UNIVERSIDAD NACIONAL DE INGENIERIA

FACULTAD DE INGENIERIA MECANICA

MODIFICACIONES DEL SISTEMA DE PROPULSION DE SALA DE MAQUINA EN PROA A POPA PARA EMBARCACIONES PESQUERAS DE CERCO

INFORME DE SUFICIENCIA

PARA OPTAR EL TITULO PROFESIONAL DE: INGENIERA NAVAL

HAISSEN AUGUSTO TRUJILLO CADILLO

PROMOCION 2003-II

LIMA-PERU

2009

DEDICATORIA

A mis queridos padres: LEONIDAS CADILLO ACUÑA y AUGUSTO TRUJILLO GREGORIO.

A mí adorada esposa: ASTRID GARCIA CERDEÑA.

A mi queridísima hija: ARIANA NICOLE.

A mis apreciados hermanos: FREDY OCTAVIO Y DANNYTZA VILMA.

TABLA DE CONTENIDO

PROLOGO 1

CAPITULO I: 3

INTRODUCCION 3

1.1. ANTECEDENTES 3
1.2. ALCANCE 4
1.3. OBJETIVO 4
1.4. JUSTIFICACION TECNICO ECONOMICA 4

CAPITULO II: 5

FUNDAMENTOS TEORICOS 5

2.1 CONSIDERACIONES PRELIMINARES 5
2.1.1 Potencia Efectiva (EHP) 5
2.1.2 Potencia Indicada (IHP) 5
2.1.3 Potencia al freno (BHP) 5
2.1.4 Potencia al Eje (SHP) 6
2.1.5 Bocinas 6
2.1.6 Caja y prensaestopa 6
2.1.7 Que es DAR 6
2.1.8 Qué determina el número de palas 7
2.1.9 Qué es el ángulo de codaste o rake 7
2.1.10 Qué es Divergencia o Skew 8
2.1.11 Cómo se mide el cono de la hélice 9
2.1.12 Luces de la hélice 10
2.1.13 Qué es la cavitación 11
2.2 BREVE DESCRIPCION DE SISTEMAS DE PROPULSION EMPLEADAS EN EMBARCACIONES. VENTAJAS Y DESVENTAJAS 12
2.2.1 Tipos de sistemas de Propulsión 12
a. Hélice de paso fijo: 13
b. Hélices de paso variable: 13
c. Hélices de paso controlable: 14
d. Sistemas de tobera: 15

e. Azimutales: *15*
f. Water Jets: *16*
2.2.2 Ventajas y desventajas de los tipos de sistemas de propulsión *17*

CAPITULO III: **19**

APLICACIÓN DEL METODO EXPUESTO PARA UNA EMBARCACION PESQUERA DE 350 M3 ..... **19**

3.1. CALCULO DE DIAMETRO MINIMO DEL EJE DE COLA 19
3.1.1 Diámetro Mínimo *20*
3.1.2 Espesor mínimo de las camisetas *24*
3.2 FUNCIONAMIENTO DEL SISTEMA DE PROPULSION 24
3.2.1 EL SISTEMA PROPULSOR *24*
3.2.1.1 Partes del Sistema de Propulsión 24

CAPITULO IV: **31**

PRUEBAS DE MAR **31**

4.1 PRUEBA DE NAVEGACION 31
4.1.1 Condiciones para la embarcación *32*
4.1.2 Realización de la Prueba *32*
4.2 PRUEBA DE MANIOBRABILIDAD 36
a. Facilidad de evolución *36*
b. Estabilidad de Ruta *37*
c. Facilidad de cambio de rumbo *38*
4.3 PRUEBA DEL MOTOR PRINCIPAL – CONSUMO DE COMBUSTIBLE 41
4.3.1 Criterios de selección del motor *41*
4.3.1.1 RATINGS (Potencia Nominal) *43*
4.3.1.2 CSR (Rating de Servicio Continuo) *43*
4.3.1.3 MCR (Rating de Servicio Continuo Máximo) *43*
4.3.1.4 Consumo de Combustible *44*
a. Prueba del Motor principal – Consumo de Combustible antes de la modificación *47*
b. Prueba del Motor principal – Consumo de Combustible luego de la modificación *51*
4.3.2 Instalación *56*
4.3.2.1 Montaje *56*
4.3.2.2 Alineación *58*

CAPITULO V: **62**

EVALUACION ECONOMICA DE MANTENIMIENTO DEL SISTEMA DE PROPULSION **62**

5.1 OBJETIVO 62
5.2 EVALUACION ECONOMICA PREVIO A LA MODIFICACION 62
5.3 EVALUACION ECONOMICA LUEGO DE LA MODIFICACION 62

CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES **69**

CONCLUSIONES: 69
RECOMENDACIONES: 71

BIBLIOGRAFIA **72**

PLANOS **74**

APENDICES **75**

LISTA DE APENDICES

APENDICE 1 : SECUENCIA DE TRABAJO DE LA MODIFICACION.

APENDICE 2 : ESPECIFICACIONES TECNICAS MOTOR CATERPILLAR 3512.

APENDICE 3 : CATALOGO DE BOCINAS MIXTAS.

APENDICE 4 : CERTIFICADO DE CALIDAD BRONCE GUN METAL.

APENDICE 5 : CATALOGO DE GRASAS.

APENDICE 6 : PLANILLAS DE CHEQUEO DE PASO DE HELICE.

APENDICE 7 : CERTIFICADOS DE ANALISIS DE BABBIT FLUKS.

PROLOGO

El presente informe da una alternativa de las modificaciones que se vienen realizando en embarcaciones pesqueras para cumplir las exigencias de la Autoridad Marítima, Normas y Convenios Internacionales.

En el capitulo I del presente informe se explica brevemente los antecedentes por el cual se están haciendo dichas modificaciones, el alcance, objetivo y una breve evaluación económica del mantenimiento del sistema de propulsión.

En el capitulo II se describe la terminología usada en el informe y también se describe los tipos de sistemas de propulsión que se viene usando actualmente.

En el capitulo III se explica como se hace el cálculo del diámetro mínimo del eje de cola y también el espesor mínimo de las bocinas de bronce; también se describe el funcionamiento del sistema de propulsión describiendo cada una de sus partes.

En el capitulo IV se describen las Pruebas de mar que se realizan a la embarcación luego de la modificación. Estas pruebas son prueba de navegación para verificar la velocidad de la embarcación y temperaturas de los accesorios del sistema de propulsión, prueba de maniobrabilidad para constatar como responde el gobierno a las exigencias que realiza la embarcación y por ultimo la prueba del motor para tener el consumo de combustible en todas la revoluciones (RPM) del motor.

En el capitulo V se hace una evaluación económica sobre el costo del mantenimiento del sistema de propulsión antes y después de la modificación, y verificar si el ahorro es significativo.

Quiero agradecer al SIMA Chimbote por haberme proporcionado la información técnica de la modificación de la E/P MAR NEGRO y a su vez a Enrique Ferreyros S.A. - Caterpillar por brindarme los resultados de las pruebas realizadas al motor de la Embarcación y así permitir la elaboración del presente informe.

CAPITULO I:

INTRODUCCION

1.1. ANTECEDENTES

Debido a las constantes modificaciones de los barcos pesqueros de sus dimensiones principales como eslora, manga y puntal, para mejorar la estabilidad y francobordo, y así cumplir con la exigencia de la Autoridad Marítima Nacional (Dirección General de Capitanías y Guardacostas) y a su vez las Normas Internacionales de la Organización Marítima Internacional (OMI), Convenio Internacional para la seguridad de la vida humana en el mar (SOLAS), Clasificadoras, etc.

Estas modificaciones no solo han sido en su estructura sino también en sus sistemas como refrigeración de las bodegas, sistemas de tuberías y sistema de propulsión. En este ultimo se han hecho varios cambios como aumentar la longitud del sistema de propulsión con sala de maquinas en proa; otras trasladar la Sala de maquinas de proa a popa; y es así que una de las modificaciones realizadas el año 2007 en el SIMA CHIMBOTE se usó para la elaboración del presente informe, la modificación usada fue la Embarcación Pesquera MAR NEGRO, se aumento su eslora, manga y puntal afinando sus líneas de forma (mas esbelta), se cambio el sistema de propulsión de sala de maquinas de proa a popa y finalmente se preparo la sala de maquinas de proa para una futura instalación de planta de frío.

1.2. ALCANCE

El presente estudio que se desarrolla a continuación, esta realizado para una determinada característica de embarcación, pero se puede aplicar para embarcaciones similares. Además para los cálculos se usó las reglas de la clasificadora Germanischer Lloyd.

1.3. OBJETIVO

El objetivo del presente informe es demostrar las ventajas técnico - económicas de un Sistema de Sala Máquinas en popa frente a un Sistema de Sala de Máquinas en proa.

1.4. JUSTIFICACION TECNICO ECONOMICA

Mediante una breve evaluación económica se verificará la reducción de los gastos de mantenimiento del sistema de propulsión y a su vez la reducción de consumo de combustible.

CAPITULO II:

FUNDAMENTOS TEORICOS

2.1 CONSIDERACIONES PRELIMINARES

2.1.1 Potencia Efectiva (EHP)

La potencia efectiva o EHP es la potencia requerida para vencer la resistencia del buque a una velocidad determinada, sin incluir la potencia para hacer girar su propia hélice y la necesaria para operar su maquinaria. Esta potencia es muy semejante en magnitud a la potencia necesaria para el remolque del buque (Ver figura Nº 1).

2.1.2 Potencia Indicada (IHP)

La potencia indicada o IHP es la potencia requerida para que el buque navegue a una determinada velocidad. La potencia indicada incluye la potencia necesaria para vencer la fricción en toda la maquinaria y además para hacer girar la hélice en el agua (Ver figura Nº 1).

2.1.3 Potencia al freno (BHP)

La potencia al freno o BHP de un motor es la máxima potencia generada por este, a un determinado RPM, como lo especifica el fabricante (Ver figura Nº 1).

2.1.4 Potencia al Eje (SHP)

La potencia al eje o SHP es la potencia realmente transmitida a lo largo del eje del propulsor hacia la hélice a una determinada RPM (Ver figura Nº 1).

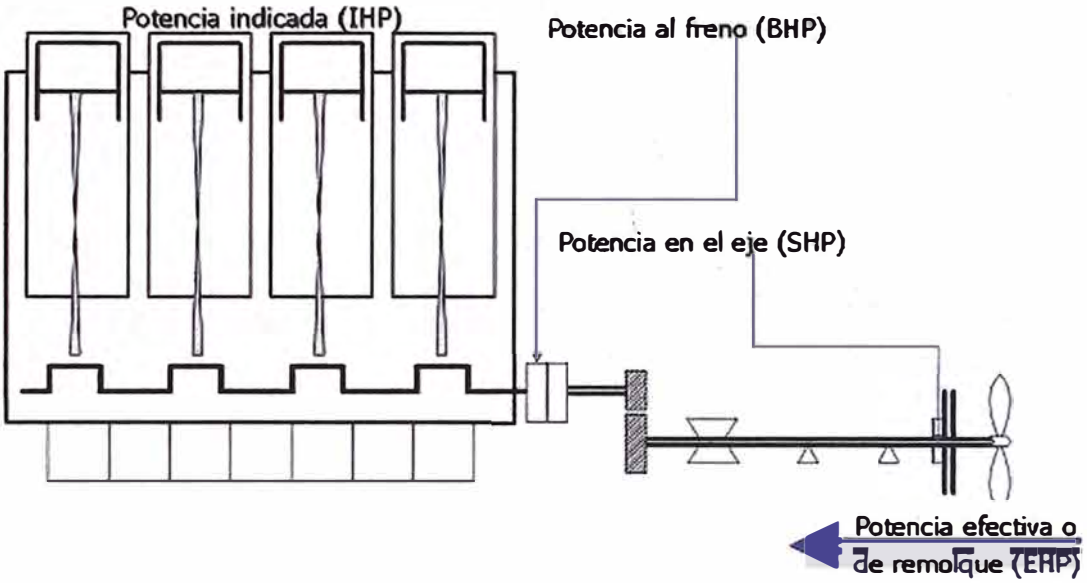


Figura 01: Mostrando los tipos de potencias.

2.1.5 Bocinas

Tubo cilíndrico de bronce que sirve de protección al eje al apoyarse en chumaceras, prensaestopas y bocinas mixtas.

2.1.6 Caja y prensaestopa

Caja de acero o bronce fundido que contiene y aprieta contra un vástago la empaquetadura teflonada para hacer estanco su paso.

2.1.7 Que es DAR

DAR significa la relación Área / Disco. El DAR es el área total de las palas entre el área de un círculo del mismo diámetro.

2.1.8 Qué determina el número de palas

El número de palas se elige para adecuar el DAR requerido y las necesidades de vibración. Teóricamente una hélice de una pala sería la hélice más eficiente pero esto no es práctico. Cuando el número de palas aumenta disminuye la vibración pero en teoría la eficiencia disminuye.

2.1.9 Qué es el ángulo de codaste o rake

El ángulo de codaste es el ángulo de las palas de la hélice relativas al cubo (visto de lado). Si la cara de la pala es perpendicular al cubo entonces el propulsor tiene un ángulo de codaste de cero. Si las palas hacen ángulo a popa la hélice tiene un ángulo de codaste positivo. Si las palas hacen ángulo a proa la hélice tiene un ángulo de codaste negativo.

La relación del ángulo de codaste se define como (ver figura Nº 02) una línea vertical desde la punta de la pala se proyecta hasta intersectarse con la línea central del eje en el punto B, y la cara de la pala se extiende hasta encontrar la línea centro del eje en el punto O. La distancia BO dividida entre el diámetro es la relación del ángulo de codaste. Cuando B cae directamente sobre O, las palas son verticales (no tiene ángulo de codaste).

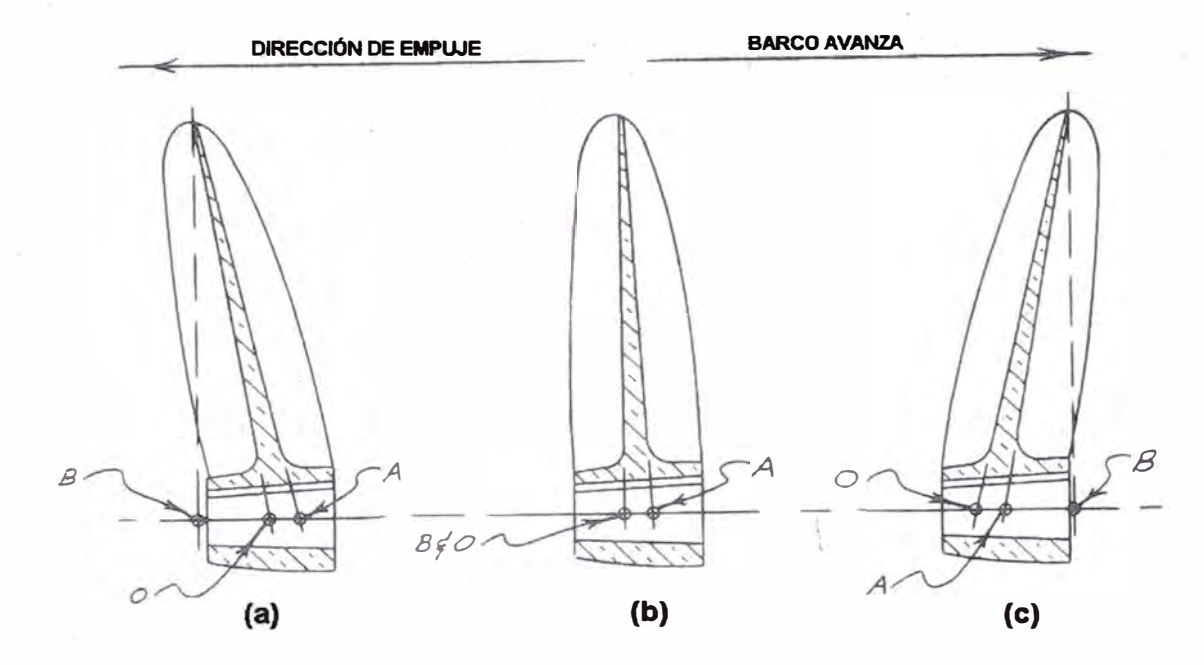


Figura 02: Mostrando los ángulos codaste positivo (a), cero (b) y negativo (c).

2.1.10 Qué es Divergencia o Skew

Cuando el contorno de la pala no es simétrico, pero es tirado hacia atrás, se dice que la pala tiene divergencia o divergencia hacia atrás. Las hélices de velocidad moderada generalmente tienen pequeña divergencia o no la tienen, mientras que las hélices de velocidad media a alta tendrán una pequeña divergencia hacia atrás.

La divergencia causa que las secciones radiales de las palas penetren progresivamente en el agua, en vez de que penetren totalmente de manera brusca. Esto puede ayudar a reducir la vibración. Cuando la vibración sea un problema de consideración, podremos cambiar a una hélice moderadamente divergente de dimensiones similares.

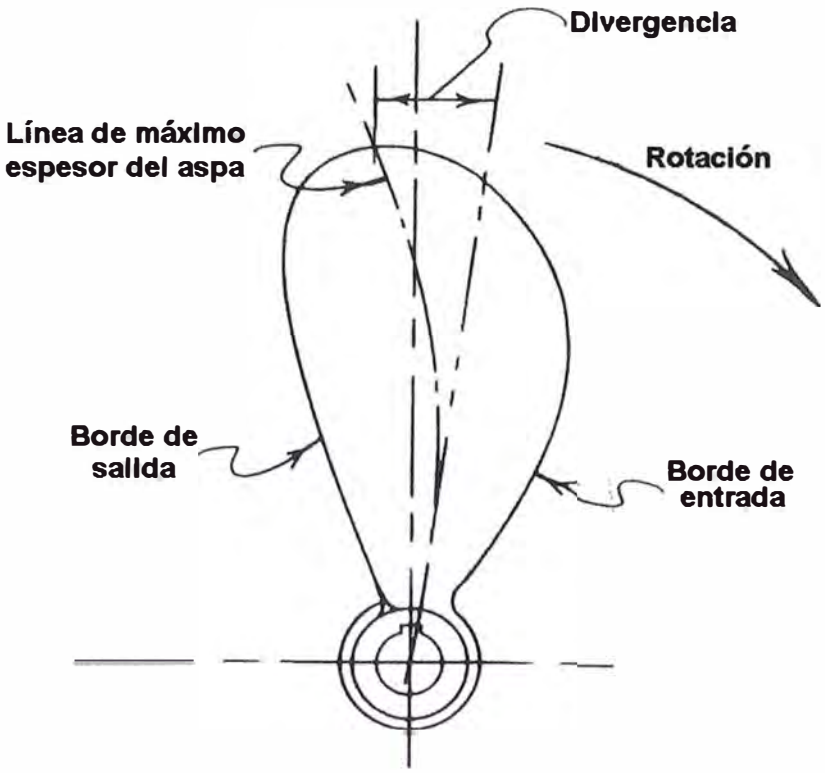


Figura 03: Mostrando la divergencia.

2.1.11 Cómo se mide el cono de la hélice

Para calcular el cono del núcleo divida la diferencia del diámetro mayor y el diámetro menor entre la longitud del núcleo. El cono estándar de la hélice esta entre: 1:12 a 1:15 en diámetro.

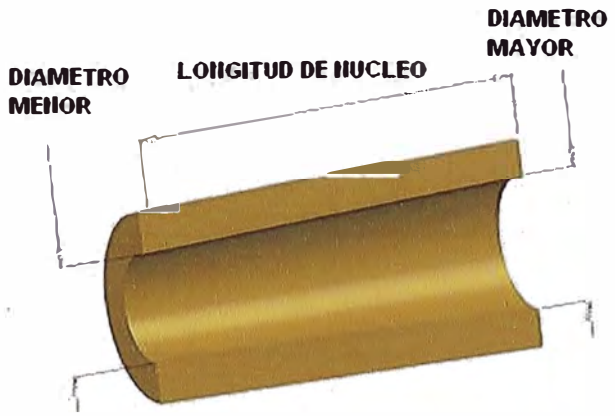


Figura 04: Mostrando el cono de la hélice.

2.1.12 Luces de la hélice

Las luces de la hélice son las siguientes (ver figura Nº 5):

Item	Distancia	% del diámetro de la hélice
1	Distancia mínima entre las puntas de las palas y el casco	17%
2	Distancia mínima entre las puntas de las palas y la quilla	4%
3	Distancia mínima entre el dormido de popa y la hélice a un 35 % del diámetro de la hélice	27%
4	Distancia máxima entre la hélice y el timón a un 35 % del diámetro de la hélice	10%
5	Distancia máxima al extremo del eje libre	4 veces el diámetro del eje

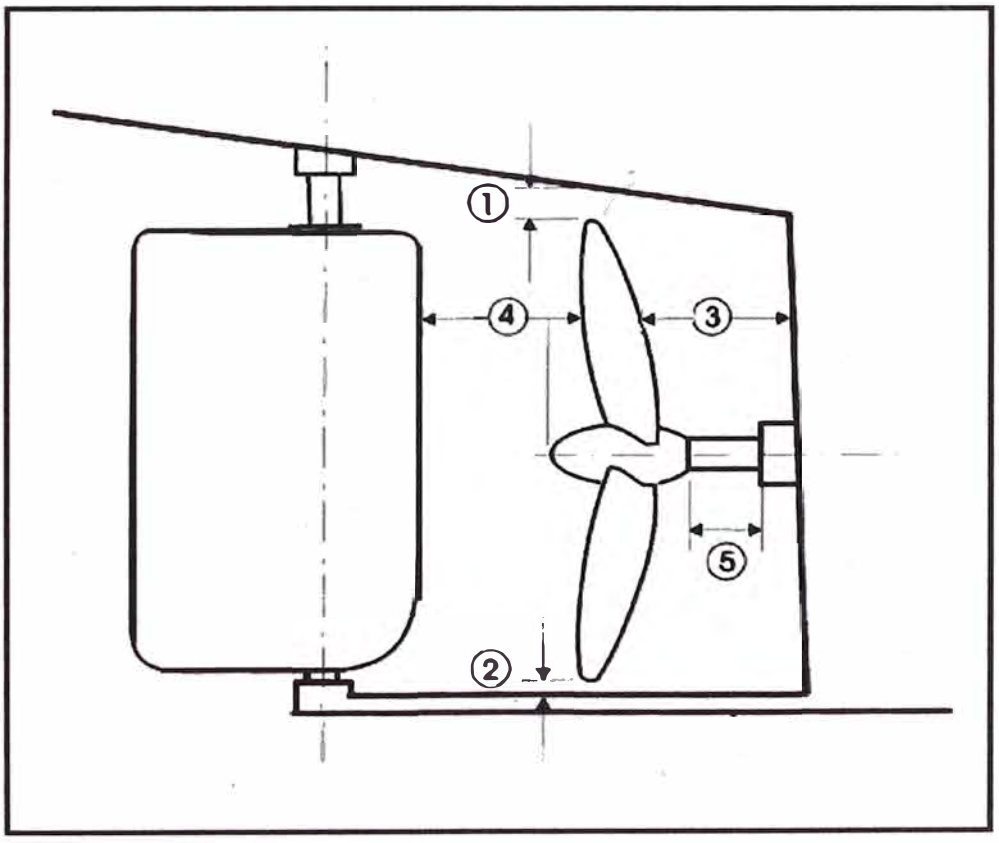


Figura 05: Mostrando las luces de la hélice.

2.1.13 Qué es la cavitación

Es la formación y colapso de burbujas de vapor. Para evitar esta condición, la presión negativa en la cara dorsal (cara de succión) de la pala debe mantenerse menor que la presión local (ambiental) del agua en la hélice.

