{sx} = 2,15$, y la intersección de D y E en la Tabla A.1.2, del mismo anexo, da $n_{sy} = 1,6$. Al colocar estos valores en la ecuación 2.5, se obtiene un factor de seguridad (n_s) de

$$n_s = 2,15 \times 1,6 = 3,44$$

3.5.2. Análisis mediante teoría de fundamentos de diseño de máquinas

Las placas que conforman el polín y sus soldaduras, serán evaluadas por medio de la teoría fundamental de diseño de elementos de máquina.

Soportes estructurales o polín

Considerando el peso total del motor y la caja reductora como una carga puntual ubicada en el centro de gravedad (CG) de este conjunto (Anexo B Plano 1.1), se determinan las fuerzas reaccionantes en los puntos A, B, C y D, obteniendo el siguiente diagrama de cuerpo libre (Figura 3.5).

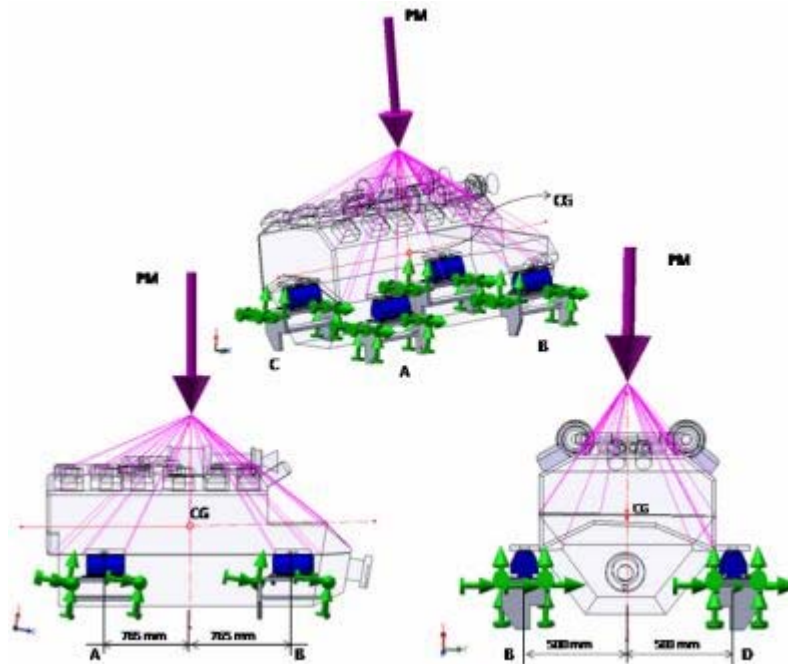


Figura 3.5 Diagrama de cuerpo libre de los soportes estructurales involucrando el peso de la maquinaria principal [Fuente Propia]

El centro de gravedad del conjunto de las bases estructurales y el centro de gravedad de la maquinaria principal, se encuentran ubicados en planos diferentes, sin embargo coinciden verticalmente en una línea que une ambos planos. Por simetría se obtiene una repartición de cargas en igual magnitud a cada base; por lo tanto las reacciones en los puntos A, B, C y D son iguales ($R_{AY}=R_{BY}=R_{CY}=R_{DY}$).

$$R_{AY} = R_{BY} = R_{CY} = R_{DY} = \frac{PM}{4} = \frac{35119,80N}{4} = 8779,95 N$$

En el diagrama de cuerpo libre (Fig. 3.6) se aprecian las reacciones de color verde y las cargas de color rosado. Las cargas involucradas en este estudio son el peso de la maquinaria principal (PM) (caja reductora y motor diesel con lubricantes y refrigerante) y por último el empuje propulsor (FE) impartido por la hélice.

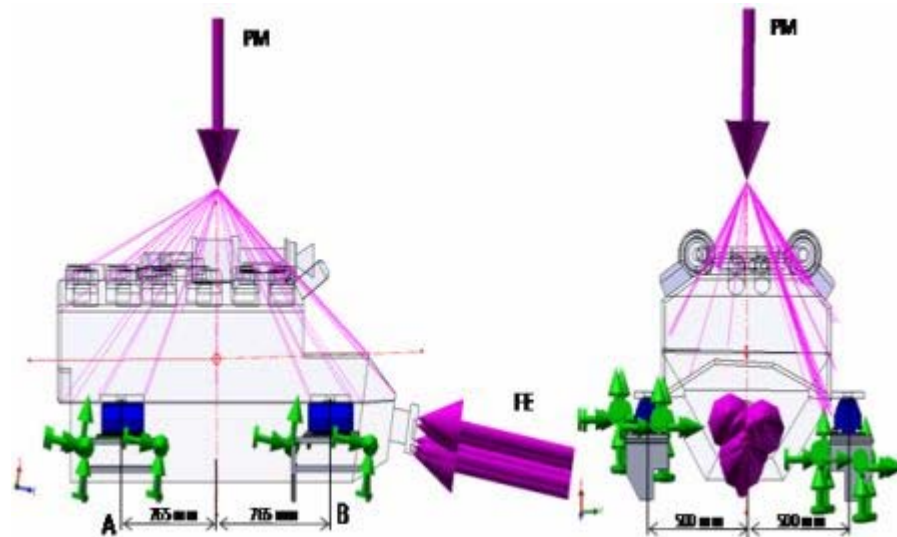


Figura 3.6. Diagrama de cuerpo libre de los soportes estructurales involucrando el peso de la maquinaria principal y el empuje propulsor [Fuente Propia]

Una vez determinadas las cargas sobre los polines, se realizaron los análisis por aplastamiento y por corte para comprobar su resistencia.

Utilizando el código AISC se designa las relaciones entre esfuerzos permisibles y resistencias mínimas específicas [8].

Corte $\tau_{\text{Permisible}} = 0,40 S_y$

Aplastamiento $\sigma_{\text{Permisible}} = 0,90 S_y$.

El material de las bases es aluminio AW-5754 / H111 y posee las siguientes características extraídas del catálogo de materiales NAUTICA AL E, tabla A.1.3 del Anexo A.

S_y : esfuerzo de fluencia = 80 MPa

Su: esfuerzo último= 240 MPa

Alargamiento: 17%

Dureza HBW: 52

Por lo tanto;

Corte $\tau_{\text{Permisible}} = 32\text{MPa}$

Aplastamiento $\sigma_{\text{Permisible}} = 72\text{MPa}$

Comprobación de resistencia por aplastamiento

A continuación se muestra en la Fig. 3.7 la fuerza de empuje (FE) calculada en apartados anteriores. Aún cuando esta fuerza es soportada por los cuatro soportes que posee el motor diesel; por razones de diseño solo se consideran los dos polines de popa (bases traseras) para soportar dicha carga. Cada base posee cuatro agujeros, por consiguiente cada uno soporta 1/8 de la carga. En la Fig. 3.8 se observa un corte de los agujeros que proyecta el área de aplastamiento inducida por la fuerza de empuje, donde

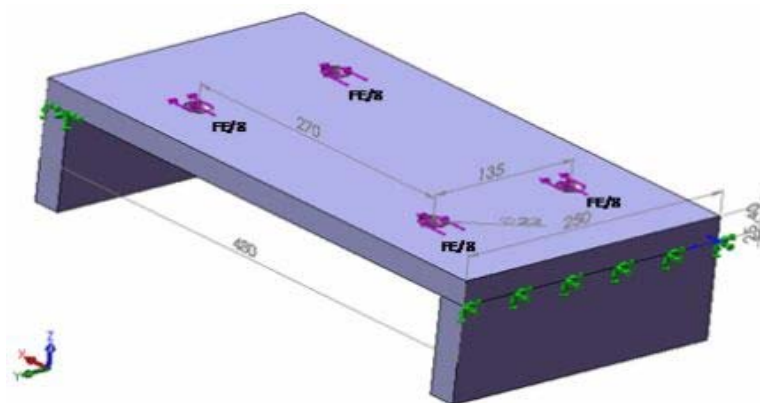


Figura 3.7- Diagrama de cuerpo libre del polín con 1/8 fuerza de empuje distribuida (criterio de diseño) [Fuente Propia]

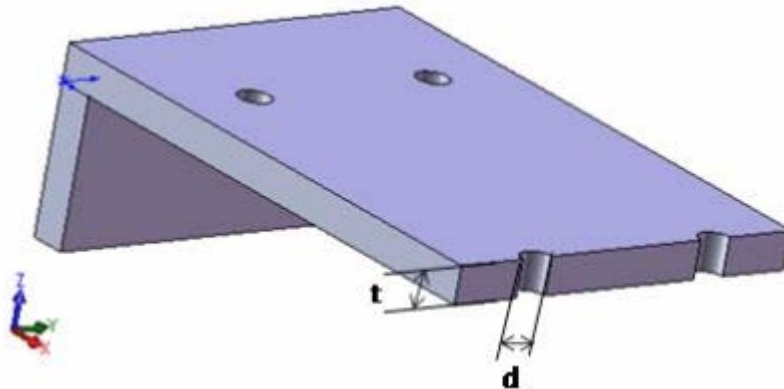


Figura 3.8- Vista de corte en la sección de agujeros [Fuente Propia]

$$d = 0,022 \text{ m (medición directa)}$$

$$t = 0,0254 \text{ m (medición directa)}$$

Calculando el esfuerzo de aplastamiento mediante la Ec. 2.6:

$$\sigma_{\text{Aplicado}} = \frac{FE}{t \times d} \rightarrow \sigma_{\text{Aplicado}} = \frac{83757,98N}{0,0254 \text{ m} \times 0,022 \text{ m}}$$

$$\rightarrow \sigma_{\text{Aplicado}} = 18736126,52 \text{ Pa}$$

y determinando el factor de seguridad sobre este elemento (Ec. 2.4), se tiene

$$n_{\text{pol_aplas}} = \frac{\sigma_{\text{permisible}}}{\sigma_{\text{aplicado}}}$$

$$n_{\text{pol_aplas}} = 3,84$$

Comprobación de resistencia por esfuerzo cortante

Las bases estructurales no solo soportan la fuerza de empuje impartida por la hélice; también están el peso del motor (fuerza de reacción FR) y el torque (FT) que

genera el mismo. En este caso se consideraron dos condiciones mostradas en la Figura 3.9: la primera cuando el torque y el peso tienen la misma dirección pero sentido contrario y la segunda cuando dichas fuerzas poseen el mismo sentido y dirección, siendo esta la más crítica se estudia a continuación.

