



ESCUELA SUPERIOR POLITECNICA DEL LITORAL

Facultad de Ingeniería Mécanica

“VEHICULO PROPULSADO CON HELICE EXTERIOR
PARA TERRENOS PANTANOSOS Y CAMARONERAS”

TESIS DE GRADO

Previa a la Obtención del Título de:

INGENIERO MECANICO

Presentada por:

Nelson Jaramillo Rojas

Guayaquil - Ecuador

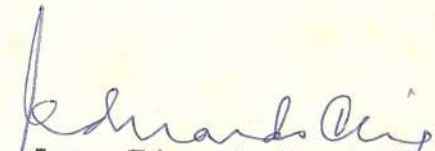
1987

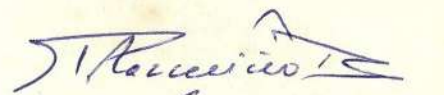
AGRADECIMIENTO

Al Ing. MARCO PAZMINO B.
Director de Tesis, por su
Ayuda y colaboración para
la realización del presente
trabajo.

DEDICATORIA

A MIS PADRES


Ing. Eduardo Orcés P.
DECANO FIM


Ing. Marco Pazmiño B.
DIRECTOR TESIS


Ing. Marcelo Espinoza L.
MIEMBRO DEL TRIBUNAL


Ing. Marcos Tapia G.
MIEMBRO DEL TRIBUNAL

DECLARACION EXPRESA

" La responsabilidad por los hechos, ideas y doctrinas
expuestos en esta tesis, me corresponden exclusivamente;
y, el patrimonio intelectual de la misma, a la ESCUELA
SUPERIOR POLITECNICA DEL LITORAL".

(Reglamento de Exámenes y Títulos profesionales de la
ESPOL).



Nelson Jaramillo Rojas

RESUMEN

En el presente proyecto se ha procedido al diseño, cálculo y construcción de la hélice y demás partes complementarias de un bote aeromotor para su utilización en terrenos pantanosos y camaroneras.

El bote ha construirse será propulsado por medio de una hélice exterior (hélice aérea), la misma que será lo más liviana posible, lo cual presenta una solución al problema del cambio de marea en sitios donde la profundidad es mínima.

Un uso importante para este tipo de transporte sería el destinado a las piscinas camaroneras, ya que por tener su hélice exterior no afecta la vida existente en ellas.

En el capítulo 4 se presenta en detalle la construcción y ensamblaje de las partes que conforman el motor por medio de fotografías.

Se hizo dos tipos de pruebas, de velocidad y de empuje, las mismas que resultaron satisfactorias, según se puede comprobar de las tablas respectivas.

Como parte final se realizó una cotización de lo que costaría el material para el bote.

INDICE GENERAL

RESUMEN

INDICE GENERAL

INDICE DE FIGURAS

INDICE DE TABLAS

SIMBOLOGIA

INTRODUCCION

1.- PRINCIPIOS TEORICOS GENERALES

1.1.- Generalidades

1.2.- Teoría de la cantidad de movimiento. Ecuación de empuje.

1.3.- Teoría de los elementos de paletas

1.4.- Consumo de potencia y eficiencia de la hélice.

1.5.- Coeficiente de fricción.

1.6.- Arrastre total.

2.- PARAMETROS DE DISEÑO

2.1.- Determinación de los coeficientes de fricción.

2.2.- Estimación del peso total del aparato.

2.3.- Cálculo del empuje.

2.4.- Cálculo del consumo de potencia

2.5.- Potencia requerida. Selección del motor.

2.6.- Estabilidad.

2.7.- Dimensionamiento del bote.

3.- DISEÑO

3.1.- Diseño de la hélice.

- 3.2.- Diseño del eje de la hélice
- 3.3.- Diseño del sistema de dirección
- 3.4.- Diseño del bote

4.- CONSTRUCCION

- 4.1.- Construcción de la hélice
- 4.2.- Construcción del bote
- 4.3.- Ensamblaje

5.- PRUEBAS Y RESULTADOS

- 5.1.- Tipos de pruebas
- 5.2.- Determinación del ángulo de ataque óptimo
- 5.3.- Resultados
- 5.4.- Analisis de resultados

6.- COSTOS

- 6.1.- Costos de materiales
- 6.2.- Costos de construcción

CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

PLANOS

APENDICE

BIBLIOGRAFIA

INDICE DE FIGURAS

- Fig. 1.1a .- Porción de fluido aislado
- Fig. 1.1b .- Triángulo de velocidades
y diagrama de fuerzas
- Fig. 1.2 .- Teoría de elementos de paletas
- Fig. 2.1 .- Tamaño del bote
- Fig. 2.2 .- Posición de la línea de flotación
- Fig. 2.3 .- Plano de flotación
- Fig. 3.1 .- Perfiles básicos en las paletas
- Fig. 3.2 .- Coordenadas de un perfil
- Fig. 3.3 .- Elementos de paletas
- Fig. 3.4 .- Forma de la base de paleta
- Fig. 3.5 .- Sujetadores de paletas
- Fig. 3.6 .- Fuerza en los pernos de la base de la paleta
- Fig. 3.7 .- Soldadura en la base de paleta
- Fig. 3.8 .- Sujeción de la paleta al cubo
- Fig. 3.9 .- Centroide en los pernos de abrazadera
- Fig. 3.10 .- Cargas sobre el eje
- Fig. 3.11 .- Torque sobre el eje
- Fig. 3.12 .- Sistema de dirección

INDICE DE TABLAS

- A1 .-Coeficientes de fricción
- A2.- Perfil Clark-y
- A3.- Perfil Raf-6
- A4.- Secciones de las paletas
- A5.- Características de roscas unificadas UNC y UNF
- A6.- Especificaciones de pernos
- A7.- Propiedades mecánicas de aleaciones
de Aluminio fundidas
- A8.- Propiedades a la flexión de soldadura
- A9.- Propiedades mínimas de metal de soldadura
- A10.-Propiedades mecánicas de acero
- A11.-Secciones de bandas V estandares
- A12.-Prueba de velocidad
- A13.-Prueba de empuje

INTRODUCCION

La idea de este proyecto nacio de la necesidad planteada por personas que estan vinculadas con la produccion camaronera, de disponer de un vehiculo para transporte en esteros y brazos de mar sin que existan problemas con los cambios de marea.

Los botes de los que actualmente se dispone, llevan su hélice sumergida en el agua, la misma que llega al fondo de los esteros y brazos de mar cuando la marea esta baja. En el caso del presente proyecto, el bote será propulsado por medio de una hélice exterior (hélice aérea), la misma que será lo más liviana posible, lo cual presenta una solución al problema del cambio de marea en sitios donde la profundidad es muy pequeña.

Un uso importante para este tipo de transporte sería el destinado a las piscinas de las camaroneras, ya que por tener su hélice exterior no afecta la vida existente en ellas, pudiendo ser usado en cualquier momento, sin importar el estado de la marea.

CAPITULO 1

PRINCIPIOS TEORICOS GENERALES

1.1.- GENERALIDADES

Debido a que el vehículo será diseñado para trabajar principalmente en aguas de poca profundidad, en situaciones en que los botes con sistema de empuje sumergido en el agua no pueden hacerlo, se deduce que hay dos diferencias básicas entre ellos:

1.- En aguas de poca profundidad, la quilla de un bote común y corriente fácilmente toca el fondo, y en ocasiones puede quedar varado. El vehículo a diseñar tendrá que tener su fondo plano.

2.- La hélice sumergida en el agua es el problema más grave, por lo tanto el sistema de propulsión del nuevo vehículo debe ser exterior. El empuje lo producirá una hélice aérea.

El empuje de la hélice deberá vencer el arrastre producido por el agua y el aire.

1.2.- TEORIA DE LA CANTIDAD DE MOVIMIENTO. ECUACION DE EMPUJE.

Sea una partícula de fluido de masa m sometida a una fuerza F durante un intervalo de tiempo t_2-t_1 . Según la segunda ley de Newton:

$$F = m \cdot (dv/dt) \quad (1.1)$$

Multiplicando los dos miembros de la ecuación (1.1) por dt , integrando y haciendo m constante obtengo:

$$\int_{t_1}^{t_2} F \cdot dt = m \cdot (v_2 - v_1) \quad (1.2)$$

La ecuación (1.2) representa el impulso sobre una partícula de fluido.

A continuación se hace la deducción del impulso o de la cantidad de movimiento.

Si consideramos el tubo de corriente de la figura 1.1.a y en este la porción de fluido comprendida entre las secciones de control 1 y 2, la cual se considera aislada, y llamamos v_1 y v_2 a las velocidades de una partícula en las secciones 1 y 2; V_1 y V_2 a las velocidades medias en dichas secciones, decimos que el fluido ha cambiado su cantidad de movimiento al variar la sección del tubo, así como al variar la dirección de V , luego podemos decir que ha estado sometido a una fuerza.

Se trata de averiguar la relación que existe entre

estas fuerzas y la variación de la cantidad de movimiento.

Las fuerzas que actúan sobre la masa aislada de fluido están dibujadas en la figura 1.1.b y son:

- Las fuerzas normales de presión P_1 y P_2 ejercidas por el fluido eliminado a la izquierda de la sección 1 y a la derecha de la sección 2 respectivamente.
- Las fuerzas tangenciales F_{t1} y F_{t2} debidas a la viscosidad. Estas fuerzas pueden ser despreciadas y se omiten en el diagrama de fuerzas de la figura 1.1.b.
- La ~~suma~~ resultante R de todas las fuerzas normales y tangenciales ejercidas por las paredes laterales del tubo o por el fluido circundante.
- La fuerza de la gravedad W (peso del fluido).

- ΣF : ? es la resultante

En este tubo de corriente aislado, se aísla a su vez un filamento de corriente, y se considera en este filamento un elemento diferencial de longitud infinitesimal o partícula de fluido de masa m .

Según la segunda ley de Newton:

$$F_x = m \cdot (dv_x / dt)$$

$$F_y = m \cdot (dv_y / dt)$$

$$F_z = m \cdot (dv_z / dt)$$

Se escribirá solamente la ecuación según el eje x ,

ya que las otras dos tendrán idéntica deducción y forma.

Para una partícula:

$$dF_x = m \cdot (dv_x / dt) = \rho \cdot dc \cdot dt \cdot (dv_x / dt) = \rho \cdot dc \cdot dv_x$$

en donde dc es el *candado*.
Por tanto:

$$dF_x = \rho \cdot dc \cdot dv_x \quad (1.3)$$

Donde dF_x es la resultante según el eje x de todas las fuerzas que actúan sobre la partícula..

Integrando la ecuación (1.3) a lo largo de todo el filamento desde la sección 1 a la 2 y utilizando las hipótesis de que ρ y dc son constantes. ($\rho = \text{constante}$ y $dc = \text{constante}$;) se tiene:

$$\int dF_x = \rho \cdot dc \int_1^2 dv_x = \rho \cdot dc \cdot (v_{x2} - v_{x1})$$

Integrando ahora sobre todos los filamentos de corriente comprendidos entre las secciones 1 y 2 se tiene:

$$\int dF_x = F_x = \rho \cdot (v_{x2} \cdot dc - v_{x1} \cdot dc) \quad (1.4)$$

La ecuación 1.4 representa el teorema del impulso o de la cantidad de movimiento.

Esta ecuación es más práctica en una forma más simplificada.

Suponiendo que las secciones 1 y 2 son zonas de régimen uniforme v_{x1} será constante en la sección 1 y v_{x2} será constante en la sección 2.

Entonces:

$$V_{x1} = V_{x1}; \text{ y}$$

$$V_{x2} = V_{x2}$$

Donde V_{x1} y V_{x2} son velocidades medias en 1 y 2.

Por lo tanto el segundo miembro de la ecuación se podrá integrar, obteniéndose finalmente para los tres ejes coordenados la expresión práctica del teorema de la cantidad de movimiento.

$$F_x = \rho \int C (V_{x2} - V_{x1})$$

$$F_y = \rho \int C (V_{y2} - V_{y1})$$

$$F_z = \rho \int C (V_{z2} - V_{z1})$$

$$C = \epsilon dc$$

De aquí se deduce:

$$\vec{T} = \rho \int C (\vec{V}_2 - \vec{V}_1) \quad (1.5)$$

Donde T es el empuje y por lo tanto la ecuación 1.5 representa la ecuación de empuje.

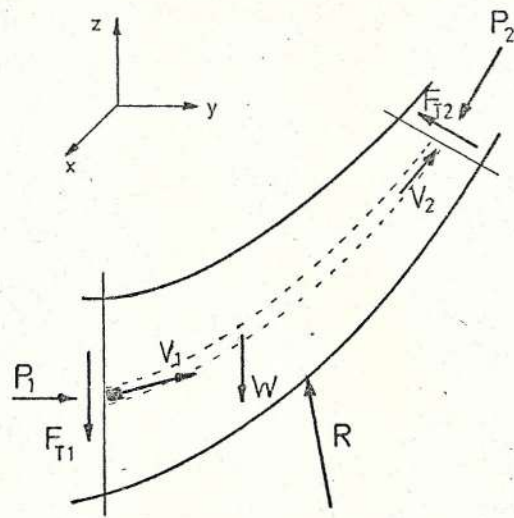


Fig. 1.1(a) Porción de fluido aislada

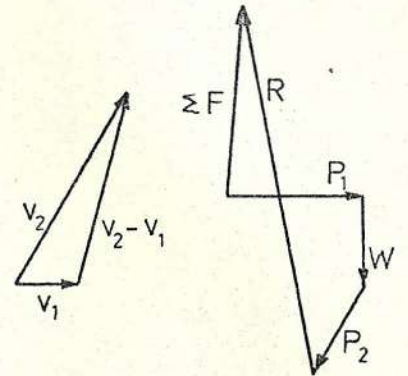


Fig. 1.1(b) Triángulo de velocidades y diagrama de fuerzas

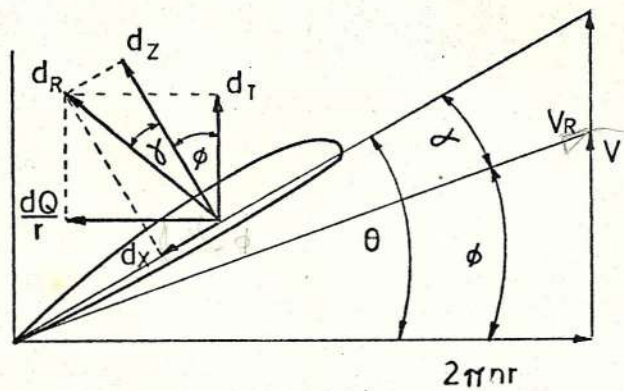


Fig. 1.2 Teoría de elementos de paleta

1.3.- TEORIA DE LOS ELEMENTOS DE PALETAS.

Considerando un elemento de paleta de cuerda c envergadura dr y radio r . La cuerda forma un ángulo ϕ con el plano de rotación. La velocidad de rotación es $2\pi n r$, la velocidad de avance es V , perpendicular a la rotación. Estas dos velocidades forman una resultante V_R .

En la teoría se supone que cada paleta se mueve en el fluido con una velocidad V_R y un ángulo de ataque θ , dando lugar a una sustentación dz y una resistencia dx , las cuales proporcionan un empuje dT y un par dQ (dQ/r da la fuerza elemental que se opone al movimiento).

La suma total de los empujes y pares de todos los elementos de paletas dará el empuje y par correspondiente a cada paleta; y, multiplicando por el número de paletas, dará el empuje y par de la hélice.

De la figura 1.2 se deduce:

$$dT = dz \cdot \cos \theta - dx \cdot \sin \theta \quad \cos \phi \quad (1.6)$$

$$dQ = r (dz \cdot \sin \theta - dx \cdot \sin \theta) \quad (1.7)$$

Por otra parte:

$$dz = C_z \cdot V_R^2 \cdot c \cdot dr \cdot \rho / 2 \quad (1.8)$$

$$dx = C_x \cdot V_R^2 \cdot c \cdot dr \cdot \rho / 2 \quad (1.9)$$

(siendo $c \cdot dr$ = área del elemento)

Donde C_z y C_x son los coeficientes de sustentación y arrastre respectivamente.

Sustituyendo en 1.6 y 1.7:

$$dT = \rho / 2 * V_R^2 * c * (C_z \cos \phi - C_x \sin \phi) * dr \quad (1.10)$$

$$dQ = \rho / 2 * V_R^2 * c * (C_x \sin \phi + C_z \cos \phi) * r * dr \quad (1.11)$$

Por ser:

$$V_R * \sin \phi = V$$

$$V_R^2 = V^2 / \sin^2 \phi$$

Y haciendo:

$$\rho (V^2 / 2) = q$$

tendremos:

$$dT = \frac{q * c}{\sin^2 \phi} (C_z \cos \phi - C_x \sin \phi) * dr \quad (1.12)$$

$$dQ = \frac{q * c}{\sin^2 \phi} (C_x \sin \phi + C_z \cos \phi) * r * dr \quad (1.13)$$

Como el rendimiento de un elemento es:

$$\eta = \frac{V * dT}{2 \pi n r dQ} \quad (1.14)$$

Y por otra parte:

$$\frac{V}{2 \pi n r} = \tan \phi \quad (1.15)$$

Tendremos:

$$\eta = \frac{(C_z \cos \phi - C_x \sin \phi)}{(C_x \sin \phi + C_z \cos \phi)} * \tan \phi$$

Como también se ve en la figura 1.2 que:

$$dT = dR \cos (\phi + \chi)$$

Y

$$dQ = dR \sin (\phi + \chi)$$

Se tiene que: $\eta_c = \frac{\text{tag } \phi}{\text{tag } (\phi + \delta)}$ (1.16)

1.4.- CONSUMO DE POTENCIA Y EFICIENCIA DE LA HELICE

La hélice (el propulsor) esta diseñada para ejercer impulso hacia adelante a la máquina sobre la cual va montada.

Si T es el empuje en la dirección del eje de rotación, Ω la velocidad angular del eje de la hélice, V la velocidad hacia adelante en la dirección del eje de rotación y Q el torque ejercido por la máquina.

Entonces:

$$\text{Consumo de potencia} = Q \cdot \Omega$$

Que es igual al trabajo por unidad de tiempo producido por la máquina.

Y el trabajo por unidad de tiempo producido por la hélice es: $T \cdot V$

Por lo tanto:

$$\eta_c = T \cdot V / Q \cdot \Omega \quad (1.17)$$

es la ecuación que define la eficiencia de la hélice.

1.5.- COEFICIENTES DE FRICCIÓN

Al analizar la resistencia de un cuerpo que se mueve en un fluido deben hacerse las siguientes consideraciones:

- Si un cuerpo se mueve en un fluido ideal, la resistencia que experimenta es cero.
- Si el contorno está totalmente sumergido en un fluido real, experimenta una resistencia de superficie de la misma naturaleza de la que se origina en conductos cerrados y en conductos abiertos.
- Si el contorno está sumergido solo parcialmente en el fluido, aparecen los fenómenos de gravedad. Este fenómeno se presenta en la navegación de superficie, o sea en los barcos donde aparece una resistencia debida no a la viscosidad sino a la gravedad. Es decir en este caso existen tres tipos de resistencia.
 - Resistencia debida directamente a la viscosidad: resistencia de superficie.
 - Resistencia debida indirectamente a la viscosidad: resistencia de forma.
 - Resistencia debido a la gravedad: resistencia por formación de olas.

A continuación se deduce la fórmula general de

resistencia y coeficiente adimensional de fricción y arrastre.

La fuerza de resistencia o arrastre X es función de las siguientes variables.

$$X = f(V_{\infty}, L, A, \rho, \mu)$$

V_{∞} = velocidad de la corriente imperturbada teóricamente en el infinito.

L = longitud característica que da el tamaño del cuerpo.

A = área característica del cuerpo.

μ = viscosidad dinámica.

$$X/A = C V_{\infty}^k L^m \rho^n \mu^s$$

Donde C es una constante que depende de la forma del cuerpo y de su posición con respecto a la corriente y k, m, n, s son exponentes a determinar.