Cuando una pala de la hélice gira se crea una distribución de la presión. Las magnitudes de esta distribución de la presión dependen de varios factores incluyendo coeficiente de la elevación (para el empuje requerido), forma y grosor de sección. En la parte trasera de la pala (succión) se forma un área de baja presión. Cuando en una pala los picos de baja presión (succión) caen hasta la presión del vapor entonces se forman burbujas (cavidades) llenas de vapor. A la formación de estas cavidades se le llama cavitación. Los efectos de la cavitación incluyen:

- La erosión se debe al colapso de las burbujas mientras se mueven dentro de las zonas de mayor presión.
- Vibración se produce por que el perfil efectivo de la pala se ha cambiado debido al perturbador flujo a lo largo de la superficie.

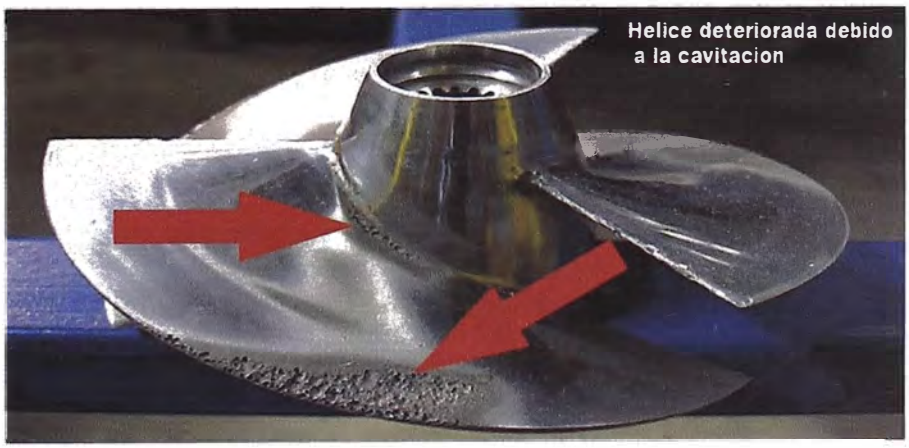


Figura 06: Indica la cavitación que presentan las aspas de la hélice.

2.2 BREVE DESCRIPCION DE SISTEMAS DE PROPULSION EMPLEADAS EN EMBARCACIONES. VENTAJAS Y DESVENTAJAS

Una embarcación se mueve en el agua propulsada por elementos, tales como ruedas de paletas o hélices. Estos elementos imparten velocidad y movimiento a una columna de agua en la dirección opuesta en la que se desea mover la embarcación. Una fuerza, llamada fuerza de reacción (porque reacciona a la fuerza de la columna de agua) o empuje, se transmite al barco y hace que la embarcación se mueva a través del agua.

La hélice marina es el elemento de propulsión usado en casi todas las embarcaciones navales. El empuje desarrollado en la hélice se transmite a la estructura del barco por los ejes debido a la presión del empuje desarrollado (ver Figura Nº 13). Los ejes de propulsión se extienden desde la hélice a la caja reductora. La función de la caja reductora, es reducir las altas revoluciones del motor y dejar que la hélice opere a una velocidad más baja. De esta manera el motor y la hélice giran a su velocidad más eficiente.

2.2.1 Tipos de sistemas de Propulsión

Actualmente existen diferentes tipos de sistemas de propulsión, así como aplicaciones. Se han hecho muchas investigaciones para tratar de obtener el sistema más eficiente y poder bajar los costos de operación (consumo de combustible) sin sacrificar el desempeño o vida de la embarcación, algunos de los diseños clásicos también han cambiado y aquí se mencionan los más comunes:

a. Hélice de paso fijo:

Estas hélices también se conocen como de "paso constante", esto quiere decir que el paso en toda la superficie del aspa (excepto los ángulos de aspa) no cambia, son usadas en la mayoría de las embarcaciones comerciales como remolcadores, arrastreros, pesqueros, etc.

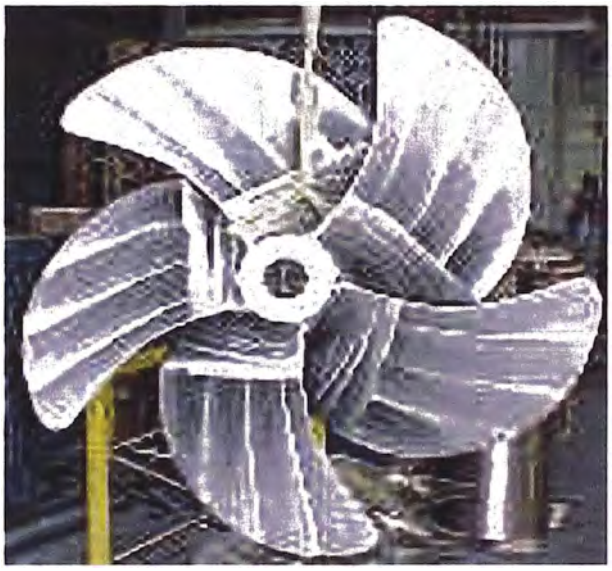


Figura 07: Mostrando una hélice de paso fijo.

b. Hélices de paso variable:

La mayoría de las hélices tienen un paso constante, pero hay algunas aplicaciones especiales (grandes barcos o embarcaciones de velocidad) donde la necesidad de obtener la máxima eficiencia posible es imperativa. En estas hélices, el paso puede variar en cada radio (dependiendo del diseño), pero es mas común encontrarse aquellas donde usualmente se reduce el paso cerca de las puntas para reducir la presión de las aspas y la posibilidad de cavitación.

Figura 08: Mostrando una hélice de paso variable.

c. Hélices de paso controlable:

Estas hélices permiten al operador ajustar el paso a voluntad dependiendo del tipo de operación, esto debido al mecanismo hidráulico o simplemente mecánico que permite que las aspas giren sobre su propio eje. Ofrecen una gran ventaja en cuanto al costo de operación, pero son considerablemente más costosas que las sólidas.

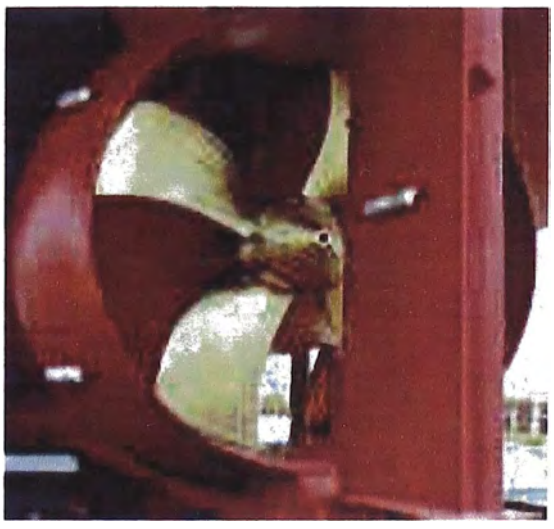


Figura 09: Mostrando una hélice de paso controlable dentro de una tobera.

d. Sistemas de tobera:

Están rodeadas por un perfil hidrodinámico, las ventajas en estas son el incremento de empuje (cerca del 40%), existen diferentes tipos de perfiles que reducen la velocidad, pero ya hay nuevos diseños que la aumentan comparadas con cualquier hélice standard, hay toberas diseñadas para obtener el máximo desempeño hacia delante y otras para ambos (empuje hacia proa y popa). La aplicación de estos equipos esta limitada a embarcaciones de baja velocidad (debajo de 14 nudos) como arrastreros, remolcadores, dragas (Ver figura 09).

e. Azimutales:

Esta es la opción mas avanzada cuando la maniobrabilidad es realmente valiosa para la operación del barco ya que estos sistemas giran 360° y el empuje puede direccionarse hacia cualquier lado. Existen con o sin tobera, aplicable para embarcaciones comerciales que operan abajo de 14 nudos.

Figura 10: Mostrando una hélice Azimutal.

f. Water Jets:

Estos sistemas trabajan como una bomba de succión, son muy usuales en botes de alta velocidad como botes patrulla o barcos para transporte de personal, algunos sistemas corren hasta 50 nudos.

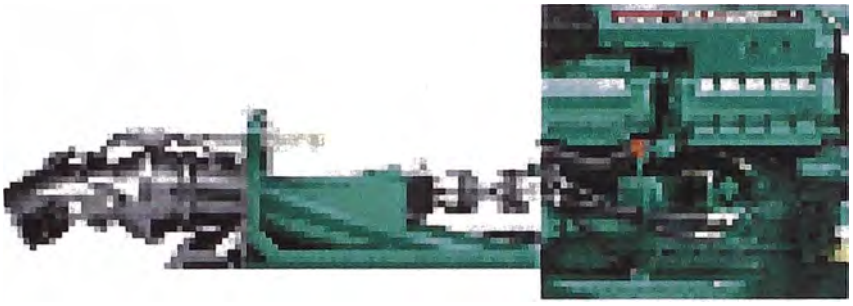


Figura 11: Mostrando un sistema de WaterJet.

2.2.2 Ventajas y desventajas de los tipos de sistemas de propulsión

<table>
<tr><th colspan="3">VENTAJAS</th></tr>
<tr><th>Hélices de paso variable</th><th>Hélices de paso controlable</th><th>Hélices de paso fijo</th></tr>
<tr><td>Siempre una maniobrabilidad excelente, tanto en marcha avante como en marcha atrás.</td><td>La menor resistencia de todas las hélices.</td><td>El menor mantenimiento.</td></tr>
<tr><td>El mejor empuje hacia atrás de todas las hélices.</td><td>El menor riesgo de atraer suciedad durante la navegación.</td><td>El más bajo precio de compra.</td></tr>
<tr><td>Resistencia de arrastre baja.
(Sin embargo, algo más que una hélice controlable, pero mucho menos que una hélice de paso fijo).</td><td colspan="2">Generalmente giran más suaves al motor que una hélice de paso variable con sus palas planas.</td></tr>
<tr><td>Paso ajustable (En la hélice se puede ajustar el paso en marcha avante y marcha atrás por separado).</td><td colspan="2">Si está calculado bien, producen el mejor empuje hacia adelante.</td></tr>
<tr><td>Reducción del efecto de hélice (con su ajuste separado del paso en marcha avante y marcha atrás, tiene la mayor reducción).</td><td rowspan="2">Precio de compra más bajo que el de las hélices de paso variable.</td><td rowspan="2">Empuje hacia atrás es generalmente mejor que el de las hélices controlables.</td></tr>
<tr><td>Vida útil larga.</td></tr>
<tr><td rowspan="2">La construcción es normalmente más robusta que la de las hélices de paso controlable.</td><td rowspan="2">Diseño más sencillo que el de las hélices de paso variable.</td><td>Vida útil larga (si está protegida contra electrólisis).</td></tr>
<tr><td>Diseño sencillo, no piezas móviles</td></tr>
</table>

DESVENTAJAS		
Hélices de paso variable	**Hélices de paso controlable**	**Hélices de paso fijo**
El más alto precio de compra.	Una característica típica es el peor empuje hacia atrás. Necesita técnica y experiencia para navegar hacia atrás.	La más alta resistencia de arrastre a la navegación.
Más resistencia que una hélice plegable, pero durante la navegación mucho menos que una hélice de paso fijo.)	Dependiente del diseño, el mayor riesgo de desgaste (Comparando las distintas marcas, las diferencias son notables.)	Necesita un freno para evitar la inercia del eje.
Requiere mantenimiento (según el fabricante).	Paso fijo.	Un eje mal alineado produce ruido y puede causar daños a la caja reductora.
		El empuje hacia atrás es más bajo que el de las hélices de paso variable.
	Paso fijo no puede ser modificado sin desmontaje.	
	Inclinación al efecto de hélice en marcha atrás.	

CAPITULO III:

APLICACIÓN DEL METODO EXPUESTO PARA UNA EMBARCACION PESQUERA DE 350 M3

Figura 12: E/P MAR NEGRO subiendo al SIMA Chimbote para su Modificación.

3.1. CALCULO DE DIAMETRO MINIMO DEL EJE DE COLA.

Para el Cálculo del diámetro mínimo del eje de cola se usará la Regla de Clasificación y Construcción GERMANISCHER LLOYD Parte 1 Buques de Altura. Capitulo 8 Buques de Pesca. Parte C Instalaciones de maquinaria. Sección 3 Líneas de Ejes. ITEM C Dimensiones de los ejes.

3.1.1 Diámetro Mínimo

$$d \geq F * k * \sqrt{\frac{P_w}{n * \left[1 - \left(\frac{d_i}{d_a}\right)^4\right]}} * C_w \quad \ldots (1)$$

Donde:

d : diámetro exterior requerido del eje (mm.)

d_i : diámetro de todo taladro existente en el eje (mm)

Si el taladro en el eje es ≤ 0.4 * d, puede aplicarse

$$\left[1 - \left(\frac{d_i}{d_a}\right)^4\right] = 1.0$$

d_a : diámetro real del eje (mm).

P_w : Potencia Nominal transmitida por el eje (Kw.).

n : Revoluciones del eje (RPM).

F : Factor correspondiente al tipo de propulsión (adimensional)

a) Eje intermedios y de empuje

= 95 para instalaciones de turbinas, instalaciones de motores con embrague de fricción e instalaciones de propulsión eléctrica

= 100 para todas las demás instalaciones de propulsión.

b) Ejes de cola

= 100 para todos lo tipos de propulsión.

C_w : Factor del material (adimensional).

$$= \frac{560}{R_m + 160} \quad \ldots (2)$$

R_m : Resistencia a la tracción del material del eje (N/mm^2)

k : factor por tipo de eje (adimensional)

k = 1.0 para eje intermedios con bridas de acoplamiento forjadas o con bridas de acoplamiento sin chavetas, caladas por contracción.

k = 1.1 para ejes intermedios en los que la bridas de acoplamiento están montadas en los extremos del eje con ayuda de chavetas. A una distancia de por lo menos 0.2 * d del extremo del chavetero, estos ejes pueden reducirse a un diámetro correspondiente a k = 1.0.

k = 1.1 para ejes intermedios con taladros radiales cuyo diámetro no sea mayor de 0.3 * d.

k = 1.1 para ejes de empuje cerca de los riñones a cada lado del collar de empuje, o cerca de los cojinetes axiales cuando se emplee un cojinete del tipo antifricción.

k = 1.15 para ejes intermedios que estén construidos como ejes estriados, siendo

d el diámetro exterior de la parte estriada del eje. Fuera de la parte estriada, los ejes pueden reducirse a un diámetro correspondiente a k = 1.0.

k = 1.20 para ejes intermedios con estrías longitudinales en los que la longitud y anchura de la estría no exceda de 1.17 * d y 0.25 * d respectivamente.

k = 1.22 para ejes de cola desde la parte posterior del cojinete de la bocina o del arbotante hasta el borde anterior de carga del núcleo de la hélice, pero por lo menos 2.5 * d si la hélice se cala por contracción sin chaveta en el cono del eje de cola mediante un método aprobado por el GL o si la hélice se fija mediante pernos a una brida forjada con el eje de cola, girando el eje en aceite.

k = 1.26 para ejes de cola en la parte especificada para k = 1.22, si la hélice se fija por medio de chavetas al cono del eje de cola y este gira en aceite, así como para ejes de cola lubricados por agua que estén protegidos contra la penetración de agua de mar.

k = 1.4 para ejes de cola en la parte especificada para k = 1.22, si el eje en el interior de la bocina se lubrica con grasa.

Para nuestro cálculo del diámetro mínimo del eje de cola, según los siguientes datos:

Material del eje	:	Acero SAE 1045	
P_w	:	894.84 (Kw)	
N	:	1200	(RPM del Motor Principal)
Ratio	:	3.952:1	(Reducción de la Caja)
n	:	303.644	(RPM del eje de cola).
F	:	100	(adimensional)
R_m	:	637.65	(N/mm^2)
C_w	:	0.7021	(adimensional)
k	:	1.26	(adimensional)

Entonces el diámetro mínimo del eje de cola será:

d = 160.55 mm.

El diámetro de eje de cola a usar será 174.3 mm. (*)

(*) Se usara este diámetro, ya que para abaratar costo se usará el eje de cola existente, además se maquino por presentar desniveles. Pero cumple con el diámetro mínimo requerido.

3.1.2 Espesor mínimo de las camisetas

$$s = 0.03 * d + 7.5 \quad \ldots \quad (3)$$

Donde:

d : diámetro del eje bajo la camiseta (mm.)

Para nuestro caso con d = 174.3 (mm)

Entonces el espesor mínimo de las camisetas será:

s = 12.73 (mm)

Las camisetas a usar para la zona de popa y proa serán 14.45 y 14.75 mm respectivamente, se usara mayores espesores de bocinas calculadas para usar bocina mixta Standard (Ver apéndice 3).

3.2 FUNCIONAMIENTO DEL SISTEMA DE PROPULSION.

3.2.1 EL SISTEMA PROPULSOR

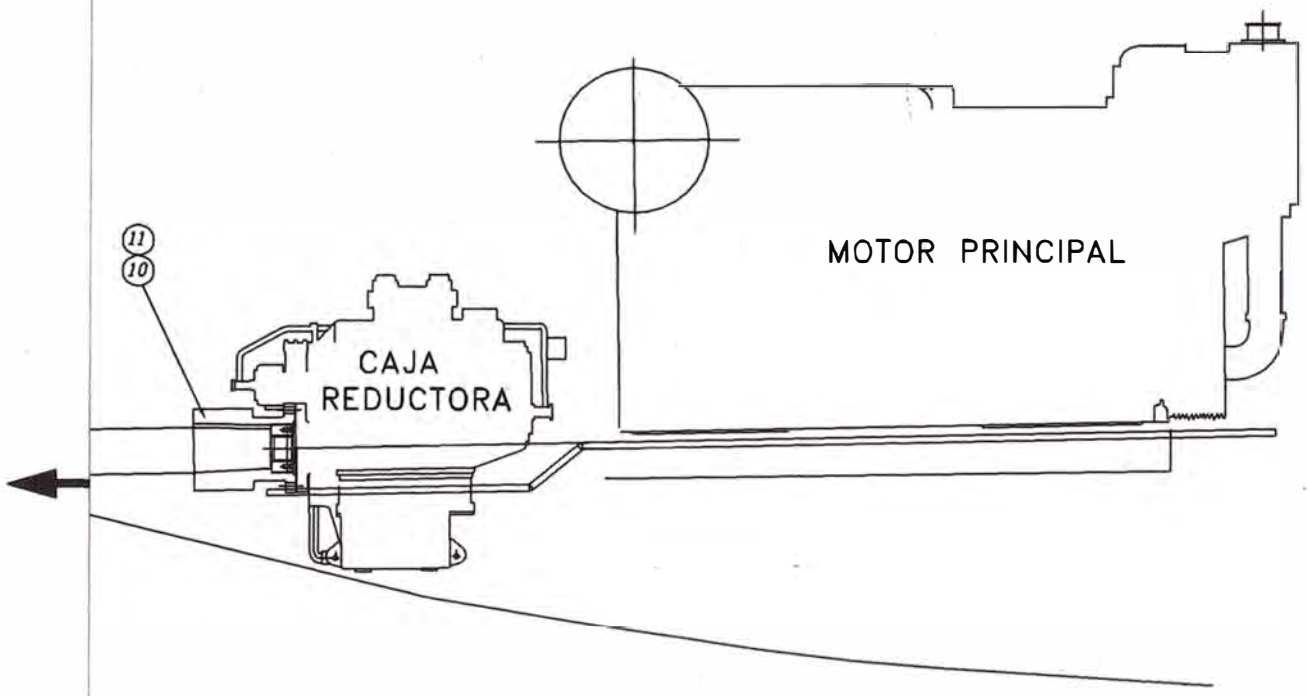
Es el último elemento de la cadena de propulsión y el encargado de mover finalmente el barco, mediante la potencia suministrada por el sistema de propulsión.

3.2.1.1 Partes del Sistema de Propulsión

Las partes del sistema propulsor son las siguientes (Ver figura 13):

1. Perno: sirve de seguro a la tuerca de hélice.
2. Tuerca de hélice: ajusta el cono del eje de cola con el cono del núcleo de hélice.
3. Hélice: La hélice es el propulsor más común y se puede comparar groseramente a un tornillo que se enrosca en una gran tuerca no sólida que constituye el agua.

IA DE PROPULSION



El tipo de hélice y el paso adecuados son vitales para obtener el rendimiento más eficaz en su embarcación. La navegación será más placentera, confortable, suave y lo que es más importante, la hélice bien diseñada reducirá el costo de mantenimiento, disminuyendo el consumo de combustible y alargando la vida del motor.

Dos son los parámetros fundamentales que definen una hélice, el diámetro y el paso.

a) El diámetro

Corresponde al doble de la distancia que existe entre el centro de su eje y su extremo más alejado de la pala, es decir, corresponde al diámetro de la circunferencia en la que puede inscribirse la hélice.

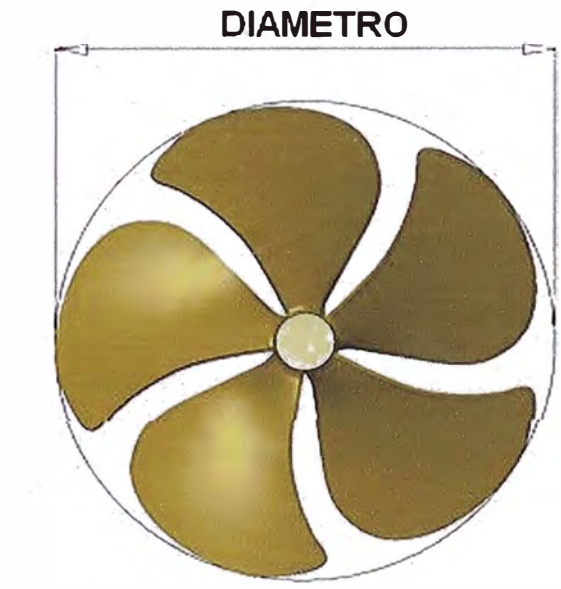


Figura 14: Diámetro de Hélice

b) El Paso

Se denomina paso a la distancia teórica que avanza la hélice al dar una vuelta completa; la distancia real avanzada es siempre

menor al paso porque se produce una pérdida de eficacia debido al deslizamiento de la propia hélice en el fluido.

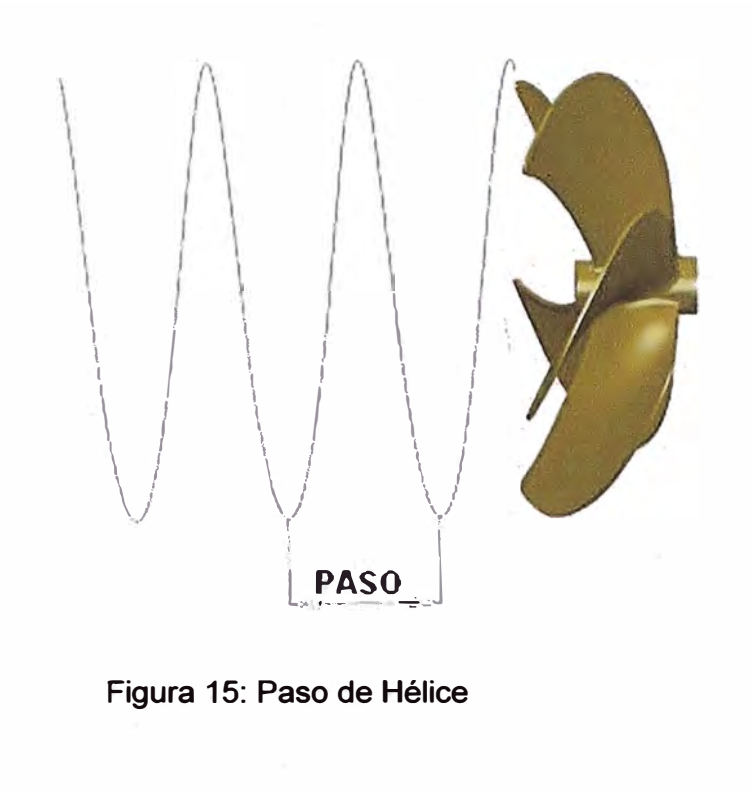


Figura 15: Paso de Hélice

La diferencia entre el paso y la distancia real que avanza la hélice se llama retroceso o deslizamiento, y aumenta en función del paso y disminuye cuando se instalan dos motores y doble hélices.