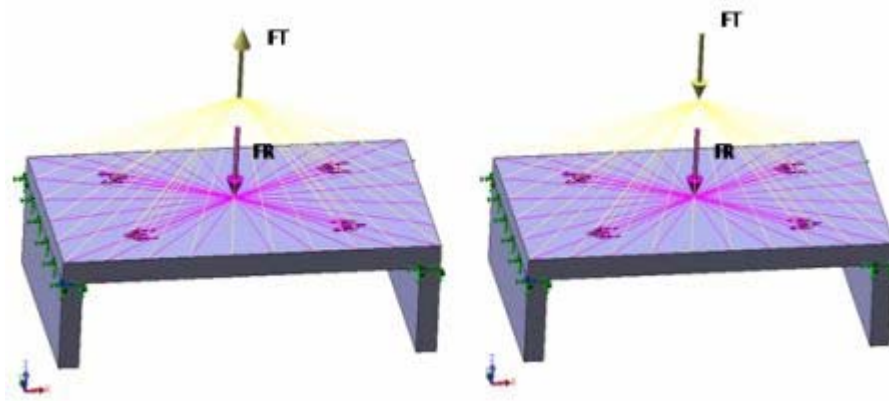


Figura 3.9. Condiciones de fuerza torque y peso del motor distribuida sobre lámina base del motor [Fuente Propia]

Cálculo de la fuerza torque generada por el motor

Para este procedimiento se tomó el torque máximo que puede producir el motor, el cual es 7274,02 Nm (calculado en apartado 3.4.2); y el brazo crítico que es la distancia desde el centroide del motor hasta la base ($Brazo = b = 500mm$); esta información es extraída de los planos del motor (Plano B.1.1 del Anexo B)

$$T = b \times Ft \quad \dots\dots\dots \text{Ec. 3.2 [14]}$$

Donde;

$T =$ torque

$b =$ brazo del torque

$Ft =$ Fuerza torque

$$Ft = T/b$$

$$Ft = \frac{7274,02Nm}{0,50m}$$

$$Ft = 14548,03 N$$

Esta fuerza generada por el torque del motor es soportada por las cuatro bases del mismo, por ende cada base soporta $\frac{1}{4} Ft = 3637,01 N$, la cual se define como FT . La fuerza ejercida por el peso del motor en cada base se calculó en el apartado 3.5.2.1. El área a tomar está representada en la sección de corte de la figura 3.10 y dimensionada por las letras a, b y t, en ambos lados. El esfuerzo se determina por la Ec.2.7

$$\tau_{aplicado} = \frac{(FT + FR)}{A}$$

Donde;

FR : Fuerza de reacción del peso motor-caja= 8779,95N

A = Área de corte

a = 46,5 mm (medición directa)

b = 113 mm (medición directa)

t : espesor de la placa =25,4mm

$$A = (2 \times (2a + b)) \times t$$

Ec. 3.3

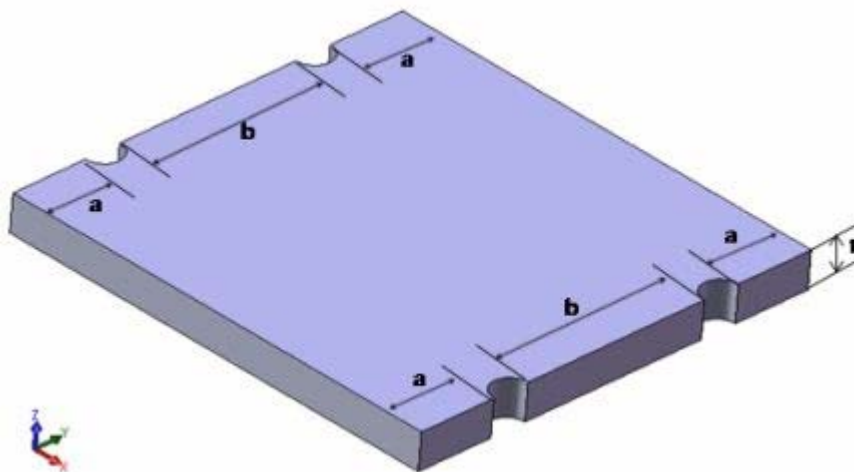


Figura 3.10. Lámina de base en corte zona de los agujeros [Fuente Propia]

Sustituyendo valores se tiene

$$\tau_{\text{Aplicado}} = \frac{3637,01N + 8779,95N}{(2 \times (2 \times 0,465m + 0,113m)) \times 0,025m}$$

$$\tau_{\text{Aplicado}} = 1205530 \text{ Pa}$$

y calculando el factor de seguridad por corte

$$n_{\text{poli_cort}} = \frac{\tau_{\text{permisible}}}{\tau_{\text{aplicado}}} \quad n_{\text{poli_cort}} = \frac{32\text{MPa}}{1,21 \text{ MPa}}$$

$$n_{\text{poli_cort}} = 26,544$$

Los factores de seguridad para el polín calculados previamente serán comparados con el factor de seguridad determinado por el método de Pusgley, eso es lo que arroja el resultado de la evaluación.

Espesor garganta de soldadura

El procedimiento para comprobar la soldadura consistió en determinar el cateto o espesor mínimo (h) para soportar las fuerzas de peso de la máquina principal, torque y empuje del sistema en estudio. Se calcularon por efecto de las cargas de torsión y flexión el valor del esfuerzo cortante total y se comparó con la resistencia del electrodo escogido (método convencional de Pilo) [22], con esta relación se determinó el espesor de garganta mínimo necesario.

Para los cálculos se tomaron decisiones previas las cuales se muestran a continuación:

- Patrón de soldadura con respecto a la carga: corte directo, flexión y torsión, estas geometrías se pueden observar en el anexo A, Tabla A.1.5 Y A.1.6.
- Tipo de soldadura: de filete.
- Longitud del cordón de soldadura: igual a todo el ancho de la plancha (250mm).
- El electrodo a utilizar: se escogió del anexo A, tabla A.1.4, ER5356.
- El espesor de la lámina base: 25,4mm

Partiendo de un diagrama de cuerpo libre con las cargas influyentes en el sistema (ver figura 3.11), y con los valores de carga y geometría presentados en secciones anteriores se tiene que:

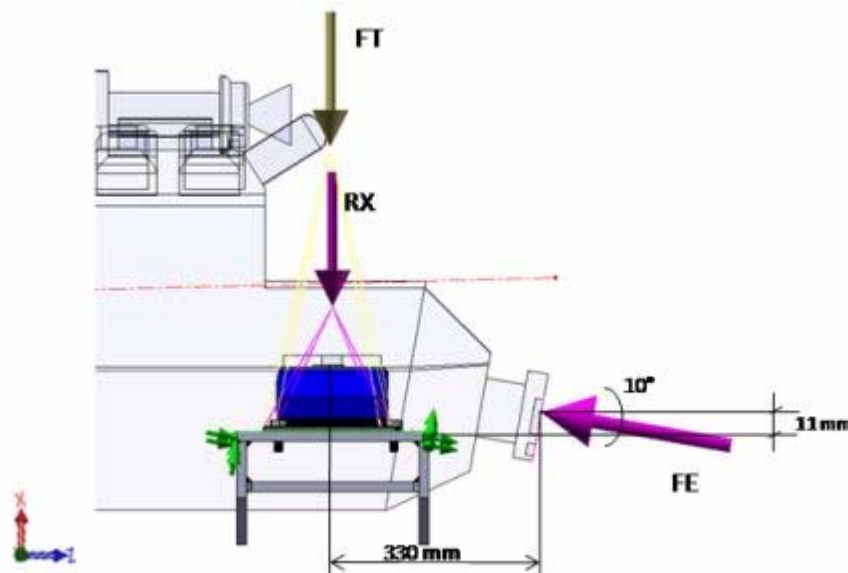


Figura 3.11. Diagrama de cuerpo libre de la base estructural de la máquina principal
[Fuente Propia]

$$FR = 8779,95 \text{ N}$$

$$FT = 3637,01 \text{ N}$$

$$FEZ = FE \times \cos 10 = 85050,08 \text{ N} \times \cos 10 = 83757,98 \text{ N}$$

$$FEX = Fe \times \cos 10 = 85050,08 \text{ N} \times \sin 10 = 14768,79 \text{ N}$$

Como se mencionó antes la fuerza de empuje es repartida entre las dos bases de popa en consecuencia las componentes de fuerza para cada una de ellas son

$$FEZ' = 41878,99 \text{ N}$$

$$FEX' = 7384,40 \text{ N}$$

Del diagrama de cuerpo libre anterior se obtiene el diagrama de la geometría en la soldadura (figura 3.12), donde la fuerza generada por el torque (FT) y el peso de la maquina principal (RX) pasan por el punto O centro de gravedad de la soldadura. La fuerza de empuje en Z (FEZ') se ubica por encima de este punto, a una distancia de 11mm más 25,4 mm debido al ángulo de inclinación (ver Fig. 3.12) y espesor de la placa base, respectivamente. La fuerza de empuje en X (FEX') se ubica a 330 mm en dirección Z del centro de gravedad de la soldadura. Adicionalmente producto de estas cargas se generan un momento flector y un momento torsor.

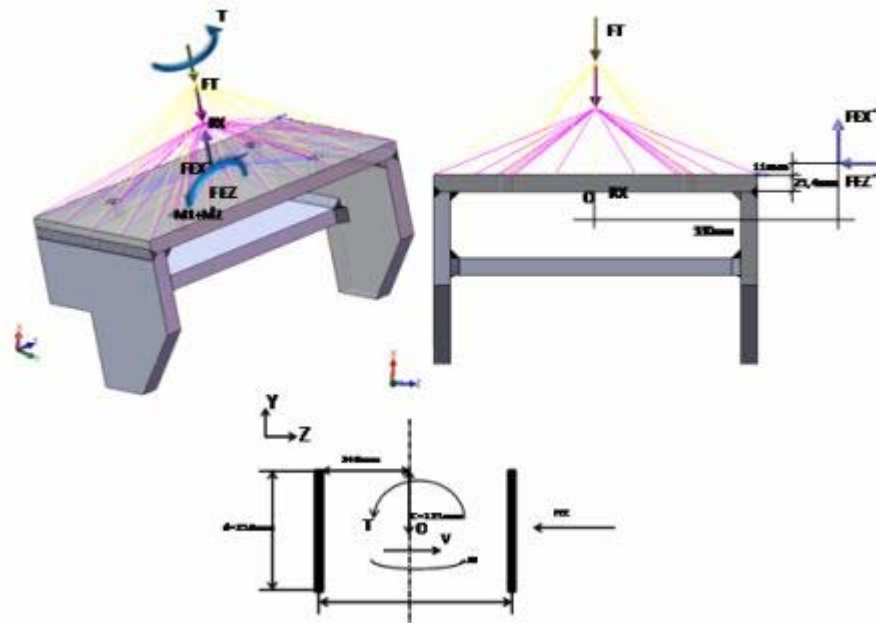


Figura 3.12. Diagrama de la geometría de la soldadura [Fuente Propia]

Cada una de estas cargas produce un efecto sobre la soldadura, la cual se estudiara a continuación.

Utilizando las ecuaciones 2.10, 2.14 y 2.15 se obtiene:

Esfuerzo cortante primario:

$$\tau' = \frac{V}{A} \quad \text{Ec. 2.10}$$

Como existen fuerzas en el eje X y Z, se generan dos esfuerzos cortantes primarios:

En el eje Z:

$$\tau'_1 = \frac{F_{EZ}}{A} \quad \text{Ec. 3.4}$$

Donde:

A: área de soldadura = $1,414 \times h \times d$ (Anexo A.1.5, ver figura 3.13)

h: tamaño de la soldadura

d: largo de la soldadura = 250mm

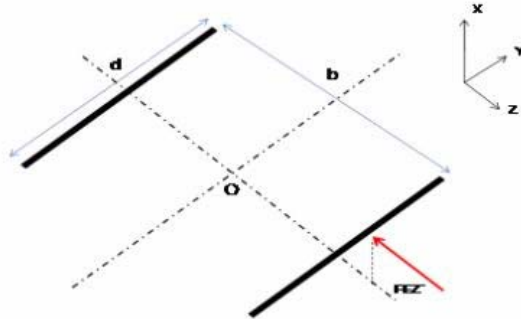


Figura 3.13. Área de las gargantas de la soldadura de filete con respecto a la fuerza FEZ [Fuente Propia]

$$\tau'_1 = \frac{41878,99 \text{ N}}{1,414 \times h \times 0,25 \text{ m}} = \frac{118469,56 \text{ N/m}}{h}$$

En el eje X:

$$\tau'_2 = \frac{RX + FT - FEX}{A} \quad \text{Ec. 3.5}$$

Se utiliza la misma área con la fuerza ejercida en el eje X (ver figura 3.14), por lo tanto:

