

TRABAJO ESPECIAL DE GRADO

**ADAPTACIÓN DE UNIDADES MOTRICES DIESEL Y
PROPULSORES A CHORRO DE AGUA PARA LA
EMBARCACION “PBR”**

Presentado ante la ilustre
Universidad Central de Venezuela
Por el Br. García S.
Daniel A.
Para optar al título
de Ingeniero Mecánico

Caracas, 2006

TRABAJO ESPECIAL DE GRADO

**ADAPTACIÓN DE UNIDADES MOTRICES DIESEL Y
PROPULSORES A CHORRO DE AGUA PARA LA
EMBARCACION “PBR”**

TUTOR ACADÉMICO: Prof. José Manuel Gómez

Presentado ante la ilustre
Universidad Central de Venezuela
Por el Br. García S.
Daniel A.
Para optar al título
de Ingeniero Mecánico

Caracas, 2006

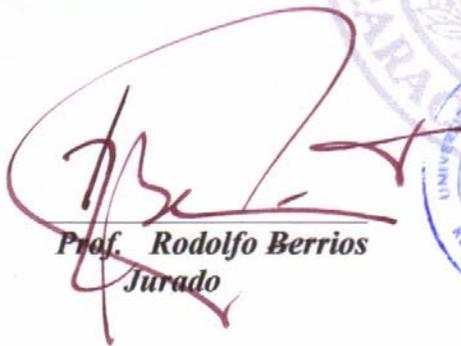
Caracas, 08 de noviembre de 2.006

ACTA

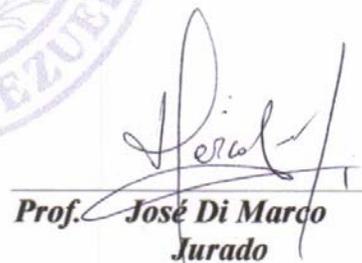
Los abajo firmantes, miembros del jurado por el Consejo de Escuela de Ingeniería Mecánica, para evaluar el Trabajo Especial de Grado presentado por el bachiller: **DANIEL GARCIA**

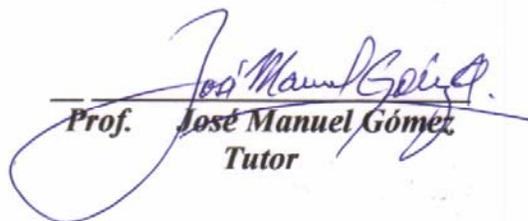
“ADAPTACIÓN DE UNIDADES MOTRICES DIESEL Y PROPULSORES A CHORRO DE AGUA PARA LA EMBARCACIÓN “PBR”

Consideran que el mismo cumple con los requisitos exigidos por el plan de estudio conducente al Título de Ingeniero Mecánico.


Prof. Rodolfo Berrios
Jurado




Prof. José Di Marco
Jurado


Prof. José Manuel Gómez
Tutor

DEDICATORIA

Este esfuerzo esta dedicado a mi madre Mery soy quien soy por ella.

A mi EMA Cruz y Antonio que velan por mí en mis logros.

A mi Familia.

A Marielena por mantenerme con los pies en la tierra

AGRADECIMIENTOS Y RECONOCIMIENTOS

A la Universidad Central de Venezuela por ser la principal Alma Mater formadora de profesionales del país y en donde con orgullo estudié.

Mi especial agradecimiento al tutor académico y gran amigo el Ing. José Manuel Gómez su apoyo y ayuda ha sido incalculable en la realización de este proyecto.

A mi madre Mery Sarmiento por el apoyo e incalculable soporte que fue para mí durante la realización de esta tesis y estar conmigo a pesar de la distancia.

A mi novia Marielena Irausquin su cariño y apoyo han sido fundamentales.

Especial agradecimiento a Andrés Garmendia casi un compañero de tesis su colaboración fue de gran ayuda en la realización de este proyecto.

A mi familia tíos Zaida, Cesar, Carmen, Hipólito y Jesús, mis primos Patricia, Cesar, Carlos, Carol, Juan, Johnatan que siempre me apoyan.

A mis amigos de toda la vida Laura, Jonathan, Jonás, mis buenos amigos de la universidad José Ramón, José Tomás, Mariana, Harú, Salomón, Alfredo, Luís, David, Daniel, Carlos, Sofía, Manuel y todos los demás que se me escapan de la memoria aunque no estén nombrados aquí (por razones de espacio) son bastante importantes su apoyo y amistad.

Especial reconocimiento al personal del Centro de mantenimiento naval de la Guardia Nacional especialmente al Comandante Rall, al Maestro Técnico Blanco, al Sargento Moreno y al Cabo Avilera.

A Dios que siempre esta presente en el día día llevando con bien todo lo que me propongo.

A Todos mis más sinceras Gracias!!!!!!!!!!.

García S., Daniel A.

**“ADAPTACIÓN DE UNIDADES MOTRICES DIESEL Y PROPULSORES A
CHORRO DE AGUA PARA LA EMBARCACIÓN “PBR””**

Tutor Académico: Prof. José Gómez. Tesis. Caracas, U.C.V. Facultad de Ingeniería.
Escuela de Ingeniería Mecánica, 2006. 107 págs.

Propulsores a chorro de agua, Motores Diesel Marinos

En función de la velocidad que se requería desarrollar (alrededor de 35 nudos) en la embarcación, se seleccionaron los motores diesel y las unidades propulsoras a chorro de agua necesarias para cumplir con tal condición y se procedió a su instalación tomando en cuenta los siguientes aspectos: para la transmisión de potencia desde el motor al propulsor se evaluaron distintos tipos de sistemas y acoples: eje rígido, flexible o Vulkan y de juntas universales telescópicas o cardán; eligiendo este último por sus características de operación y durabilidad. Una vez que se determinó el sistema de transmisión a utilizar se alinearon los motores en función del propulsor, se diseñaron y construyeron las bases que soportan al motor sin hacer modificaciones en la estructura de la embarcación y en materiales resistentes a la corrosión típica de los ambientes marinos. Para la admisión del motor se diseñaron y construyeron tomas que permiten el ingreso de aire en valores de temperatura y caudal sugeridos por el fabricante para garantizar la operatividad del motor. El sistema de escape es del tipo húmedo característico de los motores de aplicación marina en el cual los gases de escape son enfriados por el agua utilizada en el sistema de refrigeración, se diseñó y construyó una tubería de descarga de forma descendiente para favorecer el desalojo de los gases y agua respetando las condiciones del fabricante en cuanto a seguridad para el ingreso de agua a la turbina del turbocargador. El sistema eléctrico fue dividido en dos partes: el cableado de energía y los cables de control del motor; fueron instalados y distribuidos en la embarcación siguiendo un diseño de ruta buscando mantenerlos alejados de fuentes de calor y humedad para garantizar buenos márgenes de seguridad y operación.

INDICE

	Pág.
Constancia de aprobación.....	iii
Dedicatoria.....	iv
Agradecimientos y reconocimientos.....	v
Resumen.....	vi
Índice.....	7
Lista de cuadros y gráficos.....	9
Capítulo I Introducción.....	10
Capítulo II Planteamiento del problema.....	11
Capítulo III Marco referencial.....	12
Embarcación.....	12
Propulsor a chorro de agua.....	12
Selección del propulsor.....	13
Bases y soportes para un motor dentro de una embarcación.....	15
Mecánica de materiales.....	18
Diseño de bases para una unidad motriz.....	24
Planta motriz.....	26
Clasificación de motores según su tipo de combustible.....	27
Descripción del funcionamiento de un motor Diesel 4 tiempos.....	29
Emisiones del escape.....	32
Ciclo Diesel ideal.....	33
Ciclo Diesel real.....	34
Partes del motor Diesel.....	37
Admisión de aire de motores Diesel dentro de un embarcación.....	41
Sistemas de escape.....	42
Transmisión de potencia.....	43
Soldadura como elemento de unión.....	51
Consideraciones acerca de la electricidad dentro de una embarcación.....	53

Capítulo IV Metodología.....	58
Puntos de operación del propulsor y planta motriz.....	58
Preparación del casco.....	60
Transmisión de potencia.....	60
Bases de la planta motriz.....	68
Diseño del sistema de admisión de gases al motor.....	74
Diseño del sistema de escape húmedo de la embarcación.....	76
Diseño del sistema eléctrico de la embarcación.....	78
Prueba de mar.....	82
Capítulo V Análisis de resultados.....	84
Capítulo VI Conclusiones.....	87
Apéndice: Glosario de términos.....	90
Bibliografía.....	93
Anexos.....	94

LISTA DE CUADROS Y GRÁFICOS

Tablas:

	Pág.
Tabla 1 Deformaciones en vigas.....	23
Tabla 2 Tamaños de cables disponibles en el mercado.....	55
Tabla 3 Diámetros de conductores en cables.....	56
Tabla 4 Tipos de recubrimientos y aislantes para cables.....	56
Tabla 5 Tipos de aplicaciones para los recubrimientos.....	57
Tabla 6 Comparación de tipos de acoples.....	61
Tabla 7 Comparación de rutas para el diseño de la admisión de gases al motor.....	76
Tabla 8 Comparación de rutas para el diseño de la tubería de gases de escape.....	78
Tabla 9 Comparación de rutas del cable de alimentación eléctrica.....	79
Tabla 10 Comparación de rutas del cable de electrónica y control del motor.....	79
Tabla 11 Comparación de rutas de cable para la unidad de procesamiento CDI.....	80
Tabla 12 Comparación de rutas de cable para el conjunto resistivo.....	80

Gráficos:

Gráfico 1 Curvas del tipo de impelente del propulsor.....	14
Gráfico 2 Curvas de velocidad de la embarcación en función del propulsor.....	15
Gráfico 3 Volumen vs. presión – ciclo Diesel ideal.....	34
Gráfico 4 Presión media efectiva.....	35

CAPITULO I

INTRODUCCIÓN

El siguiente trabajo especial de grado consiste en la adaptación de unidades motrices diesel y propulsores a chorro de agua en las embarcaciones tipo “PBR” de la Guardia Nacional, contemplando aspectos de transmisión de potencia donde se evaluarán acoples y conjuntos de transmisión de tipo eje rígido, flexible (*Vulkan*) y de juntas universales telescópicas o cardán.

En el proceso de adaptación de las unidades motrices está involucrado el diseño y construcción de las bases estructurales que servirán de soporte y a su vez brindarán la alineación entre dicho motor y el propulsor. Adicionalmente se diseñará el sistema de admisión de gases de la sala de máquina para alimentar el motor de aire a temperaturas recomendadas por el fabricante para así la garantizar la operatividad y desempeño del motor dentro de la embarcación.

Otra parte fundamental de la instalación es el sistema de gases de escape del motor el cual es de tipo húmedo, se diseñará y construirá buscando desalojar de la manera más eficiente dichos gases y el agua propia de este tipo de escape evitando la posibilidad de retorno de dichos gases y agua para garantizar la seguridad de los elementos próximos al escape como el turbocargador.

El sistema eléctrico de la embarcación será diseñado y construido tomando parámetros propios de diseño en función de los sensores ubicados en el motor de fábrica, los manómetros suministrados por el fabricante y el cableado de alimentación de energía eléctrica procedente de las baterías.

CAPÍTULO II

PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA

El proyecto escogido será realizado para la empresa Distribuidora Venemotos con el apoyo de Yamaha Motor c.o. Japan por la empresa J.M.G. Industriales Consultores para la Guardia Nacional en el centro de mantenimiento naval de la guardia nacional CEMANGUARNAC en Guanta, Estado Anzoátegui y cuyo objetivo estará orientado a la adaptación de unidades motrices diesel Yamaha Marine Diesel ME421DTIP1 y propulsoras a chorro de agua Hamilton Jet HJ 241 para embarcaciones de vigilancia costera y fluvial, esto contempla la incorporación de tecnología de punta en embarcaciones que llevan cumplida media vida operativa en lo referente a el casco, permitiendo así convertirlas en unidades mas versátiles con mejor desempeño y acordes a los retos actuales y futuros a los que se enfrenta la Guardia Nacional.

Este tipo de operaciones ayuda a disminuir la dependencia de parte de nuestras instituciones como la Guardia Nacional en empresas especializadas en el ramo fuera de nuestras fronteras, ayudando al desarrollo de tecnologías propias y a lograr adaptaciones con elementos elaborados en Venezuela, contribuyendo además a la generación de empleos , a la reducción de costos operacionales y de mantenimiento.

CAPÍTULO III

MARCO REFERENCIAL

EMBARCACIÓN

Se considera embarcación a todo vehículo capaz de flotar y navegar por sí mismo tanto en ambientes marítimo, fluvial o lacustre; dichos vehículos pueden ir desde balsas o botes muy pequeños de 1,5m hasta cargueros de 400m de eslora, y sus usos pueden ser muy diversos carga, transporte, recreación, pesca, salvamento, vigilancia entre otros. A todos estos diversos usos está relacionada la capacidad de navegar o desplazarse y viene dado por el tipo de propulsión que puede ser a remo, a vela o a motor; considerándose en esta última el uso de motores de combustión interna diesel o gasolina.

Dichos motores son clasificables según su ubicación en la embarcación:

(a) *Fuera de borda* son motores que se ubican en el exterior de la embarcación específicamente en el espejo de popa.

(b) *Dentro fuera* el motor se ubica en la parte interna de la embarcación y la parte de la pata (engranajes de propulsión) se ubica en la parte de afuera de la embarcación en el espejo de popa.

(c) *Centrales* se le llaman así a los motores que se encuentran ubicados en la parte media de la embarcación, en donde el sistema externo de propulsión viene dado por un eje o acople que parte del motor y termina en una hélice debajo del casco o en un propulsor a chorro de agua.

PROPULSOR A CHORRO DE AGUA O WATERJET

Los propulsores a chorro de agua consisten en máquinas con carcasa de forma cilíndrica con varios difusores y toberas en distintos puntos a lo largo del recorrido para cambiar la cantidad de movimiento del agua, eso se logra gracias a un rodete acoplado a un eje común que termina en una toma de potencia en un extremo y en el

otro en una tobera direccional que genera un flujo de agua a muy alta presión y velocidad. Estos equipos han ganado gran aceptación por su amplio rango de aplicaciones para la propulsión de embarcaciones de distintos calados desde ferrys, remolcadores, vigilancia hasta yates y botes para diversión, proporcionando la capacidad de obtener altas velocidades de navegación. Los recientes avances en la tecnología relacionada a los propulsores a chorro de agua ha desplazado el uso de las propelas convencionales tanto por su velocidad, maniobrabilidad y mantenimiento; ofreciendo también características como alta eficiencia, rápida aceleración, bajo arrastre, suavidad de navegación y silenciosa operación.

Este tipo de tecnología lleva desarrollándose desde hace alrededor de 60 años donde uno de los pioneros fue William Hamilton durante los años 40 y 50 trabajó en una compañía llamada American Hanley Hydrojet que empezó utilizando bombas centrifugas como sistemas de propulsión para embarcaciones de bajo calado, luego el señor Hamilton instaló su propia fábrica de propulsores y alrededor del año 1953 comercializó el primer sistema hidrojet (Hamilton quinnat jet circa) que funciona con principios parecidos a los hidrojets que se producen actualmente.

SELECCIÓN DEL PROPULSOR A CHORRO DE AGUA

Otra parte fundamental de una embarcación es el casco que por su uso puede tener diversas formas para optimizar su desempeño durante la navegación tomando como parámetro principal la velocidad que es capaz de alcanzar en términos de estabilidad, maniobrabilidad y confort esto se logra variando aspectos del diseño como longitud, forma de la quilla, materiales entre otros. Esto lleva a un minucioso análisis del conjunto casco – unidad motriz – unidad propulsora para cubrir eficientemente la necesidad a la cual está siendo creada la embarcación, obligando a hacer una selección de dichos elementos donde estos deben operar en forma conjunta y así obtener las características deseadas del producto final.

Para una exitosa selección del conjunto se deben tomar en cuenta las condiciones de operación de cada uno de los elementos y este dato es aportado por los distintos fabricantes.

Cuando la propulsión es por chorro de agua los distintos fabricantes coinciden en la ecuación 1 para una selección preliminar de la unidad motriz necesaria a máximo nivel de carga y operación de la embarcación:

$$\text{Ec. (1)} \quad V = \frac{180}{\sqrt{\frac{D}{P}}}$$

Donde: V= Velocidad del casco en nudos

D= Carga máxima de operación

P= Potencia máxima de la(s) unidad(es) motrices

180= Factor empírico de cálculo

de ahí se debe estimar la potencia del motor, luego se interpreta este valor dentro del grafico 1 y 2 también suministrado por el fabricante donde se debe seleccionar el rodete del propulsor, y obtener el valor del esfuerzo máximo cortante del agua sobre el casco producto de la propulsión.

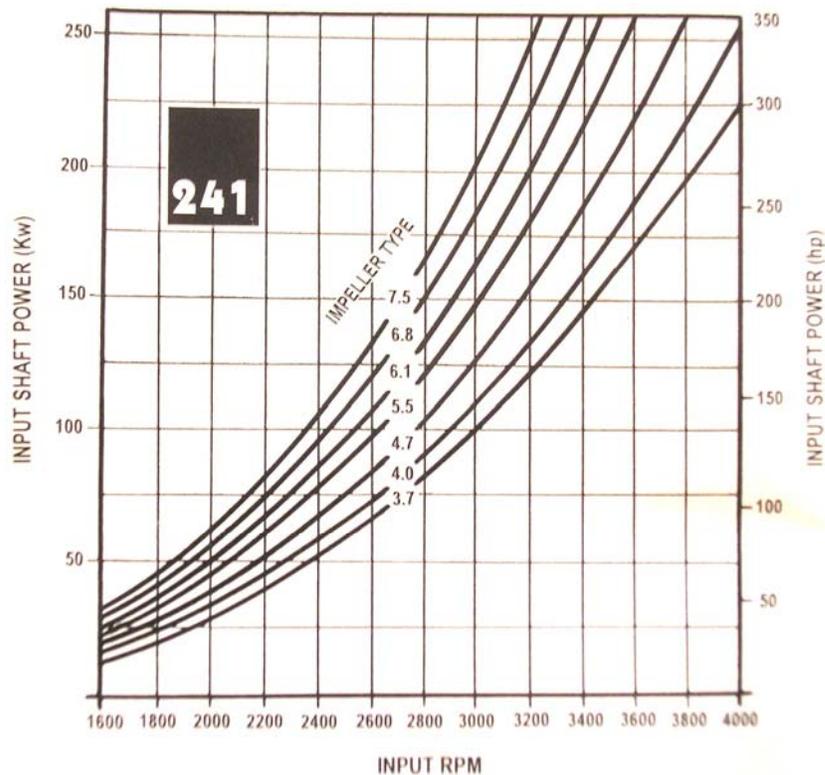


Gráfico 1 Curvas del tipo de impelente del propulsor

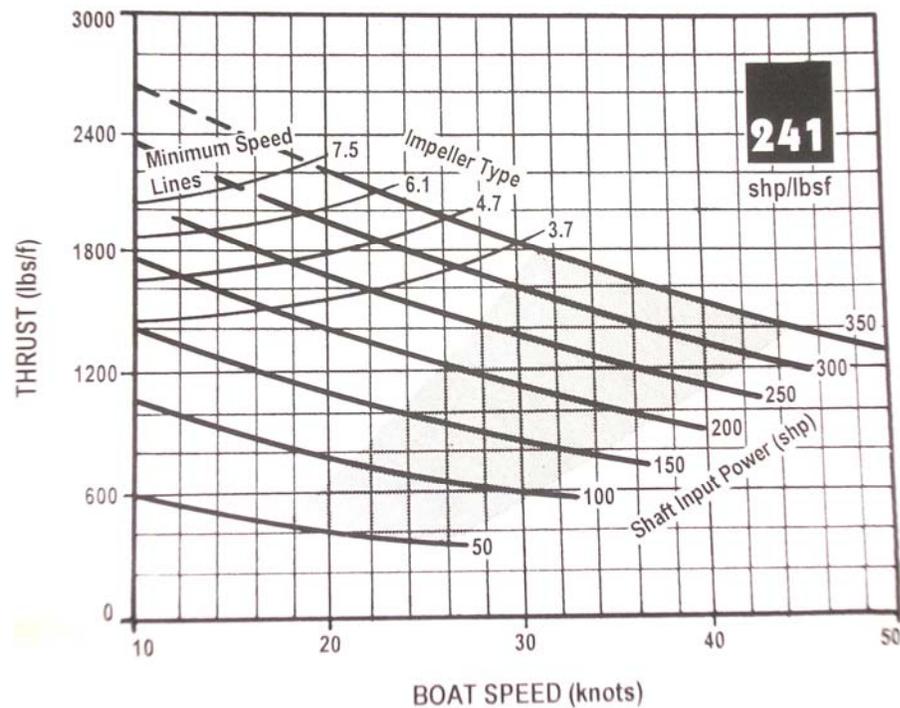


Gráfico 2 Curvas de velocidad de la embarcación en función del propulsor

BASES Y SOPORTES PARA UN MOTOR DENTRO DE UNA EMBARCACIÓN CONDICIONES

Los soportes o bases requeridas para un motor de combustión interna pueden ser de distintos tamaños y las principales características a evaluar es el tamaño del motor y el servicio que va a prestar.

En las aplicaciones navales las bases deben ser construidas buscando que sean bastante rígidas, permitiendo mantener la alineación entre el motor y el sistema de propulsión acoplado a él. Debe estar soportado en varios puntos de la estructura del casco.

Otro punto importante a resolver son las vibraciones que deben soportar las bases ya que estas son transmitidas directamente a ellas, se debe garantizar que las vibraciones ejercidas por el motor sean mínimas y en muchos casos utilizar ciertos mecanismos que la reduzcan por ejemplo las gomas duras vulcanizadas sobre el metal que permiten absorber pequeñas cantidades de vibraciones.

MATERIALES

En cualquier vehículo la potencia y el torque generado es transmitido a las bases o estructura que lo soportan (además de la toma de potencia diseñada para tal fin), imponiendo la necesidad de usar materiales de alta resistencia mecánica y a la corrosión propia de ambientes marinos, los metales más comunes que cumplen con dichas características son el acero inoxidable y el aluminio así como los materiales compuestos como la fibra de vidrio reforzada.

Cuando los niveles de cromo dentro de una aleación del tipo cromo-hierro superan el 11% de la composición total se le considera un *acero inoxidable*, con esta mínima cantidad de cromo se forma una delgada capa protectora y pasivadora del efecto de corrosión del ambiente sobre el material; de conocida resistencia térmica debido a las altas temperaturas al que es expuesto durante su fabricación las cuales fomentan a la formación de la capa que disminuye el efecto de corrosión. Adicionalmente se le agregan otros elementos aleantes de manera de aumentar sus propiedades mecánicas y contra la corrosión; el níquel le modifica la estructura cristalina para aumentar la ductilidad, la resistencia mecánica y la soldabilidad; otros elementos que generalmente tiene en su composición son el molibdeno que le aumenta la resistencia a la corrosión, el carbono y el nitrógeno le incrementan la resistencia mecánica, adicionalmente también se le agrega aluminio y silicio que reducen el efecto de oxidación; para ciertas aplicaciones le agregan azufre y selenio para así aumentarle la maquinabilidad. Desafortunadamente no se pueden reunir todas las características anteriormente mencionadas en un solo acero inoxidable, lo cual puede tener ciertos problemas para el manejo de dicho material. Los aceros inoxidables se clasifican según los elementos que los componen y se dividen en 5 grupos: austeníticos, martensíticos, dúplex, ferríticos y endurecidos por precipitación.

Otro material con características de resistencia a la oxidación y a la corrosión es el *aluminio* que para muchas aplicaciones ofrece una baja densidad y es relativamente resistente si es aleado con otros elementos; tiene muy buenas propiedades para ser trabajado como la alta conductividad eléctrica y térmica.

Comercialmente el aluminio puro contiene un 99% de aluminio ofreciendo características de ser muy suave y dúctil siendo este utilizado en aplicaciones que no precisen de alta resistencia mecánica; por otro lado las aleaciones del aluminio poseen muy buenas características para fundición y de maquinado además de tener buenas propiedades mecánicas por encima del aluminio puro y por tanto es usado mas extensivamente.

Los aluminios aleados sufren cambios considerables si son tratados térmicamente.

Los aluminios son clasificados por series.

Entre sus usos y aplicaciones tenemos:

(a) 1XXX suele usarse para aplicaciones químicas y de conductividad térmica y eléctrica y de buena resistencia a la corrosión.