También puede efectuarse una clasificación de las hélices según su sentido de giro. Se denominan dextrógiras cuando, vistas desde popa, giran en el mismo sentido de las agujas del reloj, levógiras cuando giran en sentido contrario.

Figura 16: Sentido de giros de Hélice

Una hélice marina funciona casi de la misma forma que una aérea. En los propulsores marinos, sin embargo, cada pala es de gran anchura (desde el borde anterior al posterior) y de pequeño grosor. Las palas se fabrican en aleaciones de cobre para resistir la corrosión. El espacio libre es un problema menor en los propulsores marinos, aunque su diámetro y su posición estén limitados por la pérdida de eficiencia si las palas se acercan a la superficie del agua. El principal problema de diseño y de funcionamiento de las hélices marinas es la cavitación, la formación de vacío a lo largo de las secciones de las palas del propulsor, que conlleva un desplazamiento excesivo, pérdida de eficiencia y deterioro del material.

4. Anillo gland de hélice: asegura la estanqueidad del cono y núcleo de hélice por proa.

5. Chaveta de hélice: es un rectángulo de acero largo y delgado que va dentro un canal interior practicado a lo largo del núcleo de la hélice y que va en contacto con el eje. Transmiten el torque del eje a la hélice.

6. Eje cola: Eje que transmite el movimiento a la hélice para que se produzca el movimiento del sistema. Consiste en un eje en donde un lado acopla por medio de un cono con chaveta al núcleo de la hélice y se encuentra asegurado por una tuerca de hélice (tuerca caperuza) con su respectivo seguro y el otro lado es cónico, pero tiene canal para chaveta y en donde va un cople con brida y asegura al eje mediante una tuerca de cople, mediante pernos se une el cople del eje de cola y la brida de la caja reductora.

   Contiene además dos bocinas de bronce en donde trabajan la bocina mixta del codaste como la prensaestopa de proa. Entre las bocinas de bronce donde el eje queda en contacto con el agua de mar lleva un forro de fibra de vidrio impregnado con resina poliéster para evitar la corrosión del eje.

7. Bocinas de bronce del eje de cola: es un material de desgaste, ya que sirve de protector para el eje propulsor, en los apoyos es donde se descargan todo el peso del eje.

8. Bocina Mixta del codaste: es un punto de apoyo en popa del eje de cola y esta compuesto de jebe y bronce.

9. Prensaestopa de popa: es el punto de apoyo en proa del eje de cola y esta compuesto de una caja, que permita presionar la empaquetadura con el gland o prensa mediante espárragos y poder realizar un sello que no permitir el ingreso de agua al interior de la embarcación.

10. Chaveta de cople: cumple la misma función que la chaveta de hélice, con la diferencia que esta es entre el cople y el eje.

11. Cople del eje de cola: sirve para unir el eje de cola y la brida de la caja reductora.

CAPITULO IV:

PRUEBAS DE MAR

4.1 PRUEBA DE NAVEGACION

Toda embarcación navega en base a una velocidad supuesta y a un consumo de combustible previamente calculado. Nada más lógico que establecer velocidad y consumo reales mediante una prueba de velocidad. Velocidad constante y velocidad económica no son términos precisos, solo la velocidad máxima queda sujeta a medición. Queda entendido que la velocidad máxima no es utilizable en la navegación corriente, pero que de ella puede deducirse el comportamiento de la embarcación, como así también su rendimiento a velocidades inferiores.

Una prueba de velocidad completa no solo servirá para determinar la velocidad máxima; puede extenderse dicha prueba a un programa completo de mediciones de velocidades progresivas, con sus valores consecuentes: régimen de revoluciones y consumo de combustible. La medición efectuada a velocidades progresivas suministra todos los datos necesarios para estudiar el radio de acción a cualquier régimen del motor, como también la economía de la navegación. Su alcance es mayor aun, pues se comprobaran la eficiencia de la hélice el comportamiento y gobierno del casco y el funcionamiento del motor y sus instalaciones.

4.1.1 Condiciones para la embarcación

La embarcación debe hallarse con su red (boliche), panga, tanques de agua y petróleo llenos a su nivel de operación normal, lastrados y todos sus equipos instalados o simulados, sus detalles debidamente asentados en la planilla de pruebas. Debe estar totalmente terminada con los elementos que en la navegación normal deben hallarse a bordo. El fondo debe estar limpio, el casco estanco y sin agua en la sentina los tanques de combustibles llenados hasta la mitad de su capacidad. El estado de flotación debe ser controlado y las diferencias que hubiera frente a la línea de flotación del plano de líneas.

Así como no seria correcto quitar pesos de a bordo, retirando enseres del inventario normal tampoco lo seria recargando la embarcación con el peso de personas Innecesarias.

4.1.2 Realización de la Prueba

Una vez acondicionada la embarcación con su equipo reglamentario a bordo seguir lo siguiente:

- Comprobar el alineamiento del sistema de propulsión cuando la embarcación este a flote y en lo posible con su carga de faena, panga, boliche, agua dulce y petróleo.
- Verificar el estado que se encuentra la línea de tuberías de engrase o aceite de los descansos y prensaestopa según el caso.
- Lubricar con aceite los descansos del sistema de propulsión los 30 primeros minutos de la Prueba de navegación (a media maquina) para

un asentado parejo, a partir de ese instante se aumentara a ¾ de maquina hasta 30 minutos lubricando con grasa ó aceite y posterior a ella la operación al 100 % de maquina hasta terminar la prueba.

- La duración de la prueba de navegación no será menor de 2 horas consecutivas. El tiempo de duración de la prueba de navegación podría ser mayor cuando ocurran las siguientes interrupciones: desperfectos de la maquina principal, inmediata elevación de la temperatura en los descansos que superen los 65° C, etc.
- Para la prueba de navegación, se recomienda en la lubricación de los descansos y prensaestopa, utilizar las grasas detalladas en las especificaciones técnicas. Asimismo, el tiempo de engrase será de 02 horas como máximo. El engrase se efectuará cada 1 hora durante la prueba.
- Concluida la prueba del sistema de propulsión con una temperatura estable y no mayor a 45 ºC.

PRUEBA DE NAVEGACION (antes de la modificación)

EMBARCACIÓN: MAR NEGRO FECHA: 22/03/2005

ITEM	ELEMENTO	LUBRICANTE	TEMPERATURAS (°C) TOMADAS CADA HORA						RESULTADO
			1	2	3	4	5	6	
1	PRENSAESTOPA DE POPA	GRASA	28.0	27.0	28.0	29.0			OK
2	DESCANSO N° 1	GRASA	30.0	34.0	37.0	39.0			OK
3	DESCANSO N° 2	GRASA	36.0	40.0	46.0	50.0			OK
4	DESCANSO N° 3	GRASA	35.0	40.0	45.0	48.0			OK
5	DESCANSO N° 4	GRASA	34.0	38.0	41.0	43.0			OK
6	DESCANSO N° 5	GRASA	32.0	36.0	39.0	42.0			OK
7	PRENSAESTOPA DE PROA	GRASA	30.0	30.0	33.0	34.0			OK

INSTRUMENTOS DE MEDICIÓN: 1. TERMOMETRO LASER Código .....

MOTOR: MARCA: CATERPILLAR MODELO: 3512 POTENCIA (HP): 1200 RPM.: 1200

CAJA: MARCA: REINTJES MODELO: WAF - 741 REL. DE REDUCCION: 3.952:1 RPM. DE TRABAJO: 303.64

Velocidad contra la corriente: 10.8 NUDOS Velocidad a favor de la corriente: 11 NUDOS Tipo de hélice: PASO FIJO

OBSERVACIONES:

* SE VERIFICO EL AJUSTE DE LOS PERNOS DE ANCLAJE Y AMARRE DE LA PRENSAESTOPA DE POPA, PROA, DE LOS DESCANSOS, MOTOR Y CAJA REDUCTORA.

* LA PRUEA SE REALIZO CON BOLICHE, PANGA Y LOS TANQUES DE PETROLEO Y AGUA LLENOS.

RECOMENDACIONES:

* EMPLEAR GRASA TIPO EP - 2 O SIMILAR PARA LA LUBRICACION DE LOS DESCANSOS, LAS PRENSAESTOPAS DE PROA Y POPA.

PRUEBA DE NAVEGACION (después de la modificación)

EMBARCACIÓN: MAR NEGRO FECHA: 27/04/2007

ITEM	ELEMENTO	LUBRICANTE	TEMPERATURAS (°C) TOMADAS CADA HORA						RESULTADO
			1	2	3	4	5	6	
1	PRENSAESTOPA DE POPA	GRASA	41.0	41.0					OK

INSTRUMENTOS DE MEDICIÓN: 1. TERMOMETRO LASER Código .....

MOTOR: MARCA: CATERPILLAR MODELO: 3512 POTENCIA (HP): 1200 RPM.: 1200

CAJA: MARCA: REINTJES MODELO: WAF - 741 REL. DE REDUCCION: 3.952:1 RPM. DE TRABAJO: 303.64

Velocidad contra la corriente: 12.5 NUDOS Velocidad a favor de la corriente: 13.5 NUDOS Tipo de hélice: PASO FIJO

OBSERVACIONES:

* SE VERIFICO EL AJUSTE DE LOS PERNOS DE ANCLAJE Y AMARRE DE LA PRENSAESTOPA DE POPA, MOTOR Y CAJA REDUCTORA.
* LA PRUEA SE REALIZO CON BOLICHE, PANGA Y LOS TANQUES DE PETROLEO Y AGUA LLENOS.

RECOMENDACIONES:

* EMPLEAR GRASA TIPO EP - 2 O SIMILAR PARA LA LUBRICACION DE LA PRENSAESTOPA.

4.2 PRUEBA DE MANIOBRABILIDAD

Es suficientemente conocido que el buque pesquero, por el tipo de actividad que ha de desarrollarse en la mar, debe ser un buque con notable maniobrabilidad. Durante el proceso de pesca ha de seguir al banco (siendo este un elemento móvil), realizar la suelta de las redes, a veces virando, y disponer de una reserva adicional de fuerza en el timón para contrarrestar el tiro de las artes de pesca y la adversa influencia de viento y mar. Es pues de suma importancia que el buque pesquero posea unas buenas características de maniobra, generalmente superiores a otros tipos de buques y este es un aspecto que ha de cuidarse desde la fase del anteproyecto.

Durante muchos años, ha sido opinión generalizada entre proyectistas, constructores y usuarios que un buque con buen gobierno ha de ser capaz de arrancar, parar, ciar, y cambiar de rumbo y de trayectoria de forma satisfactoria y, además, de realizar estas funciones rápidamente en condiciones de emergencia , ya que la seguridad del buque y tripulantes puede estar en juego.

La línea de pensamiento mas común actualmente sobre este tema divide las cualidades de maniobrabilidad en tres grupos:

a. **Facilidad de evolución**

Capacidad de realizar una maniobra con un fuerte ángulo de cambio de rumbo (de por lo menos 180 º) en un espacio reducido. Normalmente se utilizan grandes ángulos de timón. Las maniobras de faena de pesqueros y remolcadores están incluidas en esta cualidad, que por

tanto está relacionada con la operatividad del buque. El valor del diámetro del círculo de evolución (radio táctico) que se mide sobre la trayectoria del buque (ver figura Nº 15).

Figura 17: Mostrando el radio táctico.

b. <u>Estabilidad de Ruta</u>

Capacidad de mantener al buque en un rumbo determinado. Esta cualidad es tanto mejor cuanto menor sea la actividad requerida al timón, tanto en amplitud como en frecuencia. Esta relacionada con la explotación del buque, pues una mala estabilidad de ruta significa una perdida de velocidad media, debido a que aumenta la distancia recorrida. La anchura en grados del ciclo de histéresis de la curva velocidad de giro-ángulo de timón, obtenida durante la maniobra de espiral (figura Nº 18 A). Si el buque tiene estabilidad de ruta positiva, el ciclo de histéresis desaparece (figura Nº 18 B). Este ultimo es el comportamiento idóneo para todo tipo de buques, pero en aquellos en

que el grado de inestabilidad (y por tanto la anchura de dicho ciclo a) sea lo menor posible.

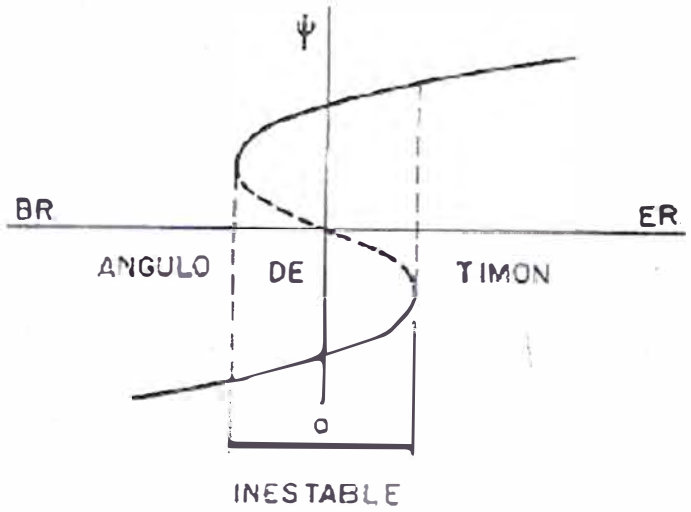


Figura Nº 18 A

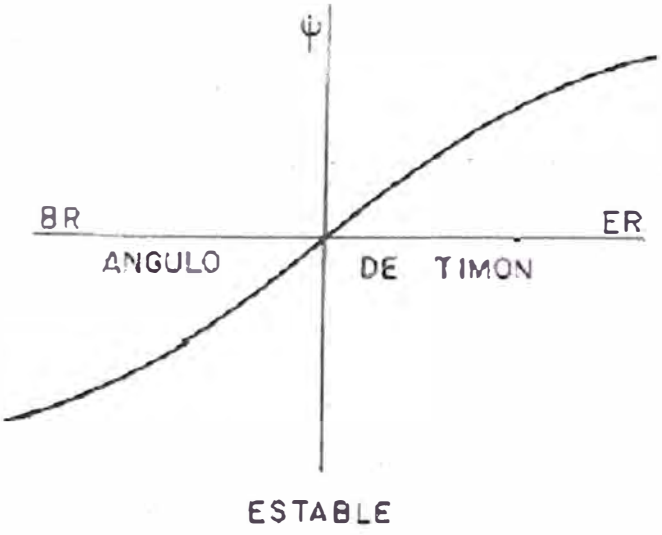


Figura Nº 18 B

c. <u>Facilidad de cambio de rumbo</u>

Es la capacidad para cambiar de rumbo y/o trayectoria en el menor espacio y con la mayor rapidez posible. Por tanto es una cualidad relacionada con la facilidad de evolución (espacio reducido) y con la de

estabilidad de ruta (rápida respuesta al timón). La aplicación de esta cualidad reside en su relación con las maniobras anticolisión y por tanto con la seguridad de buque en navegación.

Las características de maniobrabilidad dependen fundamentalmente de las fuerzas y momentos hidrodinámicos que actúan sobre la carena durante el movimiento del buque y también, en gran medida, de la fuerza que proporcione el sistema de gobierno que, en la mayoría de los casos, es la pala timón.

Las dimensiones principales condicionan notablemente el comportamiento de maniobra, de manera que un buque de formas finas y esbeltas tiene buena estabilidad de ruta y mala facilidad de evolución, mientras que uno de formas llenas tendrá buena facilidad de evolución y deficiente estabilidad de ruta.

El buque necesita un gobierno eficiente para la ruta y de máxima seguridad en el mar, pero no pretende realizar maniobras complicadas con sus propios medios. La condición fundamental es: buena estabilidad de ruta.

En una embarcación pretendemos obtener no solo perfecta estabilidad de ruta, sino a la vez las mejores cualidades de maniobra. Se indicará como pueden lograrse ambas condiciones, combinando la insospechada sencillez en la ejecución práctica, y gran seguridad.

Destacamos en primer lugar, que cualidades de gobierno y maniobra no dependen exclusivamente del diseño del timón. Por el contrario, la importancia del diseño del casco supera aun la importancia de forma, dimensiones y disposición del timón.

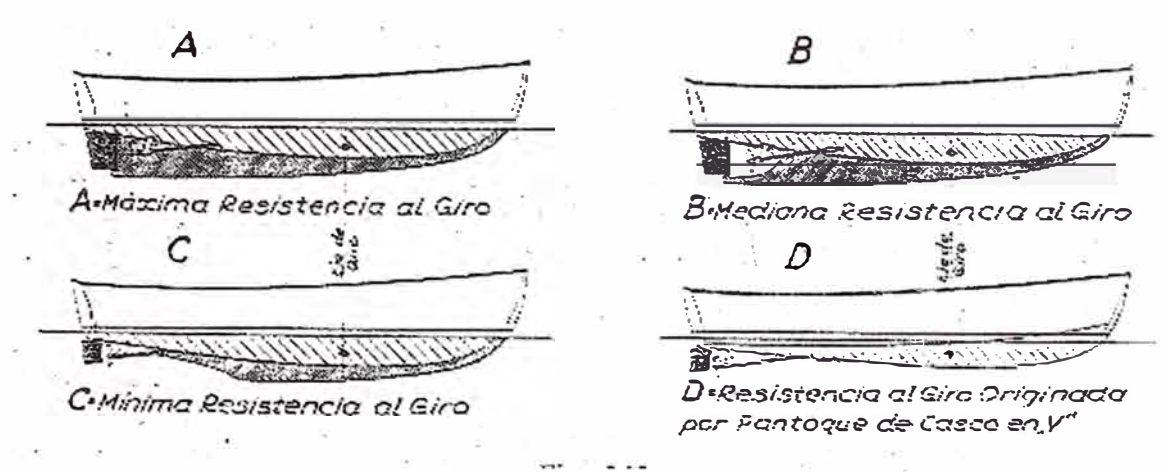


Figura 19: Perfiles de casco de embarcaciones.

Un casco cuyo perfil lateral es de aspecto similar al dibujo A de la Figura Nº 19, tendrá excelente estabilidad de ruta, pero no podrá tener cualidades de maniobra parecidas a las otras embarcaciones reproducidas en la misma figura. Para comprenderlo debe partirse de que la base déla embarcación gobierna con la popa. La acción del timón produce un movimiento lateral de la popa. Cuando mayor sea la resistencia al giro en esta zona del casco, tanto mas lentas serán las maniobras. El casco del dibujo A posee su mayor calado, como también el ancho máximo de su plano lateral concentrado en la popa, y por consiguiente opone una máxima resistencia al giro.

El centro de giro, ó sea el eje sobre el cual la embarcación realiza aparentemente su giro, suele hallarse delante del centro, en los alrededores del 60% de la eslora desde la popa. Una embarcación de proa fina y

profunda y de popa plana combinada con un perfil lateral adecuado para pequeña resistencia al giro, puede tener su centro de giro hasta un 70% de la eslora desde la popa.

Toda superficie vertical ofrece máxima resistencia al giro. Las superficies redondeadas del casco ofrecen menor resistencia que las verticales de la quilla y falsa quilla. Además, el centro de la resistencia no actúa en el centro geométrico del plano lateral, ni siquiera en el centro geométrico de la parte que se halla detrás del eje de giro, sino en el centro de momentos de superficies contando desde el eje de giro. Seria fácil profundizar en este aspecto de la resistencia de giro, y sería tentador fijar proporciones a casco y quilla para apreciar su mayor o menor resistencia al giro. Pero el sentido común combinado con alguna experiencia, conducen a resultados satisfactorios sin necesidad de laboriosos estudios sobre la resistencia al giro del casco. Solo diremos que, fijando a la quilla plana una resistencia al giro de 100%, la resistencia de un casco de secciones redondas será aproximadamente 25%, y la del pantoque de un casco en V de aproximadamente 50%.

4.3 PRUEBA DEL MOTOR PRINCIPAL – CONSUMO DE COMBUSTIBLE

4.3.1 Criterios de selección del motor

La correcta selección del motor principal para barcos pesqueros, es un factor determinante para el correcto funcionamiento de este. Los barcos pesqueros en esta zona normalmente utilizan un motor de propulsión, por lo que deberá tener una gran confiabilidad, fácil mantenimiento, potencia adecuada y disponibilidad de repuestos y servicio.

La confiabilidad de un motor es may subjetiva. La reputación es probablemente el factor más importante cuando estamos tratando de decidir sobre la confiabilidad. Los fabricantes de motores que se preocupan de su reputación asesoran a sus clientes para la correcta selección del motor y sus equipos auxiliares.

Hoy en día la relación potencia/peso de los motores es bastante mayor que en el pasado, tienen mayor potencia, con menos peso y ocupan menos espacio, con un consumo específico de combustible menor. Mucha gente piensa que estos avances sacrifican la confiabilidad del motor, sin embargo, el factor más importante para mantener la confiabilidad es operar el motor dentro de sus parámetros de diseño. Los avances en el diseño de sistemas y materiales, como uso de cerámica, permite operar el motor en un rango de temperaturas más alta mejorando la eficiencia.

El trabajar a mayores temperaturas y presiones de inyección (de 5,000 PSI a 20,000 PSI) ha permitido bajar el consume especifico de 10% a 20% en los últimos 10 años.

Se han desarrollado aleaciones y materiales como cerámica y nuevos sistemas para soportar temperaturas más altas y velocidades mayores. Esta tecnología permite mejorar la eficiencia traduciéndose en un menor costo por HP entregado, así como ampliar las opciones de configuración de los equipos pudiendo desarrollar motores para aplicaciones

especificas que serán mucho mas confiables en la medida que sean operados dentro de los parámetros de diseño de aplicación.

Estos nuevos desarrollos y especialización obligan a cumplir con programas de instalación y mantenimiento tan especializados como la aplicación, para obtener el rendimiento y vida esperada del motor.

4.3.1.1 RATINGS (Potencia Nominal)

La mayoría de los fabricantes utilizan las Normas ISO (Organización Internacional de Estándares) o SAE (Sociedad de Ingenieros Automotrices de USA) para determinar los ratings de sus motores marinos. Bajo estas normas hay dos ratings CSR y MCR.