Aplicando el análisis dimensional:

$$(M) (L)^{-1} (T)^{-2} = (LT^{-1})^k (L)^m (ML^{-3})^n (ML^{-1}T^{-1})^s$$

$$(M) (L)^{-1} (T)^{-2} = (M)^{n+s} (L)^{k+m-3n-s} (T)^{-k-s}$$

$$n+s = 1 \quad n = 1-s$$

$$k+m-3n-s = -1 \quad m = -s$$

$$-k-s = -2 \quad k = 2-s$$

$$\frac{X}{A} = C V_{\infty}^{2-s} L^{-s} \rho^{1-s} \mu^s$$

$$\frac{X}{A} = C \frac{\rho V_{\infty}^2}{2} * 2 \left(\frac{V_{\infty} L \rho}{\mu} \right)^{-s}$$

$$X = f(\text{Re}) * C * A * \frac{\rho V^2}{2}$$

Donde Re es el número de Reynolds.

y:

$$f(\text{Re}) = 2 \left(\frac{V_\infty L \rho}{\mu} \right)^{-m}$$

es una función desconocida de Re porque s no es conocida y deberá determinarse experimentalmente.

Haciendo:

$$C_x = C f(\text{Re})$$

donde C_x es el coeficiente adimensional de arrastre, se obtiene finalmente la fórmula general de resistencia.

$$X = C_x A \rho V_\infty^2 / 2 \quad (1.18)$$

donde:

X = resistencia ó arrastre

C_x = coeficiente adimensional de arrastre

A = área característica

$\rho V_\infty^2 / 2$ = presión dinámica

1.6.- ARRASTRE TOTAL

La fuerza de resistencia total ó arrastre total, será igual a la suma de todas las fuerzas de arrastre debidas a la resistencia al movimiento en el agua para la parte sumergida en ella y en el aire para las partes que estaran en contacto con él.

Entonces:

$$X_{\text{agua}} = C_x A \rho V^2/2$$

$$X_{\text{aire}} = C_x A \rho V^2/2$$

donde:

C_x = coeficiente de arrastre

A = área en contacto

ρ = densidad del fluido

V = velocidad de movimiento

Por lo tanto el arrastre total X_T es:

$$X_T = X_{\text{agua}} + X_{\text{aire}} \quad (1.19)$$

CAPITULO 2

PARAMETROS DE DISEÑO

2.1.- DETERMINACION DE LOS COEFICIENTES DE FRICCIÓN DE LAS SUPERFICIES DESLIZANTES.

Para determinar los coeficientes de fricción del agua y del aire que estarán en contacto con el aparato en movimiento es necesario conocer las siguientes propiedades del fluido, para las condiciones en las que trabajará.

μ = viscosidad dinámica

ν = viscosidad cinemática

Para el agua a 20°C y al nivel del mar:

$$\mu = 1.0241 * 10^{-4} \text{ kg-seg/m}^2$$

$$\nu = 1.007 * 10^{-4} \text{ m}^2/\text{seg}$$

Para el aire a 20°C y al nivel del mar:

$$\mu = 1.85 * 10^{-4} \text{ kg-seg/m}^2$$

$$\nu = 15.1 * 10^{-6} \text{ m}^2/\text{seg}$$

Para el cálculo de los coeficientes de fricción se aplica la fórmula de Diehl:

$$C_x = 0.375 (1/Re)^{0.15} \quad (2.1)$$

$$\text{donde } Re = V * L / \nu$$

Ya que la velocidad estimada que desarrollará el aparato es de 25 Km/hr ó 6.94 m/seg, es el valor

empleado para el cálculo de R_e y por lo tanto $C_{..}$.

Los valores calculados se dan en la tabla A1, para diferentes valores de L .

2.2.- ESTIMACION DEL PESO TOTAL DEL APARATO

Considerando que el aparato servirá para transportar a 4 personas (incluido el conductor), las mismas que viajarán sentadas y tomando en cuenta el espacio necesario para el motor y el sistema de empuje se puede estimar aproximadamente el tamaño del bote.

En el esquema de la figura 2.1 se detallan las formas y dimensiones aproximadas.

Los pesos de las diferentes partes se encuentran anotados a continuación:

MOTOR Y ACCESORIOS DEL MISMO	125	Kg
HELICE	15	Kg
EJE Y POLEAS	15	Kg
ESTRUCTURA DE MONTAJE	50	Kg
BOTE	100	Kg
TOTAL	305	Kg

Si se estima el peso de cada persona en 75 Kg; entonces las cuatro pesaran 300 Kg.

El peso total del aparato será:

$$W_{total} = 605 \text{ Kg}$$

Para cálculos se estima un peso de 700 Kg.

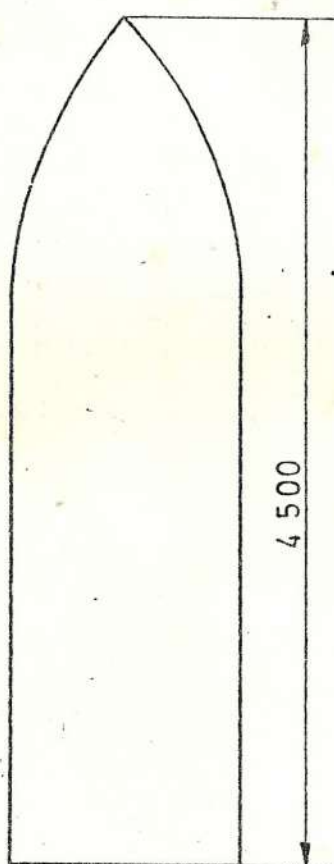
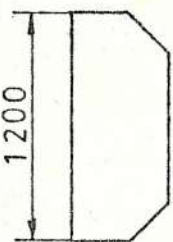


Fig. 2.1 Tamaño del bote

2.3.- CALCULO DEL EMPUJE

El empuje necesario debe ser igual al arrastre producido por el agua y el aire sobre el aparato en movimiento. Es claro que en primer lugar se debe calcular el arrastre total.

Para calcular el arrastre es necesario saber la posición de la línea de flotación (ver figura 2.2), ya que esta es la línea de separación de las partes que estarán en contacto con el agua y el aire respectivamente.

Empuje del agua = peso del aparato = peso del volumen del agua desalojada.

Peso específico del agua = $\gamma_{\text{agua}} = 1.030 \text{ Kg/m}^3$

Partiendo de la figura (2-2):

Volumen del agua desalojada = largo*ancho*altura
= $3\text{m} * 1.2\text{m} * h$

Peso del volumen del
agua desalojada = $(3*1.2*h)\gamma_{\text{agua}}$
= $3.708 h \text{ Kg/m}$

Entonces:

$700 \text{ Kg} = 3.708 h \text{ Kg/m}$

$h = 0.19 \text{ m.}$

El área en contacto con el agua:

$A_{\text{agua}} = (3*1.2) + 2 (3*h)$

$A_{\text{agua}} = 4.68 \text{ m}^2$

Y con el aire:

$$A_{\text{aire}} = 2.79 \text{ m}^2$$

Aplicando la fórmula para arrastre:

$$X = C_x A \rho V^2 / 2$$

Y tomando los valores C_x de la tabla A₁ tenemos:

$$C_x (\text{agua}) = 0.059$$

$$C_x (\text{aire}) = 0.0312$$

Con lo que obtenemos:

$$X (\text{agua}) = 6848.9 \text{ Nw}$$

$$X (\text{aire}) = 2.725 \text{ Nw}$$

Por lo tanto el arrastre total se calcula aplicando la ecuación 1.19.

$$\begin{aligned} X_{\text{total}} &= X_{\text{agua}} + X_{\text{aire}} \\ &= 6848.9 + 2.725 \end{aligned}$$

$$X_{\text{total}} = 6851.6 \text{ Nw}$$

Si este es el valor del arrastre total, se deduce que la hélice deberá producir un empuje:

$$T = 6851.6 \text{ Nw.}$$

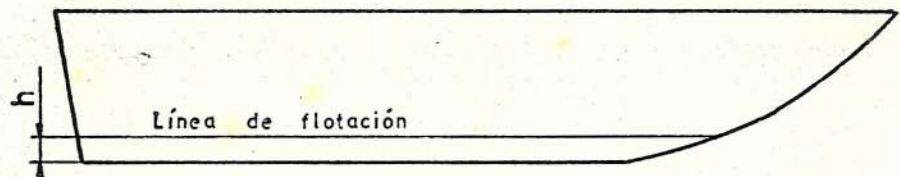


Fig.2-2. Posición de línea de flotación

2.4.- CALCULO DEL CONSUMO DE POTENCIA

El consumo de potencia teórico se obtiene a partir de la fórmula de eficiencia de la hélice (1.17)

$$\eta = T*V/P$$

Donde P es la potencia requerida.

Ya que el empuje necesario para darle al aparato la velocidad de 6.94 m/seg (25 Km/hr) es de 6851.6 Nw, la potencia requerida puede ser estimada calculando un valor para la eficiencia de 75%.

Despejando P de la fórmula:

$$P = \frac{T*V}{\eta}$$

$$P = \frac{6851.6 * 6.94}{0.75 * 746} = 84.98$$

Por lo tanto este es el valor de potencia que teóricamente consumirá la hélice.

2.5.- POTENCIA REQUERIDA. SELECCION DEL MOTOR.

De la sección 2.4 se tiene que la potencia requerida tiene el valor de 84.98 HP, entonces teóricamente se necesita un motor que desarrolle una potencia mínima de 90 HP.

Partiendo de este valor de potencia a continuación se detallan las características aconsejables que debe tener el motor seleccionado:

- Mínimo peso posible, en cuanto a esto es aconsejable el uso de un motor a gasolina ya que para igual potencia es más liviano que un motor a diesel.
- Sistema de enfriamiento con aire, evitando así la instalación de radiador, que implicaría el uso de un motor enfriado por agua. Además se evita el uso del agua como refrigerante con el consiguiente aumento de peso.

2.6.- ESTABILIDAD

Un cuerpo flotante esta en equilibrio vertical bajo dos sistemas de fuerzas:

- La gravedad que actúa hacia abajo
- El empuje que actúa hacia arriba

El punto de aplicación de las fuerzas de gravedad está en el centro de gravedad.

El punto correspondiente de las fuerzas de empuje está en el centro de empuje.

Para el caso de un bote y para inclinación de 5 a 15 °, las líneas de acción de las fuerzas de empuje pasaran todas cerca de un solo punto M conocido como metacentro.

Para tener estabilidad positiva, el metacentro M debe estar situado por encima del centro de gravedad (C.G.). Ver figura 2.3.

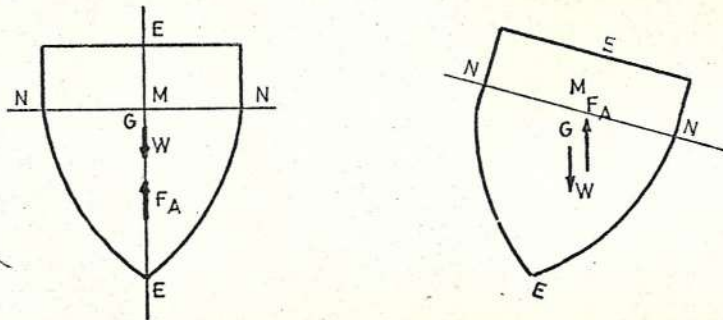


Fig. 2.3. Plano de flotación

A continuación es necesario anotar algunas definiciones:

- Plano de flotación N-N, es aquel plano en que la superficie libre del agua corta el bote totalmente cargado y en la posición normal (sin desviación).
- Eje de flotación E-E, en la figura, es el eje vertical que pasa por el centro de gravedad del

bote y es normal al plano de flotacion

- Metacentro, es el punto de interseccion del eje de flotacion con la direccion de la fuerza de empuje F_A para un pequeno angulo de desviacion.

2.7.- DIMENSIONAMIENTO DEL BOTE

En el esquema de la seccion 2-2 se dan las dimensiones aproximadas del bote las mismas que sirvieron para la estimacion del peso, el calculo del arrastre y por tanto del empuje necesario.

El bote sera construido con estas dimensiones, las mismas que se encuentran claramente detalladas en el plano N° 1.

CAPITULO 3

DISEÑO

3.1.- DISEÑO DE LA HELICE

La helice es un organo mecanico giratorio que produce una impulsión sobre el aparato en que va montada.

La helice se compone de un cubo o nucleo central y unas paletas, con superficies helicoidales al funcionar, que estan unidas a el. El cubo gira movido por el motor.

Las características de la helice dependera: de la velocidad del aparato en la dirección del eje de la helice; del numero de vueltas que da la helice en la unidad de tiempo; del diametro de la helice; del numero de paletas; de los perfiles empleados; de la forma en planta de la paleta; y de los angulos que forman las cuerdas de los perfiles con el plano de rotación.

Al girar la helice avanza. El avance en una revolución se llama el paso efectivo de la helice.

Los perfiles basicos de las paletas que mas se usan, son el Clark-Y y el R.A.F.-6.

En los ensayos efectuados con estos perfiles hemos visto que el rendimiento maximo, con el primero,

llega a ser alrededor de un 3% mayor que con el segundo.

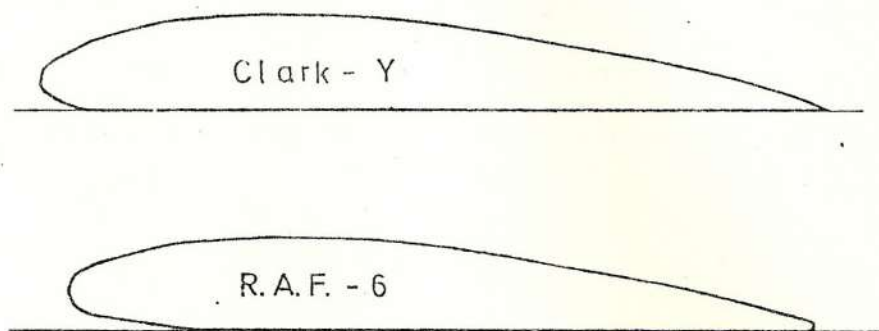
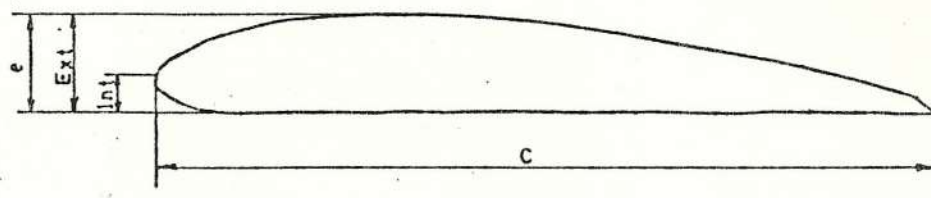


Fig. 3.1. Perfiles básicos de las paletas

El perfil Clark-Y es ventajoso para pequeños ángulos de ataque y el R.A.F.-6 para grandes ángulos de ataque. Las coordenadas de estos perfiles se indican en las tablas A2 y A3.

Las coordenadas de un perfil en general se definen en la figura 3-2.



e = espesor máximo Ext = extradós
c = cuerda. Int = intradós

Fig. 3-2. Coordenadas de un perfil

Tomando en cuenta la recomendaciones anteriormente anotadas en esta sección se elije el perfil Clark-Y como el más adecuado por su rendimiento mayor.

En la tabla siguiente se indican las coordenadas del perfil Clark-Y.

TABLA 3-1
Perfil Clark-Y

ABCISA	EXTRADOS	INTRADOS
% c	% c	% c
0	3.5	3.5
1.25	5.45	1.93
2.5	6.5	1.47
5.0	7.9	0.93
7.5	8.85	0.63
10	9.6	0.42
15	10.68	0.15
20	11.36	0.03
30	11.70	0.0
40	11.40	0.0
50	10.52	0.0
60	9.15	0.0
70	7.35	0.0
80	5.22	0.0
90	2.88	0.0
95	1.49	0.0
100	0.12	0.0

De aeronautica se observa que el rendimiento maximo se obtiene para perfiles con espesor maximo relativo $e/c = 0.12$ (12%); y como puede verse en la tabla 3.1 el perfil Clark-Y tiene un $e/c = 0.117$ (11.7%).

El estudio de diseno de helices hace las siguientes recomendaciones:

- Las paletas para velocidades pequenas dan mejor rendimiento con sus extremos redondeados, que si tuviesen sus extremos rectos.
- En la practica para helices de velocidad pequena para evitar momentos flectores y esfuerzos centrifugos demasiados altos, se hacen reducir las cuerdas en forma acelerada en la cuarta parte exterior de cada paleta. Tambien se disminuyen las cuerdas (aumentando su espesor) al aproximarse el cubo. La anchura maxima de la planta, esta aproximadamente a un radio comprendido entre $0.35D$ y $0.5D$.
- Al parecer al aumentar el numero de paletas se tendra mas empuje; pero como la interferencia entre las paletas seria cada vez mayor, el numero de estas se ha limitado como maximo a cuatro.

- Afecta considerablemente el rendimiento de la propulsión la presencia de cuerpos voluminosos, delante o detrás de la hélice que pueden producir una obstrucción o interferencia en el torbellino o estela originado por la hélice, lo que da lugar a pérdidas.

- La componente radial de la estela, la cual es despreciable en el interior de la misma, no lo es en el exterior y es menor cuanto mayor es el número de paletas.

- Cuando la velocidad en las puntas se acerca a la del sonido, las características de la hélice son afectadas desfavorablemente.

Teóricamente la velocidad resultante en las puntas es:

$$V_r = (V^2 + (2\pi * D * n)^2)^{1/2} \quad (3.1)$$

- El rendimiento empieza a disminuir tanto más pronto cuanto mayor es su espesor.

- La manera de reducir estas pérdidas es reduciendo el espesor en las puntas. Este espesor tiene un mínimo, ya que cuando $e=0.07c$ las paletas tienen tendencia a no conservar su rigidez, por lo cual el límite inferior debe ser $e=0.08c$.

- El ángulo de las paletas también influye, empe-

El ángulo de ataque debe ser aquel para el cual la relación C_z/C_x es máxima.

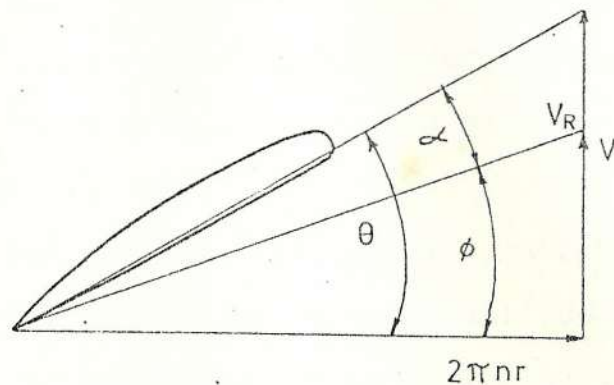


Fig. 3.3. Elementos de paleta

donde:

$$\alpha = \theta - \phi$$

C_z es el coeficiente de sustentación del perfil y,

C_x es el coeficiente de arrastre del perfil.

Es necesario definir los siguientes coeficientes:

$$C_T = T / n^2 D^4 \text{ (coeficiente de empuje)}$$

$$C_Q = Q / n^2 D^5 \text{ (coeficiente de par)}$$

$$C_P = P / n^3 D^5 = 2 C_Q \text{ (coeficiente de potencia)}$$

Para ubicar los valores de C_T y C_P en los gráficos correspondientes, es necesario tener el valor del ángulo correspondiente a un radio 0.75R.

Como se mencionó anteriormente, si bien las velocidades de giro varían dentro del rango de 0 a 3000 RPM, es necesario seleccionar una velocidad cons-

tante para efectos de calcular el ángulo α , el mismo que cambia de acuerdo con la posición de la sección de paleta para un radio dado. La velocidad de giro que se toma como parametro es de $n = 1500$ RPM.

Aplicando la formula 3.3 podemos calcular para los diferentes valores de r que varia de 0.1 m a 0.55 m si se considera que el nucleo de la helice tendra un diametro de 0.2 m.