(b) 2XXX generalmente tratado térmicamente es utilizado en ciertos renglones de la industria aeronáutica y es de muy baja soldabilidad.

(c) 3XXX no es tratado térmicamente y se considera que es de mediana resistencia mecánica y buena maquinabilidad.

(d) 4XXX es mezclado con silicio y su principal uso es para fabricar aportes y electrodos de soldadura.

(e) 5XXX de altísima soldabilidad y resistencia a la corrosión.

(f) 6XXX ofrece un balance muy bueno entre la soldabilidad y la resistencia mecánica.

(g) 7XXX gran resistencia mecánica y deficiente resistencia a la corrosión.

(h) 8XXX de uso diversificado dentro de la industria aeronáutica.

(i) 9XXX para investigación en la industria aeroespacial.

En el ámbito naval por otro lado se suelen utilizar mucho los materiales compuestos; se denominan compuestos ya que son combinaciones entre fibras de gran resistencia mecánica que son soportadas con aglomerantes o resinas convirtiéndose dicho conjunto en un material bastante homogéneo, de gran resistencia y su principal ventaja de bajo peso. Se le consideran materiales de alto desempeño y versátiles permitiendo obtener formas complicadas en diversidad de aplicaciones.

Los materiales compuestos mayormente utilizados son: la *fibra de vidrio* con aplicaciones que van desde botes hasta tuberías pasando por artículos deportivos, tiene características como bajo peso, moderada rigidez, alta resistencia y bajos costos de manufactura y como principal ventaja tiene elevada resistencia a la corrosión, de ahí su difundido uso dentro de la industria naval. Como segundo ejemplo tenemos la *fibra de aramida (Kevlar)* cuenta con altos valores de resistencia mecánica, rigidez pero elevados costos de producción, su principal ventaja es su capacidad de tolerar altos impactos haciendo que su principal aplicación es para blindaje y fabricación de chalecos y placas antibalas. Por ultimo pero no menos importante tenemos la *fibra de carbono* utilizado principalmente en la industria aeroespacial por ofrecer altos niveles de resistencia mecánica y muy bajos valores de peso por unidad de volumen lo cual lleva forzosamente a ser de muy altos costos de manufactura y producción.

MECANICA DE LOS MATERIALES

ESFUERZOS

Todos los materiales en sus diversos usos y aplicaciones están sometidos a esfuerzos y deformaciones producto de cargas y fuerzas externas, lo cual obliga a tomar especial cuidado de estos factores durante el diseño de cualquier sistema mecánico o estructura. Se considera esfuerzo a la cantidad de fuerza aplicada sobre unidad de área, por otro lado las deformaciones son cambios en la forma de una pieza o material determinado debido a la fuerza aplicada sobre el, estas pueden ser longitudinales (en el caso de estar sometido a cargas a tracción o compresión) o angulares (si las cargas son en giro paralelo al mismo eje de la pieza); dichas cargas no solo son puntuales pueden estar distribuidas en valores distintos en determinadas áreas de una pieza. Los esfuerzos normales son aquellos cuyo vector fuerza es perpendicular al plano de aplicación, produciendo así esfuerzos de compresión cuando el vector fuerza esta dirigido al plano de aplicación, o esfuerzos de tracción cuando el vector fuerza es saliente del plano de aplicación. Los esfuerzos cortantes son aquellos cuyo vector de fuerza actúa paralelo al plano de aplicación

DEFORMACIONES

Los materiales sólidos sufren deformaciones cuando una fuerza actúa sobre ellos. Existen materiales que pueden sufrir grandes deformaciones, sin embargo, las pequeñas deformaciones son muy difíciles de medir. Por lo que es de gran importancia conocer la geometría donde es aplicado el esfuerzo, para así observar el cambio de geometría o una evolución gradual del daño ocasionado.

Las deformaciones pueden ser de dos tipos deformaciones normales y deformaciones cortantes.

Normales

Las deformaciones normales son la elongación o reducción de un segmento de línea por unidad de longitud, estas están dadas por la aplicación de un esfuerzo normal. Se puede definir cuantitativamente (ver anexos figura 1), si se considera una barra uniforme de longitud L_0 , ahora se asume que la barra sufrió una elongación e hasta obtener una nueva longitud L_1 bajo la acción de una fuerza F . La deformación normal ε es definido por el cambio de longitud sobre la longitud inicial.

Cortantes

Las deformaciones cortantes son distorsiones angulares. Precisamente el esfuerzo cortante γ es el cambio en el ángulo de dos segmentos de rectas originalmente perpendiculares. Se asume que el decremento del ángulo representa una deformación cortante positiva, y un incremento en el ángulo es una deformación cortante negativa. El ángulo γ es medido en radianes y usualmente se puede representar como se muestra (ver anexos figura 2).

ESFUERZOS EN VIGAS.

Para calcular los esfuerzos en las vigas, se debe obtener un primer modelo de viga en términos de los soportes y las cargas, se determinan las reacciones externas desconocidas, y se establece el correspondiente diagrama de esfuerzos cortantes y

momentos usando una convención de signos consistente. Los esfuerzos normales y cortantes podrían ser calculados, aunque típicamente los esfuerzos normales son los más significantes.

FLEXION.

Los esfuerzos normales particularmente de la sección transversal ocurren por los momentos que actúan en esta sección transversal, y son distribuidos en magnitud y signos (tensión y compresión) para que la viga esté en equilibrio. El concepto básico para calcular los esfuerzos en la viga esta en el eje neutral n-n donde $\sigma = \epsilon = 0$, y las deformaciones longitudinales normales varían linealmente con la distancia y desde el eje neutral. Si la viga es completamente elástica, la distribución de esfuerzos es lineal. En ese caso los esfuerzos están a una distancia y desde el eje neutral y es calculado por medio de la ecuación 2:

$$\text{Ec. (2)} \quad M = \int \sigma(y)y \cdot dA$$

Obteniéndose como resultado:

$$\sigma(y) = \frac{My}{I}$$

Donde I es el momento de inercia del área de la sección transversal (ver anexos figura 3)

El esfuerzo máximo con su signo adecuado es:

$$\sigma = \frac{Mc}{I}$$

Esfuerzos cortantes en vigas.

Las cargas transversales son muy comunes en las vigas, y ellos ocasionan esfuerzos cortantes transversales y longitudinales en las vigas. Esquemáticamente, el esfuerzo cortante transversal esta distribuido en una sección transversal rectangular como es mostrado (ver anexos figura 4).

Los esfuerzos cortantes internos pueden ser calculados por la ecuación 3:

$$\text{Ec. (3)} \quad \tau = \frac{VQ}{It}$$

Donde:

τ es el valor del esfuerzo cortante en cualquier punto de la línea l-l (ver anexos figura 4); siendo la distancia y' desde el eje neutro.

V es la fuerza cortante total en la sección transversal de área A .

Q es $y'A'$. donde A' es el área debajo de la línea l-l; y' es la distancia desde el eje neutro al centroide de A' .

I es el momento de inercia en función del eje neutro.

t es el ancho de la sección transversal donde τ esta actuando.

DEFLEXIÓN EN VIGAS

Es relativamente sencillo determinar pequeñas deflexiones en vigas. El primer paso es colocar la distribución de cargas y las condiciones de soporte en un dibujo con la curva exagerada de deflexión de la elástica, (ver anexos figura 5).

Las condiciones de contorno de los soportes son usados en la solución de la viga. En este caso esta fija en A donde no hay desplazamiento ni rotación, pero la rotación si ocurre en la continuidad de la viga. Las condiciones de contorno y continuidad pueden ser determinadas por inspección en casos simples.

MOMENTOS VS CURVATURA.

Para una viga homogénea y elástica se tiene la ecuación 4:

$$\text{Ec. (4)} \quad \frac{1}{\rho} = \frac{M}{EI}$$

Donde ρ es el radio de curvatura de un punto específico de la elástica de la curva; $1/\rho$ es la curvatura. El producto EI es llamado modulo de rigidez, el cual es constante a lo largo de la viga.

METODO DE LA INTEGRAL

Para pequeños desplazamientos, $1/\rho = d^2y/dx^2$. en el caso general, una distribución externa de carga $w(x)$ pueden incluirse en el modelado del problema. El siguiente grupo de ecuaciones 5,6,7 resuelven las deflexiones:

$$\text{Ec. (5)} \quad -w(x) = \frac{dV}{dx} = EI \frac{d^4y}{dx^4}$$

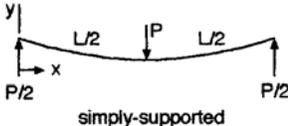
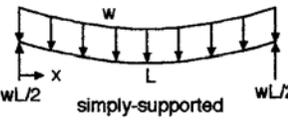
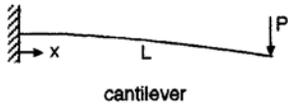
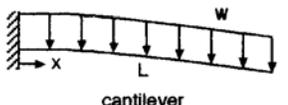
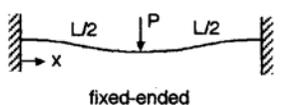
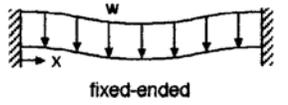
$$\text{Ec. (6)} \quad V(x) = \frac{dM}{dx} = EI \frac{d^3y}{dx^3}$$

$$\text{Ec. (7)} \quad M(x) = EI \frac{d^2y}{dx^2}$$

La deflexión en y de la elástica es obtenida por sucesivas integraciones, usando las constantes apropiadas de integración para satisfacer las condiciones de contornos y continuidad. En general, las funciones deben ser escritas por el momento $M(x)$, una para cada región distinta de la viga, entre las discontinuidades de carga.

En la tabla 1 se muestra las formulas para calcular pendientes y deflexiones los casos más sencillos y comunes de vigas.

Tabla 1 Deformaciones en vigas

Beam	Slope: dy/dx	Max. deflection
 <p>simply-supported</p>	$PL^2 / 16EI$ at $x=0, L$	$PL^3 / 48EI$ at $x=L/2$
 <p>simply-supported</p>	$wL^3 / 24EI$ at $x=0, L$	$5wL^4 / 384EI$ at $x=L/2$
 <p>cantilever</p>	$PL^2 / 2EI$ at $x=L$	$PL^3 / 3EI$ at $x=L$
 <p>cantilever</p>	$wL^3 / 6EI$ at $x=L$	$wL^4 / 8EI$ at $x=L$
 <p>fixed-ended</p>	0 at $x=0, L/2, L$	$PL^3 / 192EI$ at $x=L/2$
 <p>fixed-ended</p>	0 at $x=0, L/2, L$	$wL^4 / 384EI$ at $x=L/2$

Pero además de todo lo anteriormente descrito existen otros fenómenos consecuencias de esfuerzos y deformaciones sobre los materiales como lo son las facturas y la fatiga entre otros.

En el caso de las fracturas estas son consecuencia de intensos valores de cargas a los que puede estar sometido un material en condición estática, alcanzándose la deformación plástica del material y luego la ruptura, esto es predecible gracias a un factor calculado en gran cantidad de materiales comerciales (S_{ut}) valor de fractura por tensión del material.

Se conoce como fatiga al deterioro manual de un material producto de repetidas cargas cíclicas, dichas cargas pueden variar de positivas a negativas o desde cero hasta máximos positivos o máximos negativos, visto físicamente simplemente se trata de cambio de sentidos de tracción a compresión y viceversa. Estos ciclos de cargas son alternativos bien sea rotativos o axiales y se mide por el número de ciclos tolerados satisfactoriamente.

Pero analizando más minuciosamente los materiales también nos encontramos con factores que afectan como la forma o geometría de la pieza y propiedades como el momento de inercia, centro de gravedad entre otros; conociendo todo lo anteriormente descrito de un material en particular este puede ser evaluado para un diseño que va a estar sometido a diversas situaciones de cargas.

DISEÑO DE BASES PARA UNA PLANTA MOTRIZ

Ver anexos figura 6 del modelo de base a utilizar:

Empleando método de superposición se puede separar la base en tres partes (ver anexos figura 7) para así facilitar el cálculo de las reacciones, donde W es la mitad de la potencia transmitida del motor (ya sea a tracción o a compresión) más el peso del motor.

Primero se comienza determinando las reacciones en los apoyos. Partimos desde la parte II (ver anexos figura 8), la cual es la que tiene el dato necesario para calcular las primeras reacciones ecuaciones 8 y 9.

$$\text{Ec. (8)} \quad \sum F_x = R_{Bx} + R_{Cx} = 0$$

$$\text{Ec. (9)} \quad \sum F_y = R_{By} + R_{Cy} - WL = 0$$

Como la carga es distribuida uniformemente y existe simetría las reacciones en Y

Se tiene la ecuación 10:

$$\text{Ec. (10)} \quad R_{By} = R_{Cy} = \frac{WL}{2}$$

Los momentos se pueden determinar empleando la tabla 1 y las ecuaciones 11 y 12.

$$\text{Ec. (11)} \quad M_B = \frac{WL^2}{12} \quad \text{Ec. (12)} \quad M_C = -\frac{WL^2}{12}$$

Luego se procede a determinar las partes I Y III (ver figura 9) con las ecuaciones 13 y 14 e igualando se obtiene la 15 y por sumatoria de momentos la 16 las cuales son similares por ser simétrica una respecto a la otra.

$$\text{Ec. (13)} \quad \sum Fx = R_{Bx} + R_{Ax} = 0$$

$$\text{Ec. (14)} \quad \sum Fy = R_{By} + R_{Ay} = 0$$

$$\text{Ec. (15)} \quad R_{By} = -R_{Ay} = \frac{WL}{2}$$

$$\text{Ec. (16)} \quad \sum M_A = -M_A + M_B + R_{By} \frac{L}{2} = 0$$

$$-M_A + M_B + R_{By} \frac{L}{2} = 0$$

$$M_A = \frac{WL^2}{3}$$

Luego se puede calcular las dimensiones de la viga empleando la teoría de fallas normal y cortante máxima se tienen las ecuaciones 17 y 18.

$$\text{Ec. (17)} \quad \sigma = \frac{M_C}{I}$$

$$\text{Ec. (18)} \quad \tau = \frac{VQ}{It}$$

Donde σ y τ son sustituidos por $\frac{\sigma_{SUT}}{2\psi}$

Y en la I se encuentra intrínseco el valor del espesor el cual se quiere determinar y esta dado por la geometría de la viga.

Cuando se dispone a hacer el montaje de alguna maquina bien sea alternativa/ rotativa o inclusive ambas, la estructura que la soporta debe estar diseñada para tener la capacidad de soportar las vibraciones producto de dicho movimiento, por lo

general este tipo de equipos proveen de potencia o movimiento el cual es transmitido a la aplicación a la que se acople. Gracias a la oposición al movimiento que puede sufrir la maquina, la potencia generada también es transmitida a las bases que la soportan por tanto el parámetro de carga a considerar a la hora de diseñar bases de este tipo es el valor máximo de potencia generado por dicho equipo garantizando así un buen desempeño del conjunto.

PLANTA MOTRIZ

Siguiendo un análisis de las partes fundamentales de una embarcación tenemos a la planta motriz que por lo general son motores de combustión interna, el cual puede ser clasificado según su ubicación como anteriormente se describió, pero su principal clasificación viene dada por el fluido combustible y bajo que ciclo operan; estos pueden ser a gasolina (Otto) o a gas oil (Diesel), de dos o cuatro tiempos; siendo el motor diesel el de mayor uso dentro de la industria naval debido a características necesarias en el ámbito marino y varias ventajas sobre el motor a gasolina como por ejemplo el costo del combustible el cual es bastante bajo y de mayor rendimiento (mayor horas de operación con poca cantidad de combustible), el gas oil es poco flamable y requiere de menor cantidad de equipamiento eléctrico para su operación.

MOTOR DIESEL

GENERALIDADES

El motor diesel es bastante similar al motor a gasolina ambos queman una mezcla de aire-combustible dentro de sus cilindros, ambos son motores recíprocos siendo su principal movimiento interno en dos direcciones, adicionalmente operan con semejantes componentes los cuales se diferencian en la robustez de los materiales utilizados en el diesel para poder soportar las grandes fuerzas dinámicas debido a los altos valores de presión durante la combustión. Esa alta presión es el resultado de una alta relación de compresión que es la medida de la capacidad de compresión de los gases dentro del motor. En el motor a gasolina la relación de compresión esta limitada

porque la mezcla aire combustible dada dentro del cilindro detona a menor compresión, por lo general dicha relación esta entre 8:1 a 10:1 en el caso de gasolina; en el diesel esta entre 14:1 hasta 24:1 esta relación tal alta es posible gracias a que solo se comprime aire y luego de esto el combustible es inyectado este es uno de los factores que lo hacen bastante eficiente. En el motor a gasolina la mezcla necesita de chispa o de una fuente calórica para encender, en cambio en el diesel el combustible es inyectado dentro del cilindro cuando el pistón esta en el tope de la combustión. Cuando el combustible es inyectado es vaporizado y esta se auto enciende por el calor generado durante la compresión del aire dentro del cilindro.

CLASIFICACION DE LOS MOTORES SEGÚN SU COMBUSTIBLE

Motores a gasolina de 2 tiempos.

Motores a diesel de 2 tiempos.

Motores a gasolina de 4 tiempos.

Motores a diesel de 4 tiempos.

CICLO DE FUNCIONAMIENTO DE MOTORES A GASOLINA DE 2 TIEMPOS:

el pistón sube hacia el PMS empezando a comprimir la mezcla aire gasolina que anteriormente ha entrado en el cilindro. El pistón sigue moviéndose hacia el PMS y la parte inferior de la falda descubre la lumbrera de aspiración a través de la cual la mezcla aire gasolina entra en la parte más baja del motor (en la bandeja recolectora de aceite, en la cual se había creado una depresión a causa del desplazamiento del pistón. En el cilindro continua la fase de compresión. Un poco antes de que el pistón haya alcanzado el PMS salta la chispa entre los electrodos de la bujía y empieza la fase de combustión. Como consecuencia del aumento de presión ocasionada por la combustión el pistón es impulsado con fuerza al PMI, siendo esta la fase de expansión o trabajo. En un determinado momento este abre la lumbrera de escape y los gases de combustión comienzan a salir a gran velocidad por el conducto gracias a su misma presión. Mientras tanto en la bandeja recolectora de aceite la lumbrera de aspiración se cierra debido a la falda del pistón y la mezcla aire gasolina sufre una

especie de precompresión, ya que el pistón sigue acercándose al PMI. El pistón abre la lumbrera de admisión y la mezcla de aire gasolina pasa desde la bandeja recolectora de aceite al cilindro. El pistón esta en el PMI en el cilindro la mezcla nueva esta sustituyendo a los gases de combustión.

CICLO DE FUNCIONAMIENTO DE MOTORES A DIESEL DE 2 TIEMPOS: funcionan muy parecido a los de gasolina, tienen la diferencia de que por la lumbrera solamente entra aire, y cuando el pistón esta en su PMS se inyecta el diesel al cilindro a través de los inyectores y por medio de una bomba inyectora. En ese momento se produce la explosión, sin necesidad de la bujía, porque cuando el diesel se comprime fuertemente a una relación de 16:1 en volumen este explota espontáneamente, y luego el pistón baja mientras el aire entra por una lumbrera de admisión y los gases de combustión salen por el escape. El sistema de válvulas de un motor dos tiempos es más sencillo que el de cuatro tiempos. La sobrealimentación resulta más fácil cuando se emplean turbosoplantes de barrido accionadas por el mismo motor. Es fácilmente reversible. Por esta razón es de muchísimo uso en la industria naval donde se desea que en embarcaciones con más de un motor estos sean contrarrotantes. Sin embargo, las fases de aspiración y escape tienen lugar casi al mismo tiempo, lo que representa una dificultad para que pueda realizarse de un modo eficaz.

CICLO DE FUNCIONAMIENTO DE MOTORES A GASOLINA DE 4 TIEMPOS: el pistón se encuentra en el PMS, la válvula de admisión y la de escape se encuentran cerradas. El pistón comienza con la carrera de admisión e inmediatamente se abre la válvula de admisión, permitiendo así que el pistón succione la mezcla, hasta llegar al punto mas bajo. En ese momento se cierra la válvula de admisión y el pistón empieza la carrera de compresión. Comprimiendo la mezcla hasta llegar nuevamente al PMS. En ese instante se enciende la chispa y explota la mezcla comenzando la carrera de trabajo, empujando el pistón bruscamente hacia el PMI. Cuando el pistón ya se halla en el PMI se abre la válvula de escape y el pistón empieza la carrera de escape, desalojando del cilindro la mezcla ya quemada. Cuando se llega nuevamente al PMS

se cierra la válvula de escape y se abre la de admisión, siguiéndose otra vez el mismo ciclo.

CICLO DE FUNCIONAMIENTO DE MOTORES A DIESEL DE 4 TIEMPOS:

el pistón se encuentra en el PMS, la válvula de admisión y la de escape se encuentran cerradas. El pistón empieza la carrera de admisión e inmediatamente se abre la válvula de admisión, permitiendo así que el pistón succione aire solamente, hasta llegar a su punto mas bajo. En ese momento se cierra la válvula de admisión y el pistón empieza la carrera de compresión, comprimiendo el aire hasta llegar nuevamente al PMS. En ese instante mediante un inyector se proporciona el diesel al cilindro, y este espontáneamente explota. Empujando al pistón hacia el PMI. Cuando el pistón se halla en el PMI se abre la válvula de escape y el pistón empieza la carrera de escape, desalojando del cilindro los gases quemados. Cuando se llega nuevamente al PMS se cierra la válvula de escape y se abre la de admisión, y así continua el ciclo.

DESCRIPCIÓN DEL FUNCIONAMIENTO DE UN MOTOR DIESEL 4 TIEMPOS

En un motor cuatro tiempos el árbol de levas es acoplado y gira a la mitad de la velocidad del cigüeñal. Esto indica que el cigüeñal debe completar dos vueltas antes que el árbol de levas complete una revolución. La siguiente descripción es un ejemplo tomado de un motor de cuatro tiempos de relación de compresión 16:1 y con un diámetro de pistón de 3,5 pulgadas y 4 pulgadas de carrera. Los cuatro tiempos de dicho motor diesel serían:

ADMISION:

Cuando el pistón se mueve desde arriba aproximadamente a 28° BTDC, siendo medido por la rotación del cigüeñal, el lóbulo del árbol de levas comienza a accionar el seguidor de la leva. Esto ocasiona que el empujador se mueva hacia arriba y el balancín pivota. Esto hace que la válvula comience a abrirse, el balancín empuja la válvula de admisión hacia abajo quedando abierta la válvula. La carrera de admisión empieza aun estando abierta la válvula de escape. El flujo de los gases de

escape crea una condición de baja presión en el cilindro y esto ayuda a aspirar aire fresco.

El pistón continúa este recorrido desde el TDC, donde el aire fresco entra y los gases de escape salen. Esto cerca de 12° ATDC, el lóbulo de escape del árbol de levas gira haciendo que la válvula de escape comience a cerrarse. La válvula está completamente cerrada a 23° ATDC. Esto es logrado por el resorte de la válvula, el cual es comprimido para abrir la válvula, forzando el balancín y el seguidor de la leva a regresar mientras el lóbulo de la leva gira. El tiempo en el cual ambas válvulas de escape y admisión están abiertas se llama solape de válvulas y esto es necesario para que el aire fresco permita remover el sobrante de gases de escape y enfriar el cilindro. En la mayoría de los motores entre 30 y 50 veces el volumen del cilindro es removido durante el solape. El exceso de aire frío provee un efecto refrigerante necesario en las partes del motor. Cuando el pistón pasa el TDC y comienza a viajar hacia abajo, el movimiento del pistón crea una succión y continúa una entrada de aire fresco al cilindro.

COMPRESION

A 35° ABDC, la válvula de admisión empieza a cerrar. En 43° ABDC la válvula de admisión está en su asiento y completamente cerrada. En este punto la carga de aire está a presión normal (14.7psia) y temperatura ambiente del aire (80°F). En cercanos 70° BTDC, el pistón ha recorrido cerca 2.125 pulgadas o la mitad de una carrera. La temperatura ahora se dobla a 160°F y su presión es 34 psia.