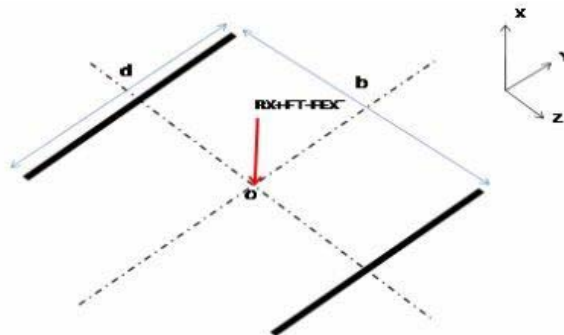


Figura 3.14. Área de las gargantas de la soldadura de filete con respecto a la fuerza RX+FT-FEX' [Fuente Propia]

$$\tau'_{2} = \frac{8779,95 \text{ N} + 3637,01 \text{ N} - 7384,40 \text{ N}}{1,414 \times h \times 0,25 \text{ m}} = \frac{14236,38 \text{ N/m}}{h}$$

Esfuerzo cortante secundario por flexión:

De igual forma al esfuerzo cortante primario, en este apartado se obtienen dos esfuerzos cortantes secundarios por flexión que se calculan con las siguientes expresiones:

$$\tau'' = \frac{Mt \times c}{I_n} \quad \text{Ec. 2.15}$$

Donde:

$$I_n = \text{inercia} = 0,707 \times h \times Iu_n \quad \text{Ec. 2.14}$$

Iu es extraído del anexo A, tabla A.9-3 Shigley caso 2 y 3.

$$Iu_1 = \frac{d \times b^2}{2} = \frac{0,25 \text{ m} \times (0,48 \text{ m})^2}{2} = 5,76 \times 10^{-2} \text{ m}^3 \quad \text{Ec. 3.6}$$

$$Iu_2 = \frac{d^3}{6} = \frac{(0,25 \text{ m})^3}{2} = 7,81 \times 10^{-3} \text{ m}^3 \quad \text{Ec. 3.7}$$

La distancia de la fibra más alejada es igual debido a la simetría del elemento:

$$c = \sqrt{C^2 + d^2} = \sqrt{(0,125 \text{ m})^2 + (0,24 \text{ m})^2} = 0,27 \text{ m}$$

Momentos por Flexión:

$$M_1 = FEZ \times (0,0254 \text{ m} + 0,011 \text{ m}) = 41878,99 \text{ N} \times 0,0364 \text{ m} = 1524,40 \text{ Nm}$$

$$M_2 = FEX \times (0,330 \text{ m}) = 7384,40 \text{ N} \times 0,330 \text{ m} = 2436,85 \text{ Nm}$$

Por lo tanto:

$$\tau''_1 = \frac{M_1 \times c}{I_1} = \frac{1524,40N/m \times 0,27m}{0,707 \times h \times 5,76 \times 10^{-2} m^3} = \frac{10106,97N/m}{h} \quad \text{Ec. 3.8}$$

$$\tau''_2 = \frac{M_2 \times c}{I_2} = \frac{2436,85N/m \times 0,27m}{0,707 \times h \times 7,81 \times 10^{-3} m^3} = \frac{119157,70N/m}{h} \quad \text{Ec. 3.9}$$

Esfuerzo cortante secundario por torsión:

En esta sección solo se obtiene un momento torsor que es señalado en la figura 3.12. Este proviene de la fuerza de empuje en Z por la distancia de 500mm como lo muestra la figura 3.15.

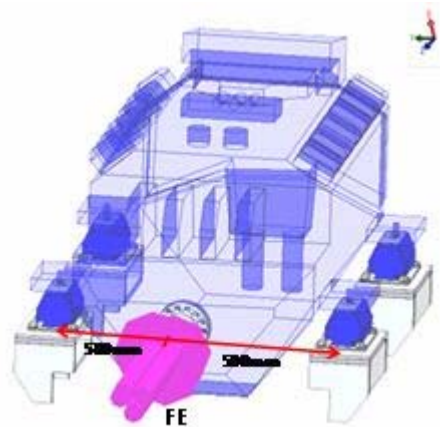


Figura 3.15. Fuerza de empuje aplicada al motor. [Fuente Propia]

Utilizando las ecuaciones 2.11 y 2.12 se calcula el esfuerzo cortante por torsión.

$$\tau_t'' = \frac{M \times c}{J} \quad \text{Ec. 2.11}$$

Donde:

$$M = FEX \times 500\text{mm} = 41878,99\text{N} \times 0,5\text{m} = 20939,49\text{Nm}$$

$$C = 0,27\text{m} \text{ (igual al apartado anterior)}$$

$$J = 0,707 \times h \times J_u$$

J_u es extraído del anexo A, tabla A.9-2 Shigley caso 2 (ver figura 3.12)

$$J_u = \frac{d \times (3b^2 + d^2)}{2} = \frac{0,25 \text{ m} \times (3(0,48 \text{ m})^2 + (0,25\text{m})^2)}{6} = 3,14 \times 10^{-2} \text{ m}^3$$

Sustituyendo en la ecuación 2.19:

$$\tau_z'' = \frac{20939,49\text{Nm} \times 0,27\text{m}}{0,707 \times h \times 3,14 \times 10^{-2} \text{ m}^3} = \frac{48177,80\text{N/m}}{h}$$

El cortante total para flexión y torsión es:

Para combinar las componentes del esfuerzo como vectores se ilustra el siguiente diagrama de cuerpo libre (Figura 3.16).

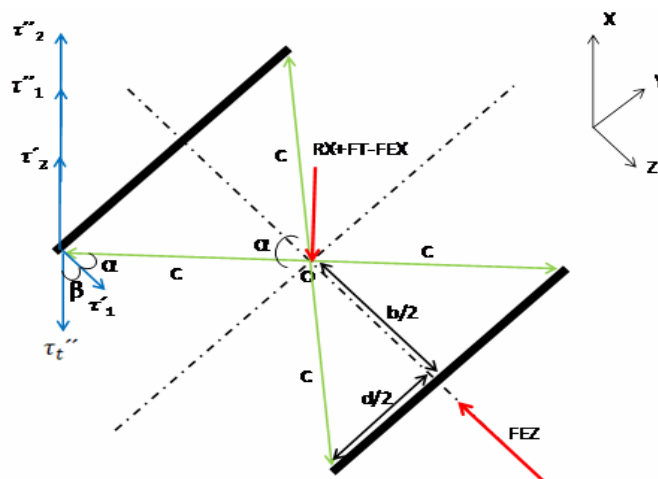


Figura 3.16. Diagrama de cuerpo libre de la soldadura [Fuente Propia]

La magnitud de un vector en términos de sus componentes por el teorema de Pitágoras, se tiene que:

$$\tau = \sqrt{\tau_z^2 + \tau_x^2 + \tau_y^2} \quad \text{Ec. 3.10}$$

Sustituyendo cada componente en la ecuación 3.11

$$\tau = \sqrt{(\tau'_1 + \tau_f \cos \beta)^2 + (\tau'_2 + \tau''_1 + \tau''_2)^2 + (\tau_f \sin \beta)^2} \quad \text{Ec. 3.11}$$

Donde:

$$\alpha = \tan^{-1} \frac{d/2}{b/2} = \tan^{-1} \frac{125\text{mm}}{240\text{mm}} = 27,51^\circ$$

Como el vector τ_c'' forma un ángulo recto con la línea imaginaria C, se obtiene por diferencia β

$$90^\circ = \alpha + \beta \quad \Leftrightarrow \quad \beta = 90^\circ - 27,51^\circ = 62,49^\circ$$

$$\tau = \sqrt{\left(\frac{118469,56 \frac{N}{m}}{h} + \frac{48177,80 \frac{N}{m}}{h} \cos 62,49 \right)^2 + \left(\frac{14236,38 \frac{N}{m}}{h} + \frac{10106,97 \frac{N}{m}}{h} + \frac{119157,70 \frac{N}{m}}{h} \right)^2 + \left(\frac{48177,80 \frac{N}{m}}{h} \sin 62,49 \right)^2}$$

$$\tau = \frac{205478,49 N/m}{h}$$

En la tabla A.1.4 del apéndice a se observa el límite elástico del electrodo empleado ($S_y=110\text{Mpa}$). Usando el método convencional (de PILO) para el metal de aporte referencia [22].

$$S_{sy} = 0,577S_y \quad \text{Ec. 3.12}$$

Sustituyendo S_y en la Ec. 3.7.

$$S_{sy} = 63,47 \times 10^6 \text{ Pa}$$

Se iguala el $\tau = S_{sy}$, y se obtiene un $h = 3,24 \times 10^{-3} \text{ m}$, con base a resistencia mínima; pero por conveniencia se eleva el factor de seguridad utilizando un espesor extraído de la tabla A.1.5 del apéndice A; según el grosor del metal base $h' = 7 \text{ mm}$ (ver figura 3.17).

Cálculos del factor de seguridad de la soldadura:

$$n_{\text{soldadura}} = \frac{S_{sy}}{\tau} \quad \text{Ec. 3.13}$$

Utilizando la ecuación 3.13 y el espesor de soldadura tabulado promedio, obtenemos un factor de seguridad:

$$n_{\text{soldadura}} = \frac{63,47 \times 10^6 \text{ Pa}}{\frac{205478,49 \text{ N/m}}{0,012 \text{ m}}} \quad \Leftrightarrow \quad n_{\text{soldadura}} = 3,71$$

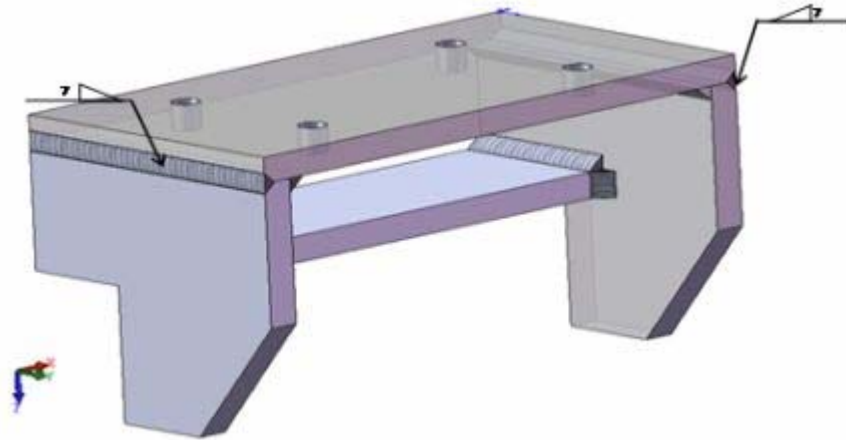


Figura 3.17. Base estructural del motor [Fuente Propia]

Cuña:

En cuanto a la cuña a diferencia del polín se calculó bajo las normas A.B.S., la cual establece en su Parte 4, Capítulo 3, Sección 2, Apartado 5.7., *El área efectiva de la chaveta no tiene que ser mayor al área “A” calculado por la siguiente ecuación.*

$$A = \frac{D^3}{5,1 \times r_m} \times \frac{Y_s}{Y_k} \quad \text{Ec.3.14}$$

Donde:

A: Área chaveta A.B.S.