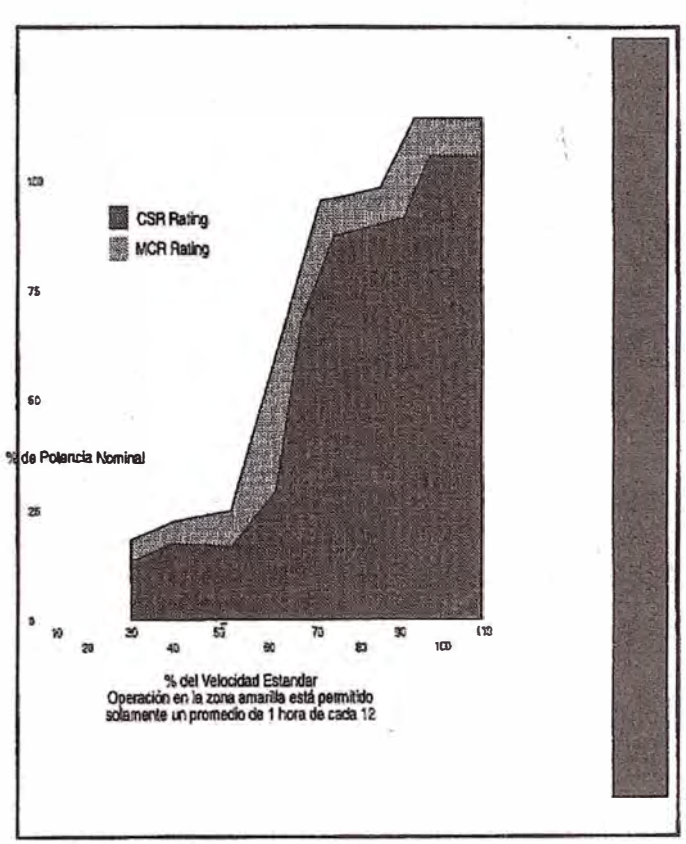
4.3.1.2 CSR (Rating de Servicio Continuo)

El rating CSR (Rating de Servicio Continuo) es adecuado para aplicaciones de trabajo continuo, operaciones sin interrupciones y aplicaciones en las cuales no existen ciclos de variación.

4.3.1.3 MCR (Rating de Servicio Continuo Máximo)

El rating MCR (Rating de Servicio Continuo Máximo) corresponde a las condiciones ISO esta 10% sobre el rating CSR. La potencia actualmente producida en su aplicación normal es limitada de acuerdo a las pautas de aplicación. Esto lo podemos apreciar en el siguiente grafico Curva 1 para la zona clara. Entre el rating CSR y MCR, el tiempo es limitado a un promedio de una hora de cada 12. Este rating es generalmente reservado para aplicaciones donde la carga es variable (cíclico).

Se deberá tener en cuenta una reserva de potencia para el ensuciamiento del casco, imperfecciones de la hélice, y condiciones de mal tiempo para mantener el control del barco. Así mismo se deberán considerar otras cargas parasitas como hélices laterales, bombas adicionales generadores de cola etc.



Curva I: Potencia Nominal MCR vs. CSR

4.3.1.4 Consumo de Combustible

Una vez determinado dentro de las normas del diseño que el motor puede producir la potencia requerida, el siguiente factor importante es el consumo de combustible, que representa de 70 a 85% del costo total de operación del motor. Lamentablemente no es fácil determinar cual motor tendrá el menor consumo de combustible. ISO ha desarrollado algunos

estándares considerando las principales variables, sin embargo hay muchas otras variables que permiten a los fabricantes obtener resultados distintos. SAE e ISO utilizan diferentes normas y muchas veces están comparados como iguales. ISO permite una tolerancia sobre el consumo de +5% - 0% mientras SAE permite una tolerancia de +/- 3%. La siguiente tabla nos muestra las diferencias de resultados al aplicar estas normas:

CONSUMO	ISO	SAE
PUBLICADO	95.24	97.01
MAXIMO	100	100
MINIMO	95.24	94.01

Un motor utilizando un consumo bajo las normas SAE podrá tener una desventaja de casi 2% que si utilizara normas ISO. Cualquier motor que cumpla con las normas SAE también cumpliría las normas ISO.

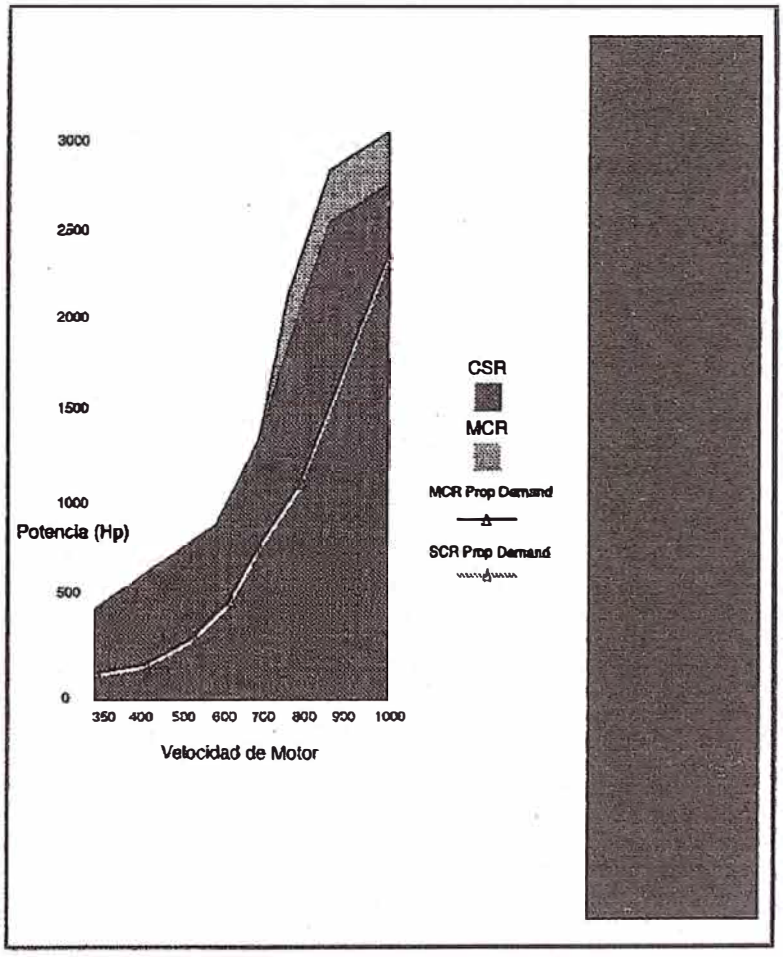
Otra diferencia en los resultados en cuanto a consumos de combustible y potencia de los motores varía con las bombas de agua o aceite incluidas. Esta costumbre viene de hace muchos años cuando las bombas para los motores venían aparte y no estaban impulsados por el motor mismo. En los casos donde el fabricante no declara o las hojas de especificaciones no incluyen las bombas, se deberá considerar aprox. 5 gramos/kilowatt hora de consumo adicional.

El valor calorífico del combustible también tiene un efecto directo en el consumo de combustible. Diferencias en la temperatura ambiental,

presión barométrica y la temperatura del agua en el postenfriador también pueden demostrar diferencias en el consumo de combustible. También algunos fabricantes publican datos de combustibles basados en configuraciones optimizadas para mejorar estos consumos.

Normalmente estos motores son de prueba, sin bombas y con tiempos de inyección retardados no aplicables a motores de producción.

Como el combustible es el mayor costo de operación que tendrán relacionado con el motor, es necesario asegurarse de su consumo en su aplicación práctica, antes de hacer sus decisiones finales.



CUADRO 2: CURVA DE RENDIMIENTO

Para nuestro caso tenemos lo siguiente:

a. <u>Prueba del Motor principal – Consumo de Combustible antes de la modificación</u>

Cuadro Nº 01: Prueba del Consumo de combustible antes de la modificación.

MAR NEGRO			cliente	**CANTABRIA**	prueba	1	fecha	22-03-05	
			o / t		hr	22 540	trans	Reintjes	
			mod	**3512**	turbo	120 9188	mod	WAF-741	
¿ prueba con red ?			s / n	**66Z00680**	inyec	4P 9075	s / n	61595	
SI		**SPECS**	arr	**2W 8868**	tmg	**85.8**	reduc	3.952 : 1	
¿ prueba con panga ?		**3512**	hp	**1200 "A"**	rack	**12.30**	T° amb	18°C	
SI		**1200 hp**	rpm	**1200**	hi idle	**1310**	T° mar	17°C	
¿ prueba con carga ?		**2T8632**	spec	**2T8632**	hélice				
NO		**2W 8868**							
1.1 Velocidad del Motor	**rpm**	**1240 ± 40**	1220	1109	1010	905	803	701	culatas	
1.2 Presión en Transmisión	**psi**	**335 ± 20**	300						**#**	°C
1.3 Temp. Aceite Trans. Ent.	**°C**	**58 ± 12**	52						1	*
1.4 Temp. Aceite Trans. Sal.	**°C**	**50 ± 10**	40						2	**561**
1.5 Temp. Agua Trans. Ent.	**°C**	**< 37**	21						3	**575**
1.6 Temp. Agua Trans. Sal.	**°C**	**< 39**	22						4	**574**
2.1 Temp. Aire Filtro Izq.	**°C**	**< 35**	22						5	**561**
2.2 Temp. Aire Filtro Der.	**°C**	**< 35**	28						6	**577**
2.3 Temp. Aire Turbo Izq.	**°C**	**155 ± 15**	130						7	**580**
2.4 Temp. Aire Turbo Der.	**°C**	**155 ± 15**	120						8	**568**

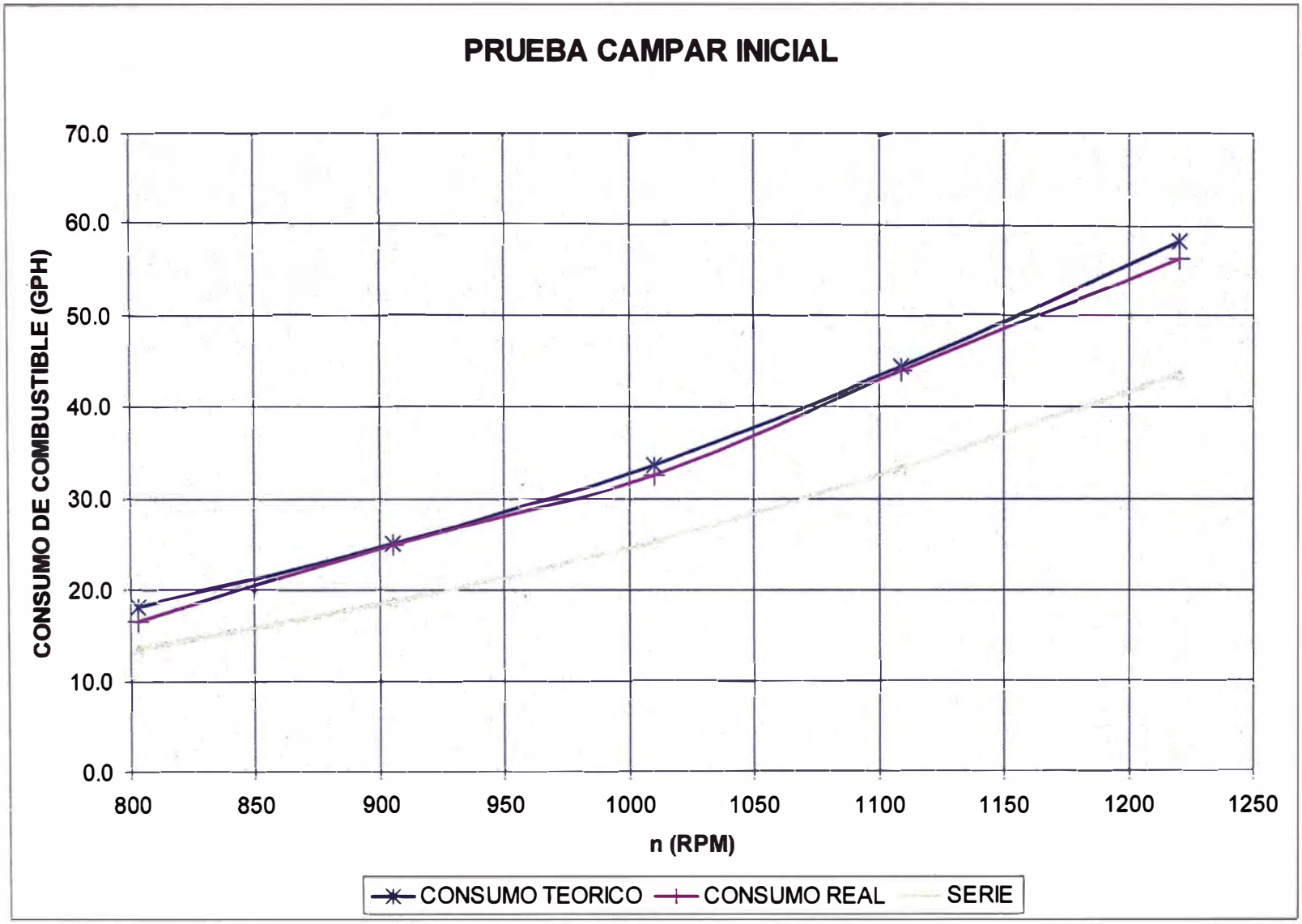
2.5 Temp. Aire Múltiple	**°C**	**99 ± 8**	79						9	**565**
2.6 Presión Aire A/C Ent.	**in Hg**	**52 ± 2**	39	21	10	5	3	2	10	**552**
2.7 Presión Aire A/C Sal.	**in Hg**	**51 ± 2**	38	20	9	4	2	1	11	**563**
2.8 Restricción en Filtro Izq.	**in H^2O**	**< 10**	0						12	**565**
2.9 Restricción en Filtro Der.	**in H^2O**	**< 10**	0							
3.1 Contrapres. Escape	**in H^2O**	**< 13½**								
3.2 Temp. Múlt. Esc. Izq.	**°C**	**560 ± 25**								
3.3 Temp. Múlt. Esc. Der.	**°C**	**560 ± 25**								
3.4 Temp. Esc. Turbo Izq.	**°C**	**420 ± 30**	430							
3.5 Temp. Esc. Turbo Der.	**°C**	**420 ± 30**	421							
4.1 Presión de Petróleo	**psi**	**60 ± 10**	50							
4.2 Avance de cremallera	**mm**	**< 14.3**	13						acción	válvula
4.3 Consumo	**gph**	**58.5 ± 1.5**	56.2	43.8	32.4	24.8	16.5	12	avante	
4.4 Temp. Petróleo Ent.	**°C**	**< 35**	22						atras	
4.5 Temp. Petróleo Sal.	**°C**	**45 ± 7**	40						carga	
5.1 Temp. Agua A/C Ent.	**°C**	**85 ± 3**	69						variable	
5.2 Temp. Agua A/C Sal.	**°C**	**92 ± 3**	75						enganc	
5.3 Temp. Agua K/C Ent.	**°C**	**92 ± 3**	73						refuerzo	
5.4 Temp. Agua K/C Sal.	**°C**	**55 ± 15**	35							
5.5 Temp. Agua O/C Ent.	**°C**	**85 ± 3**	68						frenado	
5.6 Temp. Agua O/C Sal.	**°C**	**86 ± 3**	69						rpm	seg
5.7 Temp. Aceite O/C Ent.	**°C**	**103 ± 8**	88						mín	
5.8 Temp. Aceite O/C Sal.	**°C**	**93 ± 6**	81						600	
6.1 Presión de Aceite	**psi**	**58 ± 8**	58						800	
6.2 Presión de carter	**in H^2O**	**1 ± 1**	0						1000	

7.1 Humo Subjetivo	**visual**	**visual**	OK						1200	
7.2 Velocidad Embarcación	**knt**	**> 8**	11						máx	

Del cuadro Nº 01 tenemos los siguientes datos:

n (RPM)	Consumo de Combustible (GPR) TEORICO	Consumo de Combustible (GPR) REAL
803	18.0	16.5
905	25.0	24.8
1010	33.6	32.4
1109	44.3	43.8
1220	58.1	56.2

Cuadro Nº 02: Datos para gráfica de Prueba Campar.


PRUEBA CAMPAR INICIAL
CONSUMO DE COMBUSTIBLE (GPH)
70.0
60.0
50.0
40.0
30.0
20.0
10.0
0.0
800
850
900
950
1000
1050
1100
1150
1200
1250
n (RPM)
CONSUMO TEORICO
CONSUMO REAL
SERIE

b. <u>Prueba del Motor principal – Consumo de Combustible luego de la modificación</u>

Cuadro Nº 03: Prueba del Consumo de combustible después de la modificación.

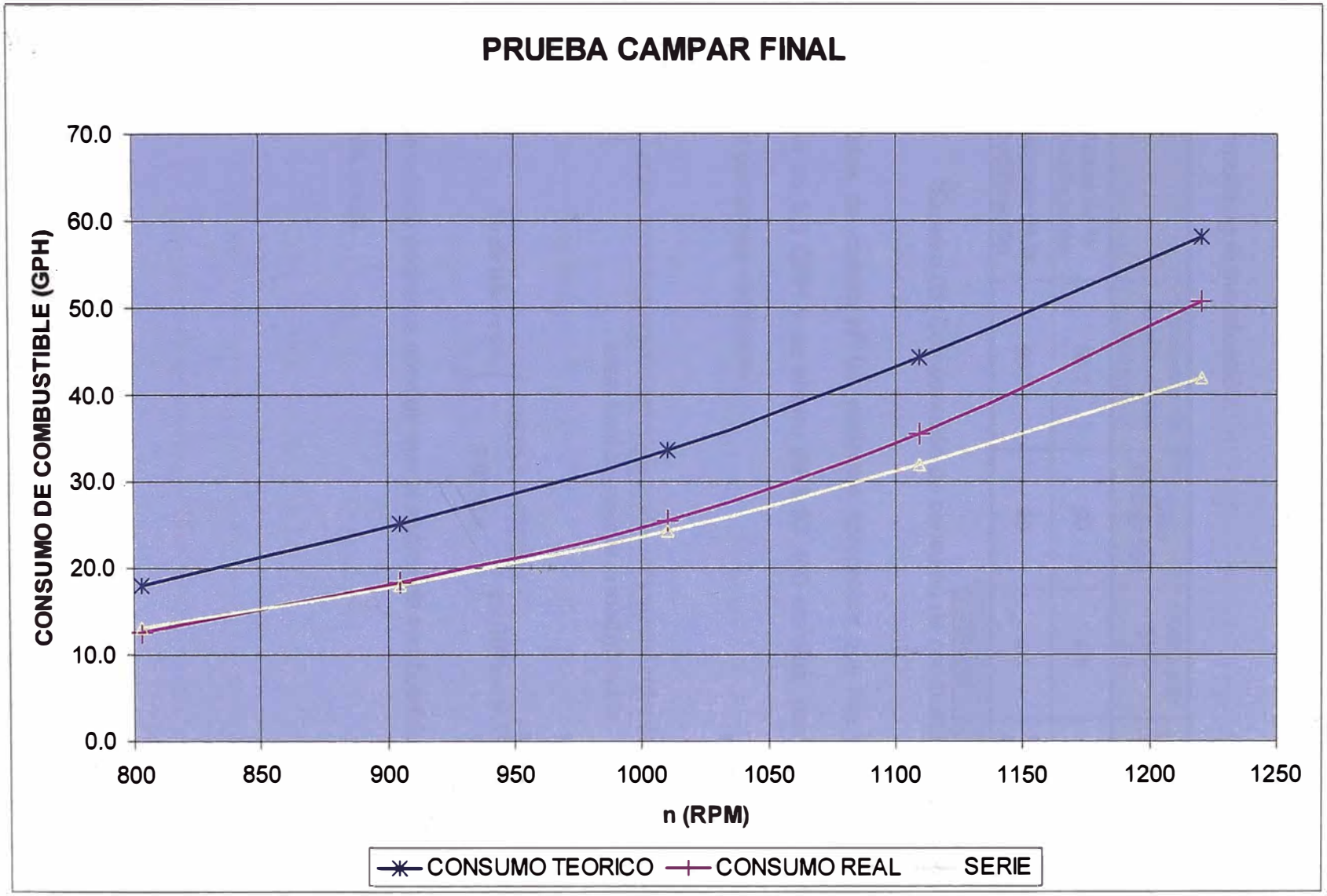
MAR NEGRO											
			cliente	CANTABRIA		prueba	1		fecha	27-04-07
			o / t			hr	26 590		trans	Reintjes
			mod	3512		turbo	120 9188		mod	WAF-741
¿ prueba con red ?			s / n	66Z00680		inyec	4P 9075		s / n	61595
SI		SPECS	arr	2W 8868		tmg	85.8		reduc	3.952 : 1
¿ prueba con panga ?		3512	hp	1200 "A"		rack	12.30		T° amb	20°C
SI		1200 hp	rpm	1200		hi idle	1310		T° mar	17°C
¿ prueba con carga ?		2T8632	spec	2T8632		hélice			prof	
NO		2W 8868								
1.1 Velocidad del Motor	**rpm**	**1240 ± 40**	1220	1109	1010	905	803		culatas	
1.2 Presión en Transmisión	**psi**	**335 ± 20**	340						#	°C
1.3 Temp. Aceite Trans. Ent.	**°C**	**58 ± 12**	51						1	*
1.4 Temp. Aceite Trans. Sal.	**°C**	**50 ± 10**	42						2	**548**
1.5 Temp. Agua Trans. Ent.	**°C**	**< 37**	20						3	**546**
1.6 Temp. Agua Trans. Sal.	**°C**	**< 39**	22						4	**547**
2.1 Temp. Aire Filtro Izq.	**°C**	**< 35**	35						5	**555**
2.2 Temp. Aire Filtro Der.	**°C**	**< 35**	33						6	**546**
2.3 Temp. Aire Turbo Izq.	**°C**	**155 ± 15**	153						7	**547**
2.4 Temp. Aire Turbo Der.	**°C**	**155 ± 15**	148						8	**549**
2.5 Temp. Aire Múltiple	**°C**	**99 ± 8**	79						9	**540**
2.6 Presión Aire A/C Ent.	**in Hg**	**52 ± 2**	40	25	15	7	3		10	*

2.7 Presión Aire A/C Sal.	**in Hg**	**51 ± 2**	39						11	**523**
2.8 Restricción en Filtro Izq.	**in H^2O**	**< 10**							12	**554**
2.9 Restricción en Filtro Der.	**in H^2O**	**< 10**								
3.1 Contrapres. Escape	**in H^2O**	**< 13½**								
3.2 Temp. Múlt. Esc. Izq.	**°C**	**560 ± 25**								
3.3 Temp. Múlt. Esc. Der.	**°C**	**560 ± 25**								
3.4 Temp. Esc. Turbo Izq.	**°C**	**420 ± 30**	423							
3.5 Temp. Esc. Turbo Der.	**°C**	**420 ± 30**	410							
4.1 Presión de Petróleo	**psi**	**60 ± 10**	62							
4.2 Avance de cremallera	**mm**	**< 14.3**	12.3						acción	válvula
4.3 Consumo	**gph**	**58.5 ± 1.5**	50.7	35.5	25.5	18.3	12.5		avante	
4.4 Temp. Petróleo Ent.	**°C**	**< 35**	29						atras	
4.5 Temp. Petróleo Sal.	**°C**	**45 ± 7**	42						carga	
5.1 Temp. Agua A/C Ent.	**°C**	**85 ± 3**	73						variable	
5.2 Temp. Agua A/C Sal.	**°C**	**92 ± 3**	79						enganc	
5.3 Temp. Agua K/C Ent.	**°C**	**92 ± 3**	79						refuerzo	
5.4 Temp. Agua K/C Sal.	**°C**	**55 ± 15**	24							
5.5 Temp. Agua O/C Ent.	**°C**	**85 ± 3**	71						frenado	
5.6 Temp. Agua O/C Sal.	**°C**	**86 ± 3**	72						rpm	seg
5.7 Temp. Aceite O/C Ent.	**°C**	**103 ± 8**	95						mín	
5.8 Temp. Aceite O/C Sal.	**°C**	**93 ± 6**	87						600	
6.1 Presión de Aceite	**psi**	**58 ± 8**	63						800	
6.2 Presión de carter	**in H^2O**	**1 ± 1**	0						1000	
7.1 Humo Subjetivo	**visual**	**visual**	OK						1200	
7.2 Velocidad Embarcación	**knt**	**> 8**	13.2						máx	

Del cuadro Nº 03 tenemos los siguientes datos:

n (RPM)	Consumo de Combustible (GPR) TEORICO	Consumo de Combustible (GPR) REAL
803	18.0	12.5
905	25.0	18.3
1010	33.6	25.5
1109	44.3	35.5
1220	58.1	50.7

Cuadro Nº 04: Datos para gráfica de Prueba Campar.