Acerca de 43° BTDC el pistón ha recorrido por encima de 3.062 pulgadas de su carrera y el volumen es de nuevo reducido a la mitad. Consecuentemente, la temperatura vuelve a doblarse a 320°F y la presión a 85psia. Cuando el pistón ha viajado 3530 pulgadas de su carrera el volumen es nuevamente reducido a la mitad y la temperatura alcanzada es de 640°F y presión de 277 psia. Cuando el pistón ha recorrido los 3.757 pulgadas de su carrera el volumen es reducido a la mitad, la temperatura alcanza los 1280°F y la presión de 742 psia. Con el área del pistón de

9.616 pulg² la presión en el cilindro es exactamente una fuerza aproximadamente a 7135 lb o 3-1/2 tons de fuerza.

INYECCION DE COMBUSTIBLE

El combustible es inyectado en estado líquido dentro del cilindro en un tiempo y la cantidad precisa para asegurar que la combustión por presión no sea adelantada o retrasada. El combustible entra al cilindro donde esta presente el aire calentado por compresión; sin embargo, este solo se quema cuando esta en estado vaporizado e íntimamente mezclado con la cantidad de oxígeno adecuada. El primer lanzamiento de combustible entra a la cámara de combustión y es rápidamente vaporizado. La vaporización del combustible causa que el aire alrededor del combustible se enfríe y requiere tiempo para recalentar el aire suficientemente para encender el combustible vaporizado. Pero cuando la ignición ha arrancado, el calor adicional por la combustión ayuda a vaporizar el nuevo combustible entrando a la cámara. La inyección del combustible comienza a 28° BTDC y termina a 3° ATDC; así mismo la duración de la inyección del combustible es de 31°.

POTENCIA O TRABAJO

Ambas válvulas están cerradas, y el aire fue comprimido. El combustible fue inyectado y comienza a incendiarse. Después que el pistón pasa el TDC, el calor es rápidamente liberado por la ignición del combustible, ocasionando un aumento de la presión en el cilindro. Las temperaturas de combustión son de alrededor de 2336°F. Este aumento en presión provoca que el pistón baje y aumente la fuerza en el cigüeñal por la carrera de potencia.

La energía generada por el proceso de combustión no es aprovechada por completo. En un motor diesel dos tiempos, solo el 38% de la potencia generada es aprovechada en trabajo, cerca del 30% es perdida en forma de calor extraída por el sistema de refrigeración, y cerca del 32% es extraído por el escape. En comparación, el motor diesel cuatro tiempos tiene una distribución térmica de 42% convertida en

trabajo útil, el 28% es extraído por el sistema de refrigeración y 30% del calor es extraído por el escape.

ESCAPE

Cuando el pistón se acerca a los 48° BBDC, el lóbulo de la leva de escape comienza a forzar el seguidor, ocasionando que la válvula de escape se suelte de su asiento. Los gases de escape comienzan a fluir fuera de la válvula de escape por la presión en el cilindro y en la ductería de escape. Después de pasar BDC, el pistón se mueve hacia arriba y acelera a máxima velocidad a 63° BTDC. Desde este punto el pistón está desacelerando. Cuando la velocidad del pistón comienza a bajar, la velocidad de los gases saliendo del pistón crea una pequeña presión por debajo de la presión atmosférica. A 28° BTDC, la válvula de admisión abre y el ciclo comienza de nuevo.

EMISIONES DEL ESCAPE

Los productos de la combustión en los motores de combustión interna son considerados nocivos y peligrosos para la salud humana, estos incluyen CO, NOx e hidrocarburos sin quemar.

El *monóxido de carbono* CO es un gas incoloro e inodoro y es altamente tóxico; si es respirado en una concentración volumétrica pequeña (0,3%) puede causar la muerte en un corto período de tiempo. El CO es resultado de la combustión incompleta de los hidrocarburos del combustible.

Los *hidrocarburos sin quemar* combinados con NOx en presencia de la luz solar, ozono y oxidantes fotoquímicos representan una seria amenaza en contra de la salud humana ya que son considerados cancerígenos. La principal causa de la producción de dichos hidrocarburos viene de la naturaleza heterogénea de la mezcla aire-combustible y en ciertas condiciones dicha mezcla está por fuera de los límites inflamables, bien sea rica o pobre hay porciones remanentes dentro de la cámara de combustión que luego pasan directamente al escape. El combustible es inyectado

cerca del final del proceso de combustión y el combustible que aun permanece en la boquilla del inyector contribuye con la emisión de este tipo de sustancias.

Óxidos de nitrógeno son formados por la combinación de nitrógeno y oxígeno presentes en el aire admitido que es sometido a condiciones de altas temperaturas durante el proceso de combustión. Como la temperatura del gas es reducida durante la carrera de expansión, la reacción se considera fría y los niveles de NO se mantienen entre los productos del escape a esa temperatura. En presencia de oxígeno adicional en el aire algunos NO se transforman en NO₂ considerado un gas tóxico.

CICLO DIESEL IDEAL – ADICION DE CALOR A PRESION CONSTANTE

El ciclo estándar de aire diesel es idealizado en su operación, consiste en los siguientes procesos termodinámicos (ver gráfico 3): 1→2 compresión isentrópica desde el máximo al mínimo volumen del ciclo, 2→3 adición de calor a presión constante acompañado de un incremento del volumen, 3→4 expansión isentrópica al máximo volumen del ciclo y 4→1 rechazo de calor a volumen constante.

Los motores diesel modernos aproximan la adición de calor a volumen constante inyectando combustible durante un periodo de duración finita, continuando con la quema y rechazo de calor con el fin de mantener la presión dentro del cilindro durante un período de tiempo en la carrera de expansión. La eficiencia del ciclo diesel ideal viene dada por la ecuación 19:

$$\text{Ec. (19)} \quad \eta = 1 - \frac{1}{r^{\gamma-1}} \cdot \left[\frac{r_c^\gamma - 1}{\gamma \cdot (r_c - 1)} \right]$$

Donde:

$$\text{Ec. (20)} \quad r = \frac{Vd + Vm}{Vm}$$

Vd representa el volumen desplazado y Vm el volumen muerto o de la cámara de combustión.

La eficiencia del ciclo diesel ideal no solo depende de la relación de compresión r sino de la relación de corte $r_c = \frac{V_3}{V_2}$ siendo $\gamma=1,4$ para el aire como gas ideal.

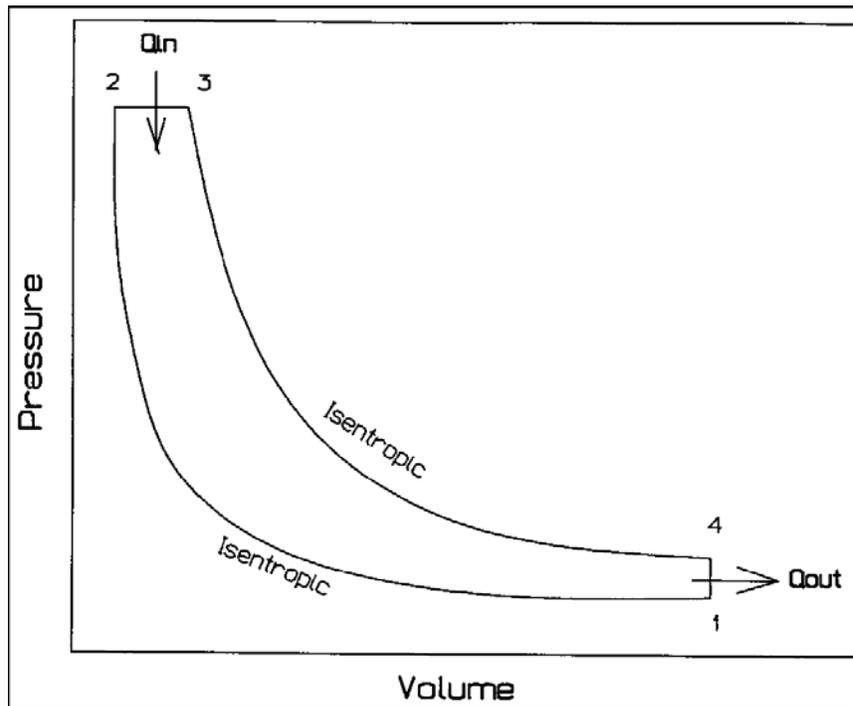


Grafico 3 Volumen vs. presión – ciclo Diesel ideal

CICLO DIESEL REAL

Los motores de combustión interna no operan en ciclos termodinámicos cerrados, son ciclos mecánicos abiertos. Viendo la representación esquemática del diagrama indicado (grafico 4) la presión cambia durante las carreras de admisión y de escape; el trabajo indicado del ciclo puede ser calculado tomando la integral de $P\partial V$ del ciclo completo. La presión media efectiva (ecuación 21) es definida como la relación entre el trabajo neto indicado y el volumen desplazado:

$$\text{Ec. (21)} \quad imep = \frac{W_i}{V_d}$$

donde W_i es el trabajo indicado por ciclo y V_d es el volumen desplazado.

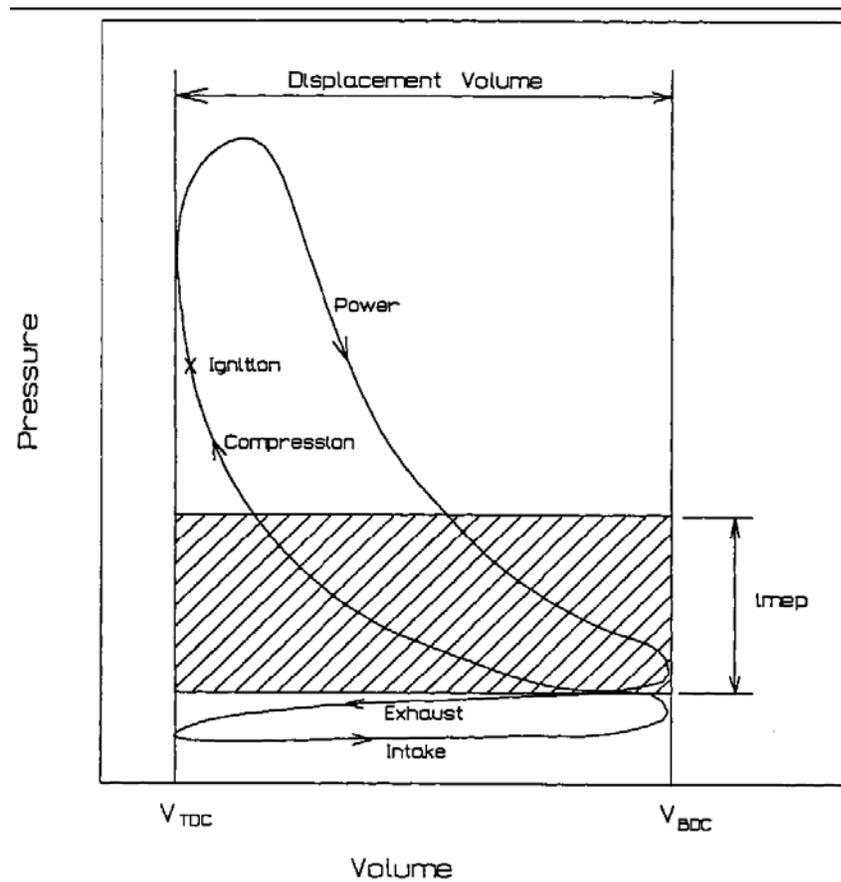


Grafico 4 Presión media efectiva

El área sombreada representa el trabajo neto indicado por ciclo. Durante la admisión y el escape el trabajo negativo representa las pérdidas por bombeo, la magnitud de dichas pérdidas dependen de las características del flujo de admisión y de escape incluyendo válvulas, lumbreras, ducteria entre otros; mientras más restringido mayores serán las pérdidas por bombeo.

La potencia o trabajo al freno representa la potencia producida en el eje de salida del motor medido por un dinamómetro, dicha trabajo será menor que el indicado debido a las pérdidas por fricción y los requerimientos de potencia de

sistemas auxiliares como bombas de aceite, bombas de agua entre otras. La presión media efectiva al freno es definida (ecuación 22) como:

$$\text{Ec. (22)} \quad bmep = \frac{Wb}{V_d}$$

donde Wb representa el trabajo al freno por ciclo y Vd el volumen desplazado.

La eficiencia mecánica (ecuación 23) puede ser definida como:

$$\text{Ec. (23)} \quad \eta_m = \frac{bmep}{imep}$$

La eficiencia térmica puede ser determinada (ecuación 24) de la relación de salida de potencia entre la energía producto de la quema del combustible:

$$\text{Ec. (24)} \quad \eta = \frac{\text{Potencia}}{m_f \cdot Q_c}$$

donde mf es la rata de consumo de combustible por unidad de tiempo y Qc es el calor de combustión por unidad de masa de combustible.

Ciertamente asociado a la variación de energía por contenido de combustible representa una dificultad determinar la eficiencia térmica específica del motor, pero si es determinable el consumo específico del combustible que sirve como un parámetro de medición de eficiencia. El consumo específico de combustible se calcula (ecuación 25) de la siguiente forma:

$$\text{Ec. (25)} \quad cec = \frac{rcc(kg/hr)}{potencia(kW)}$$

donde rcc representa la rata de consumo de combustible. La eficiencia de motores que usan el mismo combustible puede ser comparada con este parámetro.

La eficiencia volumétrica (ecuación 26) es un importante parámetro para medir el desempeño de un motor, definido como:

$$\text{Ec. (26)} \quad \eta_v = \frac{m_{actual}}{m_d}$$

donde m_{actual} es la masa de aire admitido en condiciones de presión y temperatura cercanos a los puntos de aspiración del motor y m_d es la masa de aire contenida en el

volumen desplazado V_d . Con el aire de entrada la densidad es determinada por las condiciones en que este ingresa al motor, adicionalmente se consideran pérdidas asociadas a las lumbreras de admisión, válvulas y cilindros. Algunas veces, por conveniencia la densidad del aire es tomada de las condiciones ambientales. En ese caso η_v es llamada eficiencia volumétrica general e incluye el desempeño del flujo de todo el sistema de admisión. Desde que cierta cantidad de aire es ingresada al motor se hace el requerimiento de combustible donde la máxima potencia producida es directamente proporcional a la capacidad de aire; mientras tanto la eficiencia térmica del motor no se ve afectada, la eficiencia volumétrica directamente afecta la potencia producida en función del desplazamiento. La eficiencia volumétrica es afectada primordialmente por la geometría de las válvulas de admisión y de escape, la apertura y cierre de las válvulas, el diseño de la ducteria y las lumbreras de admisión, el escape de gases residuales, la velocidad del motor, la presión de entrada de aire y la presión de succión de los gases de escape y la superficie de la cámara de combustión.

PARTES DEL MOTOR DIESEL:

Las principales partes de un motor diesel son: *el bloque* es una estructura hecha por lo general de fundición que provee de sostén a los cilindros del motor, es donde circula la refrigeración y la lubricación del motor además de ser soporte de la bancada del cigüeñal y de las conchas del cigüeñal; *la bandeja recolectora de aceite* es una especie de bandeja en la parte mas baja del motor donde cae el aceite para la lubricación en el cual el cigüeñal toma de dicho aceite y se lubrica durante su operación. Por otro lado están los *pistones* estos transforman la energía de la expansión de los gases en energía mecánica, dicho pistón corre siguiendo la orientación del cilindro generalmente están hechos de aluminio o fundición de hierro; para prevenir que los gases productos de la combustión se propaguen dentro de todo el motor y para mantener la fricción al mínimo están los *anillos de los pistones* son delgados anillos de metal que se colocan alrededor del pistón y su función esta en sellar la diferencia que queda entre el pistón y la pared del cilindro, por lo general están hechos de fundición de hierro y revestidos con cromo o molibdeno. Muchos

pistones de motores diesel tienen grandes cantidades de anillos entre 2 y 5 donde el primero actúa como sello para la presión y los del medio hacen el barrido necesario de la película de lubricación en la pared del cilindro mientras que el último asegura el suministro de aceite de lubricación que eventualmente es depositado en la pared del cilindro. Otra pieza fundamental del conjunto es la *biela* que conecta el pistón con el cigüeñal, generalmente esta hecha de acero forjado y con tratamientos térmicos que le da la característica requerida de resistencia mecánica, consiste en una pieza relativamente larga perforada en sus extremos (donde un orificio es más grande que otro), en el más pequeño se coloca el pistón y se sujeta con un pasador mientras que el más grande se conecta al cigüeñal y se le colocan entre ellos unas piezas llamadas conchas de bielas que permiten el movimiento relativo de uno respecto al otro; muchas bielas están perforadas en el centro de su parte más baja para permitir que el aceite de lubricación viaje desde el cigüeñal hasta el pasador del pistón y de ahí hasta las paredes del pistón favoreciendo a la deposición de la película de lubricación necesaria.

El *cigüeñal* transforma el movimiento lineal de los pistones en un movimiento rotacional que es transmitido a la carga, están hechos de acero forjado y de excelente acabado superficial (rectificado) en los puntos donde este es apoyado en la bancada y en donde acopla con las bielas. Consiste en un eje acodado o con masas excéntricas que convierten el movimiento recíproco (de arriba abajo) del pistón en rotación, la distancia de la excentricidad de la masa determina la carrera del pistón (distancia de recorrido desde su punto más alto hasta el más bajo).

El *volante de inercia* se coloca al final del cigüeñal y cumple con tres funciones: provee de inercia al sistema reduciendo la vibración durante cada explosión dada dentro de los cilindros, sirve como punto de toma de potencia y por último se le hacen una serie de dientes en su perímetro como un engrane para acoplar el motor de arranque.

Por otra parte tenemos el *cabezal de los cilindros* que cumple con funciones muy críticas este sella a los cilindros en su parte superior además de ser la estructura

de soporte de las válvulas de escape y de admisión (en el caso de ser un motor de 4 tiempos) y de los inyectores.

También esta el *árbol de levas* que tiene como tarea permitir los intervalos de accionamiento de las válvulas de forma muy precisa en relación al movimiento del pistón y consiste en uno o varios ejes con varias levas (una por válvula) que al rotar gracias a su forma excéntrica estas desplazan hacia abajo las válvulas permitiendo el paso de aire o de gases de escape dependiendo del caso.

SISTEMAS DE REFRIGERACION

En los motores de combustión interna mucha de la energía producida es disipada en forma de calor producto de las sucesivas explosiones dentro de los cilindros por tanto se hace necesario que dichos motores tengan sistemas de enfriamiento para mantener la temperatura de operación dentro de niveles manejables para los materiales. Los motores diesel cuentan por lo general de refrigeración por liquido para extraer el calor del bloque y de otras partes internas; estos sistemas son circuitos de circulación de agua o refrigerantes especiales (inclusive ambos) que pasan a través de bombas de agua, radiadores, intercambiadores de calor y termostatos. Los motores diesel marinizados o diseñados para aplicación naval cuentan adicionalmente con sistemas auxiliares de enfriamiento que toman el agua del medio donde estén, bien sea agua de mar o agua dulce y la hacen circular a través de distintos puntos del motor gracias a intercambiadores de calor contando con la ventaja de que siempre tomará agua a menor temperatura que la que circula internamente al motor manteniéndolo a temperaturas de operación bastante optimas, la desventaja de estos mecanismos es que requiere de filtros que eviten la introducción de sólidos que obstruyan el paso del agua y por tanto debe ser supervisado constantemente para evitar dicha situación.

LUBRICACIÓN

Por otro lado los motores de combustión interna son operados usualmente por largos períodos de tiempo y como anteriormente fue explicado existen partes en movimiento

donde existe contacto metal-metal generando calor gracias a la fricción que pudiese destruir el motor, para prevenir esto todas las partes en movimiento están recubiertas por delgadas películas de aceite bombeadas a través de todo el motor, dicho aceite tiene dos propósitos, primero lubrica las superficies de los rodamientos, conchas y superficies de contacto; adicionalmente los enfría absorbiendo el calor generado por la fricción. El aceite es acumulado en la bandeja recolectora de aceite y es bombeado a uno o más filtros que retienen y remueven pequeñas partículas de metal producto del desgaste de las piezas en contacto y luego es pasado a las galerías de lubricación en donde es distribuido a todos los puntos necesarios dentro del motor.

ALIMENTACION DE COMBUSTIBLE

La alimentación de combustible en el motor diesel es llevada a cabo por medio de inyectores con orificios de tolerancias extremadamente pequeñas, dicho combustible debe estar limpio y libre de contaminantes; por ello generalmente se le coloca uno o varios filtros internos del sistema que retienen impurezas propias del gas-oil, en aplicaciones navales generalmente se le colocan filtros de tipo separador para evitar que entre combustible con agua u otra sustancia antes de ingresar al motor y perjudique en desempeño del sistema de inyección. En los motores diesel la alimentación de combustible es mucho más compleja que en los motores a gasolina debido el combustible tiene varios propósitos, el más obvio es el encendido y puesta en marcha del motor por otra parte también actúa como refrigerante de los inyectores.

RESISTENCIA DE PRECALENTAMIENTO

Consiste en una resistencia ubicada justo antes de ingresar el combustible a la cámara de combustión que eleva su temperatura para favorecer su encendido luego de ser vaporizado por el inyector. Su utilidad está en los momentos en que el motor está por debajo de su temperatura de operación o cuando lleva largos períodos sin encenderse. Dicha resistencia es mayormente utilizada en lugares en condiciones de temperatura ambiental baja.

ADMISIÓN DE AIRE PARA MOTORES DIESEL DENTRO DE UNA EMBARCACIÓN

Gracias a que los motores diesel requieren valores muy reducidos de tolerancia para alcanzar altos valores de relación de compresión y además muchos de ellos están sobrealimentados (turbo o supercargados) el aire debe estar limpio, libre de impurezas y estar a temperaturas menores a 50°C justo antes de ser comprimido para mantener una razonable eficiencia y mantener los niveles de enfriamiento que son capaces de manejar los intercambiadores de calor del aire de admisión. Por lo general el aire es filtrado por medio de un arreglo de papel con una malla metálica para atrapar cualquier sucio o impureza antes de entrar al motor, adicionalmente los sistemas de admisión están diseñados para tomar aire fresco lejos del motor, usualmente fuera de la estructura que lo aloja o fuera de la sala de maquinas todo esto con el propósito de no tomar aire de lugares cerca de las zonas de intercambio de calor del motor. La razón principal de todo lo antes descrito es debido a que el aire frío es mas denso que el aire caliente referido por unidad de volumen y contiene mayor cantidad de oxígeno lo cual trae como consecuencia mayor eficiencia durante la combustión.

INDUCCION DE AIRE FORZADA O SOBREALIMENTACIÓN

La sobrealimentación de un motor de combustión interna viene dada por el ingreso forzado de aire, esto puede lograrse de varias maneras por medio de:

(a) Turbocargador: los gases de escape son forzados a pasar a través de una turbina la cual esta conectada a un eje común con un compresor que toma aire fresco y lo introduce en el motor; dicho aire comprimido tiene dos funciones, primero aumenta la potencia disponible del motor maximizando la cantidad de oxígeno dentro del cilindro acompañado de mayor cantidad de combustible; la segunda función es elevar la presión en la admisión. Generalmente es utilizado en motores de 4 tiempos de alta potencia. Para motores diesel el diseño de los turbocargadores es más difícil ya que las turbinas son diseñadas para operar de forma continua y a plena carga, adicionalmente dichas turbinas están diseñadas para aprovechar al máximo los gases

de escape ya que los motores diesel son de baja velocidad de giro y por ende el flujo es menor.

(b) Supercargador: hace la misma función que un turbocargador en el motor con la diferencia en que la compresión viene dada de un compresor de tornillo acoplado por medio de una polea y una correa al cigüeñal del motor. Los más utilizados son compresores de lóbulo recto y de lóbulo helicoidal. Generalmente es utilizado en motores de 2 tiempos.

SISTEMA DE ESCAPE

El sistema de escape en un motor diesel desempeña varias funciones fundamentales, desaloja los gases producto de la combustión fuera del motor hacia la atmósfera e impulsa y provee de movimiento a la turbina del turbocargador si es utilizado.

TIPOS DE ESCAPES:

(a) Seco: los gases salen de las válvulas de escape directo a una ducteria que los desaloja lejos del recinto o sala que alberga al motor o los lleva a la turbina del turbocargador de ser el caso, las temperaturas durante dicho recorrido son bastante elevadas y al final del ducto por lo general se colocan dispositivos silenciadores para bajar el sonido producido por las ondas de presión.

(b) Húmedo: solo utilizado por motores de aplicación naval y en el los gases de escape una vez abandonado el motor (o la turbina si es el caso) pasan por una tubería de doble anillo o regadera donde por un conducto circulan los gases de escape y por otro un flujo constante de agua que hacen descender la temperatura de los gases y reduce los márgenes de ruido suprimiendo el uso de dispositivos silenciadores. Previamente los gases son enfriados por el circuito interno de refrigeración del motor donde por conducción es enfriada la tubería de escape.