Los valores de α asi calculados se indican en la tabla 3.2.

TABLA 3.2

Valores de α para diferentes valores de r

$V = 6.94$ m/seg, $n = 1500$ RPM:

r (m)	α (grado)
0.10	23.8
0.15	16.4
0.20	12.5
0.25	10.0
0.30	8.4
0.35	7.2
0.40	6.3
0.45	5.6
0.50	5.1
0.55	4.6

Aplicando la formula 3.2 se determinara el valor del coeficiente de funcionamiento.

$$J = \frac{V}{n \cdot D} = \frac{6.94 \text{ (m/seg)}}{25 \text{ (rev/seg)} \cdot 1.1 \text{ (m)}}$$

$$J = 0.2524$$

Ahora se asume $\theta = 15^\circ$ para la seccion de paleta ubicada a $r = 0.75R = 0.75(0.55) = 0.41 \text{ m}$.

Ubicando el valor de $J = 0.2524$ en el grafico A1, en la interseccion con la curva para $\theta = 15^\circ$ se obtiene $\eta = 0.6$.

Con este valor de eficiencia puede calcularse el empuje producido por la helice para la potencia dada de 90 HP.

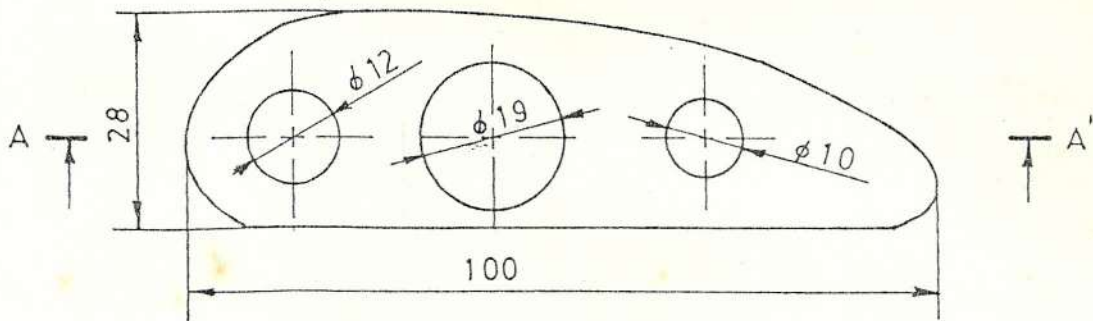
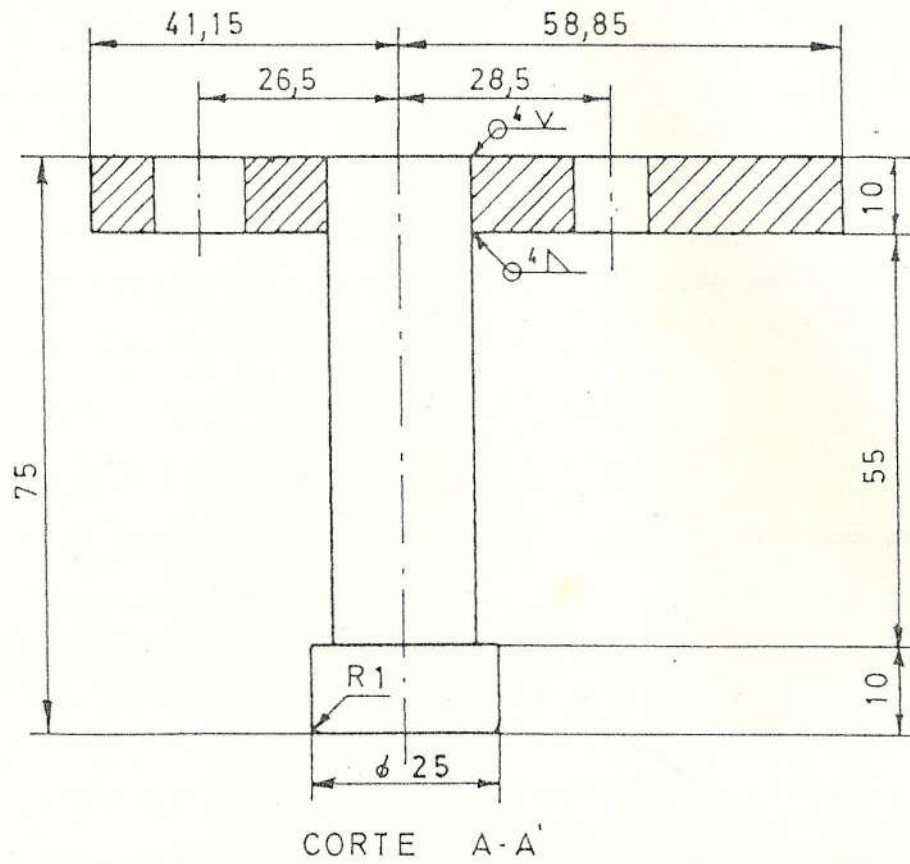
De la ecuacion 1.17 se despeja T.

$$T = \eta \frac{P}{V} = 0.6 * \frac{90}{6.94} * 746 = 5804.6 \text{ Nw.}$$

Por lo tanto $T = 5804.6 \text{ Nw}$ es el empuje teorico producido por la helice.

El diseno en planta de la paleta se da en el plano 2, y se determinan las dimensiones de las cuerdas respectivas de cada seccion.

En el mismo plano se encuentran trazados los perfiles correspondientes a cada seccion de acuerdo a los valores de las coordenadas dadas en la tabla 3.1; y para mayor claridad se indican en la tabla



	FECHA	NOMBRE	FACULTAD DE ING. MECANICA	ESPOL
DIBUJO	16.10.87	Izaguirre		
REVISO	20.10.87	Jaramillo		
COMP.	9.11.87	Ing. Puzmiño		
E	BASE DE PALETA		3	
1:1				

A4 mas detalladamente.

Se nota claramente que el eje de la paleta pasa por el centro de gravedad (c.g.) de cada seccion.

$$\theta = 15^\circ; \text{ y, } \phi = 6.3^\circ$$

entonces de la figura 3.3 tenemos:

$$\alpha = \theta - \phi = 15 - 6.3 = 8.7^\circ$$

Por lo tanto el angulo de ataque teorico para la paleta es $\alpha = 8.7^\circ$

Para efectos de calculos posteriores es necesario calcular el valor del par motor en la helice.

Aplicando la formula de potencia:

$$P = \Omega Q$$

$$Q = \frac{90 \times 746}{1500 \times 2 / 60}$$

$$Q = 427.4 \text{ Nm}$$

Con esto queda establecido el diseno de la paleta (ver el plano 2).

A continuacion se describe el diseno de la base de la paleta; y en la figura 3-4 se indica la forma de la misma, donde la base tiene la forma del perfil de la primera seccion de la paleta.

De lo anterior se desprende que pueden usarse 2 pernos como sujetadores de la base a la paleta.

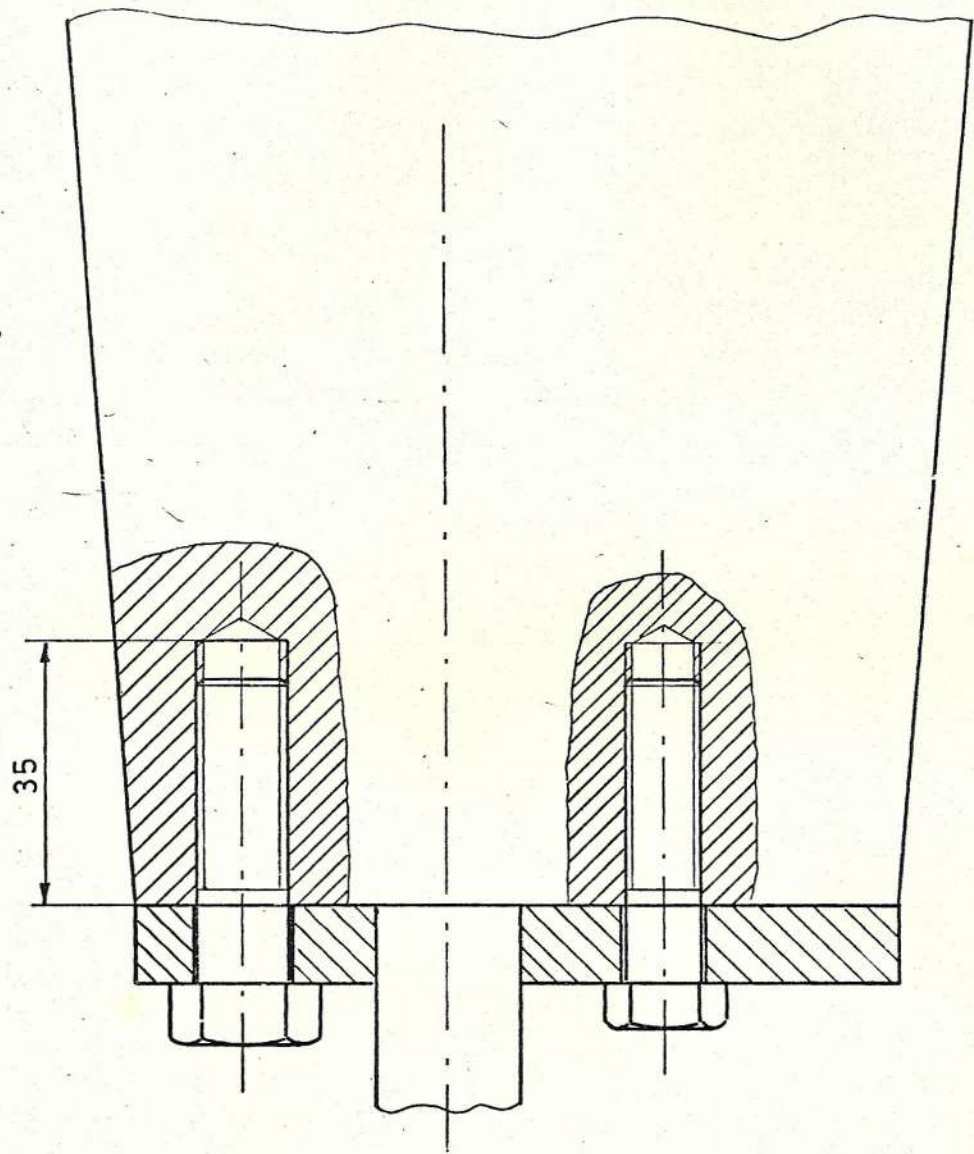


Fig. 3.5 Sujetadores de paleta

Las dimensiones de éstos pernos, como se observa en la figura 3-4 deben ser de $d=12$ y $d=10$ para la parte ancha y angosta respectivamente.

Los pernos deben resistir la fuerza centrífuga debida al giro de la paleta, aproximadamente su masa es de 2.5 Kg, ya que será construida de aluminio.

Esta fuerza se calcula con la siguiente fórmula:

$$F_c = m * \omega^2 * r \quad (3.5)$$

donde:

m = masa

ω = velocidad de giro en rad/seg

r = distancia del centro de giro al centro de masa

Entonces:

$$F_c = 2.5 * (1500 * 2 \pi / 60)^2 * 0.22$$

$$F_c = 13570.7 \text{ Nw} = 1383.3 \text{ Kgf}$$

A continuación se detallan los cálculos.

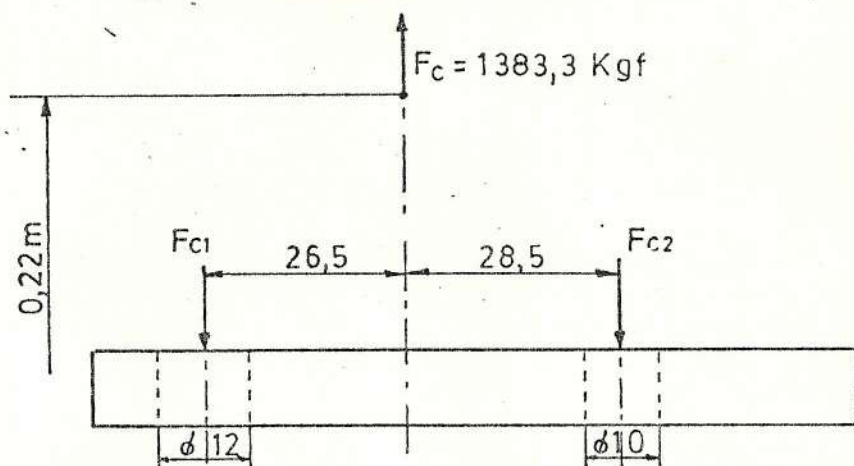


Fig. 3-6. Fuerzas en los pernos de la base de la paleta

$$\sum F_v = 0$$

$$F_{c1} + F_{c2} - F_c = 0$$

$$F_c = F_{c1} + F_{c2}$$

$$\sum M_o = 0$$

$$26.5 F_c - 55.0 F_{c2} = 0$$

$$F_{c2} = 667.0 \text{ Kgf}$$

$$F_{c1} = F_c - F_{c2} = 1384 - 667$$

$$F_{c1} = 717.0 \text{ Kgf}$$

Conociendo los valores de las fuerzas que debera soportar cada perno, es posible calcular los esfuerzos en las roscas; aplicando las siguientes formulas:

$$E_p = 2F/\pi * d_r * h \text{ esfuerzo cortante en perno (3.6)}$$

$$E_t = 2F/\pi * d * h \text{ esfuerzo cortante en la rosca del agujero de la paleta. (3.7)}$$

Los valores de los esfuerzos se indican en la tabla 3.3 a continuacion.

TABLA 3.3

Valores de los esfuerzos en las roscas

	E_p (Kgf/cm ²)	E_t (Kgf/cm ²)
Perno y rosca		
de = M10	212.8	191.6
Perno z rosca		
de = M12	169.2	143.7

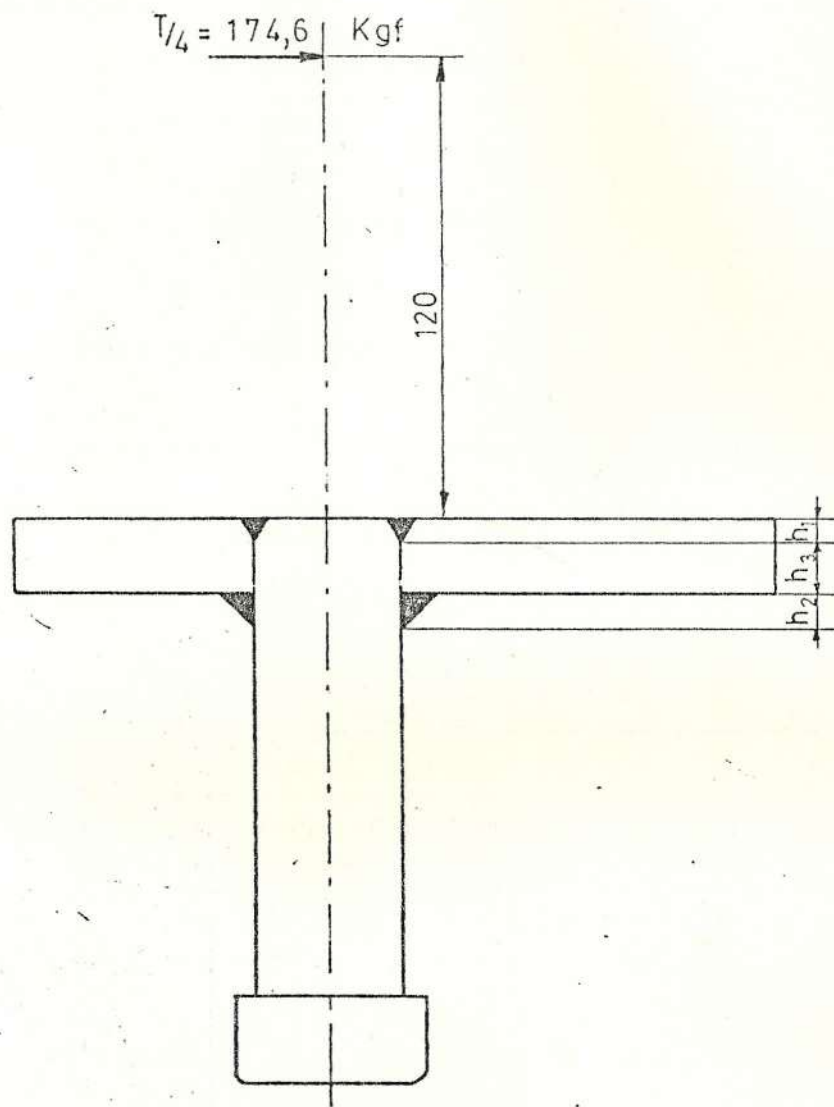


Fig. 3.7 Soldadura en la base de paleta

Ahora en la formula 3.8 se calculan los factores de seguridad.

$$n = 0.5 S_y/E \quad (3.8)$$

donde n = el factor de seguridad

S_y = resistencia

De las tablas A6 y A7 se tiene

$$S_{y_{acero}} = 4851.4 \text{ Kg/cm}^2$$

$$S_{y_{aluminio}} = 1265.58 \text{ Kg/cm}^2$$

Aplicando la formula (3.8) se obtiene los valores del factor de seguridad dados en la tabla 3.4.

TABLA 3.4

Factores de seguridad

		M10		M12	
		Perno	Agujero	Perno	Agujero
		roscado	roscado	roscado	roscado
		11.4	3.3	14.3	4.4

Ahora se indican los calculos de la soldadura del pivote a la base de paleta (vease figura 3.7).

Teniendo en cuenta que I es el momento de inercia de la tabla A8.

$$I = \frac{r^3}{2} (0.707 \cdot h)$$

donde h es el espesor de la soldadura tal como se indica en la figura 3.7.

$$I_1 = \pi * r^3 * (0.707 * h_1) / 2 = (0.95)^3 * (0.707 * 0.3) / 2$$

$$I_1 = 0.286 \text{ cm}^4$$

$$I_2 = \pi * r^3 * (0.707 * h_2) / 2 = (0.95)^3 * (0.707 * 0.5) / 2$$

$$I_2 = 0.476 \text{ cm}^4$$

$$I_3 = \pi * r^3 * h_3 / 2 = (0.95)^3 * 0.7 / 2$$

$$I_3 = 0.943 \text{ cm}^4$$

$$I = I_1 + I_2 + I_3$$

$$I = 1.7 \text{ cm}^4$$

$$A_1 = 1.414 * \pi * 0.3r = 1.27 \text{ cm}^2$$

$$A_2 = 1.414 * \pi * 0.5r = 2.11 \text{ cm}^2$$

$$A = A_1 + A_2$$

$$A = 3.38 \text{ cm}^2$$

De la figura 3.7 obtengo:

$$T/4 = 6851.6/4 = 1713 \text{ New.}$$

$$T/4 = 174.6 \text{ Kgf}$$

$$F_c = 1384 \text{ Kgf}$$

Ahora para determinar los esfuerzos se aplican las siguientes formulas.

$$E' = F_c / A \quad (\text{esfuerzo primario}) \quad (3.9)$$

$$E'' = Mc / I \quad (\text{esfuerzo secundario}) \quad (3.10)$$

$$E = [(E')^2 + (E'')^2]^{1/2} \quad (\text{esfuerzo combinado}) \quad (3.11)$$

En la formula 3.10 M es el momento debido al empuje producido por cada paleta y c es la distancia del

centro de las soldaduras.

$$E' = 1384/3.38 = 409.5 \text{ Kgf/cm}^2$$

$$E'' = T/4 * 12 * 0.5 / 1.7 = 616.3 \text{ Kgf/cm}^2$$

$$E = \left[(410)^2 + (616)^2 \right]^{1/2} = 739.9 \text{ Kgf/cm}^2$$

De la tabla A9: $S_y = 3515.5 \text{ Kgf/cm}^2$; y aplicando la formula para el factor de seguridad.

$$n = 0.4 S_y/E = 0.4 * 3515.5/734$$

$$n = 1.9 \text{ (soldadura)}$$

En la fig. 3.4 el area del reborde en el pivote es:

$$A = \pi (d_1^2 - d_2^2)/4 = \pi [(2.5)^2 - (1.9)^2]/4$$

$$A = 2.1 \text{ cm}^2$$

Luego el esfuerzo

$$E = F_c/A = 1384/2.1 = 659 \text{ Kgf/cm}^2$$

De la tabla A10; $S_y = 3093.6 \text{ Kgf/cm}^2$; luego aplicando la formula para el factor de seguridad.

$$n = 0.5 S_y/E = 0.5 (3093.6)/759$$

$$n = 2.3 \text{ (pivote)}$$

Por lo tanto la base de paleta queda disenada como se indica en el plano 3.