PRUEBA CAMPAR FINAL
CONSUMO DE COMBUSTIBLE (GPH)
70.0
60.0
50.0
40.0
30.0
20.0
10.0
0.0
800
850
900
950
1000
1050
1100
1150
1200
1250
n (RPM)
CONSUMO TEORICO
CONSUMO REAL
SERIE

Con los cuadros Nº 01 y 03 comparamos el costo de consumo de combustible antes y después de la modificación:

	Consumo de Combustible (GPH)	Días trabajados	Costo por galón ($)	Costo total ($)
Antes de la Modificación	56.2	90	4.5	546264
Después de la Modificación	50.7	90	4.5	492804
			Ahorro	**53460**

Cuadro 05: Comparación de consumo de combustible

Con los datos del cuadro Nº 05, podemos comprobar que hay una reducción de combustible de 5.5 GPH y un ahorro de $ 53 460 anuales, con lo cual podemos expresar el porcentaje del ahorro:

$$\%\ de\ ahorro = \left(\frac{costo\ total\ despues\ de\ la\ modificación - costo\ total\ antes\ de\ la\ modificación}{costo\ total\ despues\ de\ la\ modificación} \right) x100\%$$

$$\%\ de\ ahorro = \left(\frac{546264 - 492804}{546264} \right) x100\% = 9.79\%$$

Con este resultado podemos concluir que el ahorro de combustible se reduce en casi un 9.8% anual.

4.3.2 Instalación

La instalación del motor de propulsión tiene gran importancia, y deberá ser diseñada teniendo en cuenta todas las recomendaciones de los fabricantes. El diseño de la sala de máquinas influirá en la confiabilidad, eficiencia y vida del motor.

Los sistemas dentro de la sala de máquinas (montaje, ventilación, enfriamiento y combustible) deben ser diseñados de tal forma que permitan la operación del motor dentro de sus parámetros de diseño en todas las posibles situaciones de la embarcación. Si el diseño de la sala de máquinas permite excesiva vibración del motor o temperaturas del aire de la entrada y/o del escape elevadas, la vida del motor será mas corta de lo esperado.

4.3.2.1 Montaje

La fundación del motor de propulsión debería tener suficiente rigidez para transmitir las fuerzas estáticas y dinámicas desde el motor hacia la fundación.

La fundación deberá cumplir con lo siguiente:

- Facilitar la instalación con resina.
- Permitir la instalación de dispositivos de limitación de movimiento para evitar la rotura de conexiones de refrigeración marina, tubos de escape o cualquier otra conexión durante condiciones extremas como mal tiempo, accidentes, colisión, varada, etc.

Además la fundación del motor y caja reductora debería ser diseñados para absorber cargas de:

- Vibración del Casco.

- Empuje de la hélice.
- Empuje y torque del motor.
- Movimiento de la nave en el mar.
- Efectos térmicos, estáticos y dinámicos.
- Contramarchas de emergencia.

El montaje del motor sobre la fundación deberá ser hecho con mucho cuidado. El montaje mas común en barcos pesqueros es tipo rígido hecho con resina, también se puede usar espaciadores de acero para los montajes rígidos. Cuando se usa resina, los planes de montaje deberían ser revisados por el fabricante de resinas, aunque normalmente el astillero tiene la responsabilidad final del montaje. La mayoría de los aseguradores marítimos aceptan el montaje con resina.

Se deberá asegurar el uso máximo de dos pernos guía en el montaje del motor los que deberían ser montados en los costados cerca al lado posterior de este. Todos los otros alojamientos para pernos de anclaje deberán tener espacio para el crecimiento térmico del motor.

Otro tipo de montaje es montaje de aislación. Este sistema permite aislar el Casco de las vibraciones el motor o viceversa. En este sistema se deberá poner mucho cuidado con las conexiones entre el motor y los sistemas circundantes como de aire, escape y combustible. En un sistema de montaje de este tipo hay mucho mas movimiento del motor en relación a la fundación por lo que habrá que asegurar que las conexiones permitan este movimiento adicional.

4.3.2.2 Alineación

En el proceso de alineación se deberá considerar las compensaciones para el crecimiento térmico que se produce entre las temperaturas de condiciones de descanso a las temperaturas de condiciones de operación del motor.

Antes de empezar el alineamiento del motor deberá completarse el alineamiento del eje, hélice y caja reductora. Para el proceso de alineación final el barco deberá estar en el agua con todos los equipos de pesca instalados o simulados, lastrados, y los tanques de combustible y agua llenos a su nivel de operación normal.

Deberá chequearse el alineamiento entre la cara de la volante y la brida de entrada de la caja reductora antes de fijarse al motor y a su respectivo acoplamiento flexible. También se chequeará el juego axial del cigüeñal de motor en el eje de la entrada de la caja reductora.

Durante la instalación del acoplamiento flexible se deberá asegurar la suficiente tolerancia para evitar la restricción del movimiento del cigüeñal del motor y del eje de la caja reductora.

Como ultimo paso se deberá hacer un chequeo final de la deflexión del cigüeñal en condiciones caliente y frío antes de dar por terminado el proceso de alineación del motor.

Condiciones para el Motor: Las más frecuentes discordancias provienen de la dificultad de establecer la potencia real del motor de propulsión. Ya para el cálculo de la hélice se han efectuado deducciones sobre la potencia, originadas en parte por la instalación, transmisión, escape, etc., en parte por el estado y la regulación. La única condición que prácticamente puede imponerse referente al estado del motor es que este sea óptimo en todo su aspecto funcional. Si el motor es nuevo, debe someterse previamente a una marcha con régimen reducido para su asentamiento, considerándose 25 horas de marcha como mínimo para poder realizar una prueba de velocidad máxima.

El combustible debe estar limpio, adecuado y afluir libremente (filtros limpios), el aceite lubricante del motor debe hallarse en perfecto estado. La temperatura del agua de refrigeración debe también controlarse, siendo conveniente que el motor trabaje mas bien caliente (salida del agua a 80º C aproximadamente), pero nunca muy frío.

Existe una serie de instrumentos de control para la marcha del motor, pero ninguno que en forma efectiva y sencilla indique la potencia que el motor desarrolla.

Juntamente con el motor y sus instalaciones debe cuidarse que el eje de propulsión gire liviano, que la hélice se encuentre en perfecto estado sin melladuras o torsión en sus palas por haberse golpeado contra fondo u objetos flotantes, y que no haya plantas acuáticas enredadas en hélice o timón.

Los instrumentos de Medición: La prueba del motor, ya sea para máxima o progresivas, necesita indefectiblemente de dos mediciones simultáneas: velocidad de la embarcación, y régimen de revoluciones del motor. Una tercera medición, también simultanea, consiste en establecer el consumo de combustible, y los tres valores en conjunto permiten efectuar un análisis de mucha utilidad tanto para el usuario de la embarcación como para el ingeniero de diseño.

La medición de la velocidad podría realizarse con empleo de velocímetros, que existen en la actualidad de diversos tipos.

Se debe usarse un tacómetro de precisión, generalmente de mano, aplicable a cualquier parte móvil del motor por medio de diversos agregados.

Elementos para prueba: El tacómetro de precisión debe ser usado con cautela, pues las vibraciones existentes sobre el motor pueden influir sobre la exactitud de su indicación. Otras veces falta una posibilidad de aplicarlo al eje cigüeñal, usándose en su lugar otro eje de mandada secundario, cuya relación de velocidad debe verificarse. Para otros acoplamientos y usos, los tacómetros traen en su equipo una pieza en rotación para la medición de las revoluciones.

Finalmente, debe controlarse la relación del reductor de velocidad que puede existir adosado al motor. Difícilmente sea de una relación tan

simple como 2:1, sino que probablemente sea de 2.04:1 o de 1.94:1, aun cuando el catalogo diga 2:1.

CAPITULO V:

EVALUACION ECONOMICA DE MANTENIMIENTO DEL SISTEMA DE PROPULSION

5.1 OBJETIVO

Determinar la disminución de los costos de mantenimiento en una varada para su carena y las mejoras de consumo de combustible de la embarcación.

5.2 EVALUACION ECONOMICA PREVIO A LA MODIFICACION

En el cuadro Nº 03 podemos apreciar el costo de mantenimiento del sistema de propulsión antes de la modificación.

5.3 EVALUACION ECONOMICA LUEGO DE LA MODIFICACION

En el cuadro Nº 04 podemos apreciar el costo de mantenimiento del sistema de propulsión después de la modificación.

CUADRO Nº 03 DE LA EVALUACIÓN ECONOMICA PREVIO A LA MODIFICACION DEL SISTEMA DE PROPULSION.

COSTOS DE MANTENIMIENTO DEL SISTEMA DE PROPULSION ANTES DE LA MODIFICACION

ITEM	DESCRIPCION	UM	CANT.	COSTO (S/.)	
				UNIT.	TOTAL
1	ARANDELA DE PRESION DE 1" AC. SAE 1020	PZ	8.00	0.39	3.12
2	AZUCAR RUBIA	KG	5.00	1.55	7.75
3	AZUL DE PRUSIA EN CHISGUETE DE 18 gr.	PZ	1.00	3.23	3.23
4	BARRA RED. 2" x 700	PZ	0.12	311.42	37.37
5	BARRA RED. 2.1/2" x 700	PZ	0.12	720.08	86.41
6	BARRA REDONDA BRONCE 1" X 5000 MM.	PZ	2.50	275.40	688.50
7	BARRA REDONDA BRONCE 5/8" X 800 MM.	PZ	0.27	171.36	46.27
8	BENTONITA	KG	8.00	1.85	14.80
9	CEMENTO BLANCO	KL	15.00	1.40	21.00
10	DESINFECTANTE GRADO 1	PZ	1.00	2.55	2.55
11	DETERGENTE EN POLVO	KL	2.00	3.03	6.06
12	EMPAQUETADURA EN PLANCHA 1/4" JEBE/LONA X 1000 X 1000 MM.	KG	9.60	4.95	47.52
13	EMPAQUETADURA SINTETICA C/TEFLON CUAD. 3/4" X 7 000 MM.	KL	3.72	146.13	543.60
14	ESTAÑO	KG	6.00	57.11	342.66
15	GAS AGASOL	PZ	3.00	34.00	102.00
16	GAS OXIGENO	M3	40.00	3.00	120.00

17	GRASA MOBILUX EP - 2	KL	2.00	15.58	31.16
18	GRASA NICKEL ANTI - SEIZE LOCTITE 771 - 64 ENVASE 0.5 KG	PZ	1.00	109.51	109.51
19	JEBE NEOPRENE 1/2"	MT	0.70	3.98	2.79
20	JEBE NEOPRENE 1/4"	MT	0.70	1.90	1.33
21	LAMINA DE BRONCE 0.005" X 6"	PULG	60.00	0.84	50.40
22	LAMINA DE BRONCE 0.010" X 6"	PULG	60.00	0.98	58.80
23	LIJA AL AGUA Nº 280	PZ	6.00	1.20	7.20
24	LIJA DE AGUA Nº 320	PZ	6.00	1.32	7.92
25	LIJA P/FIERRO Nº 40 - 3	PZ	12.00	1.16	13.92
26	LIJA P/FIERRO Nº 80 - 1.1/2	PZ	12.00	0.99	11.88
27	METAL ANTIFRICCION BABBITT	KL	180.00	48.16	8668.80
28	PERNO HEXAGONAL DE 1" X 5" AC. SAE GRADO 8	PZ	8.00	4.92	39.36
29	PERNO HEXAGONAL DE 5/8" X 4" AC. SAE 1020 HC	PZ	8.00	0.78	6.24
30	PETROLEO DIESSEL	GAL	15.00	10.10	151.50
31	PL. 1/32" BCE SAE 40 X 609.6 X 1219.2 MM.	KL	4.76	60.90	289.88
32	PL. 1/64" BCE SAE 40 X 609.6 X 1219.2 MM.	KL	2.38	66.20	157.56
33	PLANCHA DE ACERO GALVANIZADO 1/32" X 1000 X 1200	M2	1.20	75.92	91.10
34	SAL DE AMONIACO	KG	3.00	58.80	176.40
35	SAL DE SODA INDUSTRIAL	KL	1.50	3.20	4.80
36	SOLDADURA AUTOGENA FONTARGEN	KG	0.75	69.14	51.86
37	SOLDADURA ELECT. CELLOCORD E-6011 DE 5/32"	KL	2.00	5.02	10.04
38	TRAPO INDUSTRIAL	KL	12.00	1.84	22.08

39	TUERCA HEXAGONAL BRONCE 1"	PZ	26.00	8.35	217.10
40	TUERCA HEXAGONAL BRONCE 5/8"	PZ	4.00		0.00
41	TUERCA HEXAGONAL DE 1" AC. SAE GRADO 8	PZ	16.00	1.06	16.96
42	TUERCA HEXAGONAL DE 1.1/8" SAE 1020	PZ	8.00	0.60	4.80
43	TUERCA HEXAGONAL DE 5/8" AC. SAE 1020 HC	PZ	8.00	0.23	1.84
		TOTAL MATERIALES			**S/. 12 278.07**
		MANO DE OBRA MAQUINADO			**S/. 9 628.80**
		MANO DE OBRA MONTAJE			**S/. 8 100.00**
		COSTO TOTAL			**S/. 30 006.87**

CUADRO Nº 04 DE LA EVALUACIÓN ECONOMICA DESPUES DE LA MODIFICACION DEL SISTEMA DE PROPULSION.

COSTOS DE MANTENIMIENTO DEL SISTEMA DE PROPULSION DESPUES DE LA MODIFICACION

ITEM	DESCRIPCION	UM	CANT.	COSTO (S/.)	
				UNIT.	TOTAL
1	AZUCAR RUBIA	KG	1.50	1.55	2.33
2	AZUL DE PRUSIA EN CHISGUETE DE 18 gr.	PZ	1.00	3.23	3.23
3	BARRA RED. 2" x 700	PZ	0.12	311.42	37.37
4	BARRA RED. 2.1/2" x 700	PZ	0.12	720.08	86.41
5	BARRA REDONDA BRONCE 1" X 600 MM.	PZ	0.30	275.40	82.62
6	BENTONITA	KG	1.75	1.85	3.24
7	CEMENTO BLANCO	KL	15.00	1.40	21.00
8	DESINFECTANTE GRADO 1	PZ	1.00	2.55	2.55
9	DETERGENTE EN POLVO	KL	1.00	3.03	3.03
10	EMPAQUETADURA EN PLANCHA 1/4" JEBE/LONA X 600 X 1000 MM.	KG	6.35	4.95	31.43
11	EMPAQUETADURA SINTETICA C/TEFLON CUAD. 1" X 4 000 MM.	KL	3.60	142.31	512.32
12	ESTAÑO	KG	2.00	57.11	114.22
13	GAS AGASOL	PZ	2.00	34.00	68.00
14	GAS OXIGENO	M3	20.00	3.00	60.00
15	GRASA NICKEL ANTI - SEIZE LOCTITE 771 - 64 ENVASE 0.5 KG	PZ	1.00	109.51	109.51
16	JEBE NEOPRENE 1/2"	MT	0.70	3.98	2.79

17	JEBE NEOPRENE 1/4"	MT	0.70	1.90	1.33
18	LIJA DE AGUA Nº 320	PZ	6.00	1.32	7.92
19	LIJA P/FIERRO Nº 40 - 3	PZ	6.00	1.16	6.96
20	LIJA P/FIERRO Nº 80 - 1.1/2	PZ	8.00	0.99	7.92
21	METAL ANTIFRICCION BABBITT	KL	58.00	48.16	2793.28
22	PETROLEO DIESSEL	GAL	4.00	10.10	40.40
23	PLANCHA DE ACERO GALVANIZADO 1/32" X 700 X 700	M2	0.49	75.92	37.20
24	SAL DE AMONIACO	KG	1.00	58.80	58.80
25	SAL DE SODA INDUSTRIAL	KL	1.50	3.20	4.80
26	SOLDADURA AUTOGENA FONTARGEN	KG	0.25	69.14	17.29
27	SOLDADURA ELECT. CELLOCORD E-6011 DE 5/32"	KL	2.00	5.02	10.04
28	TRAPO INDUSTRIAL	KL	10.00	1.84	18.4
29	TUERCA HEXAGONAL BRONCE 1"	PZ	6.00	8.35	50.10
30	TUERCA HEXAGONAL DE 1.1/8" SAE 1020	PZ	8.00	0.60	4.80
		TOTAL MATERIALES			**S/. 4 199.27**
		MANO DE OBRA MAQUINADO			**S/. 4 161.60**
		MANO DE OBRA MONTAJE			**S/. 6 390.00**
		COSTO TOTAL			**S/. 14 750.87**

Comparando los cuadros 03 y 04 podemos expresar lo siguiente:

$$\%\ de\ ahorro = \left(\frac{costo\ despues\ de\ la\ modificación - costo\ antes\ de\ la\ modificación}{costo\ despues\ de\ la\ modificación} \right) x100\%$$

$$\%\ de\ ahorro = \left(\frac{30006.87 - 14750.87}{30006.87} \right) x100\% = 50.842\%$$

Con este resultado podemos concluir que el costo de mantenimiento del sistema de propulsión se reduce en casi un 51% por cada vez que se realice una reparación del sistema de propulsión de la embarcación, siendo el tiempo de mantenimiento del sistema de propulsión y gobierno aproximadamente de 2 años.

CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

CONCLUSIONES:

Generales:

Al término de este trabajo de investigación y pruebas objetivas se establece que existe una reducción significativa en el consumo de combustible de casi el 9.8% y en el mantenimiento del sistema de propulsión de casi el 51% por lo que considero que todo trabajo científico debe tener como objetivo descubrir las ventajas económicas y la eficiencia en los servicios que requiere las embarcaciones.

Se ha llegado a comprobar por la prueba campar inicial que la hélice usada antes de la modificación es permitible su uso pero con alto consumo de combustible, debido a que la curva obtenida según la prueba esta muy cercana a la curva teórica.

Del mismo modo se desprende de la prueba campar final que la hélice usada después de la modificación resulta muy ventajosa, porque el consumo de combustible se reduce debido a que la curva se encuentra por debajo de la teórica. Hecho que debe quedar como una prueba útil y de mucha ventaja económica que se busca permanentemente con este tipo de pruebas.

Específicas:

Con este trabajo de modificaciones de logrará que las embarcaciones cuenten con un sistema de frío para realizar pesca de especies que tienen su habitad a grandes distancias de la costa como por ejemplo Jurel y caballa, lo cual permite la conservación adecuada y en buen estado de las especies capturadas.

Para alcanzar el logro de ahorro de combustible se debe reducir la longitud y los elementos de apoyo (chumaceras, bocinas, coples y ejes) del mismo modo del sistema de propulsión, se reduce la fricción, disminuyendo la pérdida de eficiencia de la potencia del motor; hechos que permitirá el funcionamiento de las embarcaciones con sistemas cada vez mas modernos.

A consecuencia del ahorro de mantenimiento y consumo de combustible que se generaría con este tipo de modificaciones de sala de maquinas de proa a popa, se han ampliados las modificaciones de embarcaciones de la misma Pesquera Cantabria como son Magallanes y Atlántico IV, como también las embarcaciones Cajamarca 6 de Pesquera Rosario, Mary de Pesquera Isla de ONS modificaciones realizadas en el año 2008 y por ultimo la Capricornio 5 de Pesquera Capricornio efectuada en el presente año, cabe destacar que todas estas modificaciones fueron realizadas en el SIMA Chimbote. Por lo que han quedado objetiva y científicamente demostradas que las modificaciones indicadas se irán incrementado cada día más, por las ventajas económicas y de mantenimiento que toda empresa busca con viabilidad a la modernidad que se demuestra con el avance de la tecnología en estos menesteres.

RECOMENDACIONES:

Un buque pesquero de cerco deberá tener satisfactoriamente todas las cualidades de maniobrabilidad como son facilidad de evolución, estabilidad de ruta y facilidad de cambio de rumbo, pero la más importante seria la facilidad de evolución, con el objetivo de cerrar el círculo de las redes lo más antes posible.

Para la lubricación de descansos y prensaestopa de popa, se recomienda utilizar una grasa según especificaciones técnicas y el tiempo establecido para el engrase deben de ser iguales, que no deberá ser mayor a 2 horas.

La hélice mas optima no solo depende de la potencia del motor, también se tiene que tener en cuenta la forma de la embarcación (líneas de forma) y las luces que tiene para la instalación de la hélice.

Una hélice bien diseñada y calculada para una determinada embarcación, disminuirá el consumo de combustible y prolongara la vida del motor.

Este presente estudio servirá de base a nuevos estudios de modificaciones que se vienen realizando a este tipo de embarcaciones pesqueras sobre el sistema de propulsión, usando nuevas tecnologías y sistemas concurrentes.

La ingeniería naval tiene un reto muy grande, de seguir con las investigaciones y pruebas al mismo ritmo que avanza la tecnología, al servicio del sector y las empresas que buscan ventajas tecnológicas y económicas.

BIBLIOGRAFIA

- **TEXTOS:**

GERR DAVE. Propeller Handbook The Complete Reference for Choosing, Installing, and Understanding Boat Propellers. Editado por Jonathan Eaton y David Oppenhein. Estados Unidos 1989.

Baader Juan. Cruceros y lanchas, veloces. Su Dinámica, propulsión y navegación. Editado por nautita Baader. Buenos Aires – Argentina 1951.

GERMANISCHER LLOYD Clasificación y Construcción Parte 1 Buques de Altura. Capitulo 8 Buques de Pesca. Editado por Germanischer Lloyd. Hamburg 1991.

- **REVISTAS:**

Baquero Antonio. La maniobrabilidad del buque pesquero. Publicación Nº 123. Madrid Agosto 1987.