TRANSMISIÓN DE POTENCIA

La transmisión de potencia es un aspecto muy crítico en equipos como turbinas, motores de combustión interna, compresores entre otros; por eso la importancia del análisis minucioso que se debe hacer del acople para seleccionar un modelo ya existente o diseñar uno que cumpla en lo posible con todas las características deseadas y sea lo más funcional posible previendo un eventual reemplazo en algún punto de la vida operacional del conjunto; un aspecto deseable en acoples para ciertos niveles de potencia es que tengan una buena tolerancia para la desalineación entre los puntos a conectar siempre y cuando la disipación de energía sea mínima en vibraciones.

TIPOS DE ACOPLEROS

Los acoples más comúnmente utilizados en aplicaciones navales son: tipo *Vulkan (flexible)* son principalmente utilizados cuando la desalineación es lateralmente o angular, como segundo beneficio tiene que absorbe impactos producto de fluctuaciones del nivel de torque aplicado o distintas velocidades angulares. Existen varias clases de acoples flexibles como el *flexible doble* que solo puede ser utilizado si la desalineación es lateral, otro es el tipo “*rápido*” que consiste en dos gomas recubiertas en donde se colocan los ejes respectivamente reduciendo significativamente la desalineación, en el caso donde los ejes estén separados una pequeña distancia se le colocan suplementos para tratar de mantener contacto entre ellos, reduciendo niveles de vibración entre ellos.

Otro tipo es el acople *rígido* solo puede ser usado si ambos extremos o ejes a acoplar están perfectamente alineados, usualmente son con juntas de tipo brida y tornillos adicionalmente tienen hecho una especie de labio llamado registro en el cual se alinean perfectamente sin necesidad de medir; de existir alguna diferencia longitudinal en dicho acople se le pueden colocar suplementos idénticos a las bridas para garantizar el contacto entre ambos ejes. Principalmente se unen por medio de tornillos que deben ser calculados a corte con el valor máximo de fuerza a transmitir entre el número de tornillos a montar en la brida, adicionalmente se recomienda

instalar con arandelas de presión para garantizar que los tornillos y las tuercas no se desacoplen por la rotación y la vibración; otra forma de hacer el montaje es por medio de una chaveta común entre los ejes y cerrada entre las bridas, dicha chaveta también se debe calcular a corte pero con la gran diferencia en que es un solo elemento que recibe el esfuerzo por tanto el material debe ser bastante resistente afectando también las dimensiones de las bridas.

El otro tipo de acople usado comúnmente es el *telescopico de junta universal (Cardan)* sirve para conectar ejes con valores altos de desalineación que no son tolerables por otros tipos de acoples. Pueden utilizarse ejes de hasta 30° pero con la desventaja de la pérdida de eficiencia (ecuación 27) mientras mayor sea el ángulo entre los ejes a acoplar, se calcula donde θ es el ángulo entre los ejes.

$$\text{Ec. (27)} \quad \eta = 100 \cdot (1 - 0.003 \cdot \theta)$$

La velocidad entre el eje inductor y el inducido (ecuación 28) viene dado por un cociente de las velocidades angulares de giro donde ω_1 y ω_2 son las velocidades angulares del inductor y el inducido respectivamente y θ sigue siendo el ángulo entre ejes y α el desplazamiento angular del eje inductor desde la posición donde la cruceta de ese lado del acople este paralela con el acople del eje inducido.

$$\text{Ec. (28)} \quad \frac{\omega_2}{\omega_1} = \frac{\cos(\theta)}{1 - \text{sen}^2(\theta) \cdot \text{sen}^2(\alpha + 90)}$$

Si el acople de este tipo es utilizado en cada extremo el cociente de las velocidades angulares puede ser cualquiera ya que se reducirá la desalineación entre dos.

DISEÑO DEL CONJUNTO DE TRANSMISIÓN

Para diseñar el elemento de transmisión de potencia se debe tener especial atención a los requerimientos o demandas del sistema, principalmente la distancia entre los ejes a acoplar y la potencia a transmitir además de los niveles máximos de torque que genera el sistema.

EJE DE TRANSMISIÓN

Adicionalmente a estos acoples se le debe adaptar una serie de elementos para formar el conjunto de transmisión de potencia principalmente un tubo que una de a pares de acoples, dicho tubo debe ser de muy alta calidad ya que estará sometido a torsión y con diversas zonas soldadas dejando la posibilidad de fallar bien sea por la soldadura o por las juntas ya que este método de fabricación no garantiza homogeneidad a lo largo de todo el material quedando diversidad de zonas afectadas por calor y esfuerzos residuales no aliviados.

Para la selección del tubo este debe ser calculado como un elemento con apoyo en los extremos y sometido a torsión donde dicho valor viene dado por el torque generado en el acople inductor.

La torsión en función del esfuerzo cortante por aplicación de torque T viene dada por:

$$\text{Ec. (29)} \quad \tau_{\max} = \frac{Tr \cdot L}{J}$$

Donde L es la longitud del elemento sometido a torsión J es el momento polar de inercia (ecuaciones 30 y 31) de la sección transversal que para ejes sólidos es

$$\text{Ec. (30)} \quad J = \frac{\pi \cdot r^4}{2} \quad \text{y para un tubo} \quad \text{Ec. (31)} \quad J = \left(\frac{\pi}{2}\right) \cdot (r_o^4 - r_i^4)$$

La transmisión de potencia viene dada por:

$$\text{Ec. (32)} \quad P = T \cdot \omega$$

donde T es el torque y $\omega = 2 \cdot \pi \cdot f$ es la velocidad angular y f es la frecuencia en revoluciones por segundo. (Ver anexos figura 10)

Para tubos de área constante el desplazamiento angular relativo es:

$$\text{Ec. (33)} \quad \phi = \frac{T \cdot L}{J \cdot G}$$

donde L es la longitud, T torque, J es el momento polar de inercia y G es el módulo de corte del material.

JUNTA TELESCÓPICA

Adicionalmente a esto se debe analizar los valores de torsión tolerables por las crucetas ya que son elementos sumamente críticos ya que estos sufren en su totalidad la transmisión de potencia y a su vez van corrigiendo la desalineación entre los ejes, apartando especial atención a la lubricación que deben llevar ya que las crucetas están apoyadas en pequeños rodamientos que permiten su movimiento basculante generalmente también cuentan con pequeñas graseras para la aplicación de aceite en la parte interna ; otra parte esencial del conjunto de transmisión de potencia es el eje nervado telescópico el cual hace que el sistema sea bastante funcional ya que facilita el montaje del conjunto haciendo que este cambie de tamaño reduciéndose a valores menores en cuanto a la distancia nominal entre los ejes, este elemento debe ser calculado en función al esfuerzo que recibirán dichas nervaduras en la transmisión de potencia y para dimensionarlo primero debemos conocer algunos conceptos propios del calculo de engranajes pero que sirven para esta aplicación.

Para calcular los dientes exteriores se debe tener en cuenta que el contacto que hacen los dientes de ambos se realiza en la línea que marca el perímetro de la superficie de dos cilindros lisos ideales, pertenecientes a cada uno de ellos, que se transmiten por fricción el movimiento de rotación sin deslizar uno respecto al otro, denominados *cilindros primitivos*, constituyendo la circunferencia de cada superficie, la *circunferencia primitiva*.

Por otro lado tenemos el *paso circunferencial* p_c (ecuación 34) que es la distancia entre dos puntos homólogos de dos dientes consecutivos, medido sobre la circunferencia primitiva, siendo igual para los dientes internos y para los dientes externos, denominándose en este caso, *ruedas homólogas*, siendo por lo tanto:

Ec. (34)

$$p_c = \frac{\pi D_f}{z_1} = \frac{\pi d_f}{z_2}$$

Paso Diametral en pulgadas (Diametral Pitch) p_d (ecuación 35): es el número de dientes por cada pulgada del diámetro primitivo:

Ec. (35)

$$P_d = \frac{z_1}{D_p} = \frac{z_2}{d_p}$$

pasando D_p y d_p al denominador se obtiene:

$$P_c = \frac{\pi}{\frac{z_1}{D_p}} = \frac{\pi}{\frac{z_2}{d_p}} = \frac{\pi}{P_d}$$

Módulo o Paso Diametral M: siendo p_c un número irracional por contener su determinación el número irracional π , lo serán también todas las dimensiones de las nervaduras que son función del paso circunferencial, por lo que para resolver este inconveniente se divide ambos miembros por π , obteniéndose el módulo M (ecuación 37), el cual se toma como base de cálculo de los dientes, resultando:

Ec. (37)

$$M = \frac{P_c}{\pi} = \frac{D_p}{z_1} = \frac{d_p}{z_2}$$

Circunferencia de fondo (interior) o de raíz, es la circunferencia cuyo diámetro es D_i , y su radio es R_i y corresponde al cilindro en el cual se encuentra arraigado el diente.

Circunferencia de cabeza o exterior, es la circunferencia descrita por la cabeza de los dientes, de diámetro D_e y radio R_e .

Circunferencia primitiva, es la circunferencia de contacto de los cilindros primitivos

Altura de cabeza del diente o adendo: es la altura radial a del diente, medida entre la circunferencia primitiva y la circunferencia de cabeza o exterior.

Altura del pié del diente o dedendo: es la altura radial d del diente medida entre la circunferencia primitiva y la circunferencia de raíz.

Altura del diente: es la suma h de la altura de cabeza y la del pié del diente

$$\text{Ec. (38) } h = a + d$$

Espesor del diente: (ecuación 39) es el grueso e de un diente, medido sobre la circunferencia primitiva. Se lo toma generalmente como la mitad del paso circunferencial.

Ec. (39)

$$e = \frac{p_c}{2}$$

O reemplazando el valor de p_c dado por:

$$e = \frac{\pi}{2p_d}$$

Ahora para dimensionar los dientes interiores, los dientes son tallados con la cabeza orientada hacia el interior de la rueda. La forma de los dientes es igual a la forma del vacío de un engranaje externo y la altura de la cabeza se mide hacia el centro de la circunferencia primitiva.

Altura de cabeza del diente: Ec. (40) $a = M$

Altura de pié del diente: Ec. (41) $d = 1,166M$

Altura total del diente: Ec. (42) $h = 2,166M$

Diámetro primitivo: Ec. (43) $D_p = zM$

Diámetro exterior: Ec. (44) $D_e = D_p - 2a = zM - 2M = M(z - 2)$

Diámetro interior: Ec. (45) $D_i = D_p - 2d = zM - 2 \times 1,166M = M(z - 2,166)$

La *fuerza sobre los dientes* F_n tiene la dirección de la recta de presión, formando el ángulo α con la tangente a las circunferencias primitivas y está aplicada en el punto O de contacto de ambos dientes. La misma puede descomponerse por lo general en tres componentes, una fuerza tangencial F_t , que es la fuerza que produce el movimiento rotativo, una fuerza radial F_r y una fuerza axial F_a , soportadas ambas por los órganos de sujeción del acople, siendo la última de ellas nula en los dientes rectos, como es el caso que se analiza. La potencia transmitida tangencialmente al movimiento de giro por el motor sobre el acople es N , siendo n la velocidad de rotación en vueltas por minuto (rpm). Para N en CV, R en centímetros y v en m/s resultan F_t , F_r y F_n en kg.

Siendo: a) Ec. (46) $F_t = \frac{71620 N}{R n}$ b) Ec. (47) $F_n = \frac{71620 N}{R n \cos\alpha}$

c) Ec. (48) $F_r = \frac{71620 N}{R n} \operatorname{tg}\alpha$

Luego la F_t es dividida entre el número de dientes y se determina el valor de fuerza transmitido sobre el acople.

ELEMENTOS DE SUJECCIÓN

Pero todos los elementos anteriormente descritos del sistema de transmisión de potencia deben ser unidos para formar un solo sistema, en los extremos los acoples por lo general son de tipo brida y deben ser apernados lo cual requiere que se calculen los tornillos a esfuerzo cortante

El área A de la sección que soporta este esfuerzo de corte está dada por la expresión:

$$\text{Ec. (49)} \quad A = \frac{\pi d_1^2}{4}$$

siendo d_1 el diámetro del tornillo.

Si es t_{adm} el esfuerzo unitario admisible al corte del material del tornillo, el esfuerzo P que el tornillo puede soportar es:

$$\text{Ec. (50)} \quad P = A \cdot t_{adm}$$

Resultando que:

$$\text{Ec. (51)} \quad P = \frac{\pi d_1^2}{4} t_{adm}$$

Por lo tanto, conociendo el esfuerzo unitario admisible al corte del material del tornillo y el esfuerzo máximo al que puede ser sometido, se lo puede dimensionar, es decir, conocer el diámetro que debe tener el mismo para soportar la carga a la que estará expuesto. Despejando d_1 se tiene:

$$\text{Ec. (52)} \quad d_1 = \sqrt{\frac{4P}{\pi t_{adm}}}$$

El esfuerzo unitario al corte t que podrá soportar el tornillo deberá ser menor que el admisible a fin de asegurar su resistencia:

$$t < t_{adm}$$

Si fueran z tornillos, la fuerza que deberá soportar cada uno de ellos será:

$$Ec. (53) \quad P = z \frac{\pi d_1^2}{4} \tau_{adm}$$

y despejando d_1 :

$$Ec. (54) \quad d_1 = \sqrt{\frac{4P}{z\pi\tau_{adm}}}$$

Sean d_f , d_n y d_m los diámetros del filete, del núcleo y medio del filete respectivamente del tornillo. Si es σ_t la resistencia o esfuerzo unitario a la tracción, se tiene que la fuerza que puede resistir el núcleo del tornillo está dada por la expresión:

$$Ec. (55) \quad P = \frac{\pi d_n^2}{4} \sigma_t$$

de donde es:

$$Ec. (56) \quad d_n = \sqrt{\frac{4P}{\pi\sigma_t}}$$

Para obtener el diámetro del filete d_f , teniendo en cuenta que es aproximadamente:

$$Ec. (57) \quad \frac{d_n^2}{d_f^2} \cong 0,65$$

y aplicando el artificio de multiplicar y dividir por d_f^4 se obtiene:

$$P = \frac{\pi d_n^2}{4} \sigma_t \frac{d_f^2}{d_f^2} = \frac{\pi d_f^2}{4} \sigma_t \frac{d_n^2}{d_f^2} = \frac{\pi 0,65}{4} \sigma_t d_f^2 \cong 0,51 \sigma_t d_f^2$$

$$de\ donde\ resulta: \quad Ec. (58) \quad d_f = \sqrt{\frac{2P}{\sigma_t}}$$

Si además el tornillo está sometido a torsión, el valor de la resistencia unitaria σ_t' para este caso se toma:

$$\text{Ec. (59)} \quad \sigma_t' = \frac{3}{4}\sigma_t$$

por lo que el valor de P resulta:

$$P = 0,5 \cdot 0,75 \cdot \sigma_t \cdot d_f^2 = 0,375 \cdot d_f^2 \cdot \sigma_t$$

Si además debe el tornillo resistir esfuerzos dinámicos, como por ejemplo vibraciones, será la resistencia unitaria σ_t'' aún menor, adoptándose el valor:

$$\text{Ec. (60)} \quad \sigma_t'' = \frac{3}{4}\sigma_t'$$

de donde resulta:

$$P = 0,28\sigma_t d_f^2$$

Por lo tanto, para el tornillo sometido a esfuerzo de tracción, torsión y esfuerzos dinámicos es:

$$\text{Ec. (61)} \quad d_f = \sqrt{\frac{3,57P}{\sigma_t}}$$

SOLDADURA COMO ELEMENTO DE UNIÓN

Por otro lado se debe considerar la soldadura como elemento de unión donde se debe tener especial cuidado en la preparación de la junta a soldar, para el caso de unión de dos piezas *a tope* en V, el cálculo de la resistencia de la soldadura se hace considerando la sección de la misma correspondiente a la pieza de menor espesor y la longitud efectiva l del cordón soldadura se obtiene descontando a la longitud total l_1 los extremos a iguales al espesor de la pieza más delgada. Para el caso que se coloque un refuerzo debajo de ambas piezas de mayor ancho que las mismas, la longitud del cordón l_1 se realiza de la misma longitud que éste ancho, motivo por el cual la longitud efectiva l del cordón es igual al ancho de las piezas.

La resistencia de un cordón de soldadura a las solicitaciones a los cuales estará sometido dependerá de la resistencia unitaria admisible del material de aporte y de la sección que el cordón presente a estas solicitaciones. En todos los casos deberá verificarse que la resistencia unitaria a la cual esté sometido el cordón de la soldadura deberá ser menor que la resistencia unitaria admisible del material que constituya éste, es decir:

$$a) \quad \sigma_{sold} \leq \sigma_{sold.admisible} \quad y \quad b) \quad \tau_{sold} \leq \tau_{sold.admisible}$$

Si las piezas a soldar son de sección rectangular la resistencia a la tracción o compresión y al corte respectivamente, serán las siguientes:

$$\sigma_{sold} = \frac{F}{a.l} \leq \sigma_{sold.admisible} \quad y \quad \tau_{sold} = \frac{F}{a.l} \leq \tau_{sold.admisible}$$

Si la unión soldada estuviera sometida a esfuerzos de flexión, se tiene que el momento flector que deberá resistir el cordón de soldadura es:

$$Ec. (62) \quad M = F.e$$

siendo “e” la distancia en cantiliver. Pero considerando el esfuerzo unitario a la flexión σ_{sold} a una distancia “c” del eje neutro, el momento de inercia I_{sold} de la sección de la soldadura que resiste el esfuerzo se tiene:

$$Ec. (63) \quad \sigma_{sold} = \frac{M}{I_{sold}} c \leq \sigma_{sold.adm.a.la.flexion}$$

Del cociente entre el momento de inercia I_{sold} y la fibra v más alejada del eje neutro, se obtiene el momento resistente o módulo resistente de la sección W :

$$Ec. (64) \quad W = \frac{I_{sold}}{v}$$

Resultando por lo tanto para el esfuerzo unitario a la flexión de la soldadura la expresión:

$$\sigma_{soid} = \frac{M}{I_{soid}} \cdot v = \frac{M}{\frac{I_{soid}}{v}} = \frac{M}{W} \leq \sigma_{soid.admisible}$$

Ec. (65)

Para la sección rectangular, por ser:

$$\text{a) } v = \frac{1}{2} a \quad \text{y} \quad \text{b) } I_{soid} = \frac{l \cdot a^3}{12}$$

el módulo resistente resulta:

$$\text{Ec. (66) } W_{soid} = \frac{l \cdot a^2}{6}$$

CONSIDERACIONES ACERCA DE LA ELECTRICIDAD DENTRO DE UNA EMBARCACIÓN

Como en todo vehículo las embarcaciones contemplan una serie de equipos los cuales en buena parte ya han sido discutidos como el sistema de propulsión o la planta motriz; no obstante la alimentación de energía eléctrica es necesaria para la puesta en marcha de bombas, motores y demás sistemas auxiliares, la cual generalmente es almacenada en un acumulador y este surte de energía en los momentos donde la demanda de electricidad se hace mas intensa como por ejemplo al poner en marcha los motores donde toda la energía eléctrica es solicitada por el motor de arranque de forma pulsante, una vez que el motor es encendido el acumulador deja de surtir de energía y pasa a recibirla del alternador el cual es un elemento que esta acoplado a las correas del motor y tiene funciones de generador eléctrico realimentando el sistema.

Pero la electricidad en motores de combustión interna no solo esta limitada al proceso de arranque, todas las operaciones de instrumentación y control hacen uso de ella alimentando sensores, relojes indicadores entre otros. Se deben tener en cuenta aspectos que afectan el desempeño del sistema eléctrico dentro de la embarcación para que este sea lo suficientemente eficiente y confiable.

CONDUCTORES Y RESISTENCIA

La resistividad o resistencia específica, es la resistencia de cualquier material a permitir el paso del flujo de electrones en función de la longitud y sección transversal. Las formas más comunes de medir resistividades son el centímetro cúbico y el cir mil·ft.

El *circular mil* es una unidad de área igual a un círculo cuyo diámetro es 1 mil (0.001 pulgadas), por tanto el *cir mil·ft* es medido en función de pies (ft) de longitud y con sección transversal uniforme.

COEFICIENTE DE RESISTENCIA POR TEMPERATURA

La resistencia es función de la temperatura (ecuación 67), si la temperatura aumenta la resistencia también; para un conductor la forma de calcularla es:

$$\text{Ec. (67)} \quad R = R_0 \cdot (1 + \alpha \cdot t)$$

donde R_0 es la resistencia del material a 20°C, α es el coeficiente de resistencia por temperatura (para el cobre (Cu) es 0.00393 y t es la temperatura en °C. Las unidades de R son $\Omega \cdot \text{cir mil/ft}$.

El cobre (Cu) es el material más utilizado para hacer conductores eléctricos. Posee una alta conductividad, bajo costo relativo, buena resistencia a la oxidación y de muy buenas características mecánicas como la resistencia a la tracción, rigidez y ductilidad. Junto a la resistencia a la tracción también tiene un bajo coeficiente de expansión por temperatura lineal

CALCULOS PARA CABLEADO

Para determinar el tamaño correcto del cable a utilizar se deben tener en cuenta varios valores y factores; el mínimo tamaño permisible de un conductor está determinado por la cantidad de corriente máxima para el tipo de aislante, otra razón para determinar el diámetro correcto del conductor está basada en evitar saltos de voltaje, como es imposible evitarlos completamente existe un pequeño porcentaje tolerable. Para la operación de ciertos equipos la importancia de determinar el tamaño

del conductor va en función de evitar saltos de voltaje mayores al 3%, disipación de energía por calor o sobrecargas.

La resistencia de un conductor de cobre (Cu) está expresada por:

$$\text{Ec. (68)} \quad \text{Ec. (67)} \quad R = 10.8 \cdot \frac{l}{A}$$

donde l es la longitud del conductor y A es el área en cir mils.

Si la longitud del conductor está en función de la distancia de transmisión de energía (en el caso de ser dos cables paralelos se toma la distancia de un solo cable) y considerando el salto de voltaje permisible se tiene que:

$$\text{Ec. (68)} \quad e = \frac{21.6 \cdot Id}{A}$$

donde I es la intensidad de la corriente, d es la longitud del cable y e es el salto máximo permisible en el voltaje; ahora si queremos saber el tamaño del conductor en unidades de circular mils tenemos:

$$\text{Ec. (69)} \quad A = \frac{21.6 \cdot Id}{e}$$

donde A es el tamaño del conductor necesario. Luego se entra en las tablas 2 y 3 para seleccionar el tamaño de los cables según lo disponible comercialmente.