D: diámetro del eje = 4plg (medición directa)

Rm: radio del eje desde la mitad de la longitud de la chaveta = 1,925 plg (medición directa)

Ys: limite elástico del eje = 170 MPa (Anexo A- tabla A.1.11)

Yk: limite elástico chaveta = 220 MPa (tabla A.1.12)

$$A = 3,2 \times 10^{-3} \text{m}^2$$

Cálculo del área efectiva

Tomando referencia a la figura 3.18, se calcula el área efectiva de la cuña (medición directa de la pieza).

$$A_{efectiva} = a \times b$$

$$A_{efectiva} = 3,05 \times 10^{-3} m^2$$

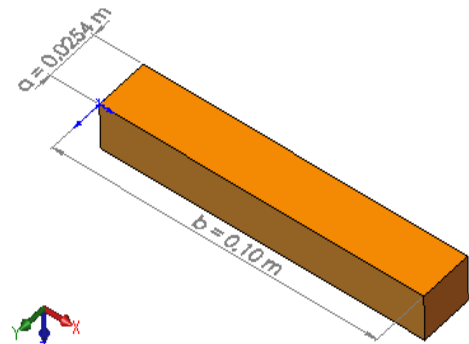


Figura 3.18. Chaveta de bronce

[Fuente Propia]

A continuación se realiza un estudio similar al anterior solo por corte. Los cálculos de estos se encuentran en el apéndice C 1.1. La fuerza aplicada por torque máximo es 148752,88 N, por lo tanto el esfuerzo cortante es:

$$\tau = 48,80 \text{ MPa}$$

Factor de seguridad:

Utilizando la ecuación 2.4. se obtiene:

$$n_{chaveta} = \frac{\tau_{admisible}}{\tau_{aplicado}} \quad \text{Ec. 2.4}$$

$$n_{chaveta} = \frac{88 \text{ MPa}}{48,80 \text{ MPa}} = 1,80$$

El factor de seguridad para la chaveta será comparado con el factor de seguridad propuesto por las normas A.B.S. 2008, arrojando el resultado de la evaluación.

Eje Propulsor

Este será calculado por medio del esquema de trabajo mencionado anteriormente en el apartado 3.5. A continuación se hace una descripción del eje con las respectivas cargas a la cual será sometido.

Descripción del eje

El eje de propulsión es macizo, tiene una longitud de 6,143 mts. Soportado por dos cojinetes de deslizamiento o mejor conocido en el área naval como bocinas de teflón, los cuales son de tipo radial. También posee un chavetero en una de sus puntas cónicas, conjunto a un agujero frontal roscado para sostener el cuplón de la caja reductora y otro chavetero en la otra punta cónica para sostener la propela. El material según las especificaciones del fabricante es un acero inoxidable 316L (Ver Fig. 3.19)



Figura.3.19. Eje de propulsión de la moto nave Gran Cacique II ampliado en sus chaveteros [Fuente propia]

Comprobación de la resistencia del eje

El eje se analiza por dos vías: la primera por medio de las normas A.B.S., la cual establece que el diámetro mínimo está en función de la Ec. 3.15 y por otro lado se hace en función por medio de el método de elementos finitos.

Diámetro de eje

El diámetro mínimo del propulsor se determina por la siguiente ecuación extraída de las normas ABS 2008.

$$D = 100K \times \sqrt[3]{\frac{H}{R} \times \left(\frac{C1}{U+C2}\right)} \quad \text{Ec. 3.15}$$

Donde,

D: Diámetro de eje solido necesario; (*mm*)

H: Potencia de la velocidad de giro; (*kW*)

K: Factor de diseño de eje. (Anexo A-Tabla A.1.8)

R: Velocidad nominal RPM

U: esfuerzo ultimo a la tracción del material. (Independientemente del mínimo especificado de resistencia a la tracción del material, el valor *U* utilizado en estos cálculos no es superior a la indicada en el tipo 1 (Type 1) (Anexo A-Tabla A.1.9)

C1 Y *C2*= (Anexo A-Tabla A.1.10)

D = ?

H = 788 KW

K = 0,95

R = 1034,4828 rpm

$$U = 481 \cdot \frac{10^6 N}{m^2} \times \left(\frac{1m}{1000 mm}\right)^2 = 481 N/mm^2$$

$$C1 = 560$$

$$C2 = 160$$

$$D = 100 \times 0,95 \sqrt[3]{\frac{788kW}{1034,4828 RPM} \times \left(\frac{560}{481 + 160}\right) N/mm^2}$$

$$D = 82,9407 mm$$

Material del eje a 25°C:

AISI 316L

Densidad (x1000 kg/m³) 8

Coefficiente de Poisson 0,27 – 0,30

Modulo de elasticidad 190-210 GPa

Resistencia de la tracción 481 MPa

Limite Elástico 170 MPa

Elongación 40%

Reducción en la zona 50%

Obtenidos del Anexo A-Tabla A.1.11

Análisis de fuerzas internas. Condiciones de carga

El eje se encuentra conectado a una caja reductora de relación 2.030:1 que a su vez esta interconectado a un motor diesel que posee una potencia de 788 Kw a 2100rpm y generando un torque de $T = 7274,0158 N.m$

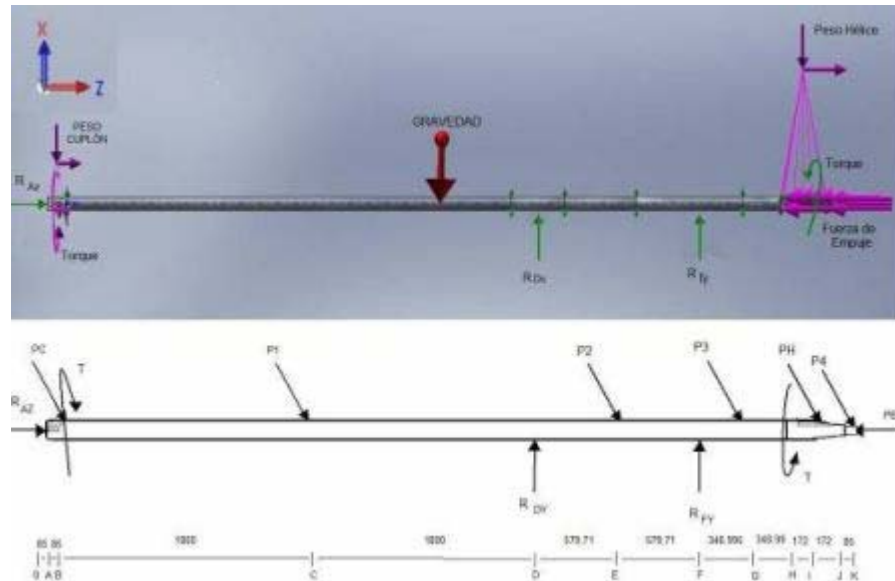


Figura 3.20. Diagrama de cuerpo libre del eje propulsor [Fuente Propia]

En el diagrama de cuerpo libre (Fig. 3.20) se aprecian 4 reacciones (color verde) y las cargas (color rosado), tenemos 2 restricciones en el eje X en los puntos D y F; una en sentido Z en el punto A y por ultimo una restricción de momento en el punto I.

Las fuerzas P1, P2, P3, P4, PC y PH son calculadas en el apéndice C.1.2 y están reflejados en la siguiente tabla. Debido a que el eje posee una inclinación de 14° se descompone las fuerzas en las coordenadas X y Z, por trigonometría.

Tabla 3.2. Fuerzas generadas por la gravedad en X y Z.

	Magnitud (N)	Coordenada	
		X	Z
P1	2290,8312	2222,78	554,2023
P2	737,6649	715,7530	178,4573
P3	444,11832	430,9261	107,4419

P4	73,899	71,7039	17,8778
PC	234,459	227,495	54,5849
PH	1085,4765	1053,233	262,6005

Análisis del Comportamiento Estructural Mediante Simulación por Elementos Finitos para las Nuevas Condiciones Operacionales.

Una vez especificada la geometría y dimensiones del eje de propulsión y bases estructurales, se desarrolla un modelo de análisis computacional por medio del método de elementos finitos, enfocando las nuevas condiciones de trabajo al mismo; pero antes se requiere el manejo de programas de modelamiento (Autocad 2009, Solidword2008) y el apoyo de un programa de elementos finitos COSMOSWORKS.

Dado que los elementos a estudiar son de geometría compleja con cargas aplicadas complejas se utiliza un software comercial para determinar los valores de resistencia. Partiendo del diagrama me cuerpo libre que se realizó anteriormente se elaboro mediante el software un diagrama de análisis, en esta parte se utilizó una análisis estático lineal con un mallado de elementos sólidos tetraédricos e implementando un método h-adaptativo para aumentar la precisión del mismo. Una vez realizado el estudio los resultados se analizaron por Von Mises y posteriormente por factor de seguridad, de esta manera se realizo el estudio por medio del método de elemento finito simplificado en la Fig. 3.21. para el caso del eje propulsor.

Cabe destacar cuando un eje rota, los esfuerzos en el punto crítico varían con las diferentes posiciones que toma dicho punto, por lo tanto, para obtener el comportamiento de los esfuerzos en el punto crítico del eje durante la rotación, se debe hacer un estudio de fatiga, el cual, se realiza con cuatro análisis del eje en diferente posiciones. Cada análisis se ejecuta cuando el punto crítico del eje propulsor haya girado un ángulo determinado; en este estudio usaremos 0° , 90° , 180° y 270° con

respecto al eje de rotación; de esta manera, se obtiene el efecto de rotación del eje y el comportamiento de los esfuerzos en el punto crítico.

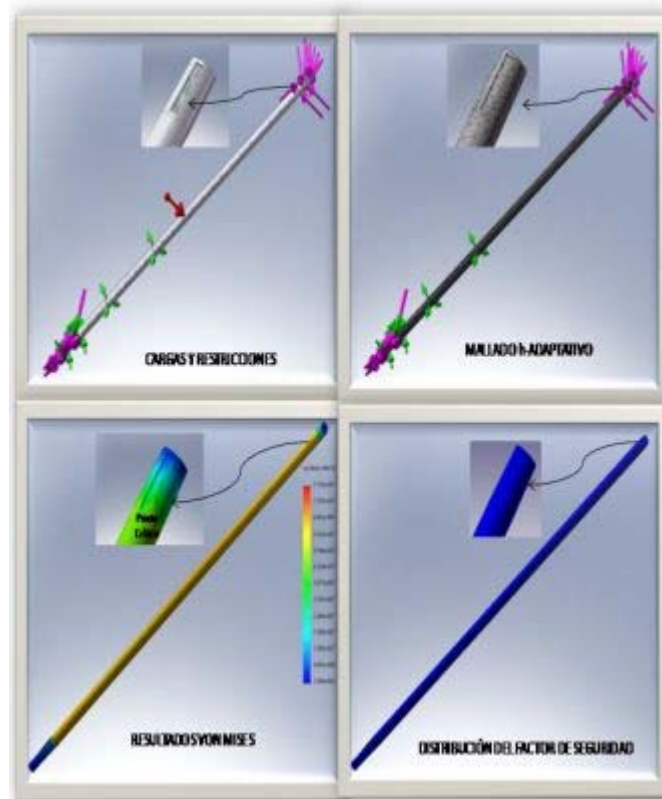


Figura 3.21. Análisis del eje propulsor por el método de elementos finitos [Fuente Propia]

En el apéndice C 1.3 se muestra una breve descripción del uso del programa de elementos finitos “COSMOWORK 2007”, para hacer los análisis estructurales al eje propulsor.

CAPÍTULO IV

Resultados y análisis

4.1 Estados actual y a instalar del sistema propulsor del ferry boat Gran Cacique II

La embarcación Gran Cacique II posee una maquinaria principal de los años 1982. Hoy por hoy opera por un rango inferior de su capacidad debido a la gran cantidad de horas de trabajo que han realizado las misma, por ende su vida útil ya ha sido sobrepasada. La empresa Gran Cacique II, en pro de prestar un mejor servicio y renovar su flota, decide instalar un nuevo sistema de propulsión. A continuación se describe el sistema de propulsión actual y a instalar.