Ing. Helm Dennis R. IPEN JOURNAL. Instalación y aplicación de motores marinos en Embarcaciones Pesqueras CATERPILAR JULIO 1997 Nº 20

- **VIRTUAL:**

http://www.fao.org/docrep/009/x0487s/X0487S05.htm

http://upcommons.upc.edu/ocw/diposit/material/23145/23145.pdf

http://www.tpl-es.com/preguntas_y_respuestas_de_la_helice.html

http://www.motorcies.com/Reportajes/Review_helices/Review_helices.html

http://www.ricepropulsion.com/TNLS/SistemasdePropulsion.htm

http://www.ricepropulsion.com/TNLS/propulsion_de_barcos.htm

http://clouds.nl/Gamma/zeilbootpropeller/propellervergelijk-es.htm

http://www.advaserver.com.ar/a2/aplicaciones/APP097/libreria/Archivos_PDF/Guia grasas_shell.pdf

http://www.shell.com/static/es-es/downloads/51327.pdf

- **FORMATOS:**

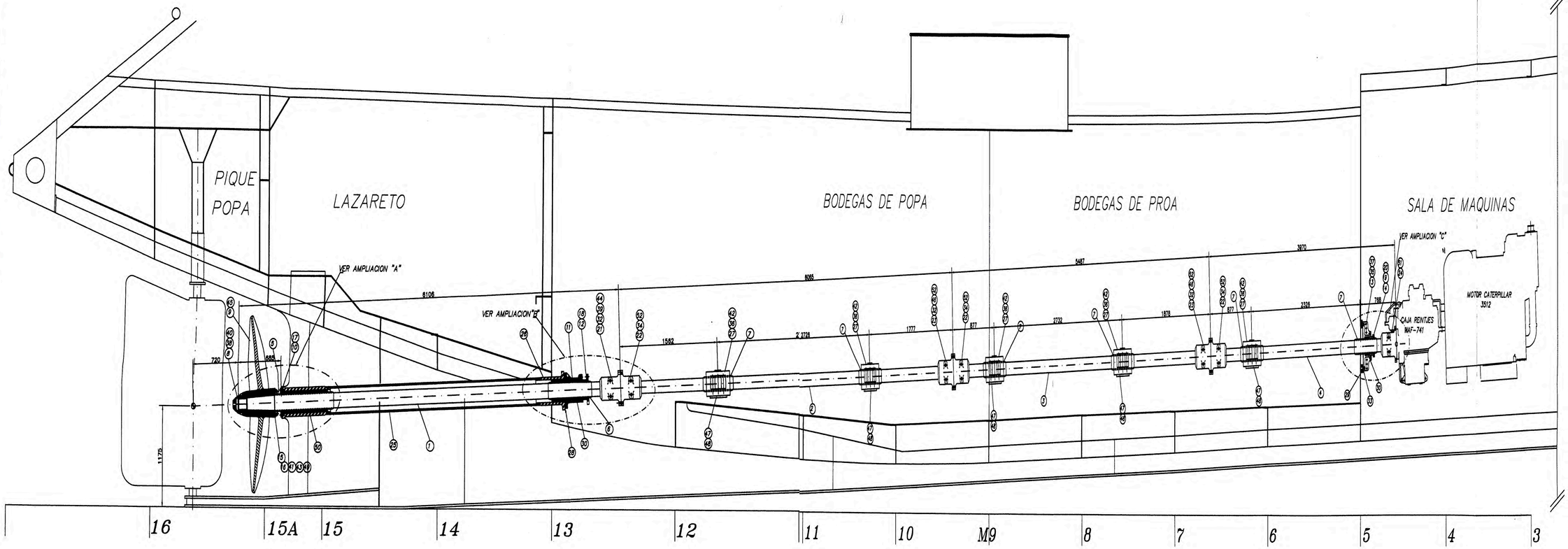
Prueba de Navegación de Motores Caterpillar. Formato de datos del motor. CATERPILLAR

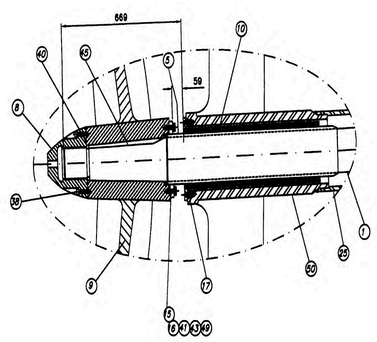
Formato de Prueba de Navegación temperaturas de descansos. SIMA CHIMBOTE.

Formato de Chequeo de paso de Hélice. SIMA CHIMBOTE.

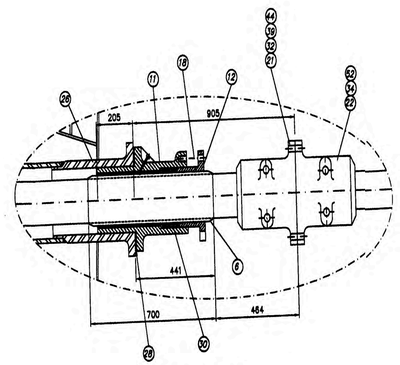
PLANOS

- ENSAMBLE GENERAL DEL SISTEMA DE PROPULSION ANTES DE LA MODIFICACION.
- ENSAMBLE GENERAL DEL SISTEMA DE PROPULSION DESPUES DE LA MODIFICACION.



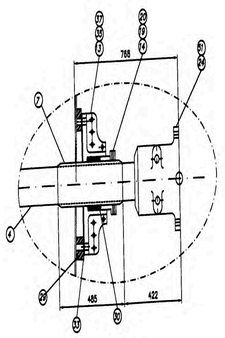


AMPLIACION "A"
ESCALA: 1:12.5



AMPLIACION "B"
ESCALA: 1:12.5

ELEVACION LONGITUDINAL



AMPLIACION "C"
ESCALA: 1:12.5

PROPIEDADES DEL ACERO SAE 1045		PROPIEDADES DEL ACERO SAE 1020	
LIMITE DE FLUENCIA	: 363 N/mm2	LIMITE DE FLUENCIA	: 246 N/mm2
RESISTENCIA A LA TRACCIÓN	: 638 N/mm2	RESISTENCIA A LA TRACCIÓN	: 465 N/mm2
ELONGACIÓN	: 15 %	ELONGACIÓN	: 20 %
		REDUCCION DE AREA	: 52 %

CARACTERISTICAS GENERALES

ESLORA TOTAL . . . . . 37.26 m.
MANGA MOLDEADA . . . . . 7.92 m.
PUNTAL MOLDEADO . . . . . 3.84 m.

INFORMACIÓN TÉCNICA:

- DATOS DEL MOTOR:
  MARCA : CATERPILLAR
  POTENCIA : 3512
  MODELO : 1207 HP @ 1200 RPM
- DATOS DE LA CAJA REDUCTORA:
  MARCA : RENTJES
  MODELO : WAF-741
  RATIO : 3.652 : 1
- CHAVETA DE ACERO SAE 1020
- BOCINA DE BRONCE GUN METAL PARA LOS APOYOS EN LOS EJES:
  COMPOSICION COBRE . . . . 88.0 %
  ESTAÑO . . . . 10.0 %
  ZINC . . . . . 2.0 %
- EJES PROTEGIDOS EN LAS ZONAS EXPUESTAS A CONTACTO CON EL AGUA DE MAR CON FORRO DE TELA DE FIBRA DE VIDRIO IMPREGNADO CON RESINA POLIESTER.

POS	CANT.	DESCRIPCION	MATERIAL	OBSERV.
53	10 PZAS.	PASADOR DE ø25.4 x 280 LONG. C/T. HEXAG.	ACERO AIS 1020	PARA COPLES INTERM.
51	8 PZAS.	PASADOR DE ø25.4 x 280 LONG. C/T. HEXAG.	ACERO AIS 1020	PARA COPLE MOTOR
50	1 PZA.	BOCHARDA DE 634ø EXT. X ø280 INT. X 780 mm LONG.	ACERO SAE 1020	P/ TUBO CODASTE
49	1 PZA.	ANILLO DE 8.5 X ø177.8 INT. X ø203.6 EXT.	BRONCE GUN METAL	PARA AJUSTE DE EJE COLA+HELICE
48	20 PZAS.	PERNO HEXAG. DE 9 25.4 x 180 LONG. C/T. Y CONTRATUERCA	ACERO AIS 1020	PARA AJUSTE DE CHUMACERA
47	20 PZAS.	ARANDELA PLANA PARA PERNOS DE 9 25.4 (1"9)	ACERO AIS 1020	PARA PERNOS DE AJUSTE CHUMACERA
46	2 PZAS.	CHAVETA DE 32 X 32 X 256 mm LONG.	ACERO AIS 1020	PARA EJES INTERMEDIOS
45	1 PZA.	CHAVETA DE 32 X 25.4 X 325 mm LONG.	ACERO AIS 1020	P/ LA HELICE
44	1 PZA.	CHAVETA DE 32 X 32 X 256 mm LONG.	ACERO AIS 1020	PARA EJE DE COLA
43	1 PZA.	ORING DE 12.7 ESP. x ø302 INT	XOE-NEOPRENE	PARA ARGOLLO PARA EJE COLA
42	5 PZAS.	ARGOLLO DE ø76 INT. x ø82 EXT. C/U.	NEOPRENE	P/ CHUMACERA AUTOALINEADOS
41	1 PZA.	ORING DE 8.5 DE ESP. x ø222.3 INT.	XOE-NEOPRENE	PARA ARGOLLO PARA EJE COLA
40	1 PZA.	ARGOLLO DE ø168 INT. x ø178 EXT.	NEOPRENE	P/ TUBOS DEL EJE DE COLA
39	2 PZAS.	PASADOR DE ø25.4 x 280 LONG. C/T. HEXAG.	ACERO AIS 1020	PARA COPLE DEL EJE DE COLA
38	2 PZAS.	PERNO HEXAG. DE ø12.7 x 75 LONG. S/T.	ACERO INOX. AIS 316	P/ TUBOS DEL EJE DE COLA
37	6 PZAS.	PERNO HEXAG. DE ø19.05 x 65 LONG. C/T.	ACERO AIS 1020	P/ CHUMACERA AUTOALINEADOS
36	20 PZAS.	ESPARRAGO DE ø25.4 x 171 LONG. C/T y CONTRATUERCA	ACERO AIS 1020	P/ CHUMACERA AUTOALINEADOS
35	10 PZAS.	PERNO HEXAG. DE ø25.4 x 50 LONG. S/T.	ACERO AIS 1020	P/ CHUMACERA DE PROA
34	3 PZAS.	CHAVETA DE 38 X 38 X 394 mm LONG.	ACERO AIS 1020	PARA EJES INTERMEDIOS
33	1 PZA.	EMPAQUETADURA 6.4 mm. ESP.	XOE- LONA	P/ CHUMACERA DE PROA
32	24 PZAS.	PERNO EXAG. ø25.4 x 125 LONG. C/T. y CONTRATUERCA HEXAG.	ACERO AIS 1020	PARA COPLES
31	4 PZAS.	PERNO EXAG. ø25.4 x 140 LONG. C/T. y CONTRATUERCA HEXAG.	ACERO AIS 1020	P/ CHUMACERA DE POPA
30	1 PZA.	EMPAQUETADURA DE 19 (3/4") x 19 (3/4") x 7 000 mm. LONG.	FIBRA SINTETICA CON TEFLON	P/ PROPULSION DE PROA Y POPA
29	1 PZA.	ARO DE REFUERZO x 20 mm ESP.	ACERO NAVAL GRADO A	PARA EL MAMPARO A MAMPARO
28	1 PZA.	EMPAQUETADURA 6.4 x 420 x 420	XOE- LONA	P/ CHUMACERA DE POPA
27	5 PZAS.	CHUMACERAS AUTOALINEANTES PARTIDAS ø177.8	FIERRO FUNDIDO ROTULA BRONCE	RODILLA CON CERROJILLO DE SEGURO
26	1 PZA.	BOCHARDA DE ø330 EXT. X ø287 INT. X 457mm LONG.	ACERO SAE 1020	P/ CHUMACERA DE EJE COLA
25	1 PZA.	TUBO DE ø304.8 (12") DIA. x 3 390 mm. LONG. SCH 80	ACERO ASTM A-53	P/ EL CODASTE
24	1 PZA.	COPLE DE ø279 EXT. X ø152 INT. X 330 mm LONG.	ACERO AIS 1020	PARA EJE INTERM. AL MOTOR
23	2 PZAS.	COPLE MACHO DE ø279 EXT. X ø152 INT. X 330 mm LONG.	ACERO AIS 1020	PARA EJE INTERM.
22	3 PZAS.	COPLE HEMBRA DE ø279 EXT. X ø152 INT. X 330 mm LONG.	ACERO AIS 1020	PARA EJE INTERM.
21	1 PZA.	COPLE MACHO DE ø279 EXT. X ø178 INT. X 330 mm LONG.	ACERO AIS 1020	PARA EJE COLA
20	2 PZAS.	PERNO EXAG. DE ø18 x 260 LONG. C/T.	BRONCE DULCE	P/ GUIAS PROVISION DE PROA
18	4 PZAS.	ESPARRAGO ø18.06x158 LONG. C/T Y CONTRATUERCA C/HEXAG.	BRONCE DULCE SAE 40	P/ GUIAS PROVISION DE PROA
17	3 PZAS.	ESPARRAGO ø25.4x185 LONG. C/T Y CONTRATUERCA C/HEXAG.	BRONCE DULCE SAE 40	P/ GUIAS PROVISION DE POPA
16	8 PZAS.	PERNO HEXAG. DE ø19 (3/8"9) x 38 LONG. S/T.	ACERO INOX. AIS 316	P/ BRIDA MAMP.
15	8 PZAS.	PERNO HEXAG. DE ø19 (3/8") x 30 LONG. S/T. NC	ACERO INOX. AIS 316	P/ BRIDA MODELLO DE LA HELICE
14	1 PZA.	BRIDA GUARD DE HELICE 19 ESP.	BRONCE GUN METAL	P/ MODELLO HELICE
13	1 PZA.	GUARD DE PROA (PARTIDO)	BRONCE GUN METAL	P/ PROPULSION DE PROA
12	1 PZA.	CAJA DEL PROPULSOR DE PROA (PARTIDA)	BRONCE GUN METAL	P/ EJE INTERMEDIO DE PROA
11	1 PZA.	GUARD DE POPA	BRONCE GUN METAL	P/ PROPULSION DE POPA
10	1 PZA.	CAJA DEL PROPULSOR DE POPA	BRONCE GUN METAL	PARA EJE COLA
9	1 PZA.	BOCINA MOTA ø260.35 (10 1/4"9) EXT. x ø203.2 (8"9) INT. x 749.3 mm (29 1/2") LONG.	BRONCE-XOE	PARA EJE COLA
8	1 PZA.	HELICE	BRONCE MANGANESO	PARA EJE COLA
7	1 PZA.	TUERCA DE HELICE	BRONCE GUN METAL	PARA EJE COLA
6	8 PZAS.	BOCINA DE ø177.8 EXT. X ø152.4 INT. X 485 mm LONG.	BRONCE GUN METAL	PARA EJES INTERM. CON CERR. DE CALIDAD
5	1 PZA.	BOCINA DE ø222.5 EXT. X ø177.8 INT. X 700 mm LONG.	BRONCE GUN METAL	PARA EJE COLA CON CERR. DE CALIDAD
4	1 PZA.	BOCINA DE ø203 EXT. X ø177.8 INT. X 940 mm LONG.	BRONCE GUN METAL	PARA EJE COLA CON CERR. DE CALIDAD
4	1 PZA.	EJE DE ø152.4 x 3 970 mm. LONG.	AC. SAE 1020	PARA EJE INTERMEDIO PROA
3	1 PZA.	EJE DE ø152.4 x 5 487 mm. LONG.	AC. SAE 1020	PARA EJE INTERMEDIO POPA
2	1 PZA.	EJE DE ø152.4 x 6 095 mm. LONG.	AC. SAE 1020	PARA EJE INTERMEDIO POPA
1	1 PZA.	EJE DE ø177.8 x 6 106 mm. LONG.	AC. SAE 1045	PARA EJE COLA

LISTA DE MATERIALES

E/P "MAR NEGRO" — PESQUERA "CANTABRA S.A."

SIMA CHIMBOTE — División de Diseño y Desarrollo

EMBARCACIÓN DE 37,26 m DE ESLORA

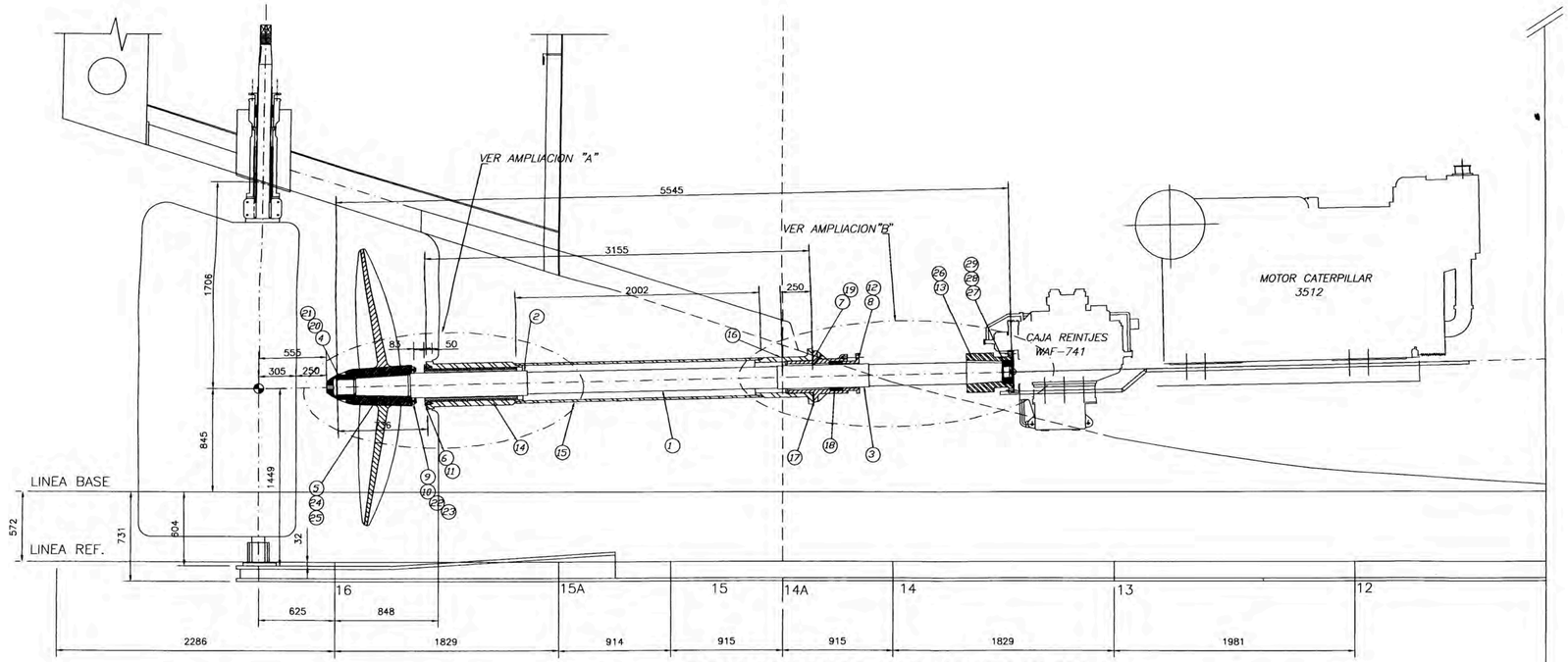
SISTEMA DE PROPULSION
ENSAMBLE GENERAL

DISEÑADO POR :	OPTO TECNICO
DIBUJADO POR :	J. SALINAS ALAYO
REVISADO POR :	Ing. J. BECERRA R.
APROBADO POR :	Ing. E. CANO L.
APROBADO POR :	Ing. E. CANO L.

PLANO NUMERO : SCH-98-111 — HOJA : 1 — DE : 1 — REV. : "0"
FECHA : 09-09-98 — ESCALA : 1:25 — UNIDADES : mm — No. PROYECTO : —

ESTE PLANO Y SU CONTENIDO SON PROPIEDAD INTELECTUAL DE SIMA PERU S.A. – PROHIBIDA SU REPRODUCCION SIN PREVIA AUTORIZACION

Rev N°	Descripción de Revisión	Fecha	Por	Aprobado
A	SE MODIFICO DIAMETRO DEL EJE COLA, DEBIDO A DESNIVELES EN EL EJE EXISTENTE.	2007-02-07		



ELEVACION LONGITUDINAL

POS	CANT.	DESCRIPCION	MATERIAL	OBSERV.
29	2 PZA.	PERNO SOCKET DE 1/2"ø x 1" LONG.	ACERO INOX. AISI 316	P° TUERCA COPLE
28	1 PZA.	ARANDELA DE FIJACION	ACERO AISI 1020	P° COPLE CAJA
27	1 PZA.	TUERCA DE COPLE	ACERO AISI 1020	P° COPLE CAJA
26	1 PZA.	CHAVETA DE 38 X 31 X 275 mm LONG.	ACERO AISI 1020	P° COPLE CAJA
25	1 PZA.	ANILLO DE 12.5 x ø175.1 INT. x ø203.6 EXT	BRONCE GUN METAL	PARA AJUSTE DE EJE COLA-HELICE
24	1 PZA.	CHAVETA DE 38 X 25.4 PROF X 350 mm LONG.	ACERO AISI 1020	P° LA HELICE
23	1 PZA.	ORING DE 12.7 ESP. x ø171.45 INT.	JEBE-NEOPRENE	PARA AROSELLO PARA EJE COLA
22	1 PZA.	ORING DE 9.5 DE ESP. x ø203 INT.	JEBE-NEOPRENE	PARA AROSELLO PARA EJE COLA
21	1 PZA.	AROSELLO DE ø200 EXT. x ø188 INT.	JEBE NEOPRENE	P° TUERCA DEL EJE DE COLA
20	2 PZAS.	PERNO EXAG. DE ø12.7 x 75 LONG. S/T.	ACERO INOX. AISI 316	P° TUERCA DEL EJE DE COLA
19	4 PZAS.	PERNO EXAG. ø31.75 x 140 LONG. C/T. y CONTRATUERCA EXAG.	ACERO AISI 1020	P° CAJA PRENSA-ESTOPA DE POPA
18	1 PZA.	EMPAQUETADURA DE 25.4 (1") x 25.4 (1") x 3 450 mm. LONG.	FIBRA SINTETICA CON TEFLON	P° PRENSAESTOPA DE PROA Y POPA
17	1 PZA.	EMPAQUETADURA 6.4 x 454 x 454 mm.	JEBE- LONA	P° CAJA PRENSA-ESTOPA DE POPA
16	1 PZA.	BOCAMAZA DE PROA	ACERO SAE 1020	P° CAJA PRENSA-ESTOPA EJE COLA EXIST.
15	1 PZA.	TUBO DE ø324 EXT (12"ø) DN. x 2002mm. LONG. SCH 80	ACERO ASTM A-53	P° EL CODASTE EXISTENTE
14	1 PZA.	BOCAMAZA DE POPA	ACERO SAE 1020	P° TUBO CODASTE EXISTENTE
13	1 PZA.	COPLE HEMBRA	ACERO AISI 1020	PARA EJE COLA
12	3 PZAS.	ESPARRAGO ø25.4x185 LONG. C/T Y CONTRATUERCA C/EXAG.	BRONCE DULCE SAE 40	P° GLAND PRENSA-ESTOPA DE POPA
11	8 PZAS.	PERNO EXAG. DE #16 (5/8"ø) x 38 LONG. S/T.	ACERO INOX. AISI 316	P° BOCINA MIXTA
10	6 PZAS.	PERNO EXAG. DE #16 (5/8") x 30 LONG. S/T. NC	ACERO INOX. AISI 316	P° BRIDA AROSELLO DE LA HELICE
9	1 PZA.	BRIDA GLAND DE HELICE 20 ESP.	BRONCE GUN METAL	P° AROSELLO HELICE
8	1 PZA.	GLAND DE POPA	BRONCE GUN METAL	P° PRENSAESTOPA DE POPA (EXISTENTE)
7	1 PZA.	CAJA DEL PRENSAESTOPA DE POPA	BRONCE GUN METAL	PARA EJE COLA EXISTENTE
6	1 PZA.	BOCINA MIXTA ø266.7 (10.1/2"ø) EXT. x ø203.2 (8"ø) INT. x 749.3 mm (29.1/2") LONG.	BRONCE-JEBE	PARA EJE COLA
5	1 PZA.	HELICE	BRONCE MANGANESO	PARA EJE COLA
4	1 PZA.	TUERCA DE HELICE	BRONCE GUN METAL	PARA EJE COLA EXISTENTE
3	1 PZA.	BOCINA DE ø202.5 EXT. X ø173 INT. X 760 mm LONG.	BRONCE GUN METAL	PARA EJE COLA (PROA)
2	1 PZA.	BOCINA DE ø203.2 EXT. X ø174.3 INT. X 950 mm LONG.	BRONCE GUN METAL	PARA EJE COLA (POPA)
1	1 PZA.	EJE DE ø174.3 Y ø173 x 5534 mm. LONG.	AC. SAE 1045	PARA EJE COLA EXISTENTE

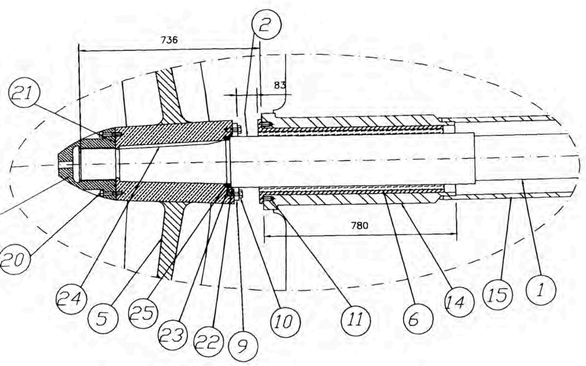
LISTA DE MATERIALES

INFORMACIÓN TÉCNICA:

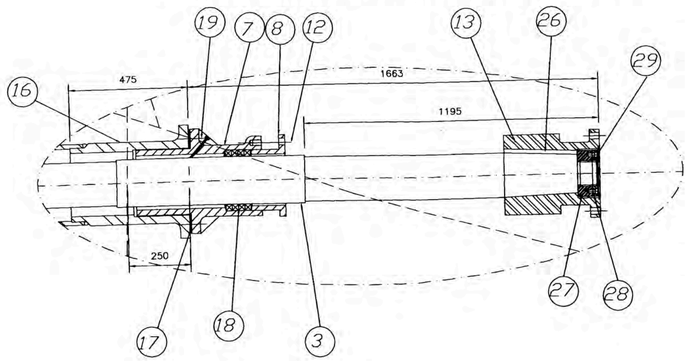
- DATOS DEL MOTOR:
  - MARCA : CATERPILLAR
  - POTENCIA : 3512
  - MODELO : 1207 HP @ 1200 RPM
- DATOS DE LA CAJA REDUCTORA:
  - MARCA : REINTJES
  - MODELO : WAF-741
  - RATIO : 3.952 : 1
- EJES PROTEGIDOS EN LAS ZONAS EXPUESTAS A CONTACTO CON EL AGUA DE MAR CON FORRO DE TELA DE FIBRA DE VIDRIO INPREGNADO CON RESINA POLIESTER.
- DIAMETROS MIINIMOS PARA CUMPLIR NORMAS DE CLASIFICACIÓN:
  - EJE DE COLA : 164.1 mm.
- SEPARACIÓN MAXIMA ENTRE CHUMACERAS SEGÚN NORMAS DE CLASIFICACIÓN:
  - DISTANCIA MÁXIMA EJES DE COLA : 4666 mm.
- CHAVETA DE ACERO SAE 1020
- BOCINA DE BRONCE GUN METAL PARA LOS APOYOS EN EL EJE.