Tabla 2 Tamaños de cables disponibles en el mercado

AWG and size of wire, cir mils	Resistance in 1,000 ft of line (2,000 ft of wire), copper	Reactance in 1,000 ft of line (2,000 ft of wire) at 60 Hz for the distance given in inches between centers of conductors										
		½	1	2	3	4	5	6	9	12	18	24
14- 4,107	5.06	0.138	0.178	0.218	0.220	0.233	0.244	0.252	0.271	0.284	0.302	
12- 6,530	3.18	0.127	0.159	0.190	0.210	0.223	0.233	0.241	0.260	0.273	0.292	
10- 10,380	2.00	0.116	0.148	0.180	0.199	0.212	0.223	0.231	0.249	0.262	0.281	
8- 16,510	1.26	0.106	0.138	0.169	0.188	0.201	0.212	0.220	0.238	0.252	0.270	0.284
6- 26,250	0.790	0.095	0.127	0.158	0.178	0.190	0.201	0.209	0.228	0.241	0.260	0.272
4- 41,740	0.498	0.085	0.117	0.149	0.167	0.180	0.190	0.199	0.217	0.230	0.249	0.262
2- 66,370	0.312	0.074	0.106	0.138	0.156	0.169	0.180	0.188	0.206	0.220	0.238	0.252
1- 83,690	0.248	0.068	0.101	0.132	0.151	0.164	0.174	0.183	0.201	0.214	0.233	0.246
0-105,500	0.196	0.063	0.095	0.127	0.145	0.159	0.169	0.177	0.196	0.209	0.228	0.241
00-133,100	0.156	0.057	0.090	0.121	0.140	0.153	0.164	0.172	0.190	0.204	0.222	0.236
000-167,800	0.122	0.052	0.085	0.116	0.135	0.148	0.158	0.167	0.185	0.199	0.217	0.230
0000-211,600	0.098	0.046	0.079	0.111	0.130	0.143	0.153	0.161	0.180	0.193	0.212	0.225
250,000	0.085	—	0.075	0.106	0.125	0.139	0.148	0.157	0.175	0.189	0.207	0.220
300,000	0.075	—	0.071	0.103	0.120	0.134	0.144	0.153	0.171	0.185	0.203	0.217
350,000	0.061	—	0.067	0.099	0.138	0.128	0.141	0.149	0.168	0.182	0.200	0.213
400,000	0.052	—	0.064	0.096	0.114	0.127	0.138	0.146	0.165	0.178	0.197	0.209
500,000	0.042	—	—	0.090	0.109	0.122	0.133	0.141	0.160	0.172	0.192	0.202
600,000	0.035	—	—	0.087	0.106	0.118	0.128	0.137	0.155	0.169	0.187	0.200
700,000	0.030	—	—	0.083	0.102	0.114	0.125	0.133	0.152	0.165	0.184	0.197
800,000	0.026	—	—	0.080	0.099	0.112	0.122	0.130	0.148	0.162	0.181	0.194
900,000	0.024	—	—	0.077	0.096	0.109	0.119	0.127	0.146	0.159	0.178	0.191
1,000,000	0.022	—	—	0.075	0.094	0.106	0.117	0.125	0.144	0.158	0.176	0.188

Tabla 3 Diámetros de conductores en cables

AWG size	Diameter, mm	kgf/km	m/Ω	Area, mm ²
14	1.628	18.50	120.7	2.08
12	2.053	29.42	191.9	3.31
10	2.588	46.77	305.1	5.261
8	3.264	74.37	485.2	8.367
6	4.115	118.2	771.5	13.30
4	5.189	188.0	1227	21.15
2	6.544	299.0	1951	33.62
1	7.348	377.0	2460	42.41
0	8.252	475.4	3102	53.49
00	9.266	599.5	3911	67.43
000	10.40	755.9	4932	85.01
0000	11.68	935.2	6219	107.2

Se debe tener en cuenta que los lugares donde deben pasar los cables deben estar libres de altas temperaturas ya que influyen en el desempeño del conductor, la zona a albergar al cable dentro de una embarcación debe favorecer a mantener una temperatura de operación óptima; adicionalmente se debe determinar el tipo de aislante o recubrimiento que tenga el cable ya que este al operar en ambientes corrosivos y húmedos típicos de las embarcaciones debe ser capaz de mantener su operatividad bajo dichas condiciones.

Se hace necesario escoger el tipo de aislante (ver tablas 4 y 5) que sea capaz de tolerar dichas condiciones.

Tabla 4 Tipos de recubrimientos para cables

Conductor size: AWG or MCM	Copper		
	60	75	90
	Types TW, UF	Types RH, RHW, THW, THWN, XHHW, USE, ZW	Types SA, AVB, FEP, FEPB, THHN, RHH, XHHW*
14	18†	22†	25†
12	23†	28†	32†
10	29†	37†	42†
8	36	48	55
6	50	64	75
4	65	83	97
3	76	98	114
2	87	112	130
1	104	134	156

Tabla 5 Aplicaciones de los recubrimientos para cables

Max operating temperature = 75°C (167°F)			
RH	Heat-resistant rubber	Dry	1,2
RHW	Moisture- and heat-resistant rubber*	Dry and wet	1,2
THW	Moisture- and heat-resistant thermoplastic	Dry and wet	None
THWN	Moisture- and heat-resistant thermoplastic	Dry and wet	Nylon
XHHW	Moisture- and heat-resistant cross-linked polymer	Wet	None
RFH-1 and 2	Heat-resistant rubber-covered solid or 7-strand	<i>b-d</i>	None
FFH-1 and 2	Heat-resistant rubber-covered flexible stranding	<i>b-d</i>	None
UF	Moisture-resistant and heat-resistant	Dry and wet	None
USE	Heat- and moisture-resistant	Dry and wet	4
ZW	Modified ethylene tetrafluoroethylene	Wet	None
Max operating temperature = 85°C (185°F)			
MI	Mineral-insulated (metal-sheathed)	Dry and wet	Copper
Max operating temperature = 90°C (194°F)			
RHH	Heat-resistant rubber	Dry	1,2
THHN	Heat-resistant thermoplastic	Dry	Nylon
THW	Moisture- and heat-resistant thermoplastic	<i>f</i>	None
XHHW	Moisture- and heat-resistant cross-linked synthetic polymer	Dry	None
FEP	Fluorinated ethylene propylene	Dry	None
FEPB	Fluorinated ethylene propylene	Dry	3
TFN	Heat-resistant thermoplastic covered, solid or 7-strand	<i>ed</i>	Nylon
TFFN	Heat-resistant thermoplastic flexible stranding		Nylon
MTW	Moisture-, heat-, and oil-resistant thermoplastic machine-tool wiring (NFPA Stand. 79, NEC 1975, Art. 670)	Dry	None or nylon
SA	Silicone asbestos	Dry	Asbestos or glass
Max operating temperature = 150°C (302°F)			
Z, ZW	Modified ethylene tetrafluoroethylene	Dry	None
Max operating temperature = 200°C (392°F)			
FEP, FEPB	Fluorinated ethylene propylene Special applications	Dry	None 3
PF, PGF	Fluorinated ethylene propylene	<i>ed</i>	None or glass braid
PFA	Perfluoroalkoxy	Dry	None
SF-2	Silicone rubber, solid or 7-strand	<i>ed</i>	Nonmetallic
Max operating temperature = 250°C (482°F)			
MI	Mineral-insulated (metal-sheathed), for special applications	Dry and wet	Copper
TFE	Extruded polytetrafluoroethylene, only for leads within apparatus or within raceways connected to apparatus, or as open wiring (silver or nickel-coated copper only)	Dry	None
PFAH	Perfluoroalkoxy (special application)	Dry	None
PTF	Extruded polytetrafluoroethylene, solid or 7-strand (silver or nickel-coated copper only)	<i>ed</i>	None

CAPITULO IV

METODOLOGÍA

Se diseñó una metodología orientada al diseño y construcción de los elementos necesarios para la puesta en operación de la embarcación adaptando los sistemas de propulsión, planta motriz, transmisión de potencia, electricidad y controles, basándose en los principios de ingeniería y las condiciones exigidas por los fabricantes de los equipos, buscando así garantizar el mejor desempeño y extensión de vida útil de la embarcación.

Se contemplan un conjunto de procedimientos que serán descritos paso a paso tomando matrices de diseño y comparación de distintas opciones, para obtener las adaptaciones necesarias abriendo la posibilidad de llegar a un proceso relativamente sencillo y que se pueda repetir varias veces esperando que pueda ser aplicado en embarcaciones del mismo tipo y sustentado con cálculos de las partes, piezas y mecanismos a construir e instalar.

PUNTOS DE OPERACIÓN DEL PROPULSOR Y DE LA PLANTA MOTRIZ

Antes de entrar de lleno a los procedimientos de instalación de los sistemas, se debe hacer la selección correcta de los equipos de propulsión y planta motriz ya que todas las adaptaciones que se contemplarán están basadas en estos dos sistemas; dicha selección se realiza tomando los puntos de operación y de máximo desempeño del propulsor y el motor, obteniendo como resultado un conjunto motor propulsor bastante eficiente y de alta durabilidad.

El propulsor a chorro de agua que se instaló en la embarcación es el modelo HJ241 HSRX de la casa Hamilton; dicho fabricante propone una serie de ecuaciones y gráficos para obtener las características de potencia del motor necesario, basándose en la velocidad máxima que se desea que desarrolle la embarcación, en este caso la Guardia Nacional requiere que la embarcación “PBR” alcance los 35 nudos de

velocidad máxima ya que desempeña labores de vigilancia fluvial y estimando un peso total de 13000kg entre peso muerto de la embarcación, tripulación y carga, de la siguiente expresión (ecuación 1) tenemos:

$$\text{Ec. (1)} \quad V = \frac{180}{\sqrt{\frac{D}{P}}}$$

Donde: V= Velocidad del casco en nudos [kn]

D= Carga máxima de operación [kg]

P= Potencia máxima de la(s) unidad(es) motrices [HP]

180= Factor empírico de cálculo y unidades.

Despejando la variable P

$$P = \frac{D \cdot V^2}{32400}$$

Tenemos que:

$$P = \frac{13000\text{kg} \cdot (35\text{kn})^2}{32400} = 491,25\text{HP}$$

Luego de obtenido este valor se divide entre el numero de motores y se compara con el valor del motor disponible y se comprueba la selección. Con la potencia obtenida se entra en el gráfico 1 (ver marco referencial) y con la máxima velocidad angular del motor se escoge el tipo de impelente o rodete, dando como uno del tipo 4.0.

Con los valores de impelente y la potencia de la embarcación se entra en el gráfico 2 pudiendo así estimarse el esfuerzo que va a soportar el casco, valor que sirve como referencia para determinar si este requiere ser reparado.

Una vez determinado el valor de potencia requerido se comprobaría la elección de las unidades motrices, siendo estas del tipo diesel Yamaha ME421 con una entrega de potencia máxima de 250 HP por cada unidad sobrepasando el valor necesario garantizando así un buen desempeño de la embarcación. Este es un motor con 4200 cc de desplazamiento, 6 cilindros en línea, sobrealimentado por turbocargador y con sistemas de intercooler.

PREPARACIÓN DEL CASCO

Al completar la selección del conjunto se procedió a acondicionar el casco de la embarcación para la instalación de las unidades propulsoras y unidades motrices, buscando que las modificaciones en forma y estructura sean las mínimas. El casco fue construido en fibra de vidrio y una modificación mayor implicaba hacer trabajos complicados que toman largos períodos de construcción lo cual no era ventajoso para los tiempos de entrega estipulados en el proyecto.

Para el montaje de las unidades propulsoras se procedió a instalar unas placas de aluminio en el casco (ver anexo A) suministradas por el fabricante que funcionan como las tomas de succión del sistema y adicionalmente son soporte del propulsor al casco. Por la geometría del propulsor y su funcionamiento el sistema de reversa de marcha y la tobera de descarga llevan una inclinación de 5° respecto al eje imaginario que lo atraviesa longitudinalmente, esto obliga a que el espejo de popa de la embarcación donde se instaló el propulsor lleve esta misma inclinación con respecto al plano que lo contiene (ver anexo B); esto se logró fabricando e insertando una cuña hecha en fibra de vidrio por cada propulsor para proporcionar dicho ángulo de manera uniforme y evitar realizar modificaciones mayores en la forma del casco.

LA TRANSMISION DE POTENCIA

Una vez instaladas las dos unidades propulsoras se procedió a determinar como cambia de altura el motor dentro de la sala de máquinas debido al ángulo de 5° que forma la toma de potencia de los propulsores respecto a la toma de potencia de los motores, obligándolos a estar en planos paralelos buscando que sea completamente alineados y así reducir vibraciones; para ello se construyó un eje rígido con bridas en los extremos siendo este el caso más favorable durante la alineación. Dicho eje rígido fue conectado a la brida del propulsor y así alinear el conjunto determinándose las alturas para los soportes de los motores y sus bases para

su diseño, luego fue comprobado colocando comparadores de carátula en contra del acople del motor y otro en contra del acople del propulsor, detectándose diferencias pequeñas corregibles por medio de las zapatas de las bases de los motores las cuales vienen con un mecanismo sencillo de tornillo y tuerca para variar las alturas independientes de cada base; pero gracias a las vibraciones propias de los motores la alineación se pierde por ciertos instantes como por ejemplo en el encendido; por esta razón se contemplaron los siguientes sistemas de transmisión de potencia en una tabla con las ponderaciones siguientes: 1 malo, 2 deficiente, 3 promedio, 4 bueno, 5 excelente.

Tabla 6 Comparación de tipos de acoples

Dispositivo	Características Generales					Totales
	Desalineación Permitida	Absorción de Vibraciones	Dificultad de Montaje	Dificultad de Manufactura	Durabilidad	
Eje rígido (construido a partir de un tubo de acero con juntas tipo brida en sus extremos)	1	1	1	5	5	13
Acople flexible de goma vulcanizada sobre acero tipo Vulkan	5	5	5	1	1	17
Conjunto cardan con juntas universales a los extremos	3	5	5	3	5	21

El criterio tomado para la selección del elemento de transmisión de potencia fue basado en las características evaluadas en la tabla 6; las características ideales del elemento a emplear eran: admitir altos valores de desalineación, alta capacidad de absorción de vibraciones, fácil montaje e instalación, fácil manufactura y gran durabilidad.

Comparando las características entre los tres elementos, se determinó que el mecanismo que cumplía con los requerimientos necesarios para operar en la embarcación fueron los cardanes o juntas universales de transmisión.

Una vez escogido al cardan como elemento a instalar se procedió a realizar los cálculos necesarios para el diseño del sistema de transmisión de potencia que posteriormente fueron suministrados a el fabricante para construir según los parámetros indicados, tomando en cuenta los puntos críticos donde las fuerzas que pueden ser ejercidas causen mal funcionamiento, altas vibraciones o hasta que falle el mecanismo, dichas partes son: el tubo que une a las juntas universales, el eje nervado del mecanismo telescópico, las crucetas y los tornillos que sujetan a todo el cardan.

El tubo que une a las juntas universales se calculó en función a la torsión que va a estar sometido y se consideran los datos de transmisión de potencia y torque suministrados por el fabricante de los motores adicionalmente se toma en cuenta los datos sobre resistencia mecánica de los tubos que se comercializan para tal fin.

Se describe la siguiente ecuación:

$$\text{Ec. (29)} \quad \tau_{\max} = \frac{Tr \cdot L}{J}$$

donde Tr es el torque transmitido por el motor, L es la longitud del tubo, J el momento polar de inercia del tubo $J = (\pi/2) (r_o^4 - r_i^4)$ y τ_{\max} el máximo esfuerzo cortante soportado por el material. El fabricante informa que el valor aproximado de torque en máximo régimen (3800 rpm) del motor es de 47,77 kgf-m; la longitud del elemento es determinada a partir de la distancia de separación entre los elementos a conectar restando las longitudes de los acoples, las crucetas y el elemento telescópico, lo cual arrojó un valor de 1,06m, adicionalmente el material comúnmente utilizado para este tipo de aplicaciones es un tubo de acero ASTM 572 con un valor de esfuerzo máximo cortante de 2109,209 kgf/cm² por tanto el valor a determinar es respecto a la geometría del tubo en cuanto a diámetro y espesor de pared. Adicionalmente consideramos un factor de seguridad para el adecuado diseño, tomando en cuenta que se deseaba una buena durabilidad del conjunto y un elevado número de horas de servicio se eligió un factor de seguridad de 2 (dos unidades) representando esto que para presentarse una falla se deben duplicar los valores críticos.

Tenemos que:

$$\frac{\tau \max}{2} = \frac{Tr \cdot L}{J} = \frac{47,77 \text{ kgf} \cdot \text{m} \cdot 1,06 \text{ m}}{\left(\frac{\pi}{2}\right) \cdot (r_o^4 - r_i^4)} = \frac{2,109 \times 10^7 \text{ kgf}}{2 \text{ m}^2}$$

$$r_o^4 - r_i^4 = 2,929 \times 10^{-6} \text{ m}^4$$

Evaluando las dimensiones en que se fabrican este tipo de tubos a nivel comercial usamos como radio externo (r_o) 0,0381m (3 pulgadas de diámetro), obteniendo como resultado un radio interno (r_i) 0.0351m y un espesor de pared de 3mm.

$$r_i^4 = r_o^4 - 2,929 \times 10^{-6} \text{ m}^4$$

$$r_i = 35,1 \text{ mm}$$

Otra parte del dispositivo crítica en la transmisión de potencia es el eje nervado el cual estará solicitado a esfuerzos de tipo cortante sobre sus dientes; dicho eje nervado consiste en un eje macizo con varios canales o hendiduras hechos por medio de fresado, esta pieza es completada por otro grupo de dientes hechos dentro de un cilindro que debe acoplar externamente al primero donde deben coincidir los dientes de uno en los espacios vacíos del otro, debe existir una pequeña diferencia entre las circunferencias donde están los dientes para que engranen y el eje pueda cumplir su tarea de ser telescópico (cambiar su longitud dependiendo del requerimiento manteniendo su capacidad de transmisión de potencia); lo primero a determinar es el diámetro del núcleo macizo del eje nervado. Del cálculo anterior del tubo a torsión:

$$r_o^4 - r_i^4 = 2,929 \times 10^{-6} \text{ m}^4$$

Si ahora decimos que $r_o^4 - r_i^4$ es r^4 por ser un eje macizo del mismo material tenemos que

$$r^4 = 2,929 \times 10^{-6} \text{ m}^4$$

$$r = \sqrt[4]{2,929 \times 10^{-6} \text{ m}^4} = 0,02065 \text{ m} = 20,65 \text{ mm}$$

Considerando una altura de diente de por lo menos 3mm tenemos que

$$Dp = 44,3 \text{ mm}$$

$$Dext = 47,3 \text{ mm}$$

Se debe tomar en cuenta el número de dientes que debe ser el mismo entre el eje y el cilindro externo a el, determinamos así el módulo o paso diametral:

$$\text{Ec. (37)} \quad M = \frac{D_p}{z} = \frac{44,3\text{mm}}{16} = 2,7687\text{mm}$$

Teniendo como espesor de diente:

$$e = \frac{\pi}{2p_d}$$

$$\text{Donde Ec. (35)} \quad p_d = \frac{z}{D_p} = \frac{1}{M} \quad \text{Ec. (37)} \quad e = \frac{\pi}{2 \cdot 0,3611} = 4,3491\text{mm}$$

Una vez dimensionado el eje nervado, se procedió a determinar los valores del las nervaduras externas a este (internas al cilindro que lo contiene), tomando como punto de partida para los cálculos el módulo M el cual debe ser el mismo para que se logre la transmisión de potencia.

$$\text{Altura de cabeza del diente: Ec. (40)} \quad a = M = 2,7687\text{mm.}$$

$$\text{Altura de pie del diente: Ec. (41)} \quad :d = 1,166M = 1,166 (2,7687\text{mm}) = 3,2283\text{mm}$$

$$\text{Altura total del diente: Ec. (42)} \quad h = 2,166M = 2,166 (2,7687\text{mm}) = 5,997\text{mm}$$

$$\text{Diámetro primitivo: Ec. (43)} \quad D_p = zM = 16 (2,7687\text{mm}) = 44,3\text{mm}$$

La fuerza tangencial transmitida sobre las nervaduras o dientes se determinó por la siguiente expresión:

$$\text{Ec. (46)} \quad F_t = \frac{71620 \cdot N}{R \cdot n} = \frac{71620 \cdot 250\text{HP}}{2,365\text{cm} \cdot 3800\text{rpm}} = 1992,3224\text{kgf}$$

donde N potencia en HP, R radio primitivo en cm y n velocidad angular del motor en rpm. Luego dicha fuerza se dividió entre el número de dientes a los que se transmitía potencia:

$$F_{tt} = \frac{F_t}{z} = \frac{1992,3224\text{kgf}}{12} = 166,0268\text{kgf}$$

Se consideró en el diseño que en caso de falla en el elemento de transmisión la el eje nervado del mecanismo telescópico estará más cerca del motor ya que quedaría rotando la parte más corta del elemento evitando mayores daños.

Posteriormente se procedió a calcular la eficiencia de la potencia a transmitir por las crucetas a los acoples de los extremos al igual que la desalineación entre ambos extremos. Estos cálculos se hicieron para la situación más desfavorable y es cuando el motor es encendido y esta en su mínimo ralenti (velocidad de giro) y este es el punto donde mayor número de vibraciones hay donde se estimó unos 3° de desalineaciones, vale destacar que dichos valores son bastante difíciles de medir y determinar con exactitud bien sea por instrumentos o por la naturaleza del lugar de montaje del motor, además para efectos del cálculo se estimó también un error en la alineación en el estado de reposo del conjunto de alrededor de 2° el cual es agregado al valor de desalineación por efectos de la vibración.

La eficiencia viene dada por:

$$\text{Ec. (27)} \quad \eta = 100 \cdot (1 - 0.003 \cdot \theta)$$

$$\eta = 100 \cdot (1 - 0.003 \cdot 5) = 98,5\%$$

Dicho valor representa por ejemplo que en el momento donde el motor esté entregando su máximo valor de potencia de 250HP, se disipa una parte de dicha energía en vibraciones y demás pérdidas transmitiéndose unos 246,25HP.

La existencia de desalineaciones entre los extremos causa un pequeño retraso en cuanto a la velocidad angular transmitida y se determinó mediante la siguiente expresión:

$$\text{Ec. (28)} \quad \frac{\omega_2}{\omega_1} = \frac{\cos(\theta)}{1 - \text{sen}^2(\theta) \cdot \text{sen}^2(\alpha + 90)} = \frac{\cos(5^\circ)}{1 - \text{sen}^2(5^\circ) \cdot \text{sen}^2(2^\circ + 90^\circ)} = 0.9963$$

Este factor representa el cociente de vueltas entre el motor y el propulsor, proporciona una manera de medir (de forma adimensional) la diferencia entre la velocidad angular del acople inductor y el acople inducido.

Por otro lado tanto el motor como la unidad propulsora vienen con el número de tornillos a emplear para los acoples, de estos conocemos el diámetro pero no que material a emplear y de que grado seleccionar el tornillo, por tanto debemos determinarlo según las cargas a las que van a estar solicitados.

Si es t_{adm} el esfuerzo unitario admisible al corte del material del tornillo, la fuerza cortante P que el tornillo puede soportar es:

$$\text{Ec. (50)} \quad P = A \cdot t_{adm}$$

Si son z tornillos, la fuerza que deberá soportar cada uno de ellos será:

$$\text{Ec. (53)} \quad P = z \frac{\pi d_1^2}{4} \tau_{adm}$$

Como conocemos la fuerza P , el diámetro d_1 , el número de tornillos z , el τ_{adm} viene dado por la siguiente expresión:

$$\tau_{adm} = \frac{4 \cdot P}{z \cdot \pi \cdot d_1^2}$$

La fuerza P es determinada a partir del torque generado por el motor y el brazo de distancia desde el cigüeñal hasta el punto de aplicación de dicha fuerza; para efectos de los cálculos dicho torque será el máximo que el motor es capaz de entregar.

$$T = P \cdot B$$

Donde T es el torque entregado, P es la fuerza y B la longitud del brazo donde es aplicada la fuerza; despejando tenemos que:

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

Se analizó cada acople por separado comenzando por el del motor donde la distancia desde el cigüeñal hasta los tornillos (B) es de aproximadamente 50mm, y para un valor de torque (T) de 45,77kgf-m tenemos que:

$$P = \frac{45,77 \text{kgf} \cdot \text{m}}{0,05 \text{m}} = 915,4 \text{kgf}$$

Luego sustituyendo en la ecuación de τ_{adm} y completando con los siguientes datos donde el número de orificios para tornillos (z) en el acople del motor es de 4 y el diámetro de dichos orificios está dado para tornillos M10 se determina:

$$\tau_{adm} = \frac{4 \cdot 915,4 \text{kgf}}{4 \cdot \pi \cdot (0,01 \text{m})^2} = 2913809,3043 \frac{\text{kgf}}{\text{m}^2} = 4144,411 \text{PSI}$$

Habiendo determinado este valor crítico y tomando en cuenta la disponibilidad de tornillos a nivel comercial se seleccionaron tornillos tipo M10

grado 8.8 de acero al carbono los cuales ofrecen valores de esfuerzo a corte admisibles mucho mayores (alrededor de 16000PSI) que el determinado anteriormente.

Se prosiguió con la selección de los tornillos del acople de la unidad propulsora, los cuales son 8 tornillos tipo M8 y en función de la resistencia necesaria se debe determinar que grado utilizar, teniendo que la distancia desde el cigüeñal hasta el punto de aplicación de la fuerza P es de aproximadamente 60mm, y para un valor de torque (T) de 45,77kgf-m tenemos que:

$$P = \frac{45,77 \text{kgf} \cdot \text{m}}{0.06 \text{m}} = 762,8333 \text{kgf}$$

$$\tau_{adm} = \frac{4 \cdot 762,8333 \text{kgf}}{8 \cdot \pi \cdot (0,008 \text{m})^2} = 1897011,1829 \frac{\text{kgf}}{\text{m}^2} = 2698,184 \text{PSI}$$

Se tomó la decisión de mantener un mismo patrón de tornillos a emplear y se seleccionaron los tornillos grado 8.8 de acero al carbono que ofrecen valores de esfuerzo a corte admisibles mucho mayores (alrededor de 16000PSI) que el determinado anteriormente.