Tabla 4.1. Componentes del sistema propulsor actual y a instalar del Ferry Boat Gran Cacique II

Componente	Sistema de Prolusión Actual	Sistema de Propulsión a Instalar
Máquinas principales:	Tres motores MTU 12V331TC71 de 1025 BHP @ 2100 rpm y 2800 kg de peso (sin lubricante ni refrigerante), trabajando actualmente a un 70% MCR (1500 rpm) con tres (03) reductores ZF BW255 relación 2,460:1 y 780 kg (sin lubricante) acople directo al motor alineado con el cigüeñal.	Tres motores MTU 12V2000M70 788 Kw (1055 BHP) @ 2100 rpm y 2670 kg de peso (sin lubricante ni refrigerante). Se estima una operación al 90% MCR (1900 rpm) con tres reductores ZF 2050 relación 2,032:1 y 407 kg (sin lubricante) acople directo al motor con un declive de 10° con respecto a la línea del cigüeñal.
Eje	4" de diámetro en acero inoxidable 316L.	Igual sin modificación

Hélices	Cuenta con tres (03) hélices de tipo Redondas 4 aspas 40 x 42 americanas con un espacio entre propela y casco de 17 cm con el siguiente tipo de rotación	Igual sin modificación
Bocinas Deslizantes	Seis bocinas de DURAMAX MARINE de 4" diámetro interno con 16" de longitud	Igual sin modificación

4.2. Evaluación de la resistencia de los elementos estructurales

Se definen las cargas vivas y muertas a los que son sometidos los soportes estructurales, cuña y eje de propulsión; realizando un análisis de fuerzas internas se demostró su resistencia-deformación utilizando el principio de interacción y las ecuaciones de resistencia de materiales en conjunto con los criterios de las normas A.B.S.

4.2.1. Polín

En el diagrama de cuerpo libre (Fig. 4.1) se aprecian las cargas a las que está sometido el polín, las cuales son:

- Restricciones en los tres eje coordenados a lo largo de la lámina base (color verde).
- Carga de la reacción de la maquinaria principal total (color rojo) a lo largo de toda la lámina base, incluye peso del motor diesel, caja reductora, lubricantes y refrigerantes.
- Carga puntual ubicada en el centroide de la lámina base inducida por el torque máximo del motor (color amarillo).
- Fuerza de empuje generada por la propela centradas en los agujeros de la lámina base (color purpura).

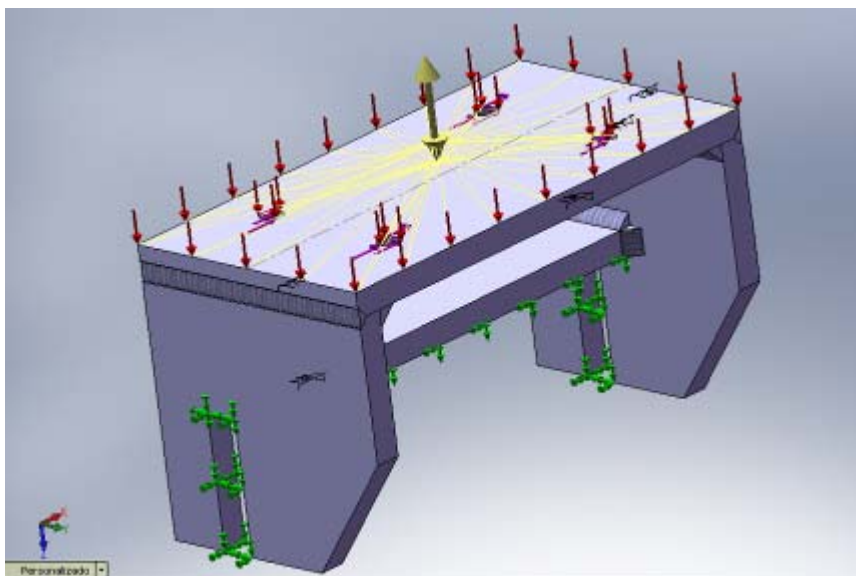


Figura 4.1. Diagrama de cuerpo libre de un soporte estructural de los nuevos motores MTU 2000 M70 de la Moto Nave Gran Cacique II [**Fuente Propia**]

Los factores de seguridad de los soportes estructurales obtenido por los cálculos anteriores se observan en la tabla 4.2.

Tabla 4.2. Factores de seguridad del Polín

Método de Pugsley	$n_s = 3,44$
Esfuerzo de aplastamiento	$n_{pol_aplast} = 3,84$
Esfuerzo de corte	$n_{pol_cort} = 26,544$
Cordón de Soldadura	$n_{soldadura} = 3,71$

Como se puede observar en la tabla anterior el factor de seguridad del cordón de soldadura es el menor de los calculados por las ecuaciones de diseño, por consiguiente se considera como crítico, pero como es mayor al calculado por el

método de Pugsley, se confirma que el polín satisface las nuevas condiciones de operación.

4.2.2. Cuña

Las normas A.B.S. entre sus criterios alternativos sugiere que el factor de seguridad de la cuña debe estar entre el rango de 1,2 y 2 puntos para resguardar la integridad del eje al ocurrir una desaceleración brusca al mismo, haciendo que la chaveta se rompa y quede neutralizado el eje propulsor sin ningún daño, al igual de no poseer una área efectiva mayor a la determinada por las ecuaciones de la A.B.S, por lo tanto el elemento en estudio sigue estos criterios.

$$A.B.S_{mínimo} = 1,20 \leq n_{chaveta} = 1,48 \leq A.B.S_{máximo} = 2,00$$

$$Area_{efectiva_ABS} 3,2 \times 10^{-3} m^2 > Area_{efectiva_real} 3,05 \times 10^{-3} m^2$$

4.2.3. Eje propulsor

A diferencia del polín y la cuña, el eje propulsor se estudiara por el método de elementos finitos, pero solo por chequeo del estudio se realizaron los cálculos correspondientes los cuales se muestran en el apéndice C.1.2.



Figura 4.2. Diagrama de cuerpo libre del eje propulsor de potencial de la Mbto Nave Gran Cacique II [Fuente Propia]

En el diagrama de cuerpo libre (Fig. 4.2) se aprecian 4 reacciones (color verde) y las cargas (color rosado y rojo), se tienen tres restricciones en el eje X en los puntos

D y F; una en sentido Z en el punto A y por último una restricción de momento en el punto I. Las cargas que se observan es el torque generado por el motor diesel en el punto A, la acción de la gravedad a lo largo del eje propulsor (peso del eje, cuplón y hélice) y la fuerza de empuje generada por las revoluciones de la propela en el punto I.

Utilizando las normas de la A.B.S. 2008, se comprobó que el diámetro del eje propulsor cumple con las mismas.

$$D_{actual} = 101,6mm > D.A.B.S. = 82,9407mm$$

Análisis del comportamiento estructural mediante simulación por elementos finitos para las nuevas condiciones operacionales

Mediante las dimensiones, geometrías del eje, y con la ayuda del programa de diseño (solidwork2008) el modelo a analizar es el que se muestra en la Fig. 4.3, cabe destacar que el eje esta hecho de acero 316 L.

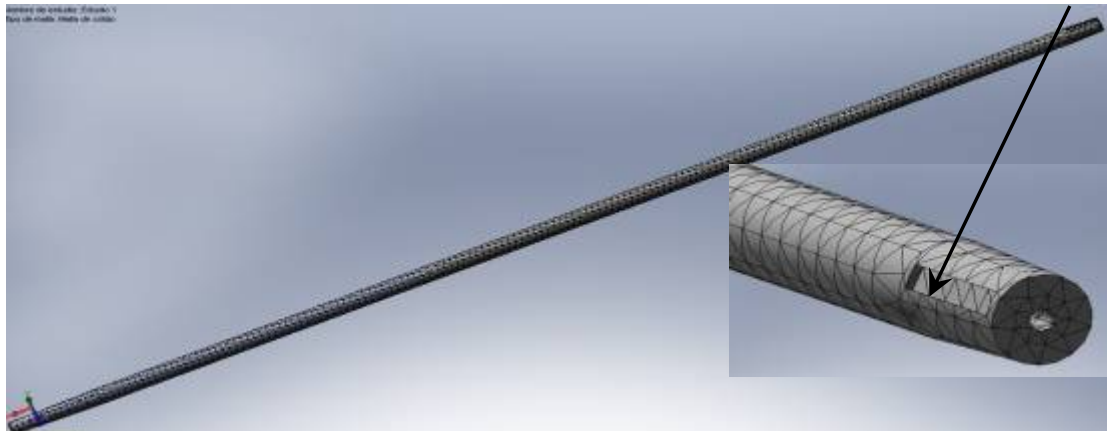


Figura 4.3. Modelo del eje en malla con una vista aumentada de la refinación en el punto crítico. [Fuente Propia]

Primer análisis estructural (ubicación del punto crítico)

Mediante las figuras 4.4, 4.5, 4.6, se pueden apreciar los resultados de los esfuerzos sobre el eje y la ubicación del punto crítico.

Resultados por Von Mises

Observando el color que abarca el tramo $170\text{mm} < X < 1970\text{mm}$ del eje de la Fig. 4.4, se distingue que el esfuerzo está entre el rango de $6,487\text{e}+007\text{N/m}^2$ - $5,838+007\text{N/m}^2$; al igual se nota la ubicación del punto crítico del eje sobre el borde del chavetero, con las coordenadas X: -24,930; Y:-12,558;-48,421 (figuras 4.4a y 4.4b).

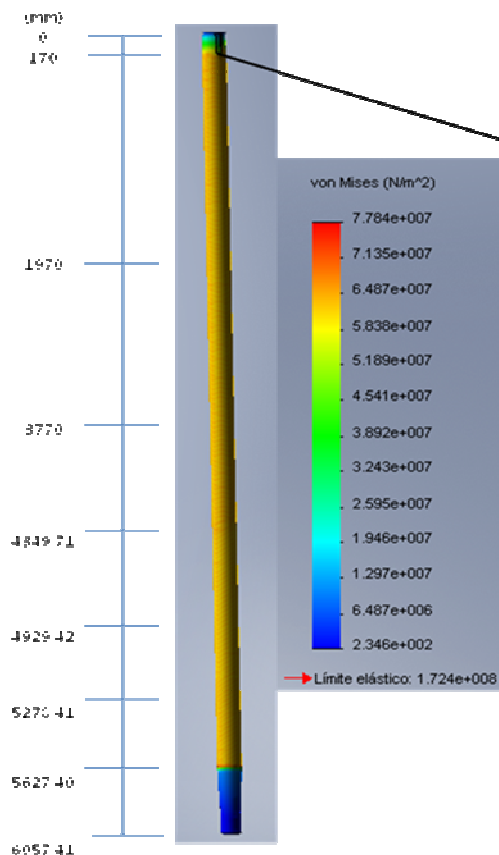


Figura 4.4. Esfuerzo de von mises en eje propulsor de potencia. [Fuente Propia]

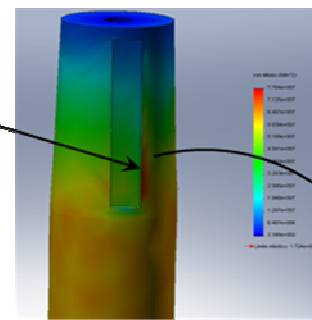


Figura 4.4a. Vista ampliada Nro 1 de la ubicación del punto crítico

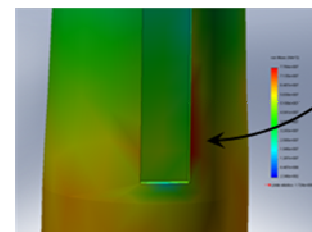


Figura 4.4b. Vista ampliada Nro 2 de la ubicación del punto crítico

Es importante acotar, que el resultado de Von Mises obtenido de forma manual es de $61484212,7465 \text{ N/m}^2$ y está dentro del rango arrojado por el programa de elementos finitos COSMOWORKS.