CARACTERISTICAS GENERALES

ESLORA TOTAL . . . . . 48.357 m.
MANGA MOLDEADA . . . . . 8.70 m.
PUNTAL MOLDEADO . . . . . 4.30 m.



AMPLIACION "A"



AMPLIACION "B"

PROPIEDADES DEL ACERO SAE 1045		PROPIEDADES DEL ACERO SAE 1020	
LIMITE DE FLUENCIA	: 363 N/mm2	LIMITE DE FLUENCIA	: 246 N/mm2
RESISTENCIA A LA TRACCIÓN	: 638 N/mm2	RESISTENCIA A LA TRACCIÓN	: 465 N/mm2
ELONGACIÓN	: 15 %	ELONGACIÓN	: 20 %
		REDUCCION DE AREA	: 52 %

MATERIAL: ACERO NAVAL GRADO A – BARRA AC. SAE 1045

TOLERANCIAS PARA DIMENSIONES SIN TOLERANCIAS ESPECIFICADAS

ESTE STANDARD, EN CONCORDANCIA CON EL STANDARD ISO 2768-1 1989 (E), ESTABLECE LAS TOLERANCIAS (DESIM. FERREREILES) PARA DIMENSIONES SIN TOLERANCIAS ESPECIFICADAS PARA COMPONENTES METÁLICOS MANUFACTURADOS POR MAQUINADO (SEDE MEDIA) Y CIZCORTE Y SOLDADURA (SEDE GRUESA Y SEDE MAS GRUESA), DE ACUERDO A INSTRUMENTOS DE MEDICION DEL TALLER

TOLERANCIA	RANGOS NOMINALES (mm) HASTA 3	MAS DE 3 HASTA 6	MAS DE 6 HASTA 30	MAS DE 30 HASTA 120	MAS DE 120 HASTA 400	MAS DE 400 HASTA 1000	MAS DE 1000 HASTA 2000	MAS DE 2000 HASTA 4000
Serie fina	± 0,05	± 0,05	± 0,10	± 0,15	± 0,20	± 0,30	± 0,50	–
Serie media	± 0,10	± 0,10	± 0,20	± 0,30	± 0,50	± 0,80	± 1,20	± 2,00
Serie grueso	–	–	± 1,00	± 1,00	± 1,00	± 2,00	± 3,00	± 4,00
S. mas grueso	–	–	± 1,00	± 2,00	± 3,00	± 4,00	± 6,00	± 8,00

E/P "MAR NEGRO" — PESQUERA "CANTABRIA S.A."

SIMA Servicios Industriales de la Marina Construcciones y Reparaciones Navales Desde 1945

SIMA CHIMBOTE — División de Diseño y Desarrollo

EMBARCACIÓN DE 48,357 m DE ESLORA

SISTEMA DE PROPULSION
ENSAMBLE GENERAL

DISEÑADO POR :	DDD – SCH
DIBUJADO POR :	R. CARRANZA/H. TRUJILLO
REVISADO POR :	J. SALINAS A.
REVISADO POR :	Ing. D. CHURAMPI R.
APROBADO POR :	Ing. J. BECERRA R.

PLANO NUMERO : SCH-2007-0126 — HOJA : 1 — DE : 3 — REV. : "A"
FECHA : 2007-02-07 — ESCALA : 1:25 — UNIDADES : mm — Nro. PROYECTO :

ESTE PLANO Y SU CONTENIDO SON PROPIEDAD INTELECTUAL DE SIMA PERU S.A. – PROHIBIDA SU REPRODUCCION SIN PREVIA AUTORIZACION

APENDICES

APENDICE 1

Secuencia de trabajo de Modificación de la Embarcación pesquera MAR NEGRO:

1. Maniobra de varada.

2. Ubicación de la E/P en el patio para su modificación

3. Trabajos de Calderería y soldadura para la Modificación.

4. Trabajos realizados en el Sistema de propulsión

5. Trabajo de Arenado y pintado.

6. Traslado de la E/P para su desvarada.

7. **Desvarada de la E/P luego de la Modificación**

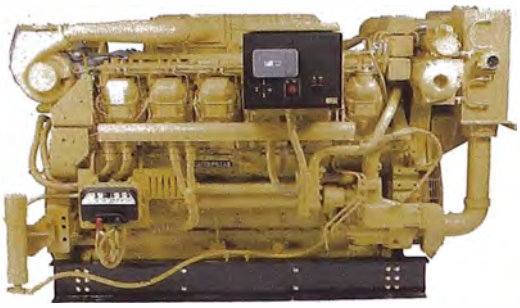
APENDICE 2

CATERPILLAR®

3512

PROPULSIÓN MARINA

1224 mhp (1207 hp al freno) 900 hp al freno en kW



Es posible que la imagen que se muestra no sea idéntica al motor real

ESPECIFICACIONES

Motor diesel V-12 de 4 tiempos

Cilindrada.....51,8 L (3 161,03 pulg³)
Velocidad nominal del motor.....1200
Calibre..... 170,0 mm (6,69 pulg)
Carrera.....190,0 mm (7,48 pulg)
Aspiración..... Turbocomprimido-Posenfriado
Regulador..... Mecánico
Sistema de enfriamiento..... Intercambiador de calor
Peso neto seco (aprox.).....6 532 kg (14 401 lb)
Capacidad de llenado
Sistema de enfriamiento..... 156,8 L (41,4 gal)
Sistema de aceite lubricante.....613,2 L (162,0 gal)
Intervalo de cambios de aceite..... 1.000 horas
Aceite de motor diesel Caterpillar 10W30 ó 15W40
Colector de aceite de sumidero profundo
Rotación (desde el extremo del volante).....A la izquierda
Volante y caja del volante..... SAE NO. 00
Dientes del volante..... 183

EQUIPO ESTÁNDAR DEL MOTOR

Sistema de admisión de aire

Núcleo de posenfriador revestido de agua de las camisas resistente a la corrosión, filtro de aire de servicio normal con indicador de servicio, turbocompresores dobles

Sistemas de control

Regulador 3161, control de relación de aire-combustible, control del regulador de traba firme a distancia

Sistema de enfriamiento

Bomba centrífuga de agua de mar auxiliar que no es de autocebado, bomba centrífuga del agua de las camisas impulsada por engranajes, tanque de expansión, enfriador de aceite del motor, termostatos y caja

Sistema de escape

Múltiple de escape y turbocompresor enfriados por agua y protegidos contra el aire, orificio de salida embridado redondeado

Sistema de combustible

Filtro de combustible derecho con indicadores de servicio, bomba de transferencia de combustible

Instrumentación

Tablero de instrumentos derecho con indicadores de presión de aceite del motor, temperatura del agua del motor, presión de combustible, diferencia de presión del filtro de aceite, medidor de servicio, tacómetro

Sistema de lubricación

Respiradero del cárter de montaje superior, filtro de aceite derecho con indicadores de servicio, indicador de nivel de aceite derecho, tubo de llenado de aceite derecho, bomba de aceite de engranajes, colector de aceite profundo

Sistema de montaje

Carriles de montaje del motor tipo saliente

Tomas de fuerza

Mando accesorio en la parte superior derecha e inferior izquierda de la caja delantera de dos lados

Sistema de protección

Contactores de alarma de presión de aceite y temperatura de agua, corte manual del lado derecho

Generalidades

Amortiguador y protector de vibraciones, pintura amarilla Caterpillar, armellas de levantamiento (los motores para el enfriamiento del intercambiador de calor NO incluyen el intercambiador de calor. Se dispone de una conversión de enfriamiento de la quilla).

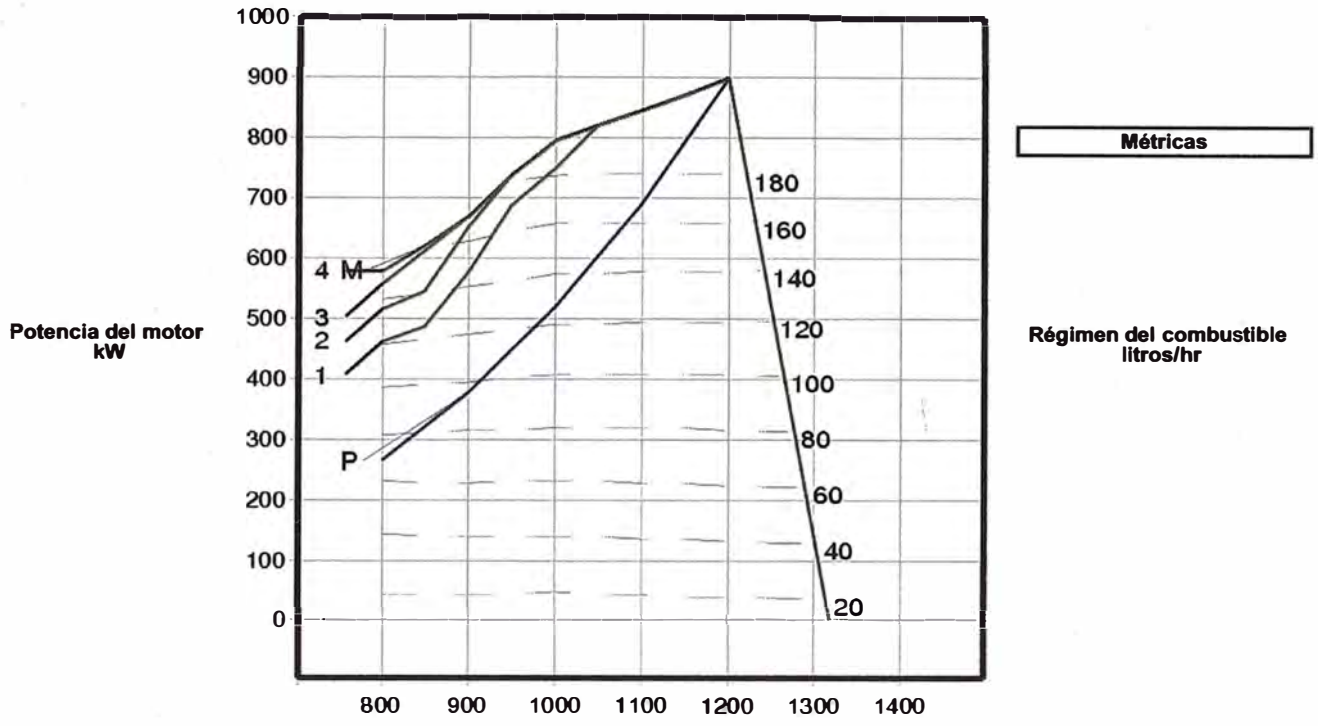
ISO Certification

Factory-designed systems built at Caterpillar ISO 9001:2000 certified facilities

CURVAS DE RENDIMIENTO

A-RATING - DM2010-11

Temperatura del posenfriador 82° C (180° F)



Velocidad (rpm) del motor	Potencia del motor kW	Par motor en N·m	Consumo específico de combustible al freno g/kW-hr	Régimen del combustible litros/hr
Zona 1 Curva 1				
1200	900	7162	204,9	219,9
1100	848,4	7365	203,7	206,0
1050	822	7476	203	198,9
1000	750,2	7164	203,6	182,0
900	579,6	6150	212	146,5
800	464,4	5543	218,2	120,8
Zona 2 Curva 2				
1200	900	7162	204,9	219,9
1100	848,4	7365	203,7	206,0
1050	822	7476	203	198,9
1000	795,5	7596	203,4	192,9
900	654,3	6942	212,2	165,5
800	518,8	6193	219,4	135,7
Zona 3 Curva 3				
1200	900	7162	204,9	219,9
1100	848,4	7365	203,7	206,0
1050	822	7476	203	198,9
1000	795,5	7596	203,4	192,9
900	671,2	7122	212,2	169,8
800	557,9	6659	220,3	146,5

Velocidad (rpm) del motor	Potencia del motor kW	Par motor en N·m	Consumo específico de combustible al freno g/kW-hr	Régimen del combustible litros/hr
Curva límite máx. 4				
1200	900	7162	204,9	219,9
1100	848,4	7365	203,7	206,0
1050	822	7476	203	198,9
1000	795,5	7596	203,4	192,9
900	671,2	7122	212,2	169,8
800	581,1	6936	220,8	152,9
Curva de demanda de propulsión P				
1200	900	7162	204,9	219,9
1100	693,2	6018	202,9	167,7
1000	520,8	4974	204,7	127,1
900	379,7	4029	209,1	94,6
800	266,7	3183	214,9	68,3
1200	900	7162	204,9	219,9
1100	848,4	7365	203,7	206,0
1050	822	7476	203	198,9
1000	795,5	7596	203,4	192,9
900	671,2	7122	212,2	169,8
800	581,1	6936	220,8	152,9

Nota: La curva P es una curva de demandas de propulsión cúbica con un exponente 3,0 para cascos de desplazamiento solamente.

CATERPILLAR®

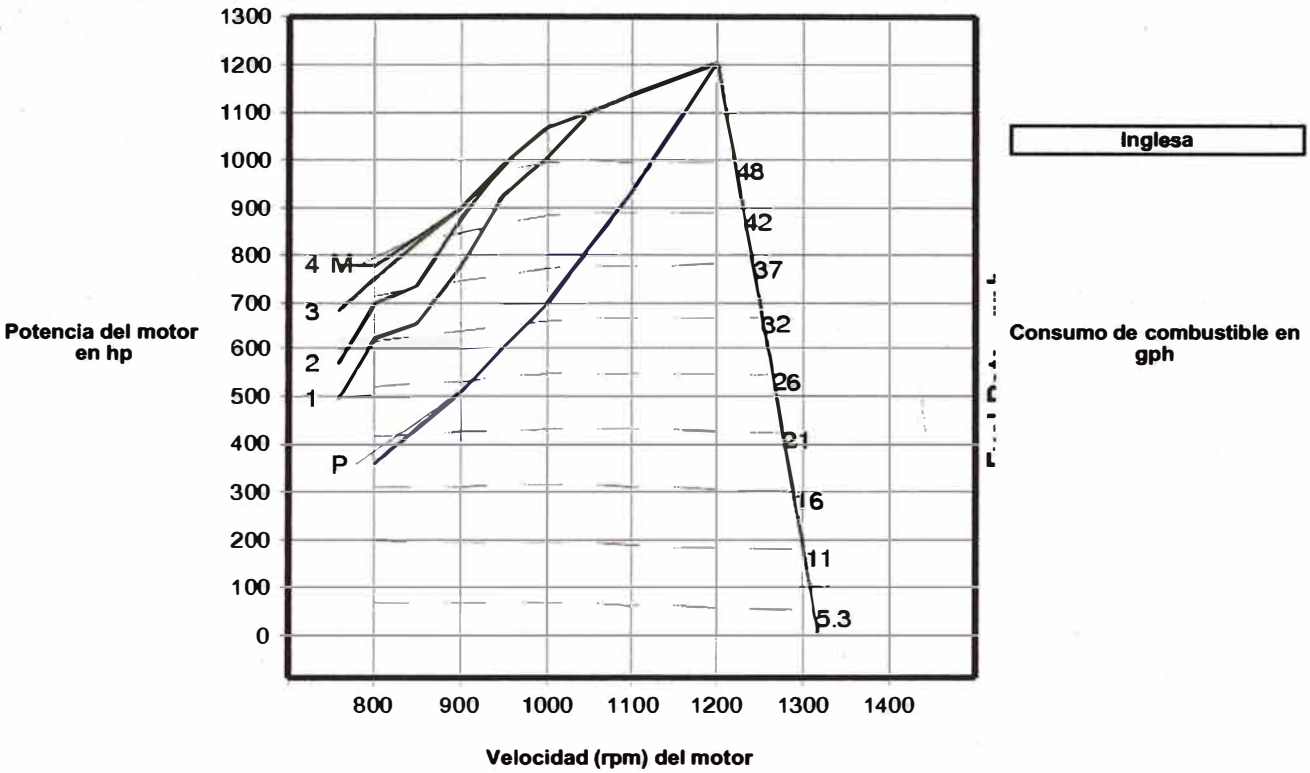
3512 PROPULSIÓN MARINA

1224 mhp (1207 hp al freno) 900 hp al freno en kW

CURVAS DE RENDIMIENTO

A-RATING - DM2010-11

Temperatura del posenfriador 82° C (180° F)



Velocidad (rpm) del motor	Potencia del motor en hp	Par motor en lb-pie	Consumo específico de combustible al freno en lb/hp-hr	Consumo de combustible en gph
Zona 1 Curva 1				
1200	1207	5282	0,337	58,1
1100	1138	5432	0,335	54,4
1050	1102	5514	0,334	52,5
1000	1006	5284	0,335	48,1
900	777	4536	0,349	38,7
800	623	4088	0,359	31,9
Zona 2 Curva 2				
1200	1207	5282	0,337	58,1
1100	1138	5432	0,335	54,4
1050	1102	5514	0,334	52,5
1000	1067	5603	0,334	51,0
900	877	5120	0,349	43,7
800	696	4568	0,361	35,8
Zona 3 Curva 3				
1200	1207	5282	0,337	58,1
1100	1138	5432	0,335	54,4
1050	1102	5514	0,334	52,5
1000	1067	5603	0,334	51,0
900	900	5253	0,349	44,9
800	748	4911	0,362	38,7

Velocidad (rpm) del motor	Potencia del motor en hp	Par motor en lb-pie	Consumo específico de combustible al freno en lb/hp-hr	Consumo de combustible en gph
Curva límite máx. 4				
1200	1207	5282	0,337	58,1
1100	1138	5432	0,335	54,4
1050	1102	5514	0,334	52,5
1000	1067	5603	0,334	51,0
900	900	5253	0,349	44,9
800	779	5116	0,363	40,4
Curva de demanda de propulsión P				
1200	1207	5282	0,337	58,1
1100	930	4439	0,334	44,3
1000	698	3669	0,337	33,6
900	509	2972	0,344	25,0
800	358	2348	0,353	18,0
1200	1207	5282	0,337	58,1
1100	1138	5432	0,335	54,4
1050	1102	5514	0,334	52,5
1000	1067	5603	0,334	51,0
900	900	5253	0,349	44,9
800	779	5116	0,363	40,4

9 September 2008 1:25 PM

Nota: La curva P es una curva de demandas de propulsión cúbica con un exponente 3,0 para cascos de desplazamiento solamente.

DEFINICIONES DE CLASIFICACIÓN Y CONDICIONES

A Rating (Unrestricted Continuous) -
% Load Factor: 80 to 100
% Time at Rated RPM: up to 80
Typical Time at Full Load: No Limit
Typical Hour/Year: 5000 to 8000
Typical Applications: For vessels operating at rated load and rated speed up to 100% of the time without interruption or load cycling (80% to 100% load factor). Typical applications could include but are not limited to vessels such as freighters, tugboats, bottom drag trawlers, or deep river tugboats. Typical operation ranges from 5000 to 8000 hours per year.

La potencia
a la velocidad indicada del motor, está de acuerdo con ISO8665. Caterpillar mantiene instalaciones de prueba de motores aprobadas por ISO9000 para asegurar la calibración del equipo de prueba. Los motores de control electrónico se ajustan en la fábrica según la potencia publicada corregida de acuerdo con las condiciones ambientales estándar. Los índices de consumo de combustible publicados cumplen con ISO3046-1.

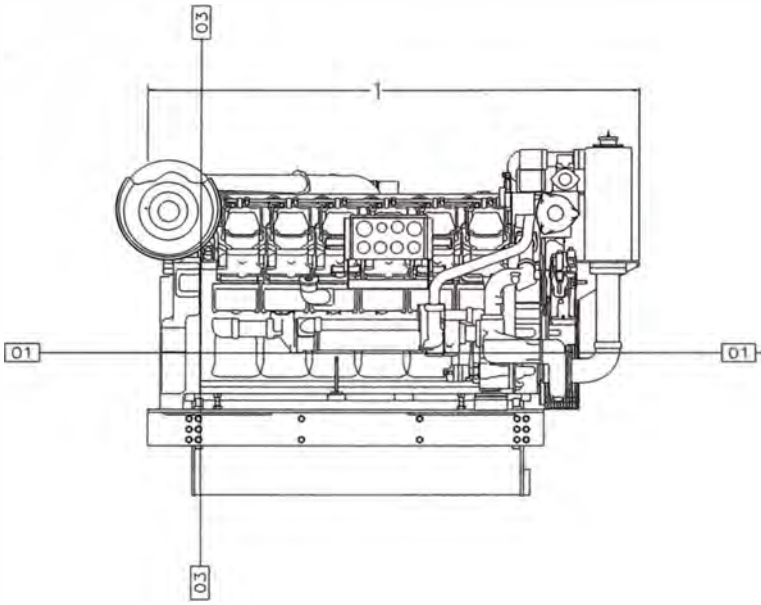
Los regímenes de consumo de combustible
se basan en fuel oil con un peso específico igual a 35° API [16°C (60°F)] y un contenido calorífico bajo de 42.780 kJ/kg (18.390 Btu/lb) cuando se usa a 29°C (85°F) y con una densidad de 838,9 g/L (7,001 lb/gal de EE.UU.). Es posible que haya clasificaciones adicionales disponibles para requisitos específicos del cliente . Consulte con su representante Caterpillar para obtener información adicional.