Una vez dimensionado todo el elemento se solicitó a un fabricante de este tipo de dispositivos su construcción, la cual se describe a continuación:

- (a) Se seleccionan dos juegos de crucetas *hardy spicer 1400*.
- (b) Se selecciona una brida *elbe 112* para colocarla en la toma de potencia de la turbina.
- (c) Se selecciona una brida *hardy spicer* rectangular de 4 orificios para colocarla en la toma de potencia del motor.
- (d) Para la manufactura de la barra a utilizar en el mecanismo telescópico se procede a maquinarse en una fresadora los dientes según las dimensiones especificadas anteriormente.
- (e) En una máquina cepilladora se realizan los dientes del cilindro externo a la barra.

(f) Con las dimensiones obtenidas se corta el tubo de acero al carbono ASTM 572 seleccionado.

(g) Al tener preparadas las partes del conjunto de transmisión de potencia estas son ensambladas de la siguiente forma; la brida *elbe 112* es soldada al tubo de acero en uno de sus extremos, luego en el otro extremo es soldada la barra con la nervadura y lubricada con grasa marina, luego a este se acopla la camisa nervada la cual previamente fue soldada a la brida *hardy spicer rectangular*.

(h) Teniendo el conjunto ya construido se procedió a colocarse en unos apoyos y conectarse a un motor que lo gira a distintos valores de velocidad angular y es balanceado con pequeños contrapesos hasta reducir al mínimo las vibraciones.

(i) Al terminar el proceso de balanceo se le pintan pequeñas marcas en el eje nervado y en la camisa que lo contiene por si se da el caso donde requiera de separarse no perder el balanceo acoplándolo de forma distinta.

BASES DE LA PLANTA MOTRIZ

Una vez seleccionado el elemento para la transmisión de potencia entre la planta motriz y el propulsor, se procedió a diseñar las bases que soportan al motor teniendo como principal limitante proporcionar la alineación más precisa posible tomando en cuenta que la toma de potencia del conjunto propulsor está inclinada 5° respecto al fondo del casco obligando al motor a seguir esa misma inclinación, presentándose particularidades en el diseño, como por ejemplo la diferencia de cota entre los apoyos delanteros y traseros del motor, ofrecer fácil acceso a las partes más bajas del motor como el cárter entre otros, se colocó un eje rígido en el acople del propulsor y en función a este se acopló el motor a el, pudiendo así determinar las alturas necesarias de las bases. En el diseño de las bases se tomó especial atención en el hecho de no alterar la forma ni estructura del casco hecho en fibra de vidrio, y tampoco afectar las cuadernas hechas también en fibra de vidrio en las cuales iban apernadas las bases de los motores anteriores hechas en perfiles tipo L de aluminio (Ver anexo C). Se decidió mantener la misma configuración respecto a los perfiles y a estos se le soldaron elementos hechos a partir de láminas de aluminio que brindan la

altura necesaria para la alineación en dicho proceso se removieron los perfiles de aluminio de las cuadernas y fueron soldados por fuera ya que la resina con que se da forma a la fibra de vidrio se incendia a altas temperaturas, en dichas láminas se realizaron taladrados de 13mm en sus caras superiores para apernar el motor a ellas.

Una vez colocadas de nuevo sobre las cuadernas las bases ya soldadas, se realizó el montaje del motor con la ayuda de una grúa y un polipasto manual; luego de apernado el motor a las bases se comprobó la alineación colocando de nuevo el eje rígido utilizado para determinar las alturas necesarias, comprobándose una pequeña desalineación casi imperceptible a simple vista, para determinar exactamente el valor a corregir se procedió a utilizar un reloj comparador de carátula en ambos acoples, una vez conocidos dichos valores estos se corrigieron cambiando de altura las zapatas de las bases propias del motor ya que cuentan con un mecanismo de un tornillo con varias tuercas con el cual varían las alturas de cada una forma independiente.

Para el correcto diseño de los soportes se tomaron los siguientes parámetros y cálculos:

Teniendo en cuenta que el peso muerto del motor (suministrado por el fabricante) es de 427kg el cual es distribuido de manera uniforme entre las 4 bases soportando cada una 106,75kg.

Siendo el torque del motor:

$$T = \frac{Pot}{\omega} = \frac{250HP \cdot 550 \frac{lb - pie}{s}}{2 \cdot \pi \cdot \frac{3800rpm}{60s}} = 47,7718kgf - m$$

Ahora tenemos que el brazo del torque aplicado sobre las bases viene dado por la distancia de la base hasta el centro del cigüeñal (b), por tanto la fuerza transmitida viene dada por:

$$FT_2 = \frac{T}{b} = \frac{47,7718kgf - m}{0,287m} = 166,4522kgf$$

Luego es dividida entre 2 ya que esa es la cantidad de fuerza aplicada por lado y cada lado tiene 2 bases:

$$FT = \frac{FT_2}{2} = \frac{166,4522kgf}{2} = 83,2261kgf$$

Se debe tener en cuenta que la fuerza que vaya a soportar la base como tal es la suma del peso muerto del motor y la fuerza que se transmite.

$$FTT = FT + \text{PesoMuerto} = 83,2261kgf + 106,75kgf = 189,9761kgf$$

Colocando una carga distribuida sobre la base:

$$W = \frac{FTT}{L} = \frac{189,9761kgf}{0,12m} = 1583,1341 \frac{kgf}{m}$$

Al determinar la carga a la que va a estar sometida la base se procede a calcular las distintas reacciones generadas en la base. Partiendo de la parte II de la base determinamos R_{BY} , R_{CY} , M_B y M_C .

$$R_{BY} = R_{CY} = \frac{WL}{2} = \frac{1583,1341kgf \cdot 0,12m}{2} = 94,9881kgf - m$$

Los momentos:

$$M_B = \frac{W \cdot L^2}{12} = \frac{1583,1341 \frac{kgf}{m} \cdot (0,12m)^2}{12} = 1,8997kgf - m = M_C$$

Las reacciones:

$$R_{BY} = -R_{AY} = -\frac{WL}{2} = 94,9881kgf - m$$

$$R_{AY} = -94,9881kgf - m$$

Los momentos M_A y M_D son:

$$\sum M_A = -M_A + M_B + R_{By} \cdot \text{Cos}60^\circ \cdot \frac{L}{2} = 0$$

$$-M_A + M_B + R_{By} \frac{L}{4} = 0$$

$$M_A = \frac{5WL^2}{24} = \frac{5 \cdot 1583,1341 \frac{kgf}{m} \cdot (0,12m)^2}{24} = 4,7494kgf - m$$

Evaluando la teoría de fallas:

$$\frac{\sigma_{sut}}{2 \cdot \psi} = \frac{Mc \cdot l}{2 \cdot \frac{a \cdot h^3}{12}}$$

Donde σ_{sut} es el esfuerzo normal máximo del material, ψ es el factor de seguridad a emplear, Mc es el momento aplicado a la base, l es la longitud de la cara superior de la base, a es el ancho de la cara superior de la base y h es el espesor de la lámina. Empleando un factor de seguridad de 2 tenemos que y el σ_{sut} del aluminio

utilizado es de $5,6245 \times 10^7 \frac{kgf}{m^2}$

$$h = \sqrt[3]{\frac{12 \cdot M_C \cdot l \cdot \psi}{a \cdot \sigma_{sut}}} = \sqrt[3]{\frac{12 \cdot 1,8997 kgf \cdot m \cdot 0,27 m \cdot 2}{0,1 m \cdot 5,6245 \times 10^7 \frac{kgf}{m^2}}} = 0,0126 m = 12,6 mm$$

El diseño anteriormente calculado no contempla la colocación de almas en la parte interna de cada base, pero para aumentar la seguridad del sistema de sujeción del motor se soldaron almas por el lado interno de las bases aumentando así la rigidez del conjunto.

Para lograr la alineación entre el motor y el propulsor una vez instaladas las bases se procedió a insertar láminas que daban la inclinación necesaria de 5° al motor.

Ahora se debe determinar la resistencia de la soldadura entre las bases y los perfiles de aluminio se tiene que si las piezas a soldar son de sección rectangular la resistencia a la tracción o compresión, será la siguiente:

$$\sigma_{sold} = \frac{F}{e \cdot a} \leq \sigma_{sold.admisible}$$

Donde F es la fuerza a tracción o compresión producto del torque del motor, e el espesor de la lámina a soldar, a es el ancho o longitud del cordón de soldadura, $\sigma_{sold.admisible}$ es el esfuerzo máximo a tracción del material de aporte o electrodo considerando la aplicación de factores de seguridad.

Si además la soldadura está sometida a momentos flectores se determina que:

$$\sigma_{sold} = \frac{M}{I_{sold}} \cdot c \leq \sigma_{sold.adm.a.la.flexión}$$

Donde M es el momento aplicado en la soldadura, I_{sold} es el momento de inercia de la sección de la soldadura, c es la distancia al eje neutro (eje imaginario que divide en dos partes iguales a la sección del material a soldar).

Luego se calculó el módulo resistente:

$$W_R = \frac{I_{sold}}{v} \text{ siendo } v \text{ la fibra más alejada al eje neutro}$$

Obteniendo que:

$$\sigma_{sold} = \frac{M}{I_{sold}} \cdot v = \frac{M}{\frac{I_{sold}}{v}} = \frac{M}{W} \leq \sigma_{sold, adm}$$

Para la sección rectangular se tiene:

$$\text{a) } v = \frac{1}{2}a \quad \text{b) } I_{sold} = \frac{l \cdot a^3}{12}$$

Y sustituyendo en el cociente de W el módulo resistente resulta:

$$W_{sold} = \frac{l \cdot a^2}{6}$$

$$W_{sold} = \frac{0.12m \cdot (0.01m)^2}{6}$$

$$W_{sold} = 2 \times 10^{-6} m^3$$

Luego se determino el esfuerzo al cual esta sometido el cordón de soldadura.

$$\frac{M}{W} \leq \sigma_{sold, adm}$$

$$\frac{4,7494 \text{Kgf} \cdot m}{2 \times 10^{-6} m^3} \leq \sigma_{sold, adm}$$

$$2374700 \text{ Kg}f/m^2 \leq \sigma_{sold,adm}$$

Tomando en cuenta la resistencia del material de aporte aluminio ASTM B221 a emplear:

$$\sigma_{sold,adm} = 20389020 \text{ Kg}f/m^2$$

$$2374700 \text{ Kg}f/m^2 \leq 20389020 \text{ Kg}f/m^2$$

Como la desigualdad se cumplió el cordón de soldadura puede soportar el momento aplicado en la base del motor.

En un principio se contempló calcular los tornillos que iban a utilizarse en las bases para sujetar el motor y determinar el grado comercial de este a utilizar, pero observando los valores obtenidos los valores de la fuerza obtenida producto del torque del motor no sobrepasa el peso muerto del motor eliminando toda posibilidad de separarlo de sus bases, por tanto no requiere de su cálculo.

De acuerdo a los planos, se realizaron cada una de las piezas que conforman la base del motor de la forma siguiente:

(a) Se preparó una pletina de aluminio 5089 H112 con las dimensiones de los planos.

(b) Se midieron las cotas entre los soportes del motor y las pletinas de aluminio previamente cortada, y dichas medidas fueron empleadas para los dobleces necesarios obteniendo una forma de U.

(c) Al obtener las dimensiones de los soportes del motor y la altura de estos a la pletina de la cuaderna, se procede a realizar los soportes con forma de U, estas se construyen a partir de una pletina de medidas de ancho del soporte del motor y el largo es la cota del soporte-pletina entre el coseno de 45, mas la longitud del soporte, mas la cota del soporte-pletina entre el coseno de 45.

(d) Al estar la pletina preparada con las medidas indicadas se procede a realizarle dos dobleces cada uno a 45°.

(e) Después de haber cortado y doblado los soportes U se colocaron en la posición adecuada entre el soporte y la pletina de aluminio, para así realizar las marcas en los lugares donde se van a soldar.

(f) Se soldaron los soportes U a las bases de aluminio donde se habían realizado las marcas y a su vez se le soldaron las almas cortadas a la medida hacia el lado del motor, para poder así colocar los tornillos de sujeción entre las zapatas y las pletinas sin incomodidad alguna.

(g) Para darles un acabado final se utilizo un cepillo de alambre para remover sucio, pintura vieja y salpicaduras de la soldadura. Para así dejar la base con color aluminio esmerilado.

(h) Se verifico nuevamente la alineación empleando un reloj comparador de carátula.

(i) Para finalizar se colocaron los tornillos de grado 8 para sujetar los soportes a las pletinas usando un trabador de rosca llamado “loctite 262”. El cual permite fijar las tuercas con arandelas planas y de presión soportando grandes vibraciones.

Ya colocado el motor en su posición final, se procede a instalar un sistema de acople entre el motor y el propulsor.

DISEÑO DEL SISTEMA DE ADMISIÓN DE GASES AL MOTOR

En un motor diesel la admisión de aire es uno de los aspectos más críticos indistintamente de que sea de 2 o 4 tiempos, representa una parte del ciclo en el cual sus parámetros como temperatura y presión deben estar controlados, de ello la importancia del diseño del sistema de admisión dentro de la embarcación ya que debe proporcionar las condiciones especificadas por el fabricante para garantizar el buen desempeño a distintos niveles operacionales.

Se deben garantizar las siguientes condiciones de ventilación dentro de la sala de máquinas para el resguardo del motor:

- (a) Tener una fuente de aire que permita niveles de 0,291 m³/s de caudal.
- (b) Mantener la temperatura lo más bajo posible, tomando en consideración las fuentes de calor propias del motor.
- (c) Mantener en lo posible el recinto libre de gases de escape y vapores de combustible.

Aumentos fuertes de la temperatura en el compartimiento del motor afecta enormemente el desempeño y durabilidad del motor. El principal problema a resolver consiste en brindarle al motor aire fresco entre 35°C y 38°C y mantenerlo libre de impurezas, en primer lugar el aire más inmediato al motor es el de la sala de máquinas pero no es recomendable ya que dentro de la sala de máquinas la temperatura se eleva a medida que el tiempo de operación se prolonga, en ella existe varios elementos que transfieren calor en distintos medios como los intercambiadores de calor, el bloque, las mangueras y tuberías, y el vehículo que hace que se de tal situación es el aire, adicionalmente se debe asegurar que la temperatura de la sala de máquinas no exceda los 50°C ya que si el aire ingresa en esa condición cuando este sea comprimido por el turbocargador su temperatura se elevaría aún más y en lo que el aire atravesase el intercambiador de calor su temperatura descendería pero no al nivel esperado ingresando dicho aire a la cámara de combustión por encima de su temperatura límite haciendo que el combustible vaporizado por el inyector se encienda antes de llegar a la compresión necesaria comportándose parecido a un soplete causando daños muy serios al pistón.

La idea era construir un conducto que permitiera el transporte de aire desde el exterior de la sala de máquinas, pero para dicho fin se debe diseñar una ruta no muy larga ya que las pérdidas por fricción aumentarían además de que el conjunto esté en su mayor parte aislado de calor.

De lo anteriormente expuesto se hace una tabla comparativa con ponderaciones del 1 al 5 siendo: 1 mala, 2 deficiente, 3 promedio, 4 bueno y 5 excelente, para evaluar la mejor ruta a considerar:

Tabla 7 Comparación de rutas del sistema de admisión de gases al motor

ADMISIÓN	RUTA1	RUTA 2	RUTA3
Interferencia con otros elementos	2	4	4
Fuentes de calor cercanas	4	2	4
Longitud del conducto	3	4	3
Preparaciones especiales del casco	2	2	5
Muchas curvaturas	3	4	3
Capacidad para tomar presión positiva	3	5	3
TOTAL	17	21	22

Observando la tabla, la ruta 3 es la que cumple mejor con los requisitos del sistema.

En cuanto a la construcción se contemplaron distintos materiales como ductos en aluminio, fibra de vidrio y ductos plásticos escogiéndose el último por disponibilidad en el mercado y fácil manipulación. Una vez escogido se determinó la longitud se le dio la curvatura necesaria y se conectó en la succión del compresor del turbo previa remoción del filtro que lleva en dicho lugar, el filtro en cuestión fue ubicado en el principio del conducto para atrapar partículas e impurezas antes de ingresar el aire trayendo una inevitable desventaja, la caída de presión a lo largo de la entrada, en la ruta se aprovechó de pasar el conducto en los orificios en el mamparo que quedaron de los escapes de los motores originales de la embarcación y al ser este de mayor diámetro que el conducto sirve también como desalojo de temperaturas de la sala de máquinas.

DISEÑO DEL SISTEMA DE ESCAPE HÚMEDO DE LA EMBARCACIÓN

El sistema de escape en la instalación de este tipo de unidades motrices es un punto crítico ya que intervienen aspectos como el espacio físico, el desalojo de los gases lo más lejos posible de las personas que operan y tripulan estos vehículos y aspectos operacionales como devolución de los escapes o en el peor de los casos devolución de agua al turbocargador, materiales con características anticorrosivos y que toleren altos valores de temperatura entre otros.

En el caso específico de estos motores los gases de escape una vez aprovechados por la turbina del turbocargador salen a un dispositivo llamado regadera, que consiste en una tubería de doble anillo donde en uno circulan los gases a alta temperatura y en el otro sale el agua salada ya utilizada por los intercambiadores de calor del sistema de refrigeración, esto tiene su razón de ser en descender la temperatura de los gases de escape para no causar choques térmico al ambiente y específicamente al agua dañando la flora y fauna donde descargue, el fabricante recomienda que la tubería siempre se encuentre en caída para evitar que el agua eventualmente regrese desde la regadera al turbocargador trayendo consecuencias muy malas al motor.

En las recomendaciones del fabricante se especifica que durante todo el recorrido de la tubería no exista alguna clase de sifón o curvatura que empoce el agua, adicionalmente se debe comprobar que la presión de escape se encuentre alrededor de 270mmHg con un margen de +/- 20mmHg, el procedimiento para determinarlo consistió en acoplar un manómetro en el punto más alto y tomar lecturas a máximo régimen de vueltas (3800rpm), obteniendo efectivamente valores cercanos a 265mmHg. Aunque se indique que la tubería de escape siempre esté en bajada, no debe ser inferior a la línea de flotación de la embarcación pero si cercana a ella. En los momentos en que la embarcación está en parada si existe oleaje fuerte el agua puede ingresar por los escapes conectados al casco y si es suficientemente fuerte podría llegar al motor, como solución a esta situación inevitable se diseñó un dispositivo que solo permite el flujo de salida mas no el de ingreso, consistente en una goma con la forma de la salida del escape conectada a una bisagra que permite el movimiento basculante en una sola dirección que en posición de descanso sella el conducto.

Para el diseño del escape en la embarcación se evaluaron varios aspectos con ponderaciones del 1 al 5 siendo: 1 mala ,2 deficiente, 3 promedio, 4 buena y 5 excelente, se muestra a continuación en la siguiente tabla:

Tabla 8 Comparación de rutas del sistema de escape

ESCAPE	LATERAL	DIAGONAL	TRASERO
Interferencia con otros elementos	2	1	3
Posibilidad de entrada de agua por olas	3	4	3
Posibilidad de impacto lateral	1	3	4
Preparaciones especiales del casco	1	2	3
Longitud del escape	3	2	3
Diferencia de cota	2	2	4
Muchas curvaturas	2	4	4
TOTAL	14	18	24

Por los resultados obtenidos se escogió que el escape saliera hacia la popa de la embarcación, con ventajas como ser la opción que aleja más los gases de la sala de máquinas y de la zona del puente de mando resguardando así a la tripulación.

La tubería de escape del motor viene en bajada en contra del mamparo trasero de la sala de máquinas, el cual hubo que perforar y se fabricó una tubería de 100mm de diámetro que atravesaba la sala de propulsión hasta unas tomas hechas en bronce en el centro del espejo de popa.

DISEÑO DEL SISTEMA ELECTRICO DE LA EMBARCACIÓN

Se establecieron las posibles rutas tanto para el cableado eléctrico como el cableado de datos, así como también la ubicación de la computadora y la resistencia, estas rutas fueron colocadas en un recuadro con las ventajas y desventajas colocándoles una ponderación del 1 al 5, siendo: 1 mala ,2 deficiente, 3 promedio, 4 buena y 5 excelente.

Tabla 9 Comparación de rutas de cable de alimentación eléctrica

CABLE DE FUENTE DE ENERGÍA	RUTA 1	RUTA 2	RUTA 3
Colocación	3	1	4
Acceso	3	3	3
Cantidad de cable empleado	3	2	5
Proximidad a fuentes de calor	5	5	3
Proximidad a sistemas de refrigeración	5	4	3
Número de soportes	4	3	4
Cambios de dirección (por encima de 90°)	4	2	4
Elementos rotativos cercanos	5	4	5
TOTAL	32	24	31

De acuerdo a las puntuaciones obtenidas se selecciono la ruta 1 por cumplir con la mayoría de requerimientos.

Tabla 10 Comparación de rutas de cables de electrónica y control del motor

CABLEADO DE ELECTRÓNICA Y CONTROL	RUTA 1	RUTA 2	RUTA 3
Colocación	2	3	2
Acceso	2	3	2
Cantidad de cable empleado	3	5	2
Proximidad a fuentes de calor	5	5	5
Proximidad a sistemas de refrigeración	4	4	5
Número de soportes	3	3	2
Cambios de dirección (por encima de 90°)	2	3	3
Elementos rotativos cercanos	3	3	4
TOTAL	24	29	25

De acuerdo a las puntuaciones obtenidas se selecciono la ruta 2 por cumplir con la mayoría de requerimientos.

Tabla 11 Comparación de rutas de cableado para la unidad principal de procesamiento de datos del motor

UNIDAD PRINCIPAL DE PROCESAMIENTO DE DATOS CDI	RUTA 1	RUTA 2	RUTA 3
Colocación	2	3	2
Acceso	2	4	1
Cantidad de cable empleado	5	4	5
Proximidad a fuentes de calor	5	5	5
Proximidad a sistemas de refrigeración	5	5	5
Cambios de dirección (por encima de 90°)	4	4	5
Elementos rotativos cercanos	4	4	5
TOTAL	27	29	28

De acuerdo a las puntuaciones obtenidas se selecciono la ruta 2 por cumplir con la mayoría de requerimientos.

Tabla 12 Comparación de las rutas para el cableado del conjunto resistivo

CONJUNTO RESISTIVO	RUTA 1	RUTA 2	RUTA 3
Colocación	2	3	4
Acceso	2	3	4
Cantidad de cable empleado	2	4	2
Proximidad a fuentes de calor	3	3	4
Proximidad a sistemas de refrigeración	5	5	5
Cambios de dirección (por encima de 90°)	5	5	5
Elementos rotativos cercanos	5	5	5
TOTAL	24	28	29

De acuerdo a las puntuaciones obtenidas se selecciono la ruta 3 por cumplir con la mayoría de requerimientos.

Uniando las distintas rutas se obtiene una distribución del cableado optima donde el acceso a los acumuladores eléctricos es bastante amplio y de fácil reemplazo de ser necesario, que junto con la instalación de interruptores de puente dichos acumuladores pueden funcionar de manera independiente o prestar auxilio el uno al otro sin necesidad de mover ningún elemento; en cuanto al cableado esta ruta ofrece la menor cantidad en todo momento ayudando a tener la sala de máquinas y demás compartimentos de la embarcación con el número mínimo de cables significando

menores costos al proyecto. En cuanto a las proximidades de fuentes de calor y sistemas de refrigeración del motor la ruta escogida no tiene contacto directo con ningún sistema de intercambio de calor bien sea pared a pared o por radiación, adicionalmente se encuentra ubicado de forma tal que en ningún momento del día esté afectado por la radiación solar y las temperaturas asociadas a ello; y respecto a la proximidad de elementos rotativos se siguieron las recomendaciones del fabricante del motor donde se especificaba que debe existir una separación respecto a cualquier elemento móvil de la embarcación de alrededor de 10cm en todas las direcciones.

Mediante la ruta seleccionada para el cableado eléctrico se realizó la selección del cable de la siguiente forma:

Se partió de los siguientes datos:

$I = 900 \text{ amp}$.

$d = 10 \text{ pies}$.

$e = 5 \text{ voltios}$.

Se determino el área "A" del cable en cir mills por la siguiente expresión:

$$A = \frac{21.6 \cdot I \cdot d}{e}$$

$$A = \frac{21.6 \cdot 900 \text{ amp} \cdot 10 \text{ pies}}{5 \text{ volt}}$$

$$A = 38880 \text{ cirmills}$$

Al obtener el valor del área se entra en las tablas 2 y 3, y se determinó el número de cable el cual fue el AWG 4. el cual tiene un diámetro de 5.1692 mm, una resistencia de 1227 Ω/m y un área de 21.15 mm^2 .