Resultados de esfuerzos axiales

Mediante la Fig. 4.5, se observa que el esfuerzo resultante para el tramo $170 \text{ mm} < X < 1970 \text{ mm}$, se tienen dos rangos, los cuales oscilan entre $-7,868 \text{e}+006 \text{ N/m}^2$ a $-1,218 \text{e}+007 \frac{\text{N}}{\text{m}^2}$.y $-1,218 \text{e}+007 \frac{\text{N}}{\text{m}^2}$ a $-2,081 \text{e}+007 \frac{\text{N}}{\text{m}^2}$. Comparando este resultado con el obtenido por el cálculo manual ($\sigma_{\text{axial compresión}} = -1,05 \text{e} + 007 \frac{\text{N}}{\text{m}^2}$) se ve que los resultados dados por el programa son razonables, debido a que estos están contenidos en su rango. De igual forma se observa el punto crítico está ubicado en las mismas coordenadas que en los resultados por Von Mises (figuras 4.5a y 4.5b).

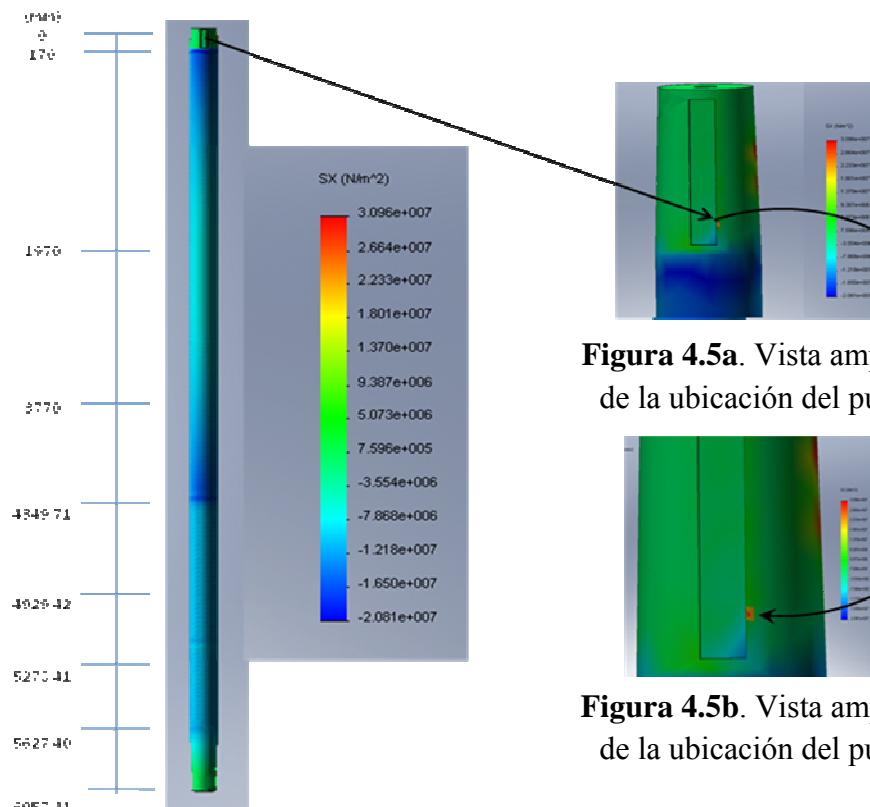


Figura 4.5. Esfuerzos axiales en eje propulsor de potencia. [Fuente Propia]

Figura 4.5a. Vista ampliada Nro 1 de la ubicación del punto crítico

Figura 4.5b. Vista ampliada Nro 2 de la ubicación del punto crítico

Resultados de esfuerzos cortantes (XZ)

Se puede apreciar por la Fig. 4.6, que para el tramo $170\text{mm} < X < 1970\text{mm}$, se tienen varios rangos de esfuerzo, el primero de $2,639\text{e}+007 \frac{\text{N}}{\text{m}^2}$ a $3,299\text{e}+007 \frac{\text{N}}{\text{m}^2}$; el segundo va desde $2,621\text{e}+003 \frac{\text{N}}{\text{m}^2}$ hasta $-6,595\text{e}+006 \frac{\text{N}}{\text{m}^2}$ y el tercero $2,639\text{e}+007 \frac{\text{N}}{\text{m}^2}$ a $3,299\text{e}+007 \frac{\text{N}}{\text{m}^2}$. Una vez más el resultado calculado de forma manual es $3,53\text{e} + 007 \frac{\text{N}}{\text{m}^2}$ y está incluido en los resultados arrojados por el software comercial.

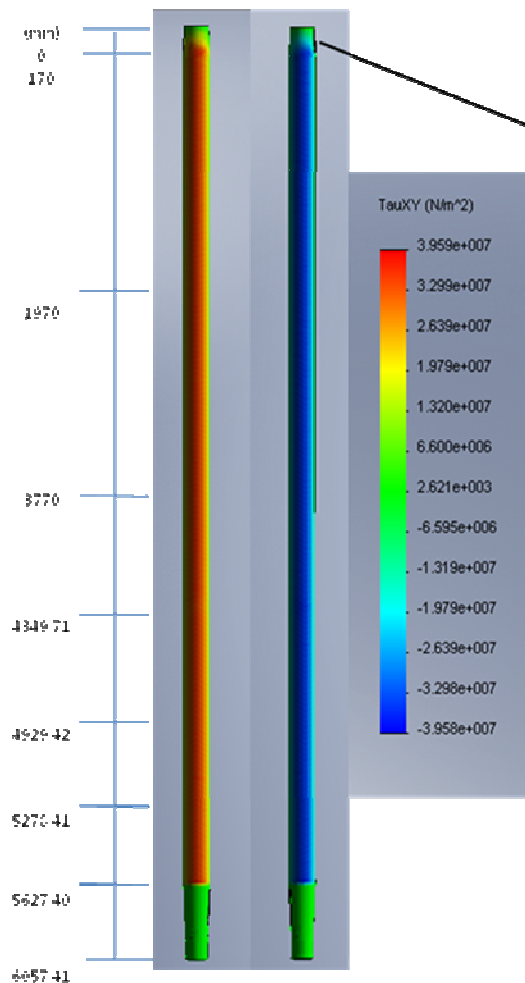


Figura 4.6. Esfuerzos axiales en eje propulsor de potencia [Fuente Propia].

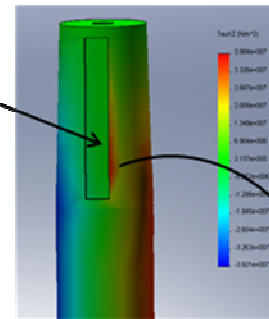


Figura 4.6a. Vista ampliada Nro 1 de la ubicación del punto crítico

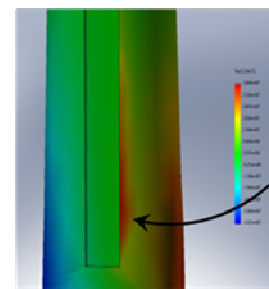


Figura 4.6b. Vista ampliada Nro 2 de la ubicación del punto crítico

Nuevamente se puede observar el punto crítico en las Fig. 4.6a y 4.6b, cuya ubicación (X: -24,930; Y:-12,558;-48,421) es razonable debido a que el chavetero es un concentrador de esfuerzo.

Los resultados del primer análisis estructural arrojado por el programa de elementos finitos (COSMOWORKS) para el eje de transmisión de potencia, están resumidos en la siguiente tabla 4.3, la cual muestra los datos de ubicación y esfuerzos axiales (σ_x), esfuerzo cortante xy (σ_{xy}), esfuerzo cortante xz (σ_{xz}) y el esfuerzo de Von Mises ($\sigma_{Von\ Mises}$) que actúan en el plano crítico en los puntos A, B, C y D cuando el eje esta a cero grados.

Tabla 4.3. Resultados del primer análisis estructural (eje a cero grados)

Punto	Nodo	X (mm)	Y (mm)	Z (mm)	σ_x (N/m ²)	σ_{xy} (N/m ²)	σ_{xz} (N/m ²)	$\sigma_{Von\ Mises}$ (N/m ²)
A	3291	-24,93	-12,558	-48,421	$1,210 \cdot 10^6$	$-2,812 \cdot 10^7$	$3,489 \cdot 10^7$	$7,784 \cdot 10^7$
B	3486	-17,053	48,519	13,148	$-3,440 \cdot 10^5$	$1,145 \cdot 10^7$	$-3,169 \cdot 10^7$	$5,849 \cdot 10^7$
C	3491	-25,524	17,234	-8,545	$-1,566 \cdot 10^6$	$3,038 \cdot 10^7$	$-9,775 \cdot 10^6$	$5,536 \cdot 10^7$
D	3598	-25,524	-49,269	46,941	$-1,736 \cdot 10^6$	$-7,887 \cdot 10^6$	$3,232 \cdot 10^7$	$5,780 \cdot 10^7$

Resultados del segundo análisis estructural

La tabla 4.4, muestra los nuevos valores de esfuerzo axial (σ_x), esfuerzo cortante xy (σ_{xy}), esfuerzo cortante xz (σ_{xz}) y el esfuerzo de Von Mises ($\sigma_{Von\ Mises}$) que actúan en el plano crítico en los puntos A, B, C y D. Esta variación en los valores de esfuerzo es generada ya que el eje de propulsión se analizó al ser rotado 90°.

Tabla 4.4. Resultados del análisis estructural cuando el eje ha rotado 90°

Punto	Nodo	X (mm)	Y (mm)	Z (mm)	σ_x (N/m ²)	σ_{xy} (N/m ²)	σ_{xz} (N/m ²)	$\sigma_{Von\ Mises}$ (N/m ²)
A	13421	-24,93	-12,558	-48,421	1.192×10^6	$-2,811 \times 10^7$	$3,466 \times 10^7$	$7,753 \times 10^7$
B	13604	-17,053	48,519	13,148	$-2,327 \times 10^5$	$1,155 \times 10^7$	$-3,175 \times 10^7$	$5,863 \times 10^7$
C	13607	-25,524	17,234	-8,545	$-1,893 \times 10^6$	$3,054 \times 10^7$	$-9,955 \times 10^6$	$5,572 \times 10^7$
D	13706	-25,524	-49,269	46,941	$-1,475 \times 10^6$	$-7,853 \times 10^6$	3.208×10^7	$5,731 \times 10^7$

Resultados del tercer análisis estructural

Mediante la tabla 4.5, se aprecia, un cambio insignificante en los valores de esfuerzo axial (σ_x), esfuerzo cortante xy (σ_{xy}), esfuerzo cortante xz (σ_{xz}) y el esfuerzo de Von Mises ($\sigma_{Von\ Mises}$), con respecto al primer y segundo análisis, en los puntos críticos. Estas variaciones se deben a que este caso se analizó al ser rotado 180°.