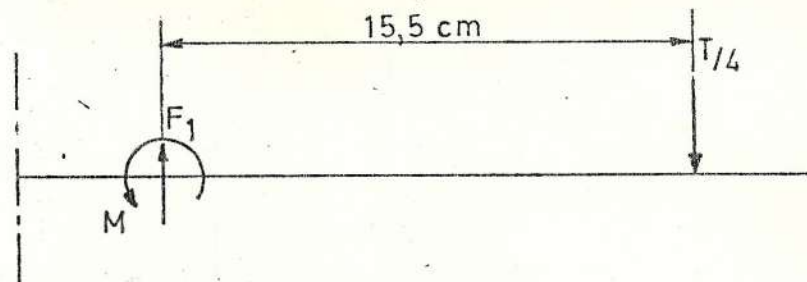
A continuacion se detalla el diseno del cubo y las abrazaderas que sujetan la paleta al cubo.

En los planos 4 y 5 se detallan el cubo y las abrazaderas respectivamente.

La abrazadera que sujeta el pivote de la base al cubo debe resistir el esfuerzo debido al empuje que produce la paleta, y la fuerza centrífuga ejercida por la masa de la paleta como se indica en la figura 3.8.

Como se aprecia en la figura 3.8 la posible falla se presenta en los pernos de la abrazadera, por lo tanto se calculará el factor de seguridad para ellos. Los pernos a usarse son de M10.

La fuerza centrífuga F_c somete a los pernos a un esfuerzo cortante, y el empuje a esfuerzo de flexión; entonces:



F_1 - fuerza que resiste cada perno

$$2F_1 = T/4 = 174.6 \text{ Kgf}$$

$$F_1 = 174.6/2 = 87.3 \text{ Kgf}$$

M - momento

$$M = (T/4) 15.5 = 2706.3 \text{ Kgf-cm}$$

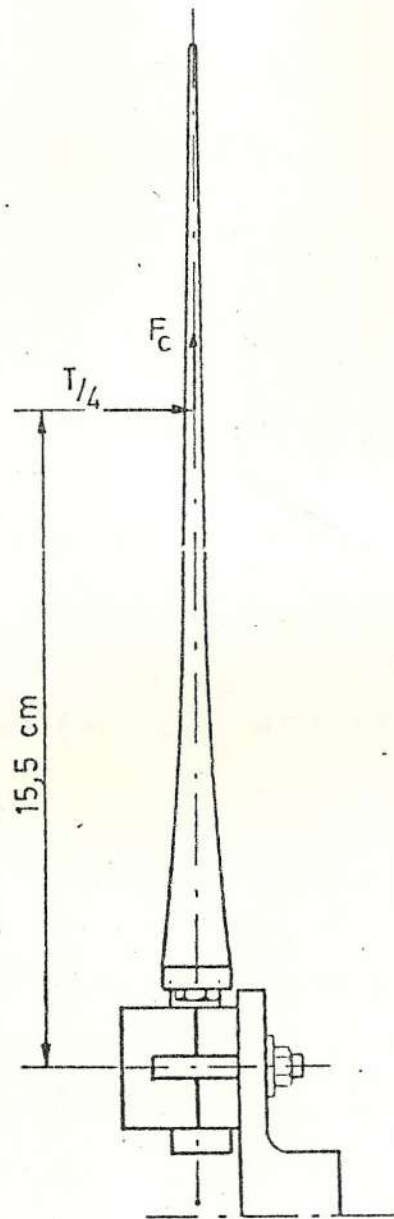


Fig. 3.8 Sujeción de la paleta al cubo

Luego la fuerza en cada perno debida al momento es:

$$F' = Mr/2r^2$$

donde r es la distancia radial del centroide a cada perno como se indica en la figura 3-9.

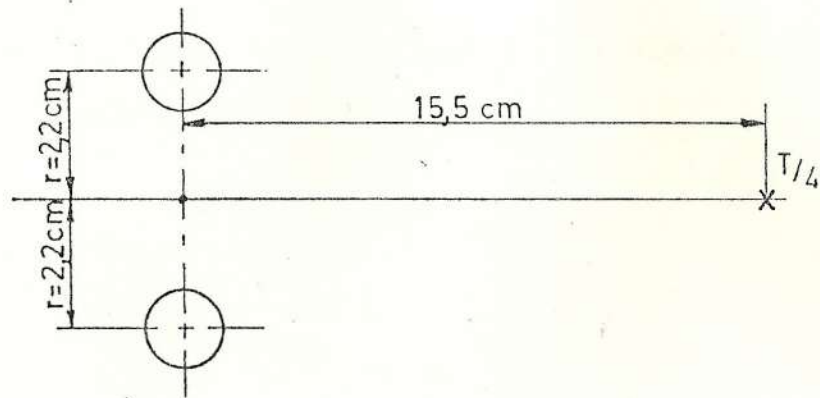


Fig.3-9. Centroide en los pernos de abrazadera.

Entonces:

$$F' = 2706.3 \text{ Kgf.cm} * 2.2 \text{ cm} / 2 * (2.2)^2 \text{ cm}^2$$

$$F = 615.1 \text{ Kgf}$$

Luego:

$$E = (F_c/2)A = 692/0.583 = 1186.3 \text{ Kgf/cm}^2 \text{ y}$$

$$E'' = 2F' / \pi * d_r * h = 2(615.1) / (0.794)1 = 493.2 \text{ Kgf/cm}^2$$

donde d_r es el diametro menor de la rosca y h la altura de la tuerca.

Entonces el esfuerzo combinado es:

$$E = [(1186.3)^2 + (493.2)^2]^{1/2}$$

$$E = 1284.7 \text{ Kgf/cm}^2$$

De la tabla A6 se tiene que $S_y = 4851.4 \text{ Kg/cm}^2$;
entonces:

$$n = 0.5 S_y / E = 0.5 (4851.4) / 1284.7$$

$$n = 1.89$$

n es el factor de seguridad para los pernos de la abrazadera.

3.2.- DISEÑO DEL EJE DE LA HELICE

Para calcular el factor de seguridad en el eje, antes es necesario conocer el valor de las cargas a la que estará sometido (ver figura 3.10).

De la tabla A11 se estima un diámetro de polea en el eje de 0.2 m; y como se conoce que la hélice gira a 1500 RPM entonces se puede calcular la velocidad de la banda.

$$V_{\text{banda}} = \text{RPM} * 2 \pi * d/2 \text{ (m/min)}$$

donde d es el diámetro de la polea

$$V_{\text{banda}} = 1500 * 2 * 0.2/2 = 942.5 \text{ m/min}$$

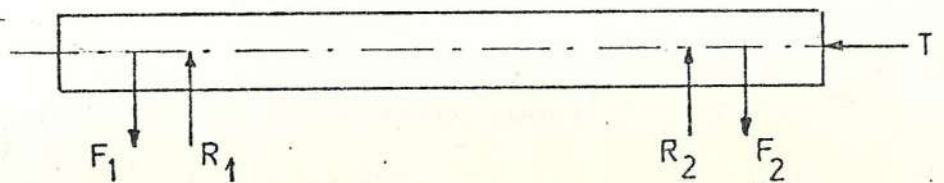


Fig. 3-10. Cargas sobre el eje

En la Figura 3-10 F_1 es la fuerza debida a la tensión en la banda, F_2 la fuerza debida al peso de la hélice; T es el empuje y R_1, R_2 reacciones en los apoyos.

Ahora para encontrar F_1 es necesario aplicar las siguientes fórmulas:

$$P_1/P_2 = e^{f\alpha}$$

(3.12)

$$CV = (P_1 - P_2) * V / 4500 \quad (3.13)$$

donde P_1 y P_2 son las tensiones en la banda, f es el coeficiente de fricción entre la banda y la polea; α es el ángulo de contacto y V la velocidad de la banda en m/min.

Considerando que $f = 0.45$ y $\alpha = 180^\circ = \pi$ rad.

Ahora aplicando (3.12) y (3.13) se obtiene:

$$P_1 = 595.3 \text{ Kgf} \quad \text{y} \quad P_2 = 145.2 \text{ Kgf}$$

De estos dos valores se toma $P_1 = 595.3 \text{ Kgf}$ para calculos.

El peso de la helice F_2 se estima que es:

$$F_2 = 4 \text{ (peso paleta) + (peso cubo)}$$

$$F_2 = 4 (2.5) + 3 = 13 \text{ Kgf}$$

$$\text{El empuje es } T = 698.4 \text{ Kgf}$$

Determinados los valores de las cargas indicadas en la figura 3-11 que son:

$$F_1 = 585.3 \text{ Kgf}$$

$$F_2 = 13 \text{ Kgf}$$

$$T = 698.4 \text{ Kgf.}$$

Y ademas considerando que el eje estara sometido a un torque $Q = 427.4 \text{ New-m} = 43.6 \text{ Kgf-m}$; que es el par motor de la helice, se puede calcular el factor de seguridad.

Tomando como referencia el plano 6 y la figura 3-11 se puede calcular el valor de R_1 y R_2 y el valor del esfuerzo en la zona crítica.

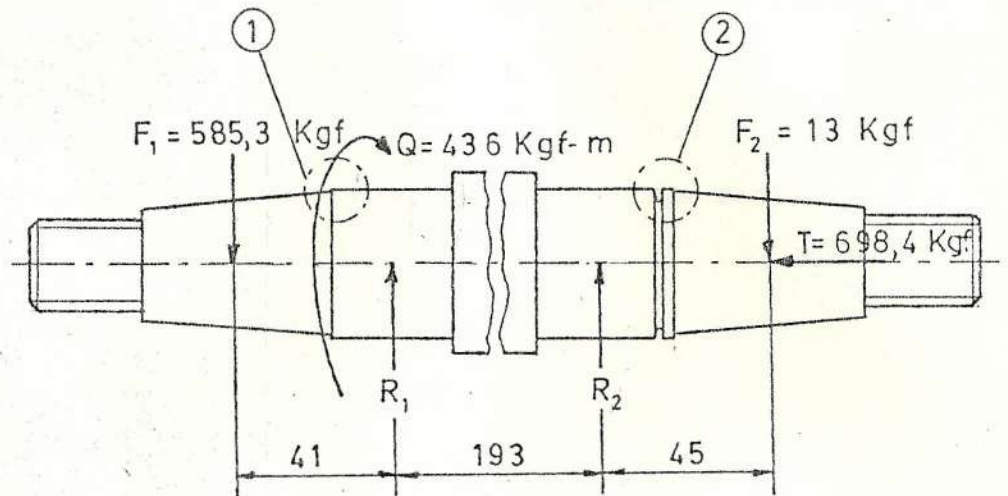


Fig. 3-11. Torque sobre el eje

$$\sum F_y = 0$$

$$R_1 + R_2 - F_1 - F_2 = 0$$

$$\sum M_o = 0$$

$$- 0.035 F_1 + 0.21 R_2 + 0.245 F_2 = 0$$

de donde $R_1 = 524.4$ Kgf y $R_2 = 83.9$ Kgf.

Como se puede ver hay dos zonas críticas nombradas como 1 y 2 en la figura 3-11, cuyos momentos son M_1 y M_2 , $M_1 = 20.8$ Kgf-m y $M_2 = 0.45$ Kgf-m.

Para calcular el esfuerzo máximo se aplica la fórmula:

$$E_{\max} = 16(M^2 + Q^2)^{1/2} / \pi * d^3$$

que para la zona 1 da $E_{\max 1} = 485.7 \text{ Kg/cm}^2$.

Ahora en la zona 2 es necesario tomar en cuenta la ranura para el anillo de retencion.

Si $K_e = 0.8$ es el factor de modificacion del esfuerzo en la ranura y se obtiene de la tabla A10 y $S'y = 1828.1 \text{ Kg/cm}^2$.

Aplicando K_e tendremos entonces:

$$S_y = 0.8 S'y = 1462.5 \text{ Kg/cm}^2.$$

Luego:

$$E_{\max 1} = \frac{16\pi}{(3.7)^3} [(20.8*100)^2 + (43.6*100)^2]^{1/2}$$

$$E_{\max 1} = 485.7 \text{ Kg/cm}^2$$

$$E_{\max 2} = \frac{16\pi}{(3.7)^3} [(0.45*100)^2 + (43.6*100)^2]^{1/2}$$

$$E_{\max 2} = 438.4 \text{ Kg/cm}^2$$

Ahora se puede calcular los factores de seguridad correspondientes:

$$n_1 = S'y/2 * E_{\max 1} = 1828.1/2 * 485.7$$

$$n_1 = 1.9$$

$$n_2 = S_y/2 * E_{\max 2} = 1462.5/2 * 438.4$$

$$n_2 = 1.7$$

Ahora considerando la fuerza de empuje de la helice, se puede calcular un nuevo factor de seguridad en la ranura (zona 2).

El area que debera soportar el empuje es:

$$A = /4 * (4^2 - 3.6^2) = 2.39 \text{ cm}^2; \text{ y el esfuerzo es:}$$

$$E = T/A = 698.4/2.39 = 292.5 \text{ Kg/cm}^2.$$

Entonces el factor de seguridad n_2 sera:

$$n_2 = S_y/2 \cdot E = 1828.1/2(292.5) = 3.12$$

Considerando que $n_2 = 1.7$ siendo el valor mas bajo, es confiable; por lo tanto las dimensiones del eje son aceptables.

3.3.- DISEÑO DEL SISTEMA DE DIRECCION

Como la helice esta dentro de la atmosfera, al girar produce una cierta presion sobre el aire. La reaccion del aire sobre la helice da lugar a una traslacion de todo el conjunto (helice, motor, bote) en el sentido del eje de giro.

Para darle direccion al bote; es necesario cambiar la direccion del flujo de aire producido por la helice. Para lograr esto, se usa dos palas que van tras de la helice; las mismas que al moverse a uno u otro lado producen el efecto deseado; tal como se indica en la figura 3-12.

Cuando el timon se encuentra en la posicion cero las palas estan paralelas al flujo y por lo tanto el bote se mueve en linea recta en la direccion del eje de la helice.

Como se observa en la figura 3-12, si el timon es accionado hacia 1, las palas toman la posicion 1 y el bote cambia de direccion hacia la derecha, en

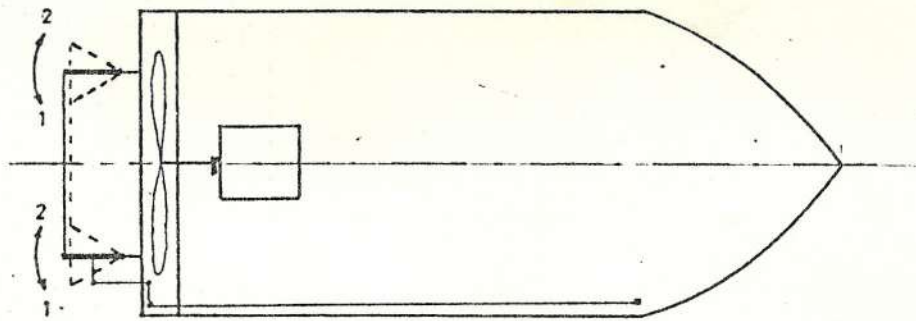
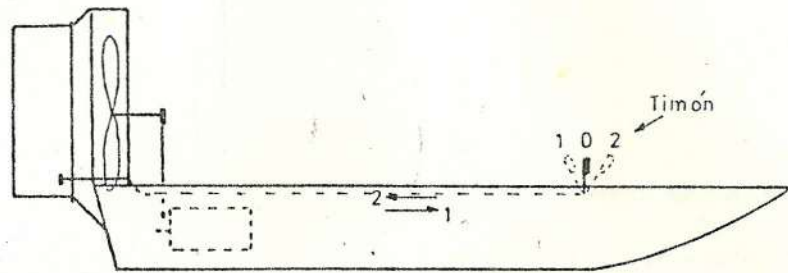


Fig. 3.12 Sistema de dirección

cambio si el timon es llevado a 2, las palas toman la posicion 2 indicada en la misma figura y por lo tanto el bote gira hacia la izquierda.

3.4.- DISENO DEL BOTE

El diseno de la estructura del bote se encuentra ampliamente explicado en el plano numero 9, el mismo que se encuentra en la parte posterior de la presente tesis.

CAPITULO 4

CONSTRUCCION

4.1.- CONSTRUCCION DE LA HELICE

En el capítulo 3 sección 3.1, se indican las coordenadas del perfil Clark-Y, el mismo que fue seleccionado en el diseño de la paleta por su mayor rendimiento.

A continuación observamos la foto nº 1, en la cual se ve el molde de madera que se uso para la fundición de la helice, dicho molde se baso en el perfil previamente seleccionado.

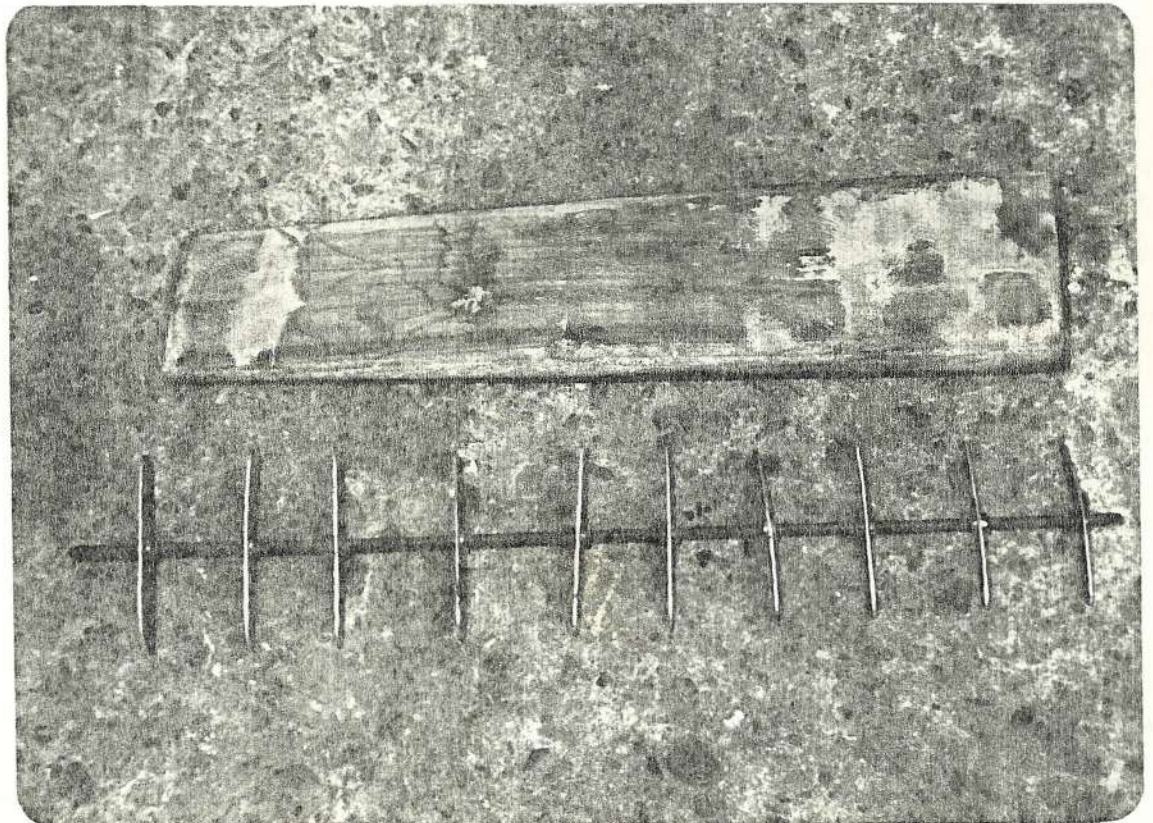


FOTO Nº 1.- Molde de paleta

Una vez construido el molde de madera de las aspas de la helice, estas se construyeron en aluminio fundido, tal como se muestra en la foto N° 2.