De acuerdo a las aplicaciones se entró en las tablas 4 y 5 y se selecciono un recubrimiento THW, el cual es resistente al calor, puede operar en medios secos y húmedos. Para un cable AWG 4 con recubrimiento THW cuenta con 83 hilos de material conductor.

Se empleo un amperaje de 900 AH por requerimientos del fabricante, el cual recomienda que por motor estos puedan consumir durante un tiempo de 3 horas, la energía necesaria para su funcionamiento.

Con todos estos requerimientos se escogió el cable empleado para realizar las conexiones eléctricas del motor.

Por otra parte el tablero de instrumentos del motor se ubico de forma que los relojes que fuesen del motor de estribor estuvieran colocados del lado derecho del operador y los del motor de babor del lado izquierdo. Estos instrumentos van colocados justo al frente del operador para así no tener errores de lectura de los instrumentos, y van colocados en un arreglo que ocupa la menor área posible reduciendo el tamaño del tablero pero de fácil visión y entendimiento.

PRUEBA DE MAR

Para la comprobación del funcionamiento de los sistemas en conjunto y en condiciones reales de operación se realizó una prueba de mar consistente en navegar un tiempo total de 10h en distintos días y a distintas horas y condiciones; en ella se terminaron de hacer los ajustes pertinentes para la entrega de la embarcación.

En dicha prueba se cumplen los siguientes procedimientos:

Antes de la primera puesta en marcha de los motores:

- (a) Apertura de válvula de alimentación de agua salada
- (b) Comprobación del apriete de los tornillos de las bases
- (c) Apriete de la tapa del filtro de agua salada
- (d) Apriete de los pernos de purga de agua salada y de refrigerante
- (e) Apriete de las abrazaderas de las mangueras del sistema de agua salada
- (f) Apriete de abrazaderas del sistema de escape
- (g) Conexiones del sistema de distribución de combustible
- (h) Ajuste del sistema de aceleración
- (i) Tensión de las correas
- (j) Nivel de aceite del motor

- (k) Conexiones de la batería
- (l) Conectores del sistema eléctrico
- (m) Funcionamiento del sistema de emergencia y alarma
- (n) Ajuste del sistema de marcha

Durante la primera prueba de rodaje:

- (a) Funcionamiento de interruptor de neutro
- (b) Operación d los relojes
- (c) Operación de la bomba de agua salada y bomba de refrigerante
- (d) Operatividad de la marcha
- (e) Posibles fugas de combustible
- (f) Posibles fugas de aceite de motor
- (g) Posibles fugas de agua salada o de refrigerante
- (h) Mínimo ralenti del motor (se recomienda entre 600 y 650 rpm)
- (i) Máxima velocidad de giro permitida en el motor 3800rpm

Después de la prueba de mar:

- (a) Cierre de válvula de agua salada
- (b) Posibles fugas de combustible
- (c) Posibles fugas de aceite de motor
- (d) Posibles fugas de agua salada o de refrigerante
- (e) Nivel de refrigerante

CAPITULO V

ANÁLISIS DE RESULTADOS

Los valores obtenidos en todos y cada uno de los aspectos referente a la adaptación de las unidades motrices y propulsoras en la embarcación fueron apegados a las sugerencias e instrucciones por parte de los fabricantes. Al establecer el punto de operación conjunto de la planta motriz y el propulsor, se determinaron los valores de potencia (alrededor de 250HP por motor) necesarios para lograr el buen rendimiento y durabilidad de la embarcación con propulsores a chorro de agua, permitiendo alcanzar la velocidad de 35 nudos a máximo régimen, valor solicitado por la Guardia Nacional antes de la ejecución del proyecto; con una característica adicional no estipulada durante los inicios del proyecto y es la maniobrabilidad única con esta configuración, que aunque es inmensurable pero si es perceptible y útil para los propósitos de la embarcación.

Los niveles de potencia entregados por los motores debían ser transmitidos con un sistema eficiente donde fue elegido el acople telescópico de juntas universales (alrededor de 98,5% de eficiencia y un factor de transmisibilidad de velocidad de 0,9963) con las siguientes características 1,36m de longitud y diámetro 76mm, conjunto que ofrece valores de resistencia mecánica acorde con los niveles exigidos garantizando un factor de servicio de horas igual o superior al de la planta motriz. Los tornillos elegidos para completar este sistema son iguales en grado y tipo de material para los dos extremos del cardán facilitando la instalación y su eventual reemplazo.

Una vez instalada la unidad propulsora y elegido el sistema de transmisión de potencia se diseñaron las bases del motor en la embarcación con aluminio naval 5089 H112 obteniendo como resultado una configuración sencilla y fácil de construir a base de láminas con dobleces, la especificada por cálculo es de 12,6mm pero comercialmente de la que se dispone es de ½” pulgada (12,7mm) favoreciendo un poco al aumento del factor de seguridad elegido en los cálculos. Dichas bases fueron

unidas al perfil de la cuaderna por medio de soldadura en la que se empleó material de aporte de aluminio ASTM B221 ofreciendo muy buena resistencia mecánica en la unión, previa preparación de las juntas.

En lo referente a la admisión de aire la ruta del conducto diseñado ofrece muy buenos niveles de ventilación con temperaturas entre 32°C-35°C evitando llegar a niveles de temperatura peligrosos para la operación del motor asegurándose el hecho de nunca alcanzar los 50°C y a su vez permite la obtención de un caudal de aire a buena presión que favorece el ingreso al motor.

El sistema de gases de escape del motor fue diseñado siguiendo parámetros recomendados por el fabricante dando como resultado un escape manufacturado en tubería de fibra de vidrio de 100mm de diámetro y con salida hacia la popa de la embarcación con un sistema en el punto final de salida del escape que evita la devolución o entrada de agua por la tubería resguardando el turbocargador y a al motor en general. Dicho sistema siempre sigue una ruta donde el cambio de cota va de mayor a menor favoreciendo la salida del agua propia de los escapes húmedos, siempre evitando que la salida hacia el mar esté por debajo de la línea de flotación, adicionalmente se comprobó que los gases de escapes mantuvieran un nivel de presión (alrededor de 265mmHg) entre los límites recomendados por el fabricante que aseguran su normal funcionamiento.

La ruta del sistema eléctrico de la embarcación fue dividida en varias partes, primero está el cableado de alimentación donde se obtuvo por cálculos que el cable que cumplía con las condiciones de servicio era del tipo AWG 4 con recubrimiento THW de 83 hilos de material conductor, por otro lado está el cableado de electrónica y control del motor el cual es suministrado por el fabricante, de este cableado se estableció una ruta libre de fuentes de calor lo cual aumenta la resistencia ocasionando mal funcionamiento de los instrumentos, relojes y manómetros del panel de instrumentación; de igual forma se hizo siguiendo los mismos parámetros con la unidad principal de procesamiento de datos CDI y el conjunto resistivo. También se diseñó un panel de instrumentos y relojes con una distribución que favorece la visión y rápida respuesta por parte del usuario ya que dichos instrumentos y relojes están

ordenados según la posición de los motores esto quiere decir que por ejemplo el tacómetro del motor de babor se encuentra en el lado izquierdo del panel, fue fabricado en lámina de acrílico resistente a la corrosión propia del ambiente marino.

El funcionamiento de todos los sistemas instalados fueron ajustados y probados en la prueba de mar realizada a distintos regímenes de rpm de los motores. El propósito de dichas pruebas está en comprobar varios parámetros tomados en el diseño como lo son: la velocidad alcanzada por la embarcación la cual efectivamente llegó a los 35 nudos, los niveles de vibración en el conjunto de transmisión de potencia estuvo en niveles reducidos al igual que las vibraciones en las bases del motor, la admisión alcanzó niveles de temperatura del aire favorables para la operación del motor y el sistema de escapes cumplió con los niveles de presión requeridos.

CAPÍTULO VI

CONCLUSIONES

Las adaptaciones de las unidades motrices y de propulsión para esta embarcación se justifican al ser esta un bien del estado y estar a la mitad de su vida operativa (solo el casco), equipos como estos motores y propulsores de reciente manufactura incluyen tecnología de punta para ser mecanismos más eficientes, al estar funcionando todo como un conjunto se pueden alcanzar niveles de desempeño y maniobrabilidad únicos en su tipo.

La mayoría de las adaptaciones en la embarcación se realizaron de manera de no modificar en forma o estructuralmente la embarcación en el casco fabricado en fibra de vidrio, cumpliéndose la meta propuesta al inicio de este proyecto. Las bases de los motores fueron construidas en aluminio 5089 H112, la zona que alberga los motores sigue siendo la misma en la embarcación respetando los límites de la sala de máquinas, viéndose favorecido el montaje de dichos equipos con espacio para instalar los sistemas auxiliares como las tomas de agua salada para refrigeración, reservorios de refrigerante, filtros entre otros ya que los motores anteriores eran de mayor volumen y contaban con mayor número de sistemas auxiliares.

El conjunto de transmisión de potencia elegido fue el de tipo de junta universal telescópica o cardán, tomando en cuenta para su diseño los niveles de potencia y torque entregados por la planta motriz y considerando la existencia de los elementos para su construcción como el tubo principal, las crucetas, y demás materiales en el mercado nacional. Se llegó a un diseño de fácil manufactura, instalación y mantenimiento con muy buenas características operacionales, cumpliendo las características especificadas por los fabricantes. Se llegó a muy buenos valores de alineación contemplando el uso de un eje rígido con acoples tipo brida en sus extremos y en función a este se orientó el motor permitiendo visualizar el ángulo necesario para una alineación completa de ambos elementos.

Se diseñó e instaló un sistema de admisión que favorece la obtención de las mejores condiciones de operación del motor permitiendo alcanzar la potencia indicada, en función de la cual se determinó el punto de operación del conjunto. Se logró una ventilación de la sala de máquinas bastante eficiente manteniendo los niveles de temperatura de admisión dentro de rangos recomendados por el fabricante para garantizar una máxima vida útil del motor.

Por otro lado el sistema de escape por su naturaleza de ser húmedo requería de varias consideraciones para cumplir con los niveles de operación y seguridad de los equipos, se logró un diseño donde se desaloja el agua propia del escape de forma natural simplemente con una caída producto de una diferencia de cota entre la descarga próxima al motor y la descarga fuera del casco de la embarcación. El lugar de descarga fuera de la embarcación fue elegido por medio de comparación entre varios lugares evaluando sus ventajas y desventajas, eligiendo la descarga por la popa como el más recomendable y empleando materiales disponibles como se había pautado a los inicios del proyecto.

En las características del diseño del sistema eléctrico de la embarcación se tomaron en cuenta las condiciones de operación del cableado de alimentación, donde se determinó el uso del cable calibre AWG 4 THW de 83 hilos, el cual tolera las condiciones de operación propias de este tipo de vehículos ofreciendo bajos niveles de resistividad en función de la longitud; por otro lado tenemos los cables de electrónica y control suministrados por el fabricante del motor los cuales se ubicaron según una ruta libre de fuentes de calor ni de humedad que afectaran este grupo de cables hasta el otro punto a donde son conectados a el panel de instrumentación y controles. La unidad principal de procesamiento de datos del motor también fue ubicada siguiendo los mismos parámetros de los cables de electrónica y control, de igual manera se hizo con el módulo resistivo. Se logró un diseño del panel de controles de fácil visualización favoreciendo la interpretación de los valores por parte de la persona que va a operar la embarcación.

En general se obtuvo una combinación de sistemas que operan de forma conjunta para proveer de movimiento a la embarcación de manera eficiente con altos

niveles de operatividad necesarios para las tareas que debe cumplir como embarcación de vigilancia costera y fluvial.

APÉNDICE

GLOSARIO DE TÉRMINOS

CASCO: cuerpo de la embarcación sin maquinas, arboladura ni pertrechos.

ARBOLADURA: conjunto de palos de un buque.

PERTRECHOS: aparatos o instrumentos necesarios para la navegación.

SUPERESTRUCTURA: toda aquella estructura que este sobre la cubierta principal.

PROA (Pr): sistema de referencia relativo a la embarcación, que sirve para denominar la parte delantera de la misma.

POPA (Pp): sistema de referencia relativo a la embarcación, que sirve para denominar la parte trasera de la misma.

BABOR (Br): sistema de referencia relativo a la embarcación, que sirve para denominar la parte izquierda (viendo hacia proa) de la misma.

ESTRIBOR (Er): sistema de referencia relativo a la embarcación, que sirve para denominar la parte derecha (viendo hacia proa) de la misma.

QUILLA: primera pieza que se utiliza en la construcción de una embarcación. Es la pieza mas larga del casco y situada en su parte inferior, va desde la proa hasta la popa y de allí se sostienen todas las demás piezas.

FALSA QUILLA: pieza protectora de la quilla. Esta ubicada debajo de la quilla.

VARENGAS: piezas que sirven de enlace entre la quilla y las cuadernas. Están ubicadas entre la quilla y las cuadernas.

SENTINA: zona inferior del casco donde se acumulan todos los desechos emanados internamente por la embarcación.

FORRO: tablas que van desde cuaderna a cuaderna y que forman el casco.

REGALA: tablón que forma la parte superior de la borda.

CUBIERTA: cada uno de los pisos en que esta dividida la embarcación.

DURMIENTE: pieza que va desde la popa hasta proa, a lo largo del costado, para asegurar las cuadernas.

CUADERNAS: piezas curvas que van desde la quilla hasta la borda, formando el esqueleto de la embarcación.

BORDA: zona superior del costado de una embarcación.

ESPEJO DE POPA: lamina o chapa que cierra la popa de una embarcación.

OBRA VIVA: zona del casco que permanece sumergida o por debajo de la línea de máxima carga.

OBRA MUERTA: zona del casco que permanece fuera del agua o por encima de la línea máxima carga.

LINEA DE CARGA MAXIMA: línea demarcada alrededor del casco que limita hasta donde pudiera sumergirse el casco sin que por ello se perjudique la estabilidad de la embarcación.

ESLORA TOTAL: distancia comprendida desde la popa hasta la proa en su parte superior.

MANGA: anchura de la embarcación, distancia máxima que existe entre costado y costado.

CALADO: distancia entre la línea de máxima carga y la parte mas profunda de la embarcación.

PUNTAL: distancia entre la quilla y la cubierta principal.

FRANCOBORDO: zona comprendida entre la línea de máxima carga y la cara alta de la embarcación o cubierta principal.

CORNAMUSA: elemento al cual se amarran los cabos. Tiene forma de cuernos.

PUENTE DE MANDO: lugar desde donde se dirige el buque. Por lo general desde allí se controla la totalidad de las maniobras.

MUELLE: estructura fija al fondo o a tierra con la idea de que las embarcaciones puedan permanecer en un punto fijo sin necesidad de soltar el ancla.

PATA: es el sistema de engranajes de propulsión de una embarcación.

PMS (Punto Muerto Superior): es la máxima altura alcanzada por el pistón en su carrera.

PMI (Punto Muerto Inferior): es el punto más bajo que alcanza el pistón en su carrera.

FLOTACIÓN: es la fuerza del agua que ejerce una fuerza hacia arriba en una embarcación flotante.

ELEVACION: es la fuerza hacia arriba contraria a la fuerza de la gravedad debido a la navegación.

BTDC (Before Top Dead Center): Después del punto muerto superior.

ATDC (After Top Dead Center): Antes del punto muerto superior.

BBDC (Before Bottom Dead Center): Después del punto muerto inferior.

ABDC (After Bottom Dead Center): Antes del punto muerto inferior.

TDC (Top Dead Center): punto muerto superior.

BDC (Before Dead Center): punto muerto inferior.

BIBLIOGRAFÍA

Avallone, E. (1999) Standard Handbook for Mechanical Engineers, 5 ed. New York: Mc Graw Hill. 1234p.

Cabronero, D. (1995) Motores de Combustión Interna y Turbinas a Gas, 2ª ed. Madrid: Benaiges. 191p.

Hamilton Jet. (2004). Waterjet Propulsion Unit Product Manual (2ed). Christchurch: Jake Andrews.

Kreith, F. (1999) Mechanical Engineering Handbook, 4ª ed. Boca Ratón: Press LLC.

Stinson, K. (1963) Diesel Engineering Handbook, 11ª ed. Cleveland: Diesel Publications. 351p.

Universidad Central de Venezuela. Facultad de Ingeniería. (2004). Soldadura para Ingenieros. Caracas: Vicente Ignoto

Yamaha Motor Co. (2003). Installation Manual ME421 (3ed). Tokyo: Mitsuki.

Yamaha Motor Co. (2003). Service Manual ME421 (3ed). Tokyo: Mitsuki.

ANEXOS

[ANEXO 1]

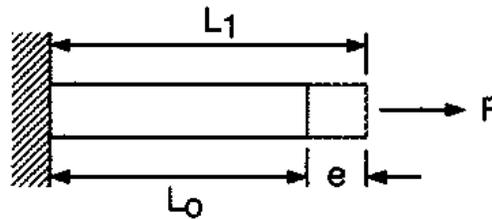


Figura 1 Modelo para calcular una deformación axial o normal

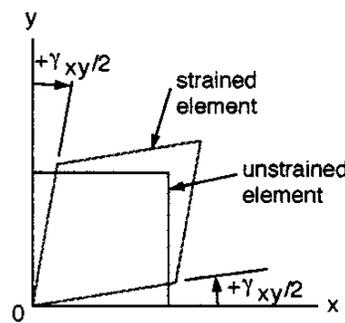


Figura 2 Esfuerzos cortantes en dos dimensiones.

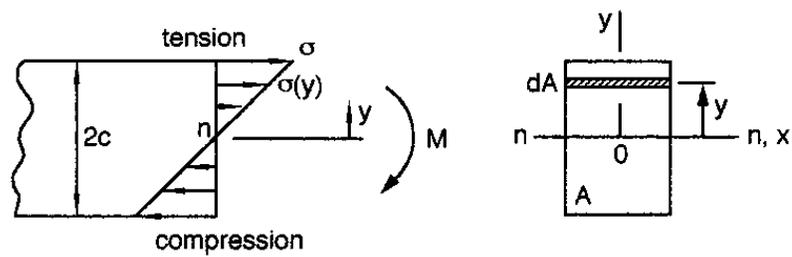


Figura 3 Flexión.

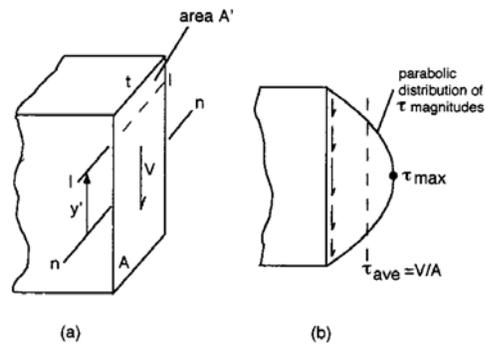


Figura 4 Distribución de esfuerzos cortantes transversales.

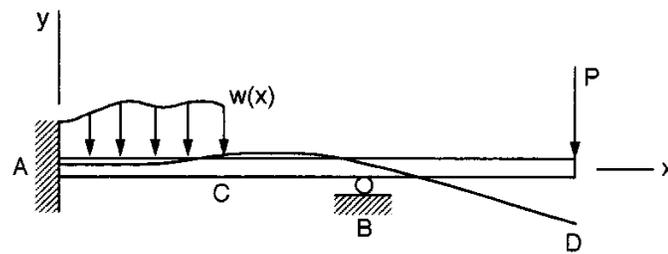


Figura 5 Curva de la elástica exagerada de una viga.

(Fuente: Mechanical Engineering Handbook)

[ANEXO 2]

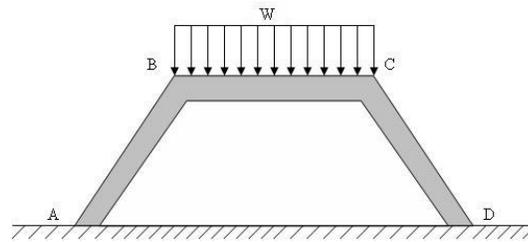


Figura 6 Modelo propuesto de base para motor

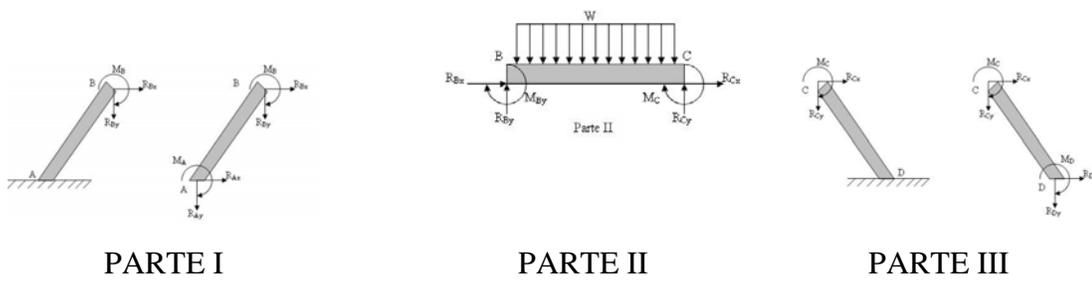


Figura 7 Despiece de base según método de superposición.