Tabla 4.5. Resultados del análisis estructural cuando el eje ha rotado 180°

Punto	Nodo	X (mm)	Y (mm)	Z (mm)	σ_x (N/m ²)	σ_{xy} (N/m ²)	σ_{xz} (N/m ²)	$\sigma_{Von\ Mises}$ (N/m ²)
A	13421	-24,93	-12,558	-48,421	1.192×10^6	$-2,811 \times 10^7$	$3,466 \times 10^7$	$7,753 \times 10^7$
B	13604	-17,053	48,519	13,148	$-2,331 \times 10^5$	$1,155 \times 10^7$	$-3,175 \times 10^7$	$5,863 \times 10^7$
C	13607	-25,524	17,234	-8,545	$-1,893 \times 10^6$	$3,054 \times 10^7$	$-9,955 \times 10^6$	$5,572 \times 10^7$
D	13706	-25,524	-49,269	46,941	$-1,475 \times 10^6$	$-7,853 \times 10^6$	3.208×10^7	$5,731 \times 10^7$

Resultados del cuarto análisis estructural

En éste último caso se observa en la tabla 4.6, los esfuerzo arrojados por el programa cuando el eje de propulsión ha rotado 270° con respecto al primer análisis, y por esta razón, al igual que en los casos anteriores, los esfuerzos cambiaron.

Tabla 4.6. Resultados del análisis estructural cuando el eje ha rotado 270°.

Punto	Nodo	X (mm)	Y (mm)	Z (mm)	σ_x (N/m ²)	σ_{xy} (N/m ²)	σ_{xz} (N/m ²)	$\sigma_{\text{Von Mises}}$ (N/m ²)
A	13421	-24,93	-12,558	-48,421	$1,192 \times 10^6$	$-2,811 \times 10^7$	$3,466 \times 10^7$	$7,753 \times 10^7$
B	13604	-17,053	48,519	13,148	$-2,331 \times 10^5$	$1,155 \times 10^7$	$-3,175 \times 10^7$	$5,863 \times 10^7$
C	13607	-25,524	17,234	-8,545	$-1,893 \times 10^6$	$3,054 \times 10^7$	$-9,955 \times 10^6$	$5,572 \times 10^7$
D	13706	-25,524	-49,269	46,941	$-1,475 \times 10^6$	$-7,853 \times 10^6$	$3,208 \times 10^7$	$5,731 \times 10^7$

Es importante resaltar que estos esfuerzos al ser estudiados en cuatro posiciones distintas, sus valores variaron en cada situación pero de forma muy pequeña, esto se debe a que la carga ejercida por el motor diesel (torque) es mucho mayor que las demás cargas presentes, dominando el sistema de forma radial y continua como la muestran en las siguientes figuras.4.7, 4.8, 4.9 y 4.10 de los puntos A, B, C y D.

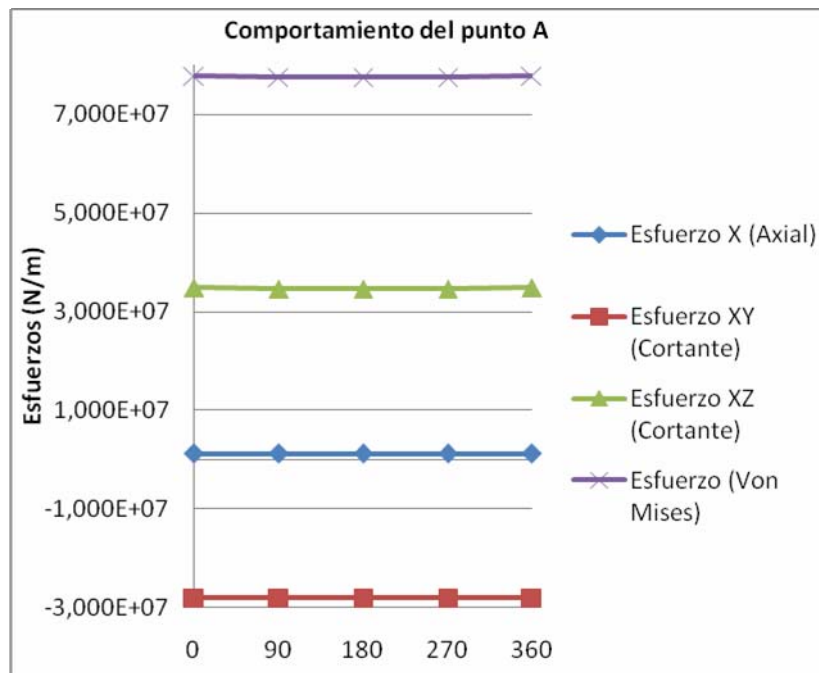


Figura 4.7. Gráfica que muestra los esfuerzos por los que experimentan el punto A al rotar [Fuente Propia].

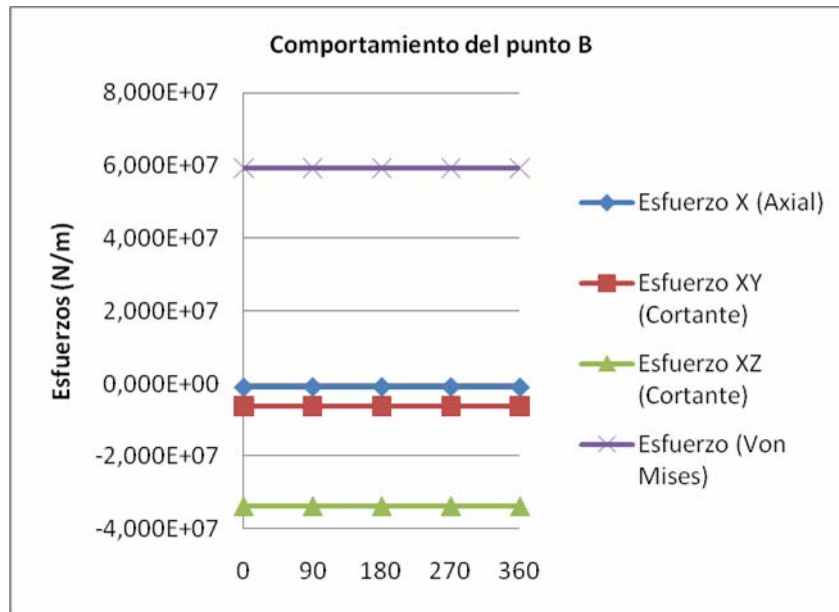


Figura 4.8. Gráfica que muestra los esfuerzos por los que experimentan el punto B al rotar [Fuente Propia].

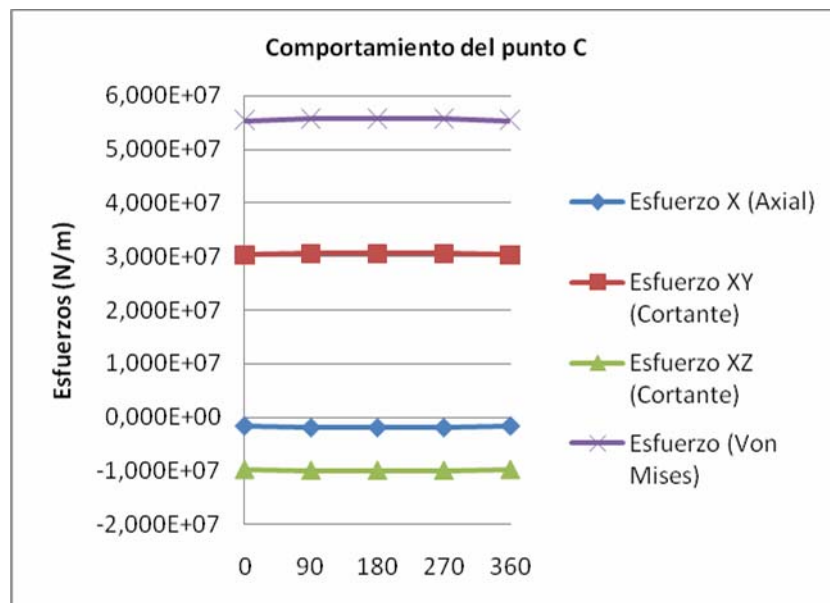


Figura 4.9. Gráfica que muestra los esfuerzos por los que experimentan el punto C al rotar. [Fuente Propia].

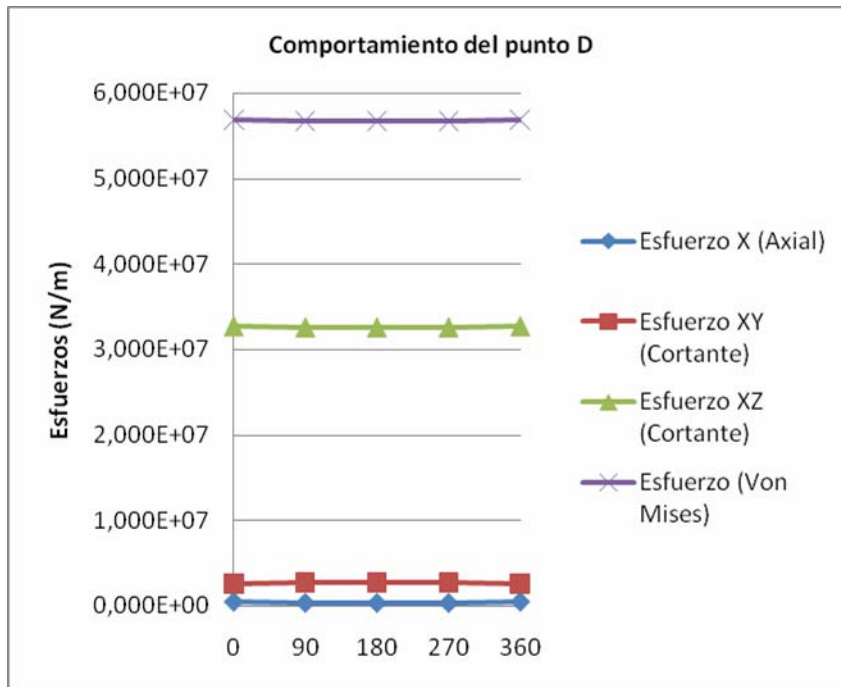


Figura 4.10. Gráfica que muestra los esfuerzos por los que experimentan el punto D al rotar [Fuente Propia]

De las gráficas anteriores se observa que el primer análisis estructural del eje propulsor es el más crítico y de igual forma se corrobora que el punto crítico es el punto A siguiendo el criterio de Von Mises.

Verificación de diseño

Una vez obtenido los resultados de los cuatro análisis estructurales, se selecciona el primer caso, cuando el eje esta a 0° como el más crítico para obtener el mejor factor de seguridad del eje propulsor con el criterio de Von Mises. A continuación en la Fig. 4.11 se observa la distribución del factor de seguridad a lo largo de todo el elemento.

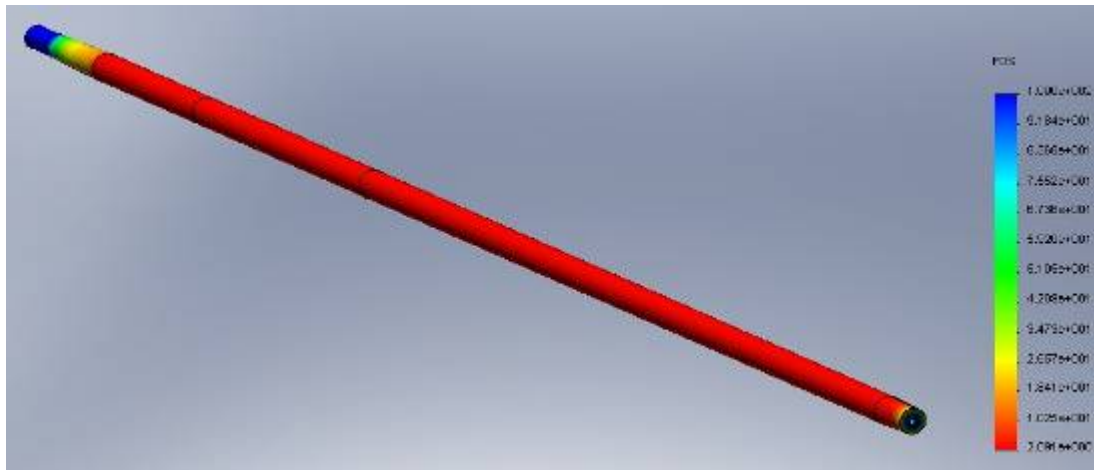


Figura. 4.11. Distribución del factor de seguridad a lo largo del eje propulsor
[Fuente Propia].