Se construyo 4 paletas semejantes, las que conformaron luego la helice.

El numero de paletas se determino en la seccion 3.1, tomando en consideracion que no exista interferencia entre ellas, y que el numero de paletas sea suficiente para lograr el empuje necesario.

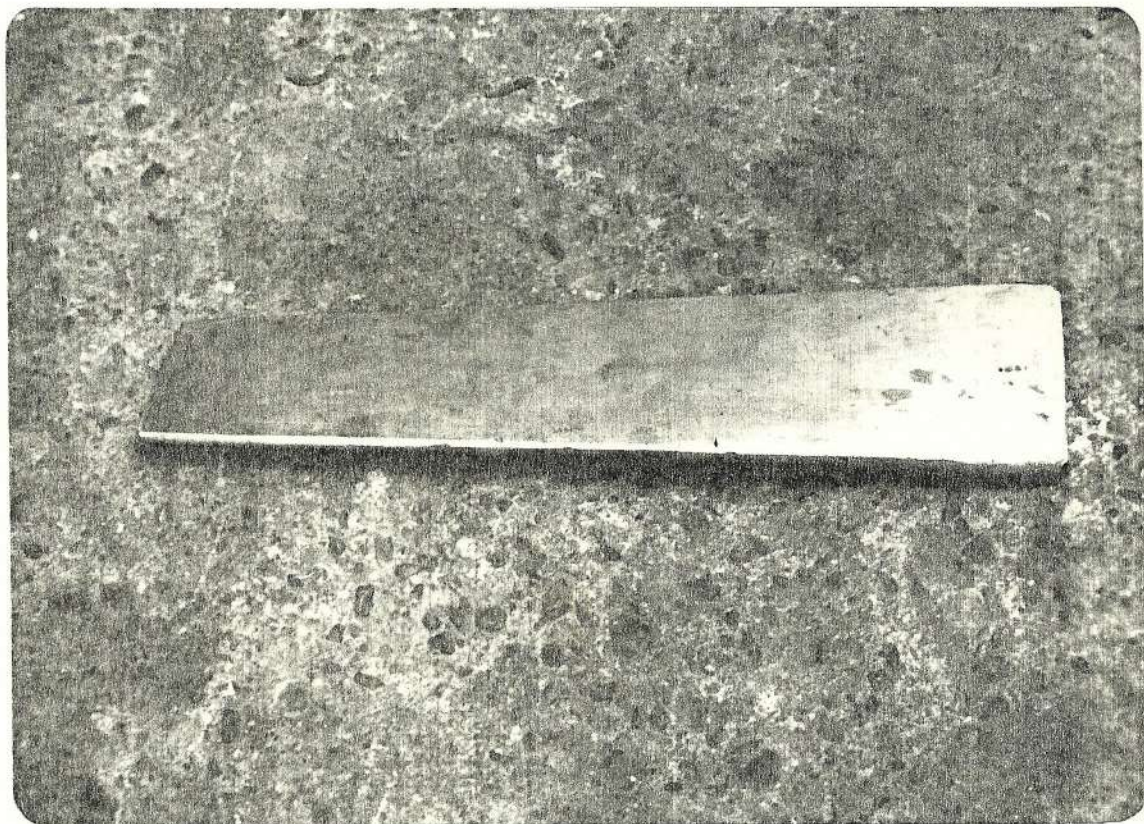


FOTO N° 2.- Paleta de aluminio

De acuerdo al diseño de la base de la paleta, dado en la sección 3.1, se procedió a realizar la construcción de dicha base, la misma que se muestra en la foto N° 3.

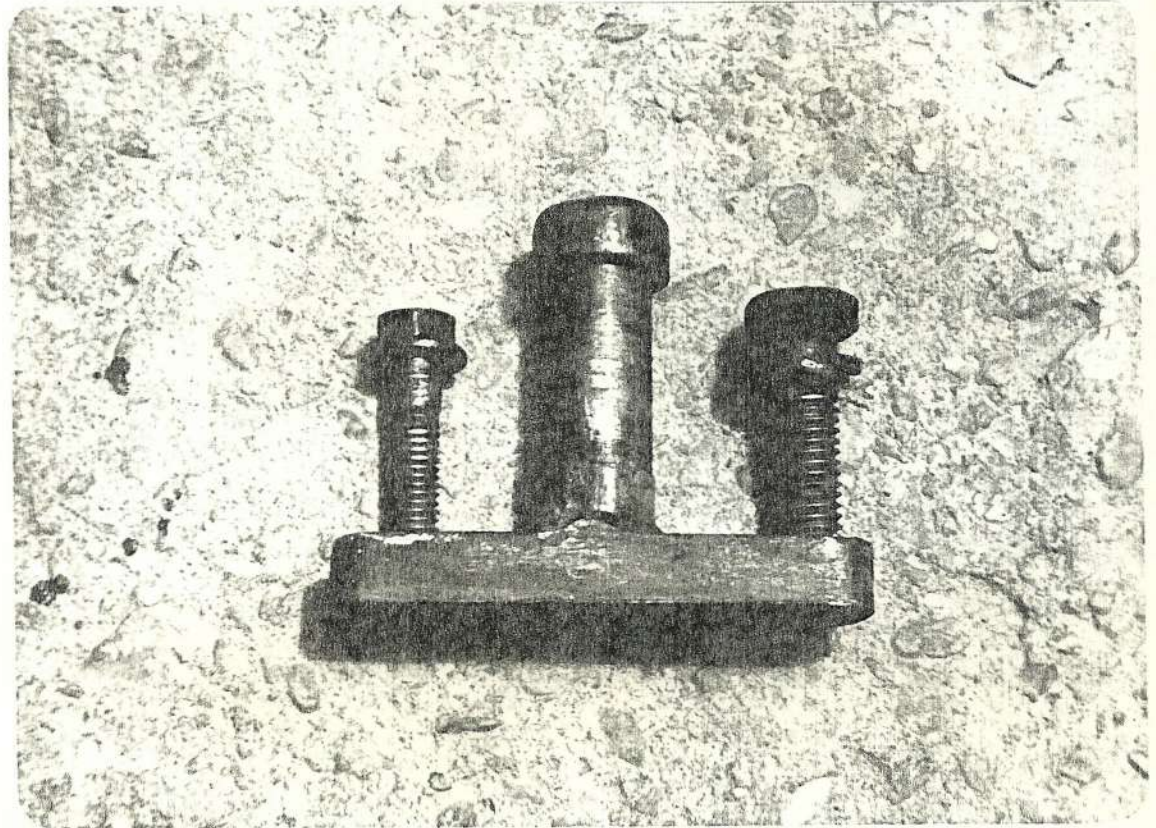


FOTO N° 3.- Base de paleta

Después de haber sido construidas las bases y las paletas, se acopló cada base con su paleta usando dos pernos de diferente diámetro como sujetadores, usándose en total 8 pernos, en la foto N° 4 (página siguiente), se puede ver una de las bases, con los dos pernos sujetadores.

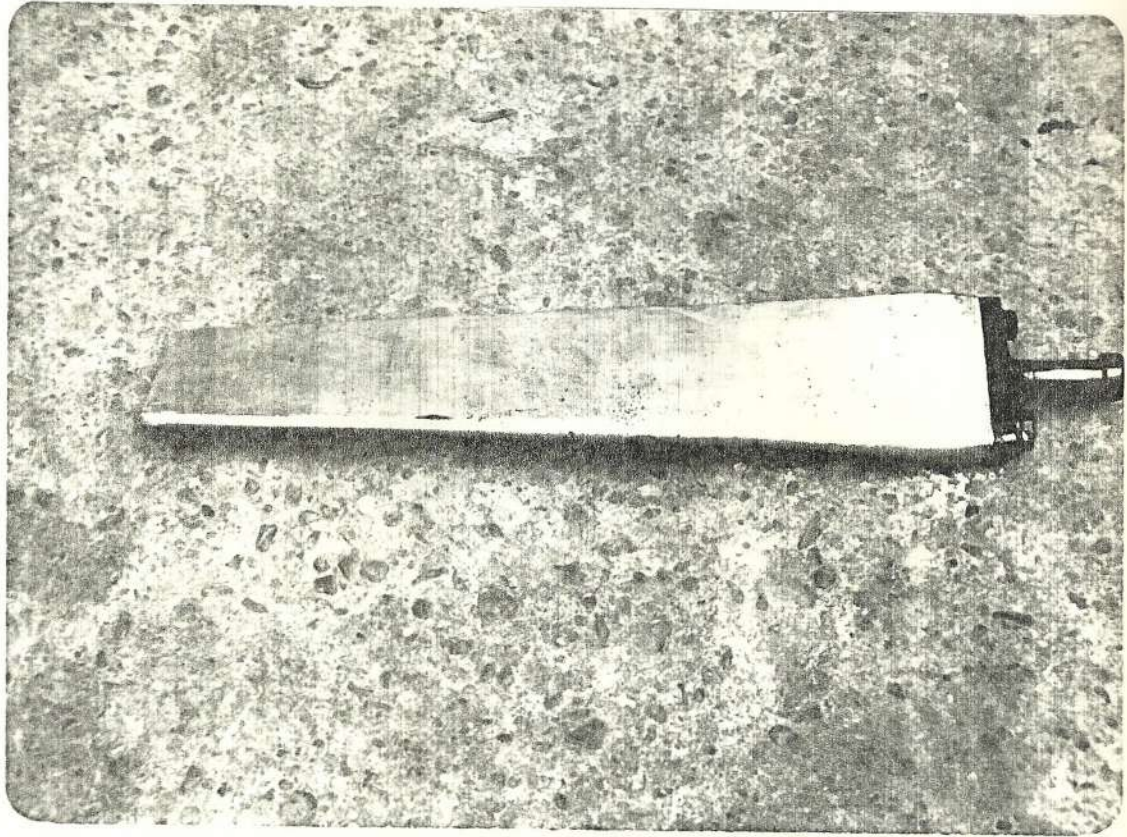


FOTO N° 4.- Base y paletas acopladas

A continuación (foto N° 5) se construyó el cubo de la helice, el mismo que fué construido en acero, de acuerdo a las dimensiones necesarias para el perfecto acoplamiento entre la base de la paleta y la paleta propiamente dicha.

El cubo de la helice unirá las 4 aspas por medio de las abrazaderas para conformar la helice, una de las cuales se muestra en la foto N° 6.

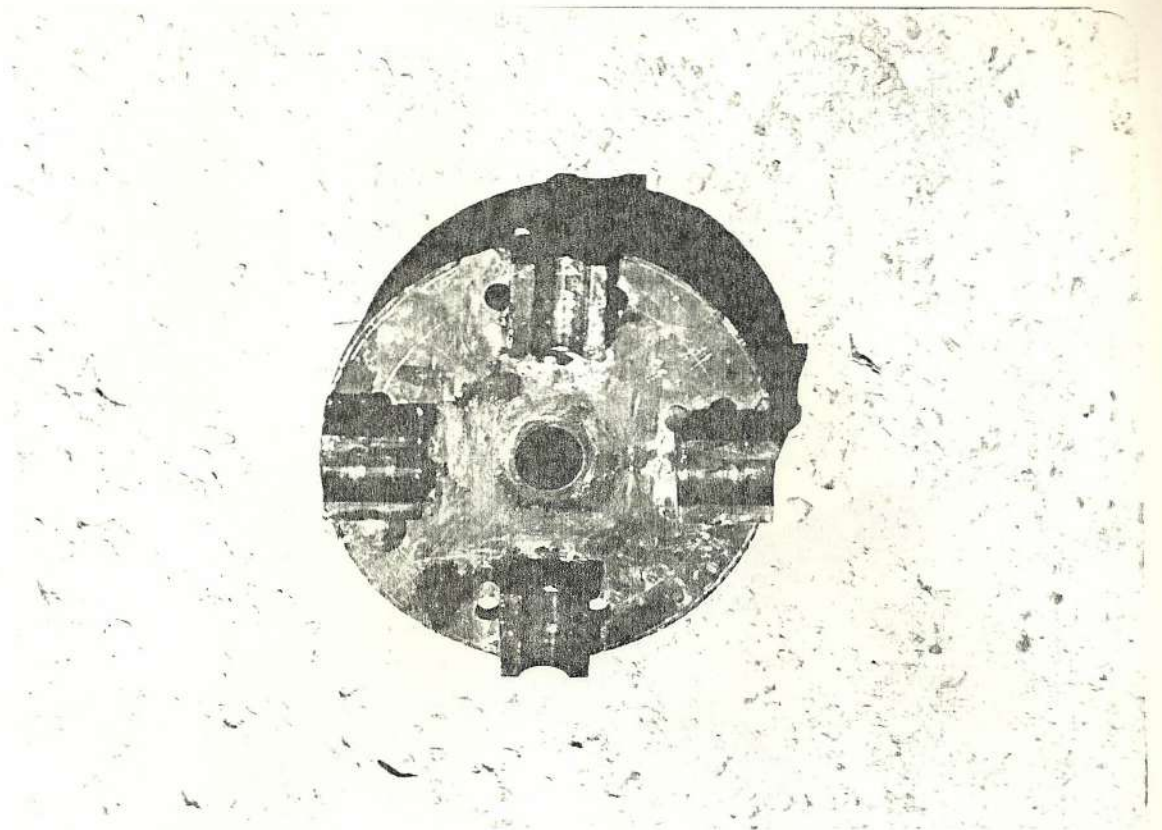


FOTO Nº 5.- Nucleo de la helice

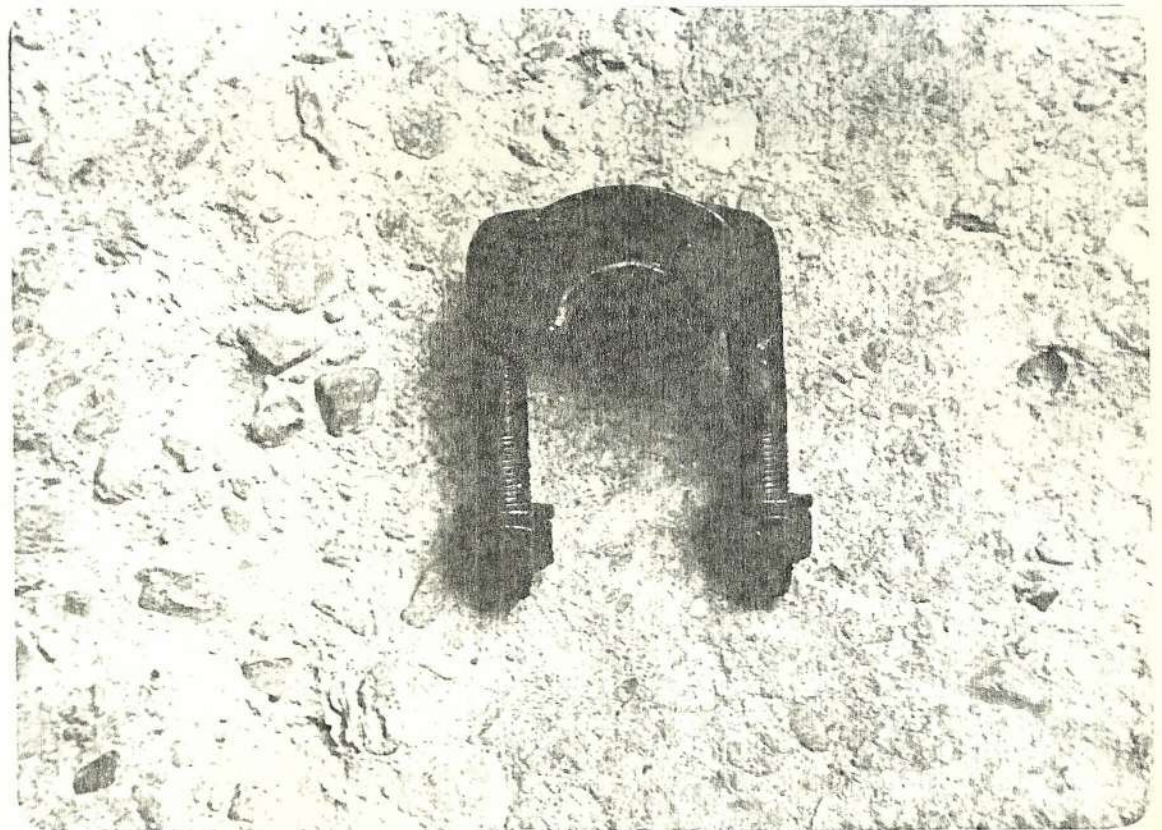


FOTO Nº 6.- Abrazadera de paleta

En la foto N° 7 se puede apreciar la helice completamente ensamblada.

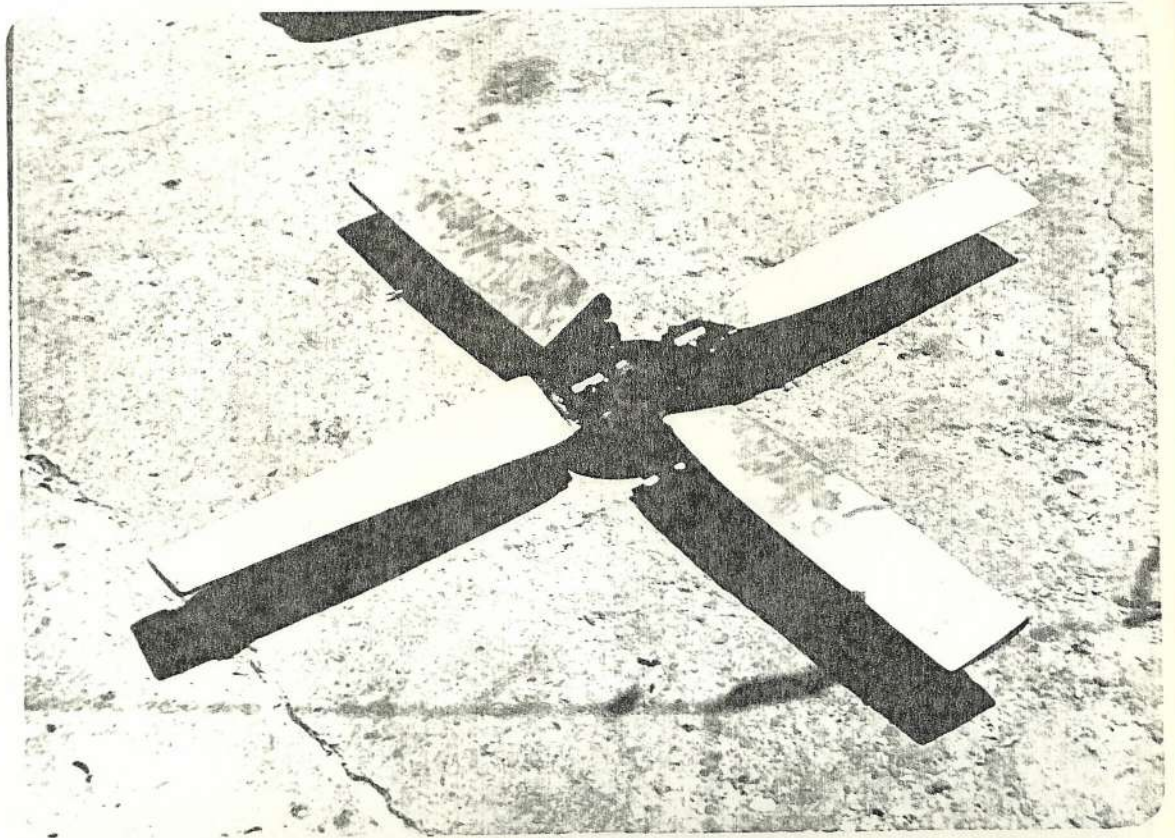


FOTO N° 7.- Helice

4.2.- Construccion del bote

El bote fue construido en fibra de vidrio, tomando en consideracion los planos presentados en la seccion 3.4.