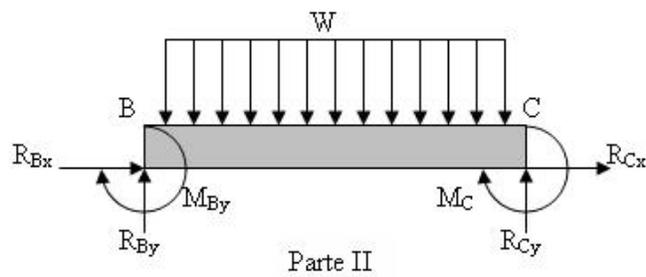


Figura 8 pieza de la base parte II

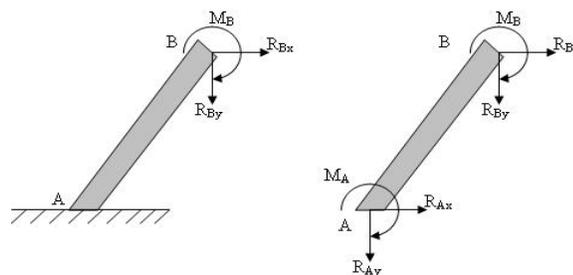


Figura 9 piezas de la base partes I y III

[ANEXO 3]

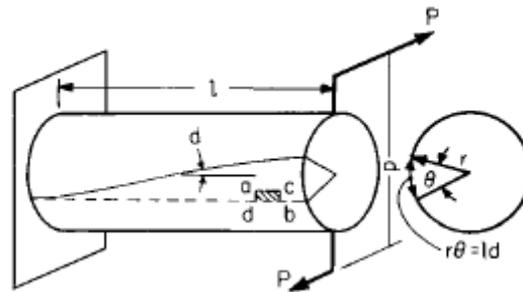


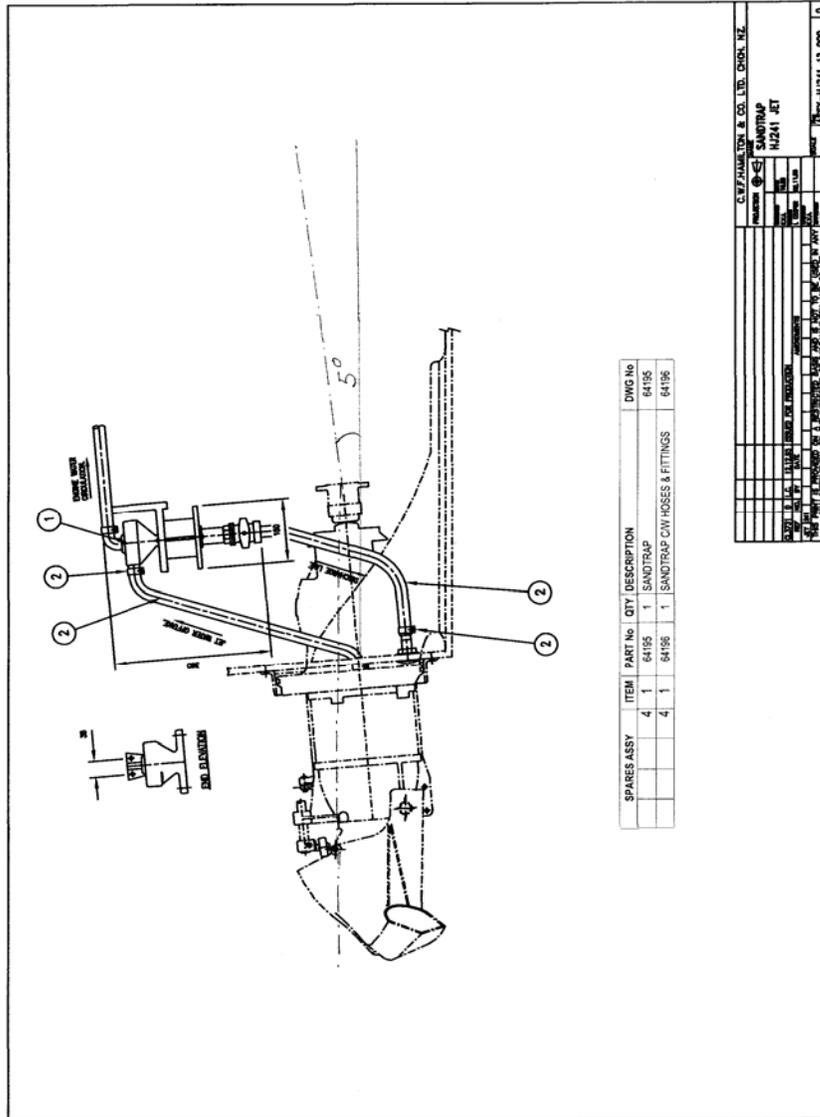
Figura 10 Deformación de las fibras del material por torsión
(Fuente: Mechanical Engineering Handbook)

[ANEXO 5]

HJ-241 / HSRX

9 OVERHAUL

9.12 SERVICING DRAWINGS



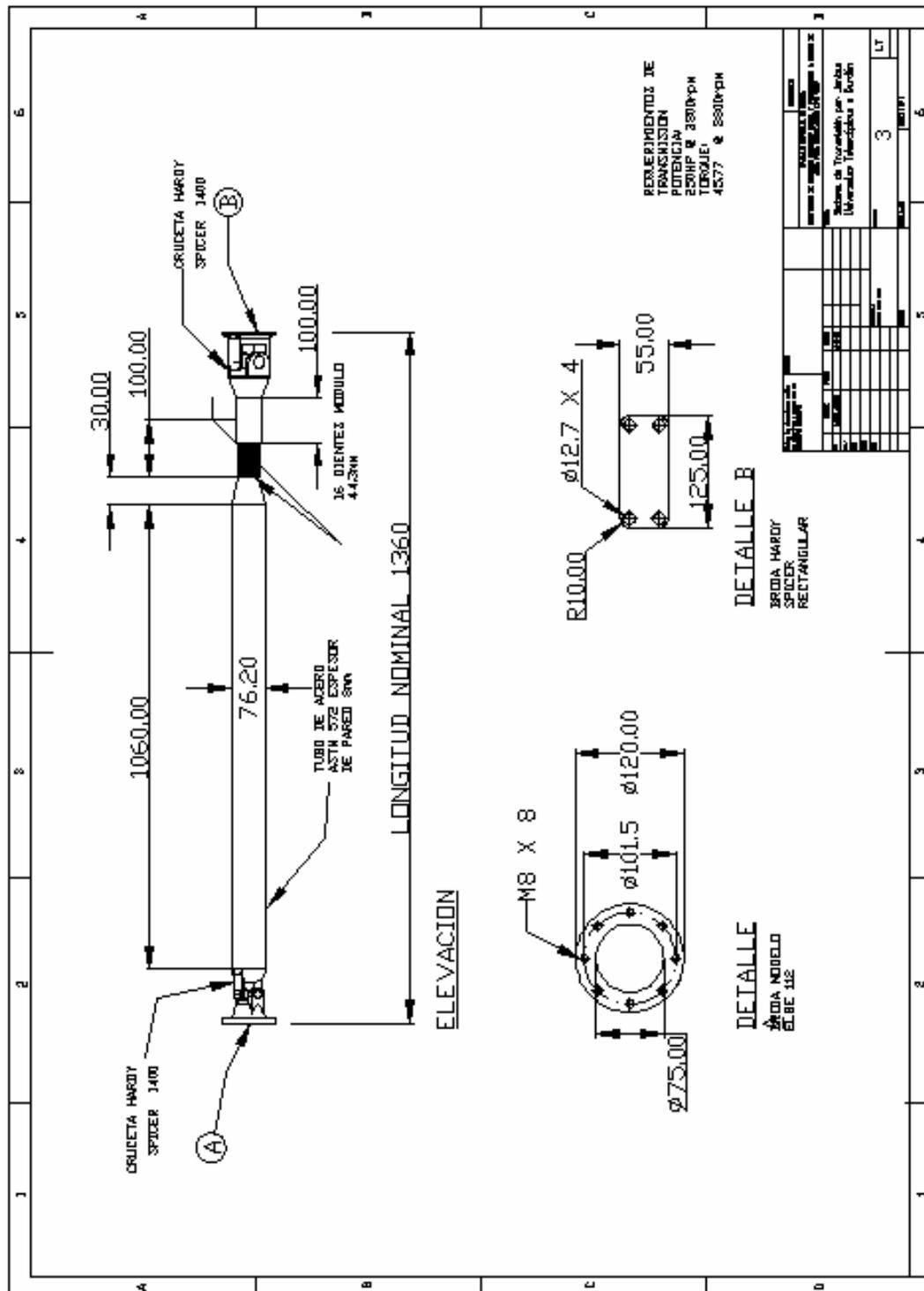
HJ-241-12-000 Sand Trap

REVISION 3 30/11/03

9.49

Figura 12 Inclinación del propulsor para cuña de popa.
(Fuente: Hamilton Jet. Waterjet Propulsion Unit Product Manual)

[ANEXO 6]



Plano de construcción del cardan

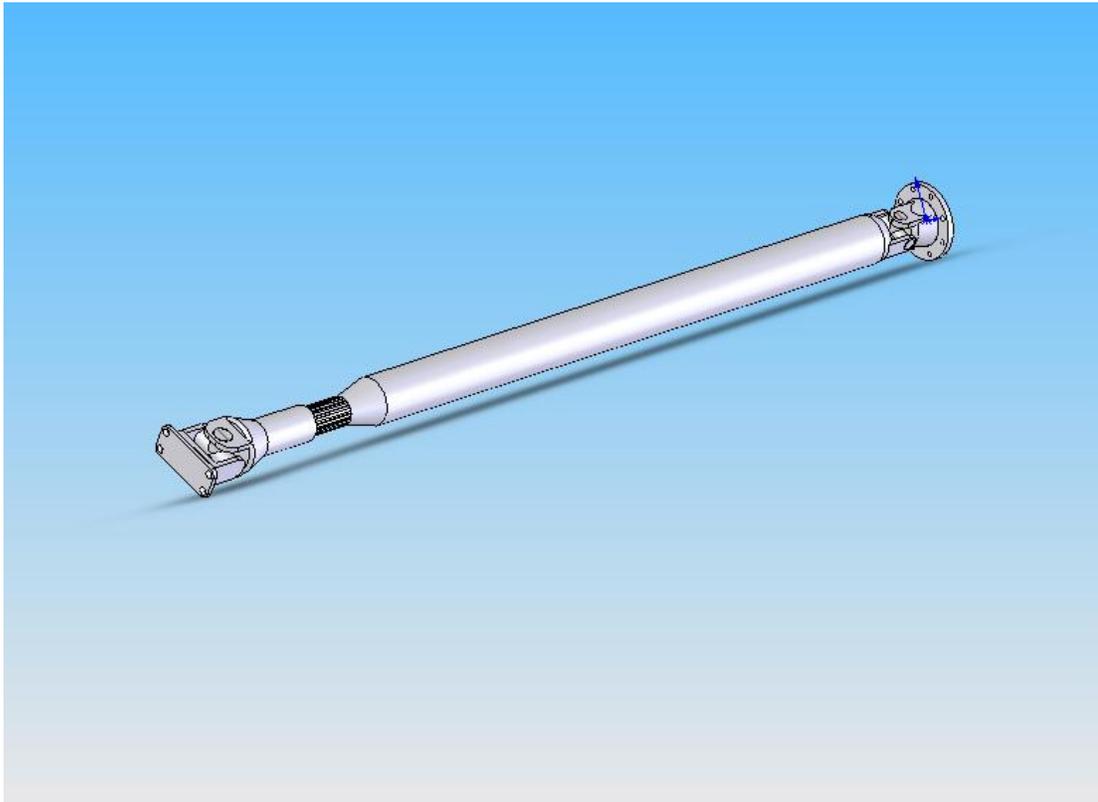
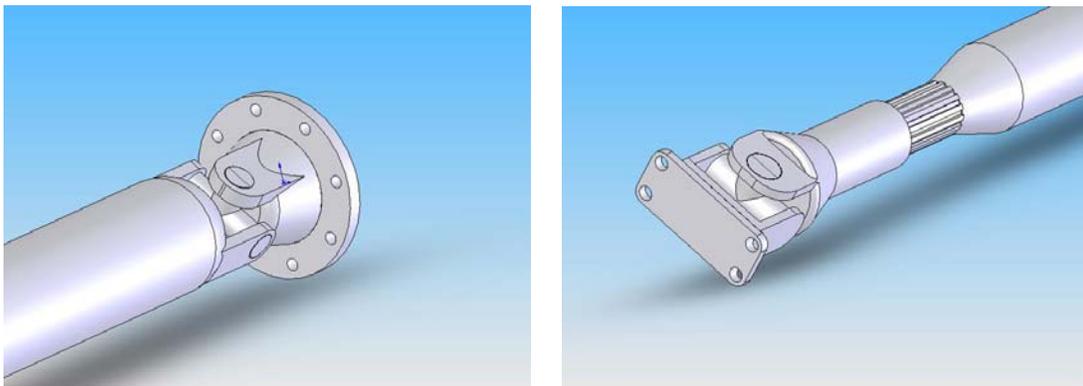


Figura 13 Vista en 3D del cardan

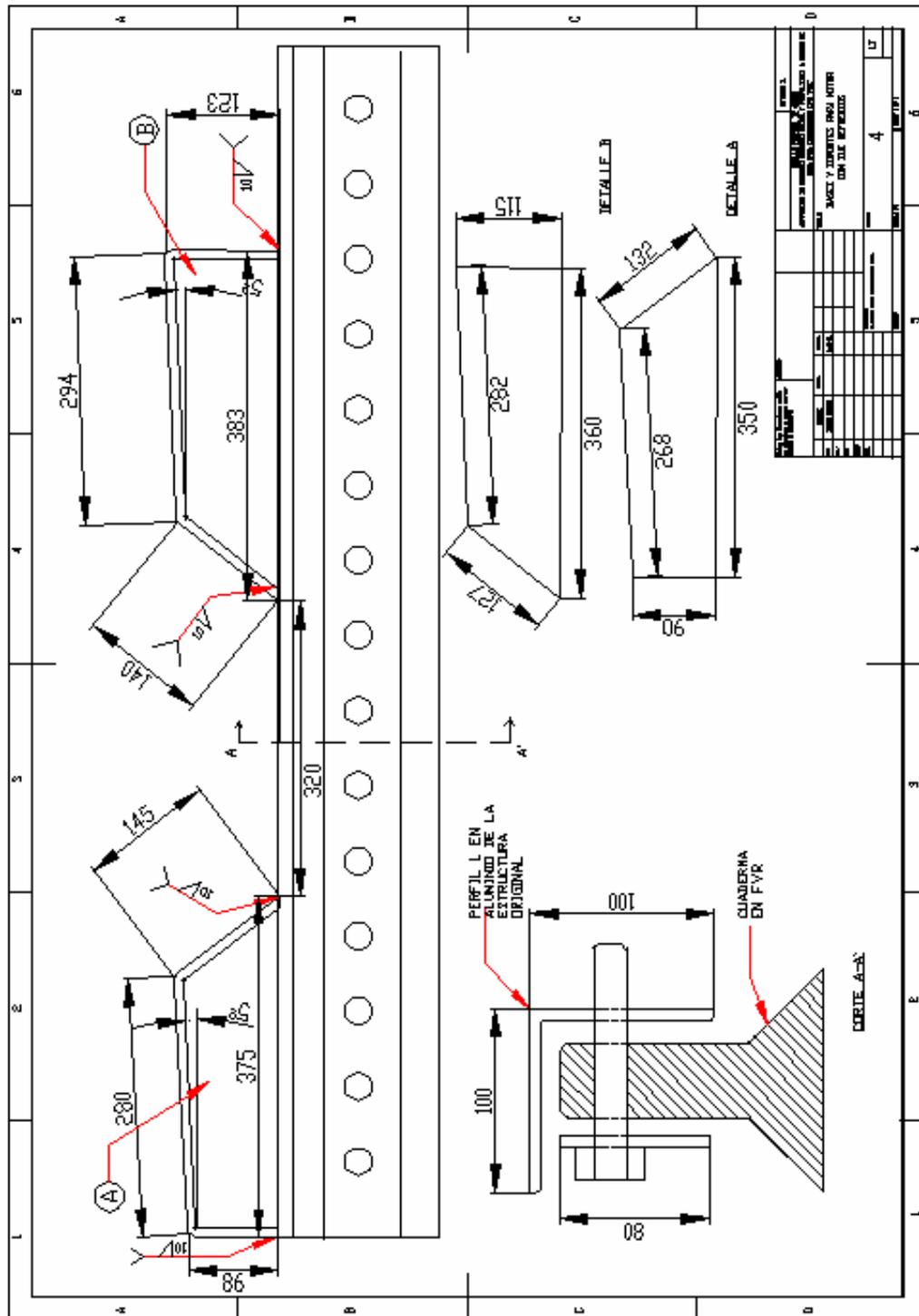


Figuras 14 y 15 Detalles de brida tipo Elbe y nervadura respectivamente instaladas con las crucetas



Figuras 16 y 17 Proceso de alineación del motor con el eje rígido

[ANEXO 7]



Plano de construcción de las bases del motor

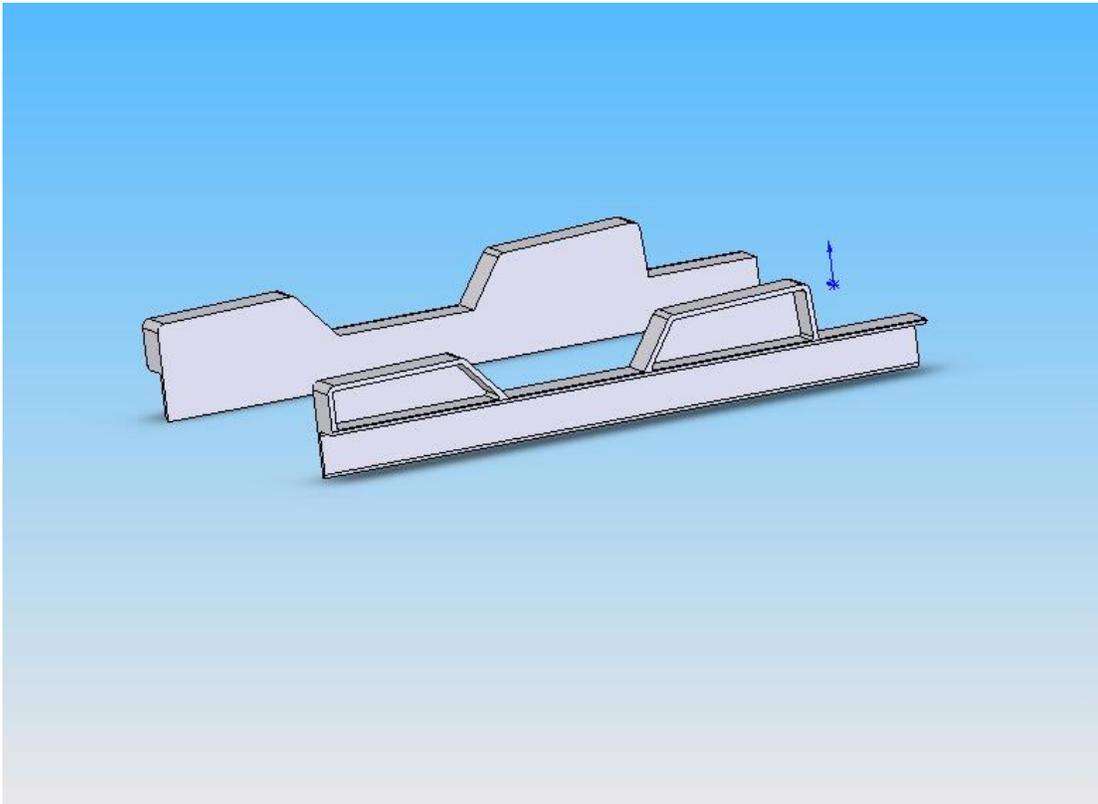
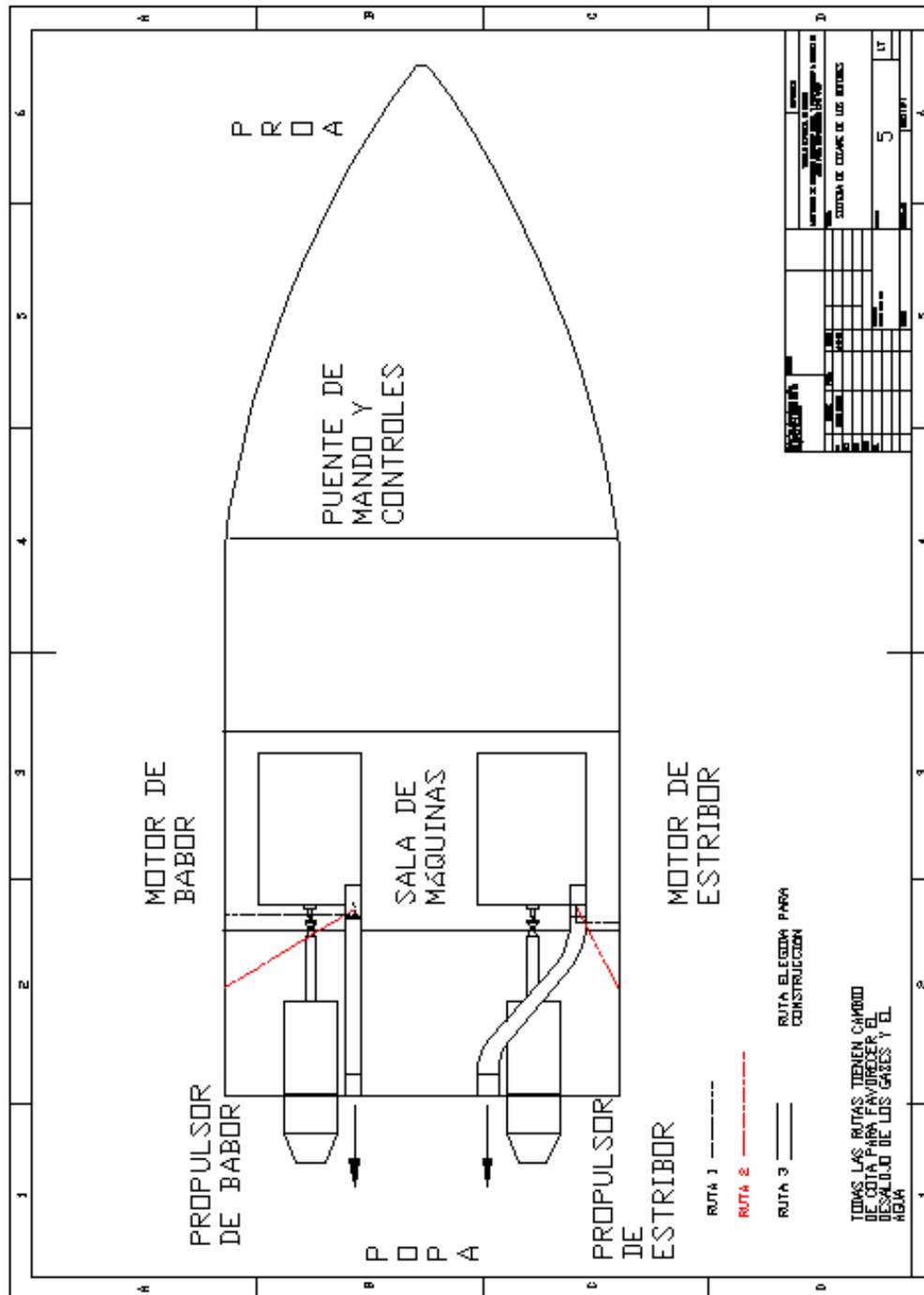


Figura 18 Diseño de las bases del motor



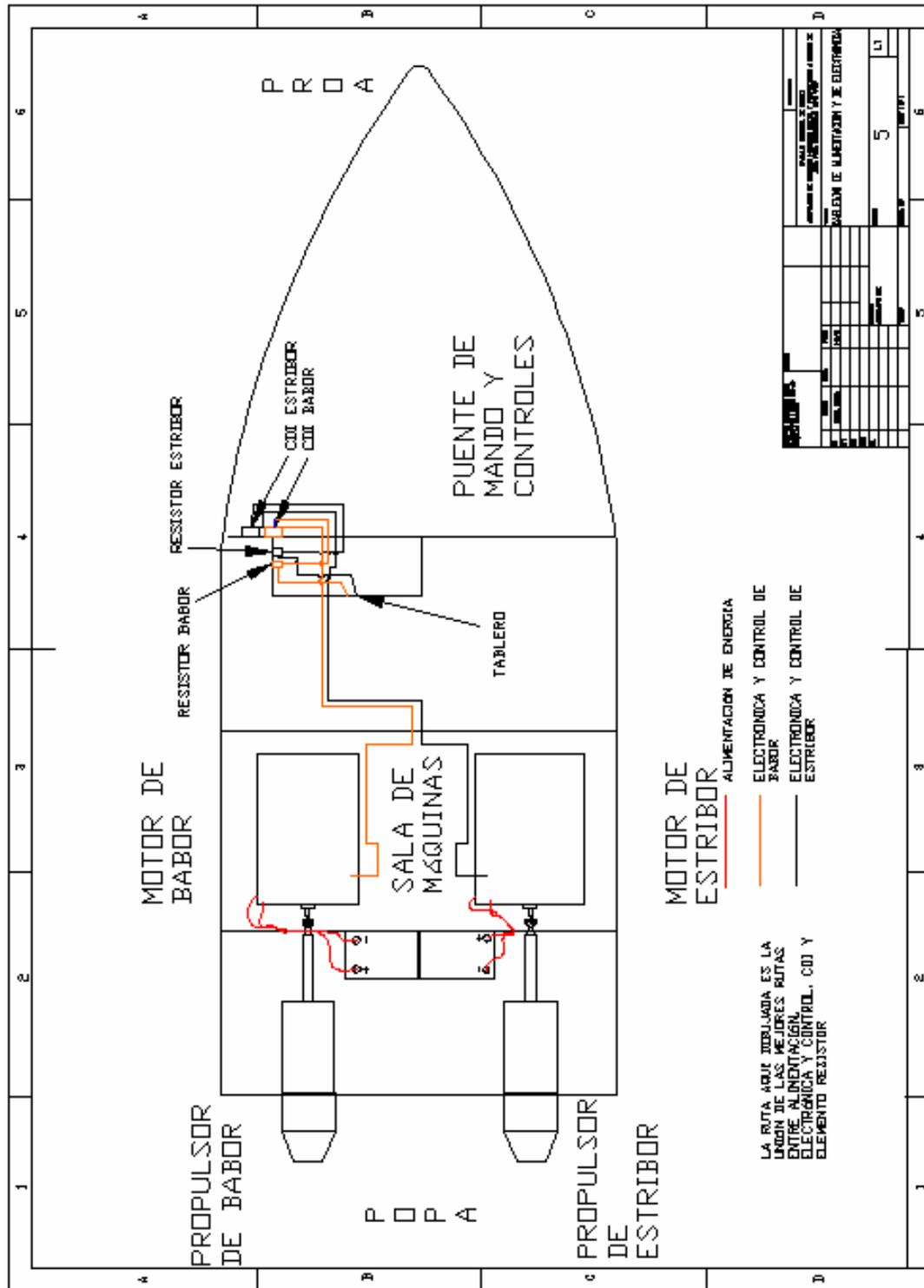
Figura 19 Bases del motor

[ANEXO 9]



Esquema del sistema de escape de gases de la embarcación, las rutas propuestas y la elegida

[ANEXO 10]



Esquema de la ruta eléctrica elegida