Utilizando el criterio de Von Mises se observa un factor de seguridad mínimo de 2.1 y como factor de seguridad máximo 100, lo que es muy aceptable en estos elementos recomendados por las normas A.B.S. 2008 en su sección 4, capítulo 3, punto 5.5. dice: *todo eje estructural de potencia sometido a carga axial y de torsión debe poseer como factor de seguridad al menos 2 puntos.*

4.3. Redefinir de ser necesario las dimensiones y/o geometrías de los ejes de transmisión de potencia del sistema propulsor

Como los resultados de los estudios anteriores cumplen con los requisitos exigidos por las máximas condiciones de operación, no se modificará el diseño ya que el mismo satisface con las máximas condiciones de seguridad.

CONCLUSIONES

- Con la inspección inicial del área de trabajo, entrevistas y recopilación de datos se logró determinar, de forma superficial, el estado de operatividad del sistema propulsor y las condiciones estructurales para los cambios posteriores.
- Aún cuando la nave no desarrolla el 100% de la potencia de sus motores, la misma se consideró para establecer las condiciones de carga para la evaluación de los elementos estructurales que componen el sistema propulsor.
- La cuña del cuplón soporta la carga torsional en corte del motor principal y se guía por los criterios alternativos de las normas American Brurean of Shipping.
- El eje actual soporta las cargas a la cual está sometido y satisface las normas de la American Brurean of Shipping, compensando así el parámetro establecido de conservar el mismo eje.
- Aún cuando en la geometría del entorno del chavetero existen puntos críticos en cuanto a niveles de esfuerzo, estos se encuentran por debajo de los márgenes de seguridad.
- El análisis del eje propulsor es puramente torsional, debido a que esta carga es mucho mayor que las otras implicadas.
- Se cuenta con un modelo de eje propulsor que sirve no sólo para futuras simulaciones y estudios relacionados con el comportamiento mecánico del eje.

RECOMENDACIONES

- Basado en los resultados obtenidos se recomienda la fabricación de las bases estructurales de la maquinaria principal, según las especificaciones determinadas, tales como: material y espesor de la placa, y garganta de soldadura.
- Reutilizar los ejes de transmisión de potencia actuales, debido que satisfacen las nuevas condiciones operacionales de la maquinaria principal, aportando un gran beneficio económico a la empresa.
- Verificar la alineación y balanceo de los ejes de transmisión de potencia con el fin de evitar vibraciones en el sistema propulsor y así garantizar un buen funcionamiento.
- Realizar un estudio de fatiga para estimar la vida útil del eje de transmisión de potencia, e indicar el momento oportuno para ejecutar su reemplazo.
- Comprobar el cumplimiento de las normas American Brureau of Shipping, para los sistemas propulsores de las demás embarcaciones pertenecientes a la empresa.

BIBLIOGRAFÍA

1. Guédez M., Hernán. **“Estimación de la vida útil del eje de un HOUSING aplicando la teoría de fatiga”**. Tesis de grado. **Universidad de Oriente**. (2008).
2. León, Nelson. **“Análisis estructural de las locomotoras de la CVG Ferrominera del Orinoco mediante el método de los elementos finitos”**. Tesis de grado. **Universidad de Oriente**. (1998).
3. Ramírez, Reinaldo y Ángel Fuentes. **“Diseño y adaptación del Sistema Propulsor del remolcador RIO CUCHIVERO”**. Tesis de grado. **Universidad de Oriente**. (1986).
4. Sulbarán, Jesús. Material didáctico **“Manual del ingeniero Naval”**. UNEFA Año 2008
5. Ramírez, Francisco. **“La estructura del buque”**. Primera Edición. Grupo Editorial Asociación de bienestar estudiantil. Caracas, Venezuela. (1979).
6. http://www.ricepropulsion.com/TNLS/propulsion_de_barcos.htm
7. AMERICAN BUREAU OF SHIPPING, **“Reglas para la construcción y clasificación de buques de acero”**, España 2008.
8. Junavil, Robert C, **Fundamento de diseño para ingeniería mecánica**. Primera Edición. Editorial LIMUSA. México, D.F. (1991).
9. Yendy, Junan. **“Consorcio Rassi”**. Publicado con fecha 04/03/2006. En la WordWideWed: www.grancaciqueII.com
10. Ros, Joandomenec, 1997. **“Partes y construcción de los barcos”**. <http://www.tinet.org/mediterranea/html/castella/pesca/barcos>. (21-03-2009).

11. Faires, V.M. **“Diseño de elementos de maquinas”**. Tercera edición. Editorial Moutaner y Simon, S.A. España 1997
12. Catalogo de bocinas. **“Duramax Marin”**. Great Lakes Parkway (2008).
13. Pérez, Antonio. **“Resistencia Mecánica”**. Publicado con fecha 01/02/2009. En la WorldWideWeb:www.propiedadesresistenciamateriales.com
14. Valero, Eduardo. **“Método de elemento finitos”**. Publicado con fecha 02/02/2006. En la WordWideWeb. www.UPC/ingenieria.com
15. Nozigli Nelson **“Arquitectura naval. Teoría del buque”**. Primera Edición. Editorial Argentin. Buenos Aires Argentina. (1990).
16. MOTT L., **“Diseño de Elementos de Máquinas”**, Editorial Prentice Hall, Segunda edición, México (1992).
17. Catalogo de materiales NAUTICA AL ES “aluminio Naval”. **European Mill Products (2008)**
18. HAMROCK BERNARD. **“Elementos de Maquinas”**, Editorial Mc. Graw Hill, México (2000).
19. CATALOGO MOTOR MTU. **“SERIE 2000 M-70”**. GERMANISCHER LLOYD (2008)
20. Gere, James y Stephen Timoshenko. **“Mecánica de Materiales”**. Segunda Edición. Grupo Editorial Iberoamérica. México. (1986).
21. Bonilla, Antonio, **“Teoría del buque”**. Tercera edición. Editorial Asociación de bienestar estudiantil. Caracas, Venezuela. (1986).
22. Shigley, Joseph. “Diseño en Ingeniería Mecánica”. Sexta Edición. Editorial Mc. Graw Hill, México (2000)

**METADATOS PARA TRABAJOS DE GRADO, TESIS Y
ASCENSO:**

TÍTULO	<i>COMPROBACIÓN ESTRUCTURAL DEL SISTEMA DE PROPULSIÓN DEBIDO AL CAMBIO DE LAS CONDICIONES OPERATIVAS DEL FERRY BOAT GRAN CACIQUE II</i>
SUBTÍTULO	

AUTOR (ES):

APELLIDOS Y NOMBRES	CÓDIGO CULAC / E MAIL
González Franco, Carlos Eduardo	CVLAC: 17.214.120 EMAIL: carlosgonzalezef@gmail.com
	CVLAC: E MAIL:
	CVLAC: E MAIL:

PALÁBRAS O FRASES CLAVES:

NORMAS AMERICAN BRUREAN OF SHIPPING

POLIN

BASES

CUÑA

PUNTO CRÍTICO

COSMOWOR

METADATOS PARA TRABAJOS DE GRADO, TESIS Y ASCENSO:

ÁREA	SUBÁREA
INGENIERÍA Y CIENCIAS APLICADAS	Ingeniería Mecánica

RESUMEN (ABSTRACT):

El presente trabajo de grado tiene como objetivo fundamental evaluar las condiciones operativas del sistema propulsor del buque de pasajero Motonave Gran Cacique II motivado al cambio de su maquinaria principal, todo esto con el fin de diseñar tres juegos de soportes donde estarán apoyados los nuevos motores diesel y determinar si los ejes de transmisión de potencia soportan las nuevas condiciones operacionales, para así incrementar el rendimiento de la embarcación. Para lograr este objetivo se diagnosticó el estado actual del sistema propulsor existente, luego se describió el sistema a instalar, para así establecer las condiciones de carga a las que se someten los soportes estructurales y ejes de transmisión. Finalmente se desarrollaron dos modelos de análisis: el primero para los soportes estructurales y cuña del cuplón, por medio del fundamento de diseño de maquinas y los criterios de las normas American Brureau of Shipping, y el segundo para el eje de transmisión de potencia con el software comercial de elementos finitos COSMOSWORKS. Este software aportó un gran beneficio económico al reutilizar los ejes, los cuales cumplen con satisfacción los requerimientos operacionales y de las normas American Brureau of Shipping.

METADATOS PARA TRABAJOS DE GRADO, TESIS Y ASCENSO:

CONTRIBUIDORES:

APELLIDOS Y NOMBRES	ROL / CÓDIGO CVLAC / E_MAIL				
	ROL	CA	AS X	TU	JU
Prof. Payares, Felix.	CVLAC:	5.976.608			
	E_MAIL	fpayares@gmail.com			
	E_MAIL				
	ROL	CA	AS	TU X	JU
Ing. Sulbarán Jesús.	CVLAC:	12283648			
	E_MAIL	jesussulbaran@gmail.com			
	E_MAIL				
	ROL	CA	AS	TU	JU X
Prof. Gomes, Carlos.	CVLAC:	10.305.208			
	E_MAIL	carlos.j.gomes@gmail.com			
	E_MAIL				
	ROL	CA	AS	TU	JU X
Prof. Garcia, Francisco.	CVLAC:	5.188.071			
	E_MAIL	garciacova@gmail.com			
	E_MAIL				
	ROL	CA	AS	TU	JU X

FECHA DE DISCUSIÓN Y APROBACIÓN:

2010	11	23
AÑO	MES	DÍA

LENGUAJE. SPA

METADATOS PARA TRABAJOS DE GRADO, TESIS Y ASCENSO:

ARCHIVO (S):

NOMBRE DE ARCHIVO	TIPO MIME
<i>Comprobación Estructural del Sistema de Propulsión debido al Cambio de las Condiciones Operativas del Ferry Boat Gran Cacique II</i>	Application/msword

CARACTERES EN LOS NOMBRES DE LOS ARCHIVOS: A B C D E F G H I J K L M
N O P Q R S T U V W X Y Z . a b c d e f g h i j k l m n o p q r s t u v w x y z . 0 1 2 3 4 5 6 7
8 9.

ALCANCE

ESPACIAL: _____ (OPCIONAL)

TEMPORAL: _____ (OPCIONAL)

TÍTULO O GRADO ASOCIADO CON EL TRABAJO:

INGENIERO MECÁNICO

NIVEL ASOCIADO CON EL TRABAJO:

PREGRADO

ÁREA DE ESTUDIO:

DEPARTAMENTO DE MECÁNICA

INSTITUCIÓN:

UNIVERSIDAD DE ORIENTE – NÚCLEO DE ANZOÁTEGUI

METADATOS PARA TRABAJOS DE GRADO, TESIS Y ASCENSO:

DERECHOS

De acuerdo al artículo 41 del reglamento de trabajos de grado de la Universidad de Oriente:

“Los trabajos son de exclusiva propiedad de la Universidad de Oriente, y sólo podrán ser utilizados para otros fines con el consentimiento del Consejo de Núcleo respectivo, quien deberá participarlo previamente al Consejo Universitario para su autorización.

GONZÁLEZ F., CARLOS E.

AUTOR

Prof. Felix Payares.

ASESOR

Prof. Francisco García.

JURADO

Prof. Carlos Gomes.

JURADO

Prof. Diógenes Suárez

POR LA COMISION DE TESIS