A continuacion se muestra la foto N° 8 del bote completamente terminado y en funcionamiento.

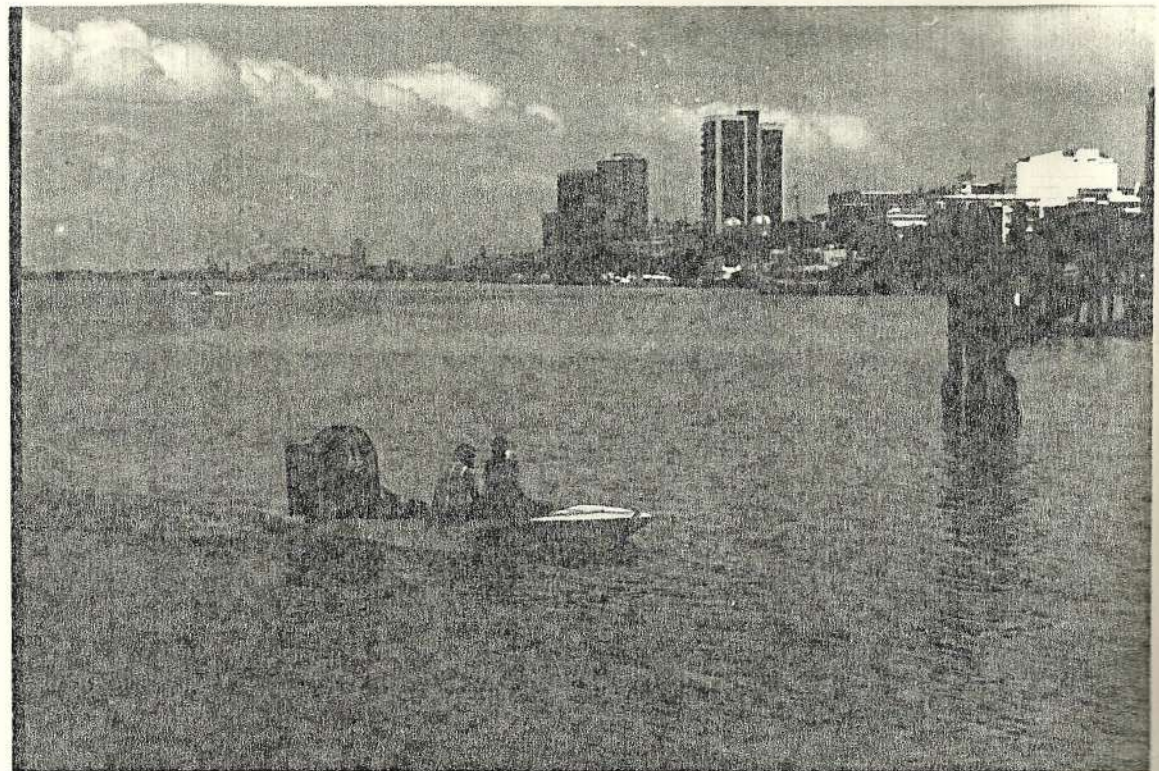


FOTO N° 8.- Bote.

4.3.- Ensamblaje

El ensamblaje de las partes que conforman todo el conjunto que dara movimiento al bote sera mostrado a continuacion por medio de fotos.

Como podra observarse, en la seccion 4.1 se describe en detalle la construccion total de la helice, para poder acoplar esta helice a nuestro sistema, necesitamos de un eje. El mismo que fue diseñado en la seccion 3.2, y en base de este diseno se lo construyo.

El eje fue colocado sobre los rodamientos necesarios para su perfecto funcionamiento, y se soldo a este una base para poder acoplarlo a la estructura construida en el bote.

En la foto Nº 9 se puede apreciar el eje con las partes arriba mencionadas.

En la foto Nº 10 podemos observar la estructura de montaje hecha en angulo de hierro de 2x2x1/4 pulgadas, la misma que fue colocada en la parte trasera del bote, sirviendo de soporte al motor y a la helice y esta sujeta al bote por medio de pernos.

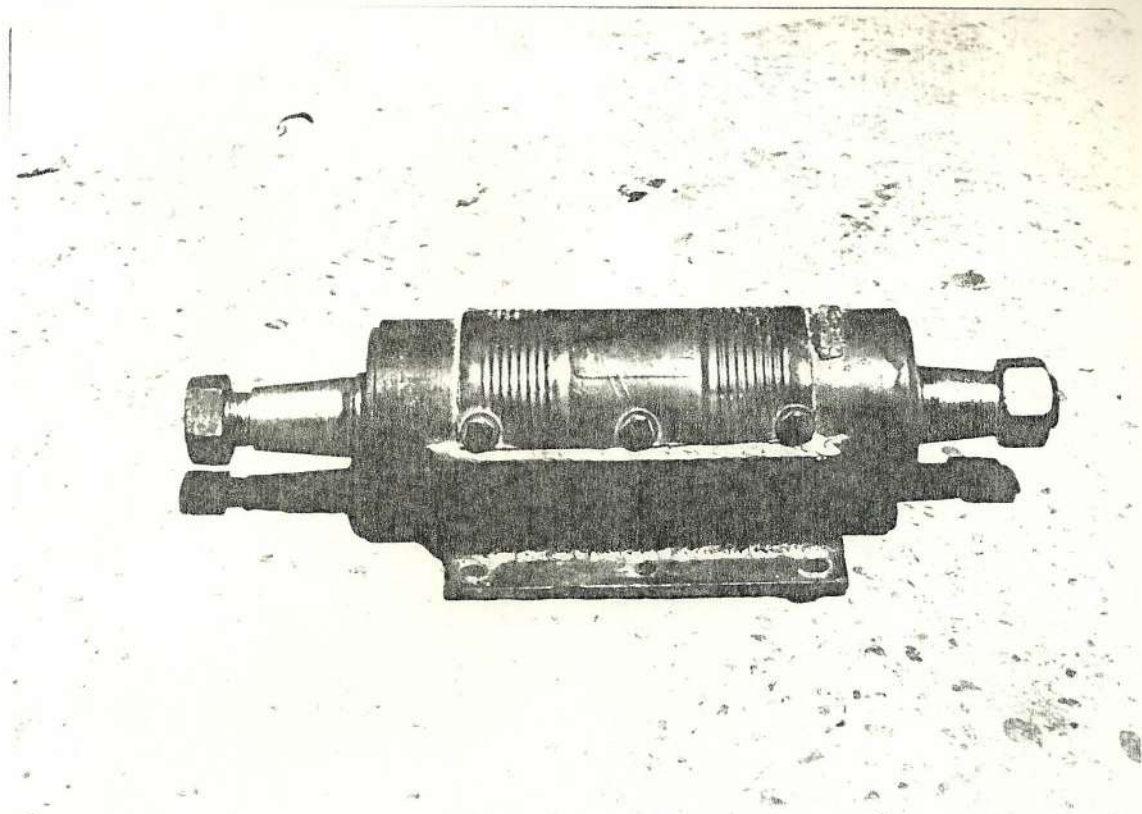


FOTO Nº 9.- Eje de la helice

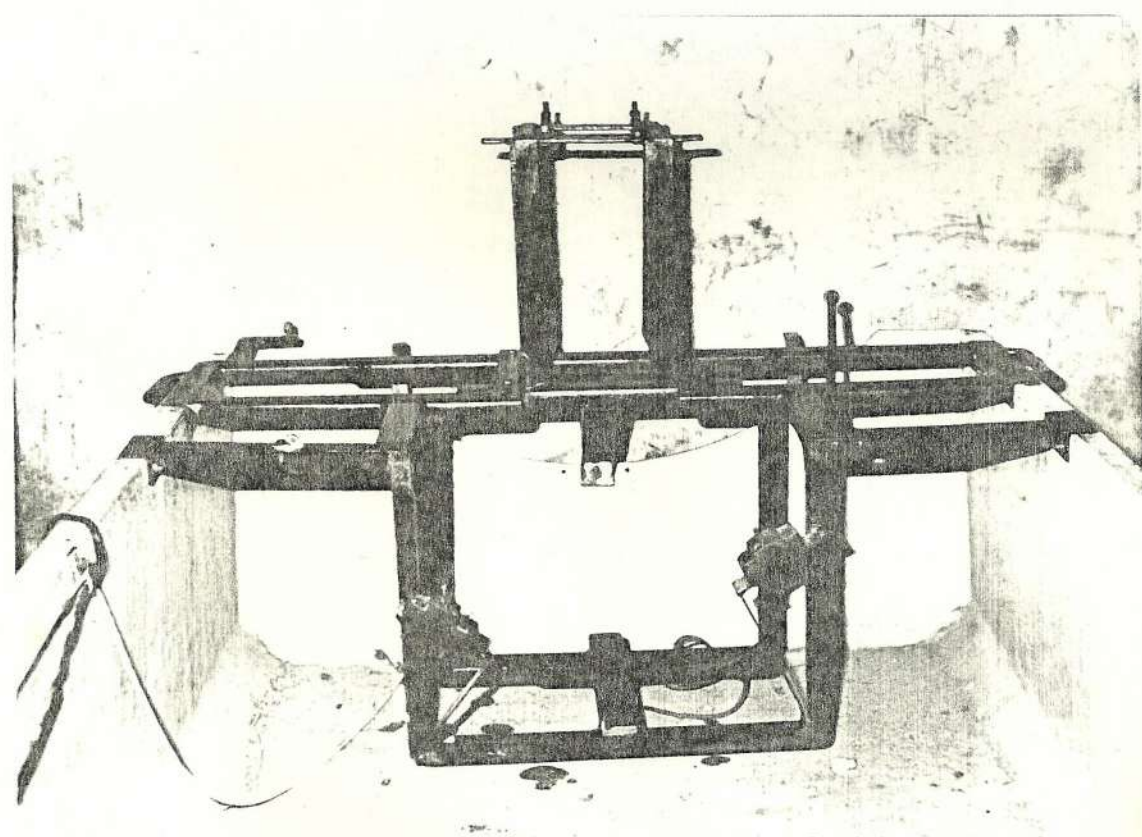


FOTO Nº 10.- Estructura de montaje

A continuacion tenemos la foto N° 11 donde se muestran las poleas conductora y conducida.

Estas poleas fueron hechas de fundicion de aluminio y trabajadas en el torno .



FOTO N° 11.- Poleas conductora y conducida

Observemos que en la foto N° 12 el eje de la helice esta ya acoplado a la polea conducida, y al mismo tiempo ambos estan unidos por medio de la base del eje a la estructura de montaje del bote, esta union se la ha realizado por medio de cuatro pernos, dos a cada lado del eje.

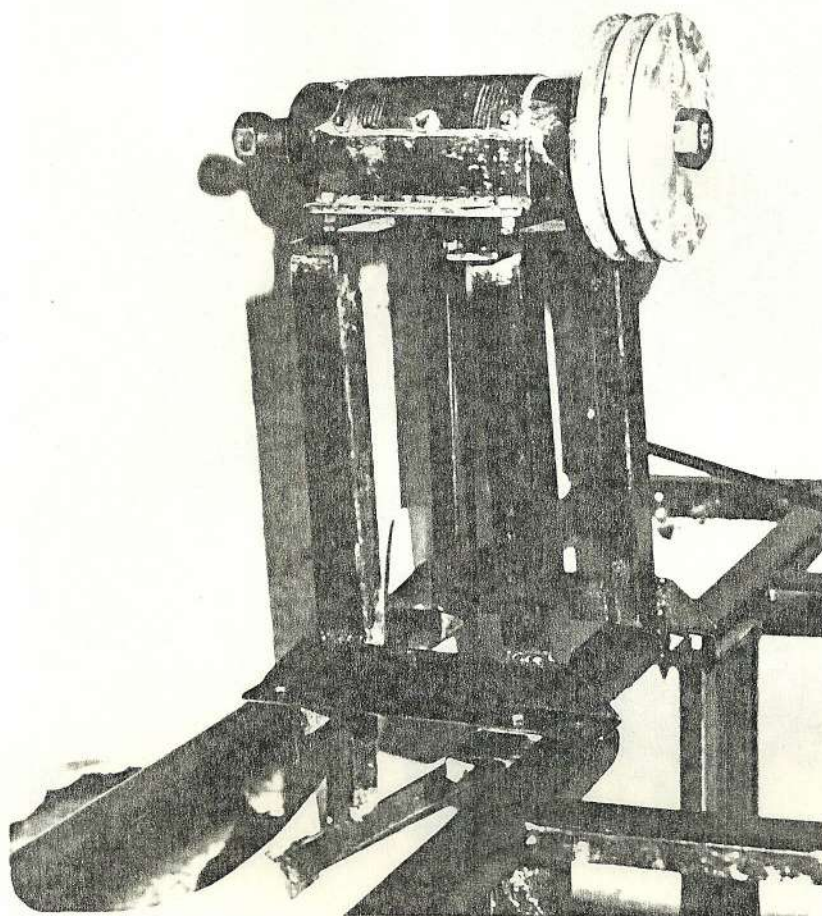


FOTO N° 12.- Acople eje-polea

En la foto N° 1 se muestra el montaje de la helice al eje.

El eje a la vez se encuentra montado sobre la estructura de soporte, previamente disenada.

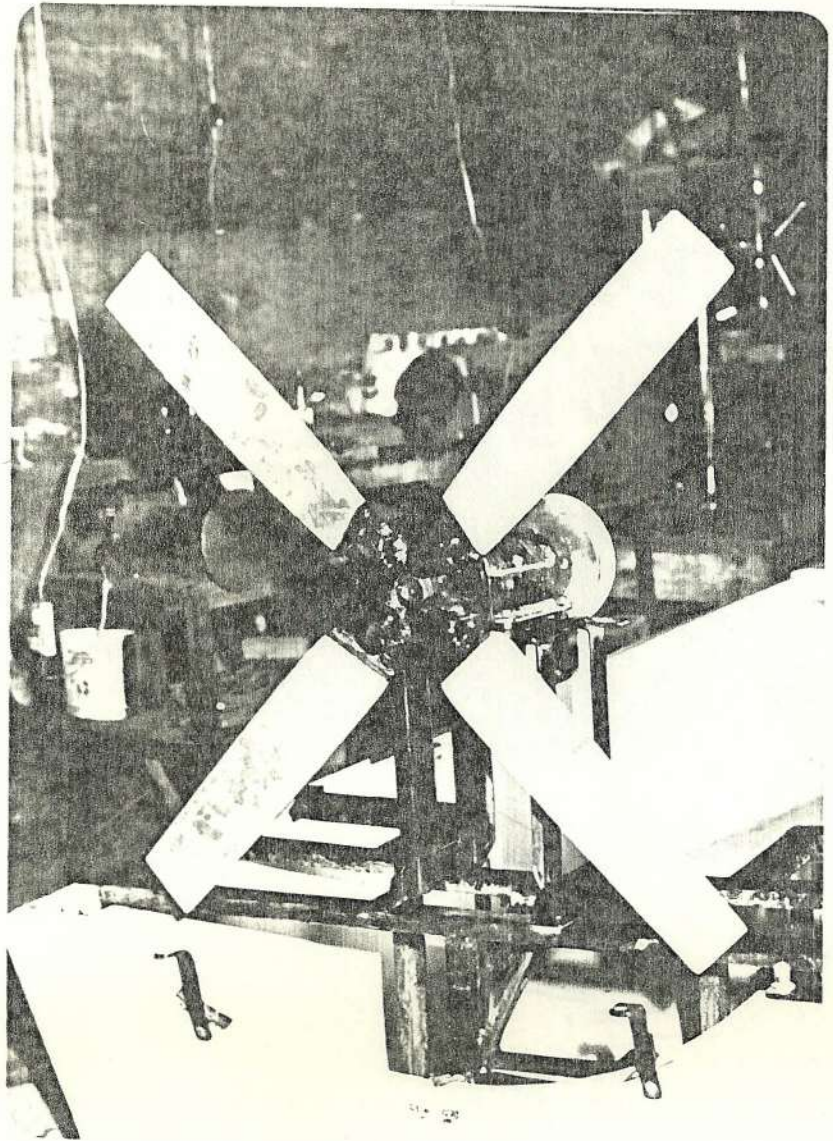


FOTO Nº 13.- Montaje de la helice

El motor que se uso para las pruebas fue un motor a gasolina de una camioneta datsun 1200 de 4 tiempos, con 60 HP de potencia

En la pagina siguiente se muestra el motor que se uso para la realizacion de las pruebas de la presente tesis, y la polea conductora que se acoplo al mismo. (foto Nº 14).

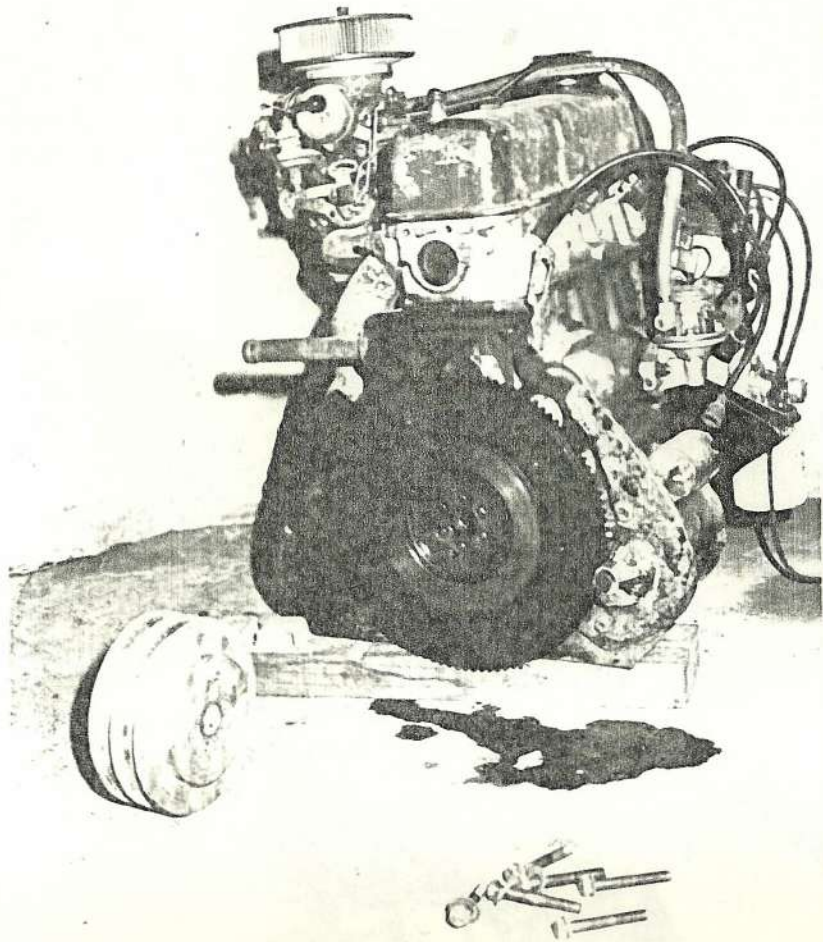


FOTO N° 14.- Motor y polea conductora

En la foto N° 15 observamos el ensamblaje del motor, helice ,polea conductora y polea conducida, a la estructura de soporte que se encuentra en el bote.

Las correas que unen las poleas conductora y conducida son del tipo plano, para que puedan resistir las tensiones que en ellas se generan.

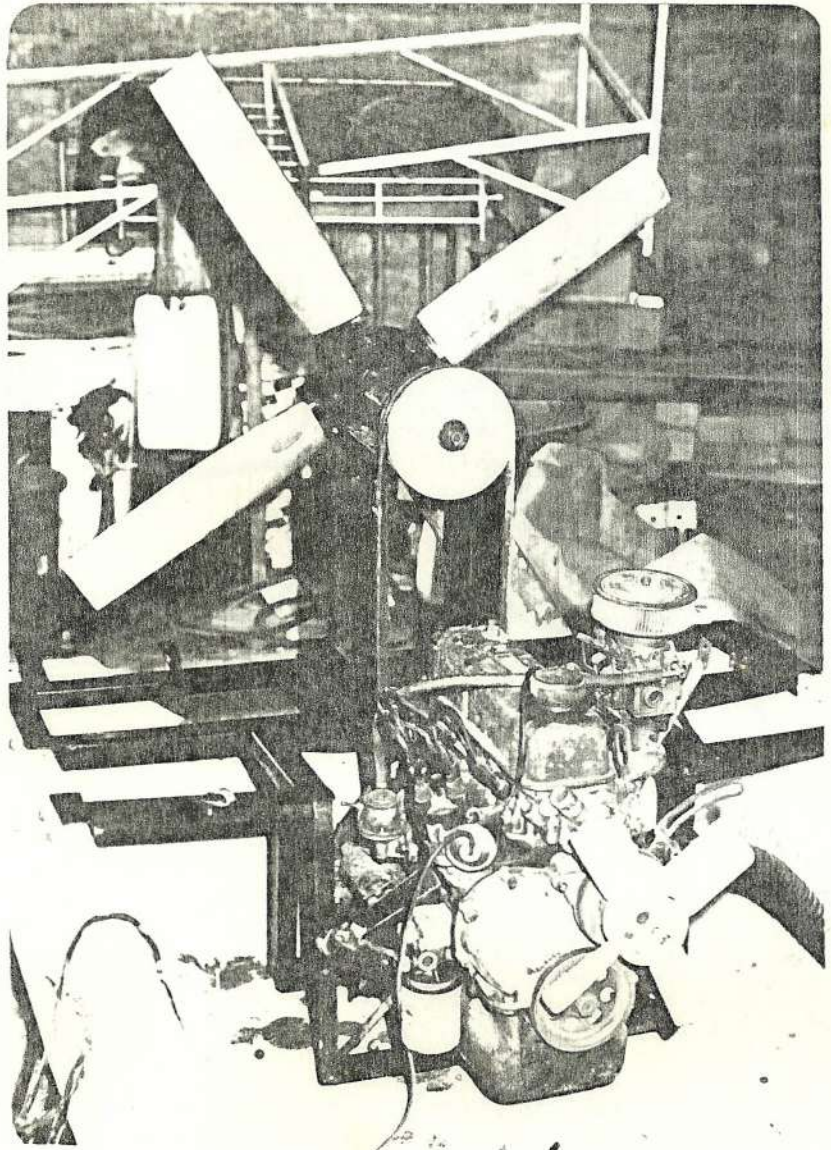


FOTO N° 15.- Montaje del motor

Por motivos de seguridad la helice no debe quedar al descubierto durante su funcionamiento, por lo que se le construyo una armazon protectora, la misma que se muestra en la foto N° 16.

El armazon protector de la helice fue construida en tubo de hierro de 1 pulgada y malla de ojo de pollo.

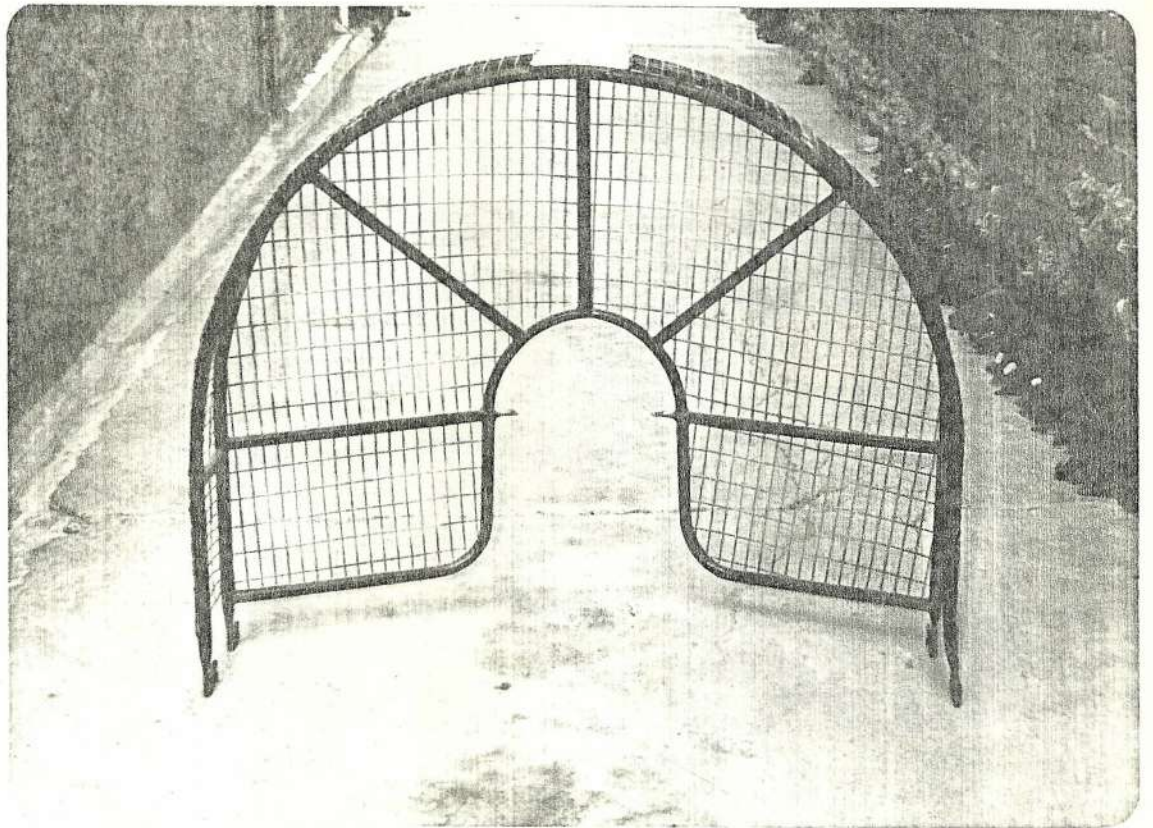


FOTO Nº 16.- Protección de la helice

El armazon protector de la helice acoplado a la helice por medio de la estructura de soporte en el bote, puede ser observado con lujo de detalle en la foto Nº 17 que se encuentra en la pagina a continuacion.

El armazon que protege la helice servira como se menciono antes mas que nada para seguridad, pues este es un factor que debe tenerse muy en cuenta en el momento de hacer cualquier diseno en ingenieria.

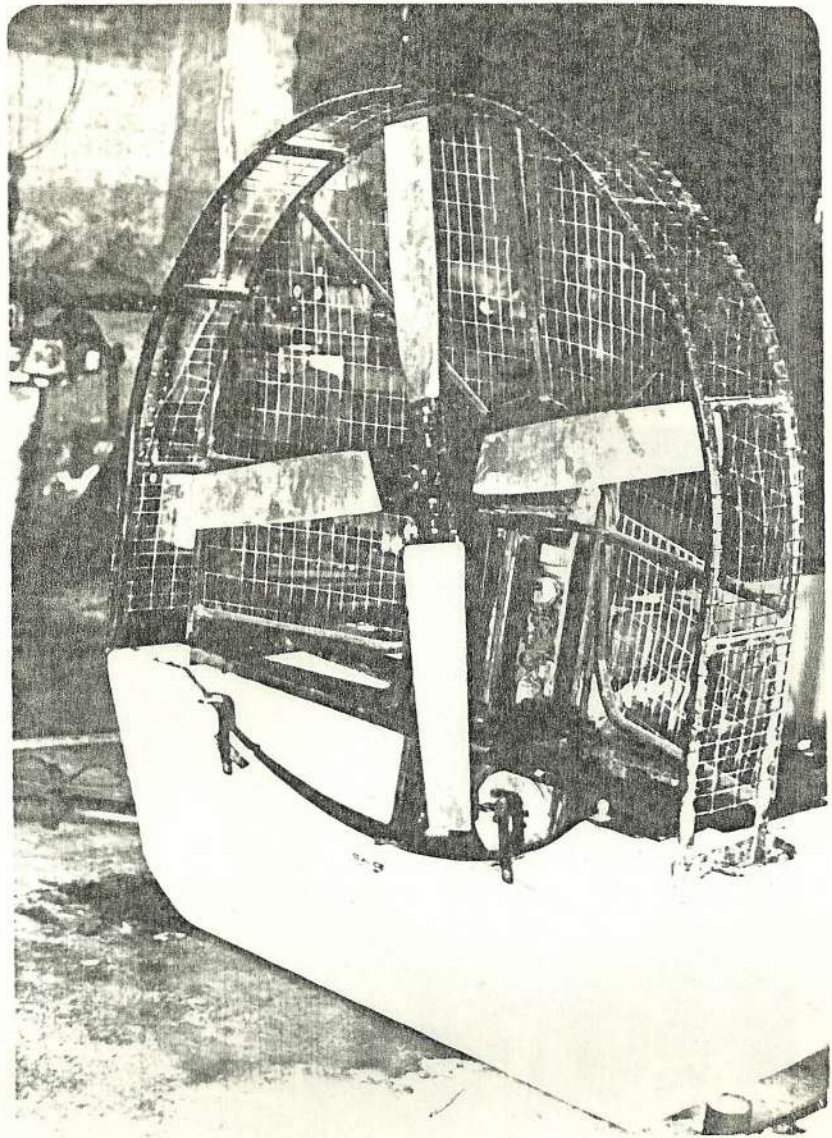


FOTO Nº 17.- Montaje de protección de la helice.

Para darle direccion al bote, se construyó dos palas de aluminio que van colocadas detras de la helice.

Las palas al girar a uno y otro lado hacen que el bote cambie su direccion.

Las palas mencionadas estan conectadas directamente al timon, lo que permite maniobrar desde el mismo para dar el giro deseado al bote.

En la foto N° 18 se puede observar claramente las palas a las que estamos haciendo referencia.

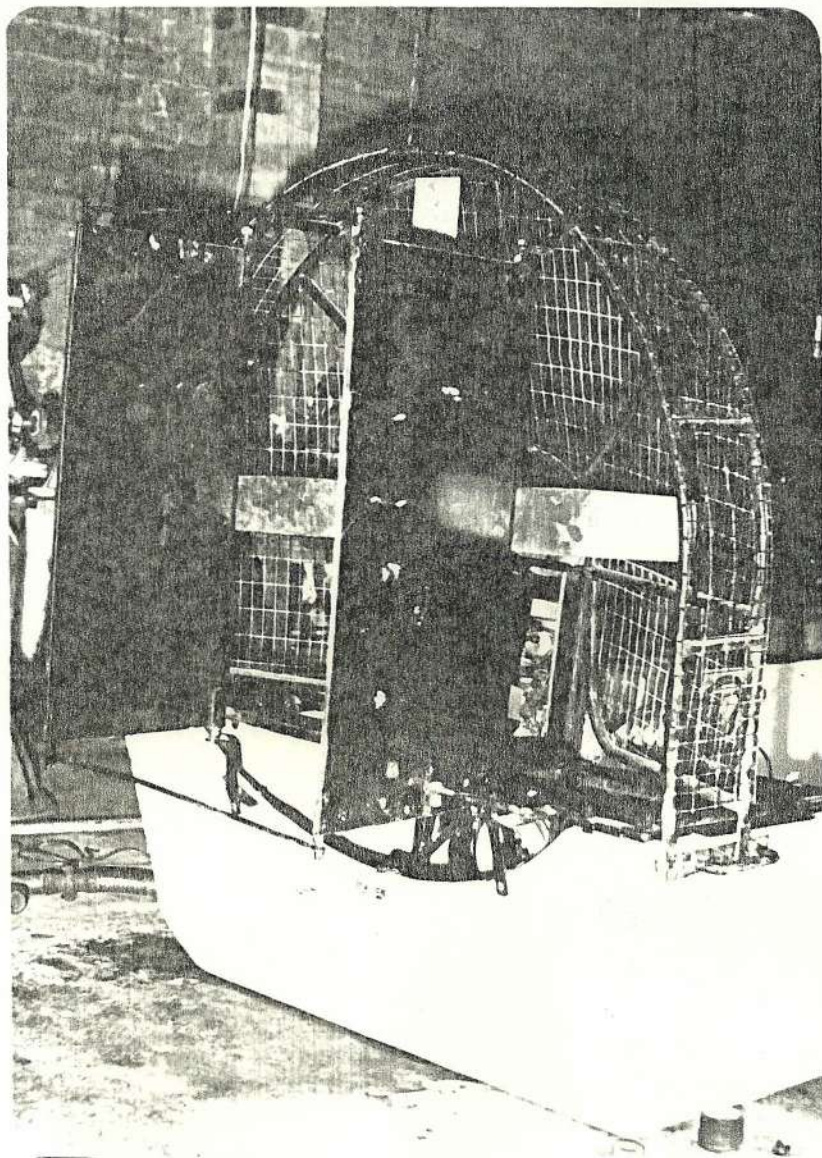


FOTO N° 18.- Sistema de direccion

El timon y el acelerador se encuentran localizados en la parte delantera del bote.

La construccion y colocacion de las partes antes mencionadas se muestra en la foto N° 19.

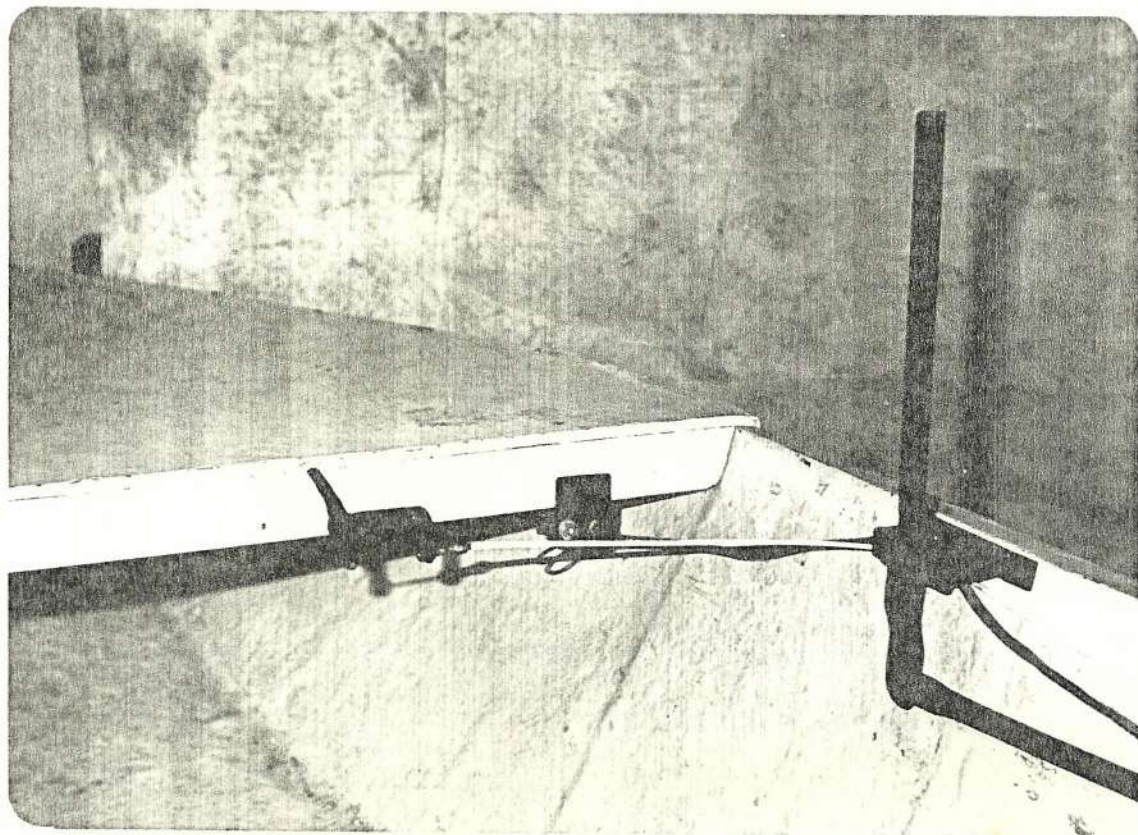


FOTO N° 19.- Timon y acelerador

CAPITULO 5

PRUEBAS Y RESULTADOS

5.1.- Tipos de pruebas

Después de haber realizado completamente el ensamblaje de las partes que conforman el bote, para comprobar el buen funcionamiento del mismo, se procedió a realizar dos tipos de pruebas: De velocidad y de empuje.

La prueba de velocidad se la realizó para diferentes ángulos de ataque y para distintas velocidades de giro de la hélice.

Esta prueba fue realizada en la ciudad de Loja, en una laguna cuyas características eran las apropiadas para comprobar el objetivo para el cual fue creado el bote, estas características son: poca profundidad y mucha fangosidad.

La mencionada prueba consistió en, primero tomar dos puntos de referencia cualesquiera, los mismos que se encontraban separados entre si por una distancia de 70 metros, luego seleccionamos un ángulo de ataque y una velocidad de giro de la hélice y

una vez fijados estos valores cronometrábamos el tiempo que demoraba el bote en recorrer los dos puntos de referencia.

Con los datos obtenidos antes podíamos calcular la velocidad a la que se estaba moviendo el bote.

Para seleccionar el rango de variación del ángulo de ataque, tomamos en cuenta el hecho de que el ángulo de ataque teórico es de 8.7 grados, razón por la cual se varió el mismo entre 0 y 20 grados.

La velocidad teórica de giro de la hélice es de 1500 RPM, por lo que la prueba se realizó entre 1000 a 2500 RPM.

La prueba de empuje, fue llevada a cabo en el laboratorio de conversión de energía de la ESPOL, y para la realización de la misma se desmontaron las palas de dirección del bote, se colocó el mismo sobre rodillos para obtener la mínima resistencia (fricción) y se lo ató por un extremo a un pilar.

Para la determinación de la fuerza de empuje se utilizó un dinamómetro, el cual estaba unido al bote mediante cuerdas atadas a un extremo de este, luego escogimos un ángulo de ataque y una velocidad de giro constantes, y entonces se arrancaba el bote

a velocidad cero, obteniéndose de esta forma lecturas de empuje para diferentes ángulos de ataque comprendidos entre 0 y 20° y para velocidades de giro de la hélice de 1000 a 2500 RPM.

5.2.- Determinación del Angulo de ataque Optimo

Con la realización de las dos pruebas mencionadas en la sección anterior se procedió a determinar el ángulo de ataque óptimo.

En la prueba de velocidad, se utilizó ángulos de ataque entre 0 y 15 °, y para cada uno de estos ángulos se varió la velocidad de giro entre 1000 y 2500 RPM; el ángulo óptimo será aquel en el cual se obtenga la mayor velocidad del bote en el mínimo tiempo posible.

En la prueba de empuje, el angulo de ataque óptimo será aquel para el cual se obtenga el mayor empuje. Los angulos usados fueron entre 0 y 15 °, y para cada uno de estos angulos se varió la velocidad de giro entre 1000 y 2500 RPM.

Para la prueba de velocidad el ángulo de ataque óptimo fue de 15 °, y para la prueba de empuje fue también de 15 °.

5.3.- Resultados

Los resultados de los dos tipos de pruebas mencionadas anteriormente para una mejor comprensión fueron recopilados en dos tablas, una para la prueba de velocidad y otra para la prueba de empuje.

Dichas tablas se encuentran en la parte final de la presente Tesis, nombradas como A12 y A13 respectivamente.

5.4.- Análisis de resultados

De la tabla A12 podemos concluir que para cualquier ángulo de ataque entre 0 y 20° , si aumentamos la velocidad de giro de la hélice, la velocidad del bote aumentará también.

No se pudo aumentar en algunos casos sino hasta 1900 la velocidad de giro de la hélice, pues el motor que se estaba usando no lo permitía.

En la tabla A13 observamos que conforme aumenta la velocidad de giro de la hélice, aumenta también la fuerza de empuje, siendo mayor para un ángulo de ataque de 15° y 2000 revoluciones por minuto.

CAPITULO 6

COSTOS

6.1.- Costos de materiales

A continuacion se encontrara una lista de los materiales que se necesito para la construccion del bote y sus respectivos precios.

MATERIALES	COSTO
- 50 cm de eje de transmision (d=50mm)	S/. 2.500,00
- 1 correa tipo C 50x2	S/. 1.190,00
- 5 m de malla	S/. 2.000,00
- 2 tubos de 7/8"x0.75mm (560 c/u)	S/. 1.120,00
- 20 pernos M10x30 con anillo de presion y tuerca (90 c/u)	S/. 1.800,00
- 20 pernos M6x30 con anillo de presion y tuerca (55 c/u)	S/. 1.100,00
- 20 pernos M6x60 con anillo de presion y tuerca (75 c/u)	S/. 1.500,00
- Motor y accesorios	S/. 90.000,00
- Fibra de vidrio(materia prima)	S/. 80.000,00
- Madera para el bote	S/. 20.000,00

- Bloque de aluminio (d = 220 mm; h = 120 mm)	S/. 5.000,00
- Bloque de aluminio d = 140 mm; h = 120 mm	S/. 2.000,00
- Rodamientos NTN (6308) 2.980 c/u	S/. 5.960,00
- Retenedores 90x40x10 (400 c/u)	S/. 800,00
- 2 bandas C65	S/. 10.000,00
Total	S/. 224.970,00

6.2.- Costos de construccion

A continuacion se elabora una lista de los gastos por mano de obra de los elementos necesarios para la construccion del bote.

ELEMENTOS	COSTO
- Paletas (fundicion de aluminio)	S/. 25.000,00
- Cubo, abrazaderas y bases de paletas	S/. 20.000,00
- Eje de helice y caja de aceite	S/. 12.000,00

- Estructura de montaje	S/. 5.000,00
- Proteccion de helice	S/. 10.000,00
- Montaje de accesorios del motor	S/. 10.000,00
- Sistema de direccion	S/. 10.000,00
- Construccion del bote	S/. 30.000,00
- Pintura y acabado	S/. 15.000,00
 TOTAL	 S/. 137.000,00

CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

Después de diseñar, calcular y construir el bote aeromotor se realizaron dos tipos de pruebas, de las cuales se puede concluir:

- La velocidad resultante del bote, experimentalmente fue de 22,9 Km/hr, como puede observarse de la tabla A12, lo que comparado con el valor teórico que fué 25 Km/hr, demostró que ambos cálculos estaban relación, tomando en consideración que la hélice fue diseñada para un motor de 90 HP, pero en realidad se usó un motor de 60 HP.

- Para los cálculos de los factores de seguridad en las diferentes piezas se usaron valores mínimos de resistencia para los materiales empleados. Con estos valores de resistencia se obtuvieron factores de seguridad aceptables, esto nos hace predecir que los diseños son seguros.

- La estabilidad del bote, probada en la Ciudad de Loja y en la Ciudad de Guayaquil, fue 100 % efectiva.

- El bote fué diseñado para 4 personas pero en la práctica se lo probó para 8 personas y no hubo problemas

ni de estabilidad, ni de sobrecalentamiento en el motor.

- En el roce con el fondo de la Laguna donde fué probado no hubo problemas, pues la fibra de vidrio resistió muy bien.

- El bote es sumamente maniobrable, además de ser económico y de fácil mantenimiento.

- Como resultado de las pruebas puedo decir que la hélice es capaz de dar mayor empuje, con un motor de mayor potencia. Sería entonces recomendable que se realizaran pruebas con un motor de 90 HP y que sea enfriado por aire.

- Se sugiere la realización de pruebas con una hélice más alta, para obtener un mayor empuje.

- Se recomienda también utilizar un motor enfriado por aire y de mayor potencia.

- La protección deberá incluir el motor y no sólo la hélice.

REFERENCIAS

- 1.- C. Mataix, Mecánica de Fluidos y Máquinas Hidráulicas (2da. edición; México: Mc.Grawn Hill, 1982), pp. 276-281.
- 2.- C. Ordoñez, Aerodinámica (1ra. edición; México: Uteha, 1961), pp. 49-110.
- 3.- C. Mataix, Op. Cit., pp. 13-75.
- 4.- J. E. Shigley, Diseño en Ingeniería Mecánica (2da. edición; México: McGraw-Hill, 1978), pp. 580-595.

TABLA A1

COEFICIENTES DE FRICCION

L (m)	Re (agua)	Cx (agua)	Re (aire)	Cx (aire)
1.0	64945.4	0.071	3.5E06	0.055
2.0	129890.8	0.064	7.1E06	0.035
2.5	162363.5	0.062	8.8E06	0.034
3.0	194836.2	0.060	10.6E06	0.033
3.5	227308.9	0.059	12.4E06	0.032
4.0	259781.6	0.058	14.1E06	0.0317
4.5	292254.3	0.057	15.9E06	0.0312
5.0	324727.0	0.056	17.7E06	0.0307

TABLA A2

PERFIL CLARK - Y

ABCISA % c	EXTRADOS % c	INTRADOS % c
0.00	3.50	3.50
1.00	5.45	1.93
2.50	6.50	1.47
5.00	7.90	0.93
7.50	8.85	0.63
10.00	9.60	0.42
15.00	10.68	0.15
20.00	11.36	0.03
30.00	11.70	0.00
40.00	11.40	0.00
50.00	10.52	0.00
60.00	9.15	0.00
70.00	7.35	0.00
80.00	5.22	0.00
90.00	2.88	0.00
95.00	1.49	0.00
100.00	0.12	0.00

TABLA A3

PERFIL RAF -6

ABCISA % c	EXTRADOS % c	INTRADOS % c
0.00	3.74	3.74
1.25	6.20	1.89
2.50	7.40	1.28
5.00	9.17	0.69
7.50	10.37	0.35
10.00	11.25	0.18
15.00	12.53	0.03
20.00	13.34	0.00
30.00	13.80	0.05
40.00	13.34	0.17
50.00	12.27	0.27
60.00	10.63	0.33
70.00	8.53	0.35
80.00	6.12	0.27
90.00	3.40	0.13
95.00	1.92	0.06
100.00	0.40	0.00

TABLA A 6 ESPECIFICACIONES DE PERNOS, TORNILLOS "CAP" Y ESPARRAGOS.
MULTIPLIQUE LA RESISTENCIA EN kip/plg² POR 70.31 PARA OBTENER SU
VALOR EN kgf/cm² Y POR 6.89 PARA OBTENERLO EN MPa.

Grado SAE*	Grado† ASTM	Grado‡ métrico	Díámetro nominal plg	Resistencia de prueba§ a la tensión kip/plg ²	Resistencia a la tensión* kip/plg ²	Dureza máxima Bhn	Material
1	A307	4.6	¼ a 1½	33	55	207	Acero de bajo carbono
2		5.6	¼ a ½	55	69	241	Acero de bajo carbono
			Más de ¼ a ¾	52	64	241	
			Más de ¾ a 1½	28	55	207	
3		6.8	¼ a ½	85	110	269	Acero de mediano carbono
			Más de ½ a ¾	80	100	269	
5	A449	8.8	¼ a ¾	85	120	302	Acero de mediano carbono, con tratamiento térmico
			Más de ¾ a 1	78	115	302	
			Más de 1 a 1½	74	105	285	
7			¼ a 1½	105	133	321	Acero aleado, de mediano carbono, con tratamiento térmico.
8	A354	10.9	¼ a 1½	120	150	352	Acero aleado, de mediano carbono, con tratamiento térmico.

TABLA A-5. CARACTERÍSTICAS DE ROSCAS UNIFICADAS UNC Y UNF

Designación de tamaño	Díámetro mayor nominal plg	Serie basta—UNC			Serie fina—UNF		
		Hilos por plg N	Área de esfuerzo de tensión A _s , plg ²	Área al diámetro menor A _t , plg ²	Hilos por plg N	Área de esfuerzo de tensión A _s , plg ²	Área al diámetro menor A _t , plg ²
0	0.0600				80	0.00180	0.00151
1	0.0730	64	0.00263	0.00218	72	0.00278	0.00237
2	0.0860	56	0.00370	0.00310	64	0.00394	0.00339
3	0.0990	48	0.00487	0.00406	56	0.00523	0.00451
4	0.1120	40	0.00604	0.00496	48	0.00661	0.00566
5	0.1250	40	0.00796	0.00672	44	0.00880	0.00716
6	0.1380	32	0.00909	0.00745	40	0.01015	0.00874
8	0.1640	32	0.0140	0.01196	36	0.01474	0.01285
10	0.1900	24	0.0175	0.01450	32	0.0200	0.0175
12	0.2160	24	0.0242	0.0206	28	0.0258	0.0226
¼	0.2500	20	0.0318	0.0269	28	0.0364	0.0326
⅜	0.3125	18	0.0524	0.0454	24	0.0580	0.0524
½	0.3750	16	0.0775	0.0678	24	0.0878	0.0809
⅝	0.4375	14	0.1063	0.0933	20	0.1187	0.1090
¾	0.5000	13	0.1419	0.1257	20	0.1599	0.1486
⅞	0.5625	12	0.182	0.162	18	0.203	0.189
1	0.6250	11	0.226	0.202	18	0.256	0.240
1 ¼	0.7500	10	0.334	0.302	16	0.373	0.351
1 ½	0.8750	9	0.462	0.419	14	0.509	0.480
1 ¾	1.0000	8	0.606	0.551	12	0.663	0.625
2	1.2500	7	0.969	0.890	12	1.073	1.024
2 ½	1.5000	6	1.405	1.294	12	1.315	1.260

TABLA A 7 PROPIEDADES MECANICAS DE ALEACIONES DE ALUMINIO FUNDIDAS

Propiedades típicas para tamaños de 1/2 plg. Estos valores no son el medio ni el mínimo, sino los que se pueden obtener con un cuidado razonable. La resistencia a la fatiga es para 50(10)⁷ ciclos de esfuerzo alternante. Las dos resistencias de fluencia se obtienen por el método del 0.2% de desplazamiento. Para obtener su equivalente en kgf/cm² y en MPa se multiplicar por 70.3 o por 6.89, respectivamente, las cantidades en kip/plg².

Número UNS y revenido	Tensión			Resistencia de fluencia a la compresión kip/plg ²	Módulo de ruptura al cortante kip/plg ²	Resistencia a la fatiga kip/plg ²	Dureza Brinell H _v
	Resistencia de fluencia 0.2% kip/plg ²	Resistencia última kip/plg ²	Elongación en 2 plg, %				
A03190*	18	27	2.0	19	22	10	70
A03190-T6*	24	36	2.0	25	29	10	80
A03330†	19	34	2.0	19	27	14.5	90
A03330-T5†	25	34	1.0	25	27	12	100
A03330-T6†	30	42	1.5	30	33	15	105
A03330-T62†	40	45	1.5	40	36	10	105
A03550-T6*	25	35	3.0	26	28	9	80
A03550-T7*	36	38	0.5	38	28	9	85
A03550-T71*	29	35	1.5	30	26	10	75
A03560-T51*	20	25	2.0	21	20	7.5	60
A03560-T6*	24	33	3.5	25	26	8.5	70
A03560-T7*	30	34	2.0	31	24	9	75

* Fundición en arena.

† Fundición en molde permanente.

TABLA A 8 PROPIEDADES A LA FLEXION DE SOLDADURAS DE FILETE: EL MOMENTO DE INERCIA UNITARIO I_u SE TOMA CON RESPECTO A UN EJE HORIZONTAL QUE PASA POR EL CENTROIDE G DEL GRUPO DE JUNTAS; EL TAMAÑO DE LA SOLDADURA ES h .

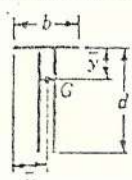
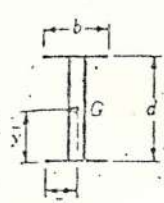

Soldadura	Arco de garganta	Localización de G	Momento de inercia unitario
	$A = 0.707h(b + 2d)$	$x = b/2$ $y = \frac{d^2}{b + 2d}$	$I_u = \frac{2d^3}{3} - 2d^2\bar{y} + (b + 2d)\bar{y}^2$
	$A = 1.414h(b + d)$	$x = b/2$ $y = d/2$	$I_u = \frac{d^3}{6}(3b + d)$
	$A = 1.414\pi hr$		$I_u = \frac{\pi r^3}{2}$

TABLA A 9 PROPIEDADES MINIMAS DE METAL DE SOLDADURA.

AWS número de electrodo*	Resistencia a la tensión, kip/plg ²	Resistencia de fluencia, kip/plg ²	Porcentaje de alargamiento
E60xx	62	50	17-25
E70xx	70	57	22
E80xx	80	67	19
E90xx	90	77	14-17
E100xx	100	87	13-16
E120xx	120	107	14

TABLA A 10 PROPIEDADES MECANICAS DE ACEROS*

Número UNS	Procesado	Resistencia a la fluencia, kip/plg ²	Resistencia a la tensión, kip/plg ²	Elongacion en 2 plg. %	Reduccion de area, %	Dureza Brinell B ₁₅
G10100	HR	26	47	21	50	98
	CD	44	53	20	40	105
G10150	HR	27	50	21	50	101
	CD	47	56	18	40	111
G10170	HR	32	58	25	50	110
	CD	54	64	18	40	120
G10250	HR	39	72	18	40	143
	CD	67	80	17	35	153
	Estrado a 800°F	81	110	13	31	170
	Estrado a 1000°F	72	103	13	30	201
	Estrado a 1200°F	62	91	20	60	180
G10400	HR	42	76	18	40	144
	CD	71	85	12	35	170
	Estrado a 1000°F	86	113	13	31	215
G10500	HR	49	90	13	30	170
	CD	84	100	10	30	187
	Estrado a 600°F	180	220	10	30	450
	Estrado a 900°F	130	152	10	30	310
	Estrado a 1200°F	80	105	20	60	210
G152100	HR ₁	81	100	20	50	180
G41300	HR ₁	60	90	30	45	155
	CD ₁	87	99	20	30	201
	Estrado a 1000°F	133	146	15	30	250
G41400	HR ₁	63	90	30	50	157
	CD ₁	90	102	18	50	203
	Estrado a 1000°F	131	153	16	40	260
G45400	HR ₁	69	101	21	40	167
	CD ₁	99	111	16	40	203
	Estrado a 600°F	234	260	17	40	490
Estrado a 1000°F	162	182	15	40	300	
G40100	Núcleo	89	120	20	35	248
	Estrado a 800°F	94	130	17	30	250
G61500	HR ₁	58	93	20	35	183
	Estrado a 1000°F	92	125	18	40	300
G67400	HR ₁	64	93	20	35	190
	CD ₁	91	107	17	40	203
	Estrado a 1000°F	129	152	15	40	300
G92550	HR ₁	78	115	20	40	220
	Estrado a 1000°F	160	180	15	30	350

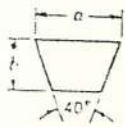


TABLA A11 SECCIONES DE BANDAS V ESTANDARES

Sección de banda	Ancho a plg	Grueso b plg	Diámetro mínimo de polea, plg	Capacidad en hp. una o más bandas
A	$\frac{1}{2}$	$\frac{11}{32}$	3.0	$\frac{1}{4}$ -10
B	$\frac{3}{4}$	$\frac{11}{32}$	5.4	1-25
C	$\frac{1}{2}$	$\frac{11}{32}$	9.0	15-100
D	$1\frac{1}{4}$	$\frac{11}{32}$	13.0	50-250
E	$1\frac{1}{2}$	$\frac{11}{32}$	21.6	100 o más

TABLA A12

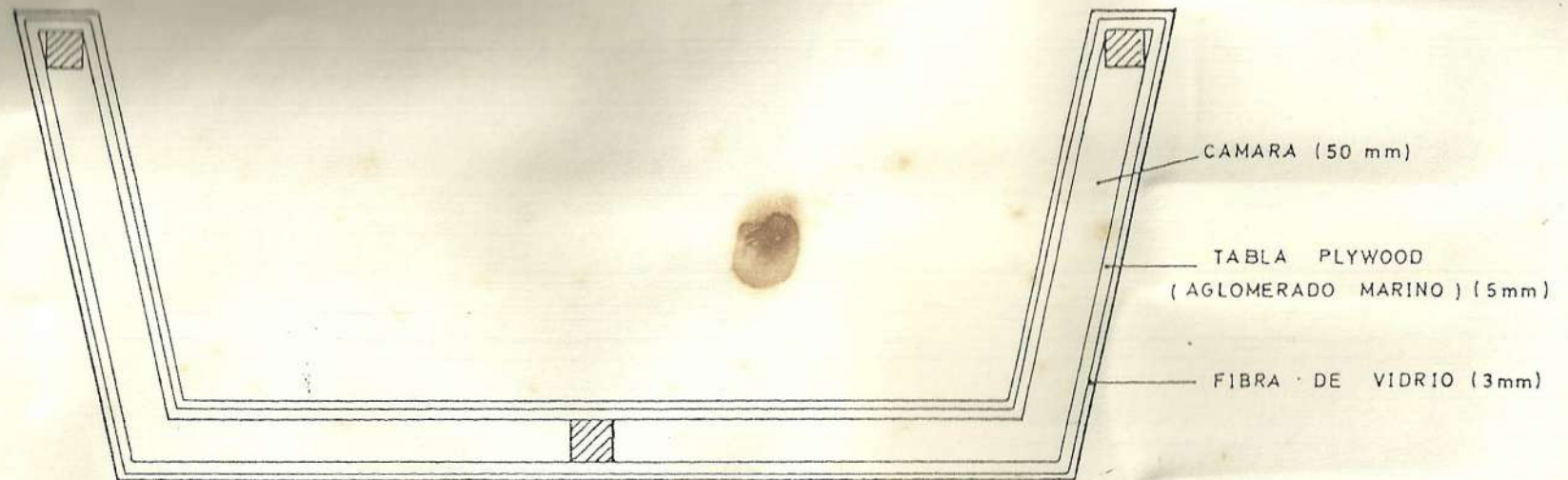
PRUEBA DE VELOCIDAD

ANGULO DE ATAQUE	VELOCIDAD DE GIRO RPM	TIEMPO seg	VELOCIDAD	
			m/seg	km/hr
0	1000	30	2.30	8.40
	1200	29	2.40	8.70
	1500	26	2.70	9.70
	1800	25	2.80	10.10
	2000	24	2.90	10.50
	2500	22	3.20	11.40
5	1000	26	2.70	9.70
	1200	23	3.00	10.90
	1500	21	3.30	12.00
	1800	20	3.50	12.60
	2000	19	3.70	13.30
	2500	19	3.70	13.30
10	1000	22	3.20	11.40
	1200	21	3.30	10.90
	1500	18	3.90	14.00
	1800	18	3.90	14.00
	2000	17	4.10	14.80
	2200	17	4.10	14.80
15	1000	18	3.90	14.00
	1200	16	4.40	15.70
	1500	14	5.00	18.00
	1800	12	5.80	21.00
	2000	11	6.40	22.90
20	1000	14	5.00	18.00
	1200	14	5.00	18.00
	1500	13	5.40	19.40
	1800	12	5.80	21.00
	1900	12	5.80	21.00

TABLA A13

PRUEBA DE EMPUJE

ANGULO DE ATAQUE	VELOCIDAD DE GIRO RPM	EMPUJE Kg
0	1000	10
	1200	13
	1500	15
	1800	18
	2000	19
	2500	21
	5	1000
1200		15
1500		17
1800		19
2000		20
2500		25
10		1000
	1200	24
	1500	28
	1800	32
	2000	37
	2200	40
	15	1000
1200		46
1500		51
1800		58
2000		64
20	1000	40
	1200	45
	1500	48
	1800	54
	1900	59



	FECHA	NOMBRE	FACULTAD DE ING. MECANICA	ESPOL
DIBUJO	17/11/87	Izaguirre		
REVISO	19/11/87	Joramillo		
COMP	20/11/87	Ing. Pazniño		
E	SECCION TRANSVERSAL			
7,5	DEL BOTE			10