Los datos de rendimiento de calculan según las tolerancias y condiciones indicadas en esta hoja de especificaciones y sólo deben utilizarse para comparar con otros motores del fabricante. El rendimiento real del motor puede variar según la aplicación particular del motor y las condiciones de operación fuera del control de Caterpillar.

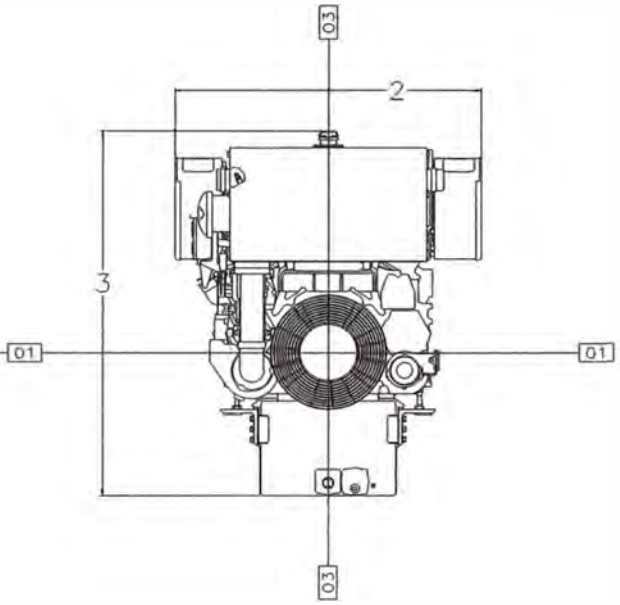
La potencia producida en el volante estará dentro de las tolerancias normales hasta 49° C (120° F) de temperatura del aire de combustión medida en la admisión del filtro de aire y una temperatura de combustible de hasta 52° C (125°F) medida en la base del filtro de combustible. Potencia nominal según el procedimiento NMMA como potencia del cigüeñal. Reduzca la potencia del cigüeñal en un 3% para calcular la potencia del eje de propulsión.

DIMENSIONES

Lado derecho



Parte delantera



Dimensiones del motor*		
(1) Longitud a la caja del volante	2645,4 mm	104,15 pulg
(2) Ancho	1703,0 mm	67,05 pulg
(3) Altura	2052,6 mm	80,81 pulg
Peso neto seco (aprox.)	6532 kg	14 401 lb

Nota: No los use para el diseño de la instalación. Vea los detalles en los planos acotados generales (Plano No. 5N8547).

No. de rendimiento: DM2010-11

Código de característica: 512DM17

Originado en EE.UU.

13185840

9 September 2008

©2008 Caterpillar

Todos los derechos reservados.

Los materiales y especificaciones están sujetos a cambios sin previo aviso.

En esta publicación se ha utilizado el Sistema Internacional de Unidades (SI).

CAT, CAT, CATERPILLAR, SAFETY.CAT.COM sus logotipos respectivos y el color "Amarillo Caterpillar" y la imagen comercial POWER EDGE, así como la identidad corporativa y del producto usados aquí, son marcas comerciales registradas de Caterpillar y no pueden usarse sin autorización de Cat.

APENDICE 3

Johnson®

CUTLESS® BEARINGS

Sleeve and Flanged Bearing Dimensional Catalog

DURAMAX® MARINE

BRASS SHELLED SLEEVE BEARINGS

NON-METALLIC SLEEVE BEARINGS

BRASS SHELLED FLANGED BEARINGS

SOLID NON-METALLIC RUDDER BUSHINGS

Contents

WHY JOHNSON CUTLESS® BEARINGS? ..... PAGES 2-3

STANDARD IMPERIAL BRASS-SHELLED SLEEVE BEARINGS ..... PAGES 4-5

SOLID BRASS FLANGED BEARINGS — STRUT OR AFT STERN TUBE ..... PAGES 6-7

SPLIT BRASS FLANGED BEARINGS — STRUT OR AFT STERN TUBE ..... PAGES 8-9

SOLID BRASS FLANGED BEARINGS — FORWARD STERN TUBE ..... PAGES 10-13

SPLIT BRASS FLANGED BEARINGS — FORWARD STERN TUBE ..... PAGES 14-17

STANDARD IMPERIAL NON-METALLIC SHELLED SLEEVE BEARINGS ..... PAGES 18-19

DURAMAX® DX 490 RUDDER BUSHINGS ..... PAGE 20-21

DRILLING DIAGRAMS — STRUT AND FORWARD STERN TUBE BEARINGS ..... PAGE 22

BEARING TOLERANCES ..... PAGE 23

CODE CONVERSION TABLE BRASS SLEEVE BEARINGS ..... PAGE 24

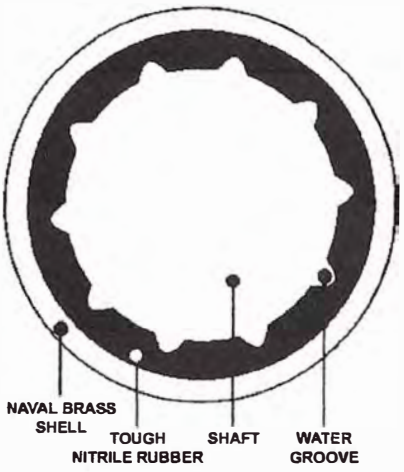
CODE CONVERSION TABLE NON-METALLIC SLEEVE BEARINGS ..... PAGE 25

CODE CONVERSION TABLE BRASS SHELLED FLANGED BEARINGS ..... PAGE 26-27

STANDARD METRIC NAVAL BRASS SLEEVE BEARINGS ..... PAGE 28

STANDARD METRIC NON-METALLIC SLEEVE BEARINGS ..... PAGE 29

Johnson CUTLESS® BEARINGS

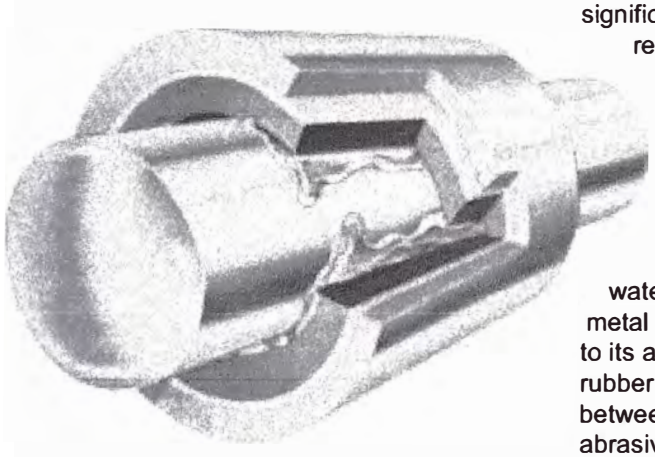


High Quality Materials & Design

Johnson Cutless® Sleeve and Flanged Bearings for heavy-duty commercial, government and pleasure craft applications, feature a specially formulated nitrile molded rubber lining firmly bonded to a shell material. Shells for sleeve bearings are seamless naval brass and are also available with a rugged non-metallic shell. Those for flanged bearings are one-piece centrifugally cast with integral flange. Other types of shells, such as stainless steel, monel, or aluminum can be furnished to order. All bearings are precision-machined to close tolerances and fully inspected.

The rubber, a proprietary formulation of extremely tough chemical and oil-resistant nitrile, is molded to fit the shaft in accordance with U.S. Navy BuShips approved clearances for efficient water lubrication. Radially-spaced grooves have edges rounded to promote the flow of water between the journal and the bearing rubber in a continuous lubricating film. Grit particles and other abrasives wipe into the grooves and are flushed away.

The controlled compliance of the rubber deflects under load and significantly reduces transfer of vibration of the vessel's hull. The result is smooth, low-friction operation — long service life — and greater overall operating efficiency.



Water — The Ideal Lubricant

Water is the ideal lubricant because of its non-compressibility, cooling properties and abundant availability. When contained between sliding surfaces it forms a lubricating film with low coefficient of friction. And water is, of course, non-polluting. In rubber-lined bearings for metal shafts, water as a lubricant is at its most efficient — owing to its affinity for metal, but not for rubber. With Johnson Cutless® rubber bearings, the water enters the grooves and moves radially between the propeller shaft and the rubber. Contaminants and abrasives are flushed away through the grooves.

DURAMAX® MARINE

Better Concentricity
Some bearings are manufactured using centerless grinding techniques to finish the outside diameter. Centerless grinding the shell on a sleeve bearing provides a fine finish, but it may not be an indication of a high quality bearing. Since the centerless grinding process does not take the inside diameter of the bearing into account, the centers of the outside diameter and inside diameter may not be the same. When you install a bearing like this into a housing, the shaft may be off-center in the bearing. Johnson Cutless® Bearings are machined on the inside diameter. Once the inside diameter is bored to the correct dimension, a mandrel is inserted and the outside diameter is turned to the correct dimension. This results in good bearing concentricity and provides you with a quality product you can trust.

Quality Inspection
After machining the bearings, Duramax® Marine LLC inspects them to verify the accuracy of dimensions. Plug gages, one of the most accurate ways to measure a rubber bearing, are used on bearings for shaft sizes under 6-inches (152.40mm) in diameter. For larger sizes, Duramax® Marine LLC inspectors use ID micrometers. The bearings are also inspected for blemishes, imperfections and delamination in both the rubber and shell material. The bond between the rubber and shell material is also checked.

Class II Bearing on US Navy Qualified Products List
Duramax® Marine LLC has gone to great lengths to provide you with one of the best quality and highest-performing bearings available. Johnson Cutless® Bearing materials meet all requirements of MIL-B-17901B Class II. This United States military specification is more than just a classification approval; it is a stringent set of tests that a bearing must pass to become approved.

Research & Development Program
When a company is dedicated to producing the highest quality bearings, research and development becomes a critical aspect of creating technology for the industry. Duramax® Marine LLC has over 40 years of experience in the bearing business and operates a bearing test laboratory for the development of new bearing materials and performance testing of competitive materials. As a result, Duramax® Marine LLC is looked to as a leader in bearing technology and will continue to innovate and to provide you with longer lasting, better-performing bearings.

Excellent Distribution & Availability
In addition to high quality bearings, Duramax® Marine LLC is committed to having the bearings available for you when you need them. This is accomplished with field warehouses around the world. Duramax® Marine LLC has one of the largest distribution networks in the industry. The answer to your bearing needs is only a telephone call, fax or email away. If the bearing is not available locally, chances are it can be shipped from another location from stock.

Water Lubricated Standard Rubber Sleeve Bearings

FULL MOLDED TYPE

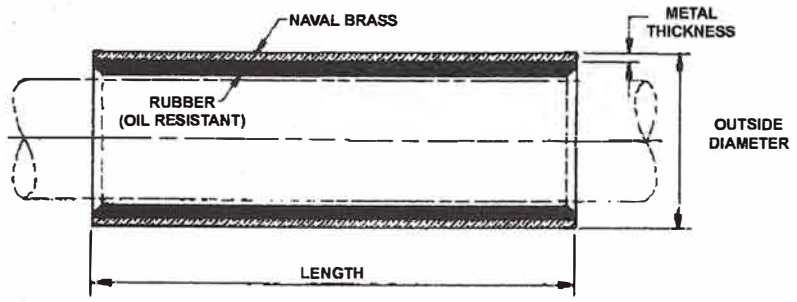
Johnson Cutless® rubber-lined Naval Brass Sleeve Bearings adapt equally well to strut and stern-tube mounts, and are often used effectively as rudder-stock and pintle bushings. Bearing diameters are precision fitted to the designated shaft size with the correct clearance for efficient water lubrication. External brass shells are machined and polished to provide easy fitting. Specially formulated oil and chemical resistant nitrile rubber is securely bonded to the shell. Units with thin shells are available for the struts of small craft. Sleeve bearings are usually installed by light press-fitting and locked in place with cone-pointed set screws.

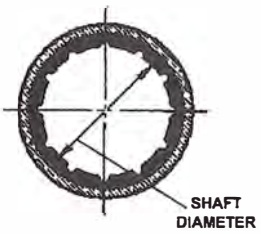
APPROVED BEARINGS: Johnson Cutless® Naval Brass Sleeve Bearings meet military specification MIL-B-17901B (Ships) Class II Full-Molded Type.

PRECAUTION: When shrink fitting of the bearing is required, chilling must be achieved by gradual cooling to not more than minus 20°F. (-28°C.) using freezer or regular ice **(DO NOT DRY ICE)**.
NOTE: *Pounding or shocking the bearing while in the chilled state could cause the rubber to separate from the shell.*

Part Number	Code	Shaft Diameter Dimensions		Outside Diameter Dimensions		Length Dimensions		Metal Thickness Dimensions		Weight	
		inches	mm	inches	mm	inches	mm	inches	mm	lbs.	kg.
870192100	ABLE	3/4	19.05	1 1/4	31.75	3	76.20	1/8	3.18	0.5	0.2
870222100	** ACID	7/8	22.23	1 1/4	31.75	3 1/2	88.90	1/16	1.59	0.4	0.2
870222101	APEX	7/8	22.23	1 3/8	34.93	3 1/2	88.90	1/8	3.18	0.7	0.3
870222102	ATOM	7/8	22.23	1 1/2	38.10	3 1/2	88.90	1/8	3.18	0.8	0.4
870252100	** BACK	1	25.40	1 1/4	31.75	4	101.60	3/64	1.19	0.4	0.2
870252144	** BADE	1	25.40	1 1/4	31.75	6	152.40	1/16	1.59	0.6	0.3
870252101	* BAIT	1	25.40	1 3/8	34.93	4	101.60	1/16	1.59	0.5	0.2
870252102	BALE	1	25.40	1 1/2	38.10	4	101.60	1/8	3.18	0.7	0.3
870252103	* BAND	1	25.40	1 5/8	41.28	4	101.60	1/8	3.18	0.9	0.4
870252104	BASE	1	25.40	2	50.80	4	101.60	1/8	3.18	1.3	0.6
870292100	** BEAM	1 1/8	28.58	1 1/2	38.10	4 1/2	114.30	1/16	1.59	0.6	0.3
870292101	BELT	1 1/8	28.58	1 5/8	41.28	4 1/2	114.30	1/8	3.18	1.0	0.5
870292102	* BEND	1 1/8	28.58	1 3/4	44.45	4 1/2	114.30	1/8	3.18	1.1	0.5
870292103	BILL	1 1/8	28.58	2	50.80	4 1/2	114.30	1/8	3.18	1.4	0.6
870322100	** BIND	1 1/4	31.75	1 1/2	38.10	5	127.00	1/16	1.59	0.6	0.3
870322101	* BIRD	1 1/4	31.75	1 3/4	44.45	5	127.00	1/8	3.18	1.2	0.5
870322102	* BITE	1 1/4	31.75	2	50.80	5	127.00	1/8	3.18	1.5	0.7
870322103	BLOW	1 1/4	31.75	2 1/8	53.98	5	127.00	1/8	3.18	1.7	0.8
870352100	BOAT	1 3/8	34.93	1 7/8	47.63	5 1/2	139.70	1/8	3.18	1.4	0.6
870352101	BOLD	1 3/8	34.93	2	50.80	5 1/2	139.70	1/8	3.18	1.5	0.7
870352102	* BOND	1 3/8	34.93	2 1/8	53.98	5 1/2	139.70	1/8	3.18	1.8	0.8
870352103	BOOT	1 3/8	34.93	2 3/8	60.33	5 1/2	139.70	1/8	3.18	1.8	0.8
870382100	BOSS	1 1/2	38.10	2	50.80	6	152.40	1/8	3.18	1.6	0.7
870382101	* BRAD	1 1/2	38.10	2 3/8	60.33	6	152.40	1/8	3.18	2.2	1.0
870412100	BREW	1 5/8	41.28	2 1/8	53.98	6 1/2	165.10	1/8	3.18	2.0	0.9
870412101	BRIM	1 5/8	41.28	2 5/8	66.68	6 1/2	165.10	1/8	3.18	2.6	1.2
870452100	BROW	1 3/4	44.45	2 3/8	60.33	7	177.80	1/8	3.18	2.3	1.0
870452101	* BUCK	1 3/4	44.45	2 5/8	66.68	7	177.80	1/8	3.18	2.8	1.3
870482100	BULB	1 7/8	47.63	2 5/8	66.68	7 1/2	190.50	1/8	3.18	2.8	1.3
870482101	BULL	1 7/8	47.63	2 15/16	74.61	7 1/2	190.50	3/32	2.38	3.1	1.4
870512100	CALL	2	50.80	2 5/8	66.68	8	203.20	1/8	3.18	2.8	1.3
870512143	CAMP	2	50.80	2 3/4	69.85	8	203.20	1/8	3.18	3.3	1.5
870512101	* CALM	2	50.80	3	76.20	8	203.20	1/8	3.18	3.8	1.7
870542100	CAME	2 1/8	53.98	2 15/16	74.61	8 1/2	215.90	1/8	3.18	3.1	1.4
870542101	CAPE	2 1/8	53.98	3 1/8	79.38	8 1/2	215.90	1/8	3.18	4.1	1.9
870572100	CARE	2 1/4	57.15	2 15/16	74.61	9	228.60	3/32	2.38	3.1	1.4

All Bearings Shown Are Carried in Stock *Standard Sleeve For Stern Casting **Slimline Bearing





Part Number	Code	Shaft Diameter Dimensions		Outside Diameter Dimensions		Length Dimensions		Metal Thickness Dimensions		Weight	
		inches	mm	inches	mm	inches	mm	inches	mm	lbs.	kg.
870732100	CARD	2 1/4	57.15	3	76.20	9	228.60	1/8	3.18	3.9	1.8
870572101	* CART	2 1/4	57.15	3 1/8	79.38	9	228.60	1/8	3.18	4.3	2.0
870572102	CASE	2 1/4	57.15	3 3/8	85.73	9	228.60	1/8	3.18	5.1	2.3
870602100	COOK	2 3/8	60.33	3 3/8	85.73	9 1/2	241.30	1/8	3.18	4.8	2.2
870642100	CORD	2 1/2	63.50	3 1/8	79.38	10	254.00	1/8	3.18	4.5	2.0
870642101	* CORN	2 1/2	63.50	3 3/8	85.73	10	254.00	1/8	3.18	5.1	2.3
870642134	COVE	2 1/2	63.50	3 1/2	88.90	10	254.00	5/32	3.97	6.6	3.0
870672100	CRAB	2 5/8	66.68	3 3/8	85.73	10 1/2	266.70	1/8	3.18	5.2	2.4
870702100	CROW	2 3/4	69.85	3 3/8	85.73	11	279.40	1/8	3.18	4.8	2.2
870702139	CUBE	2 3/4	69.85	3 1/2	88.90	11	279.40	5/32	3.97	6.6	3.0
870702101	* CURD	2 3/4	69.85	3 3/4	95.25	11	279.40	1/8	3.18	6.6	3.0
870732100	CURE	2 7/8	73.03	3 3/4	95.25	11 1/2	292.10	1/8	3.18	6.5	2.9
870762100	DANE	3	76.20	3 3/4	95.25	12	304.80	1/8	3.18	6.8	3.1
870762101	* DARE	3	76.20	4	101.60	12	304.80	1/8	3.18	7.7	3.5
870802100	DARK	3 1/8	79.38	4 1/4	107.95	12 1/2	317.50	1/8	3.18	8.6	3.9
870832100	DARN	3 1/4	82.55	4	101.60	13	330.20	1/8	3.18	7.8	3.5
870832101	DELL	3 1/4	82.55	4 1/4	107.95	13	330.20	1/8	3.18	8.7	3.9
870862100	DIKE	3 3/8	85.73	4 1/2	114.30	13 1/2	342.90	1/8	3.18	10.2	4.6
870892100	DINE	3 1/2	88.90	4 1/4	107.95	14	355.60	1/8	3.18	8.9	4.0
870892101	* DOCK	3 1/2	88.90	4 1/2	114.30	14	355.60	1/8	3.18	10.3	4.7
870922100	DOLE	3 5/8	92.08	4 1/2	114.30	14 1/2	368.30	1/8	3.18	10.0	4.5
870952100	DONE	3 3/4	95.25	4 1/2	114.30	15	381.00	1/8	3.18	9.6	4.4
870952101	DOVE	3 3/4	95.25	5	127.00	15	381.00	3/16	4.76	16.5	7.5
870952102	DRAW	3 3/4	95.25	5 1/4	133.35	15	381.00	3/16	4.76	18.2	8.3
870992100	DULL	3 7/8	98.43	5 1/4	133.35	15 1/2	393.70	3/16	4.76	18.7	8.5
871022100	* EARN	4	101.60	5	127.00	16	406.40	3/16	4.76	16.9	7.7
871022101	EASE	4	101.60	5 1/4	133.35	16	406.40	3/16	4.76	18.7	8.5
871052100	ECHO	4 1/8	104.78	5 1/4	133.35	16 1/2	419.10	3/16	4.76	19.0	8.6
871082100	* EDIT	4 1/4	107.95	5 1/2	139.70	17	431.80	3/16	4.76	22.0	10.0
871112100	ELSE	4 3/8	111.13	5 3/4	146.05	17 1/2	444.50	3/16	4.76	23.7	10.8
871152100	* EPIC	4 1/2	114.30	5 1/2	139.70	18	457.20	3/16	4.76	21.3	9.7
871152101	EDGE	4 1/2	114.30	5 3/4	146.05	18	457.20	3/16	4.76	23.7	10.8
871182100	EVEN	4 5/8	117.48	6 1/8	155.58	18 1/2	469.90	1/4	6.35	42.0	19.1
871212100	* EVER	4 3/4	120.65	6 1/8	155.58	19	482.60	1/4	6.35	41.0	18.6
871242100	EVIL	4 7/8	123.83	6 1/8	155.58	19 1/2	495.30	1/4	6.35	41.7	18.9
871272100	* FACE	5	127.00	6 1/8	155.58	20	508.00	1/4	6.35	42.3	19.2
871272101	FACT	5	127.00	6 1/2	165.10	20	508.00	1/4	6.35	48.7	22.1
871342100	* FADE	5 1/4	133.35	6 3/4	171.45	21	533.40	1/4	6.35	50.3	22.8
871342101	FARE	5 1/4	133.35	7	177.80	21	533.40	1/4	6.35	55.0	24.9
871372100	FEAR	5 3/8	136.53	6 3/4	171.45	21 1/2	546.10	1/4	6.35	51.3	23.3
871372101	FELT	5 3/8	136.53	7	177.80	21 1/2	546.10	1/4	6.35	56.0	25.4
871402100	* FIND	5 1/2	139.70	7	177.80	22	558.80	1/4	6.35	56.0	25.4
871432100	FLAT	5 5/8	142.88	7	177.80	22 1/2	571.50	1/4	6.35	55.5	25.2
871462100	* FORK	5 3/4	146.05	7	177.80	23	584.20	1/4	6.35	56.5	25.6
871502100	FUEL	5 7/8	149.23	7 1/2	190.50	24	609.60	1/4	6.35	65.8	29.8
871532100	* GALE	6	152.40	7 1/2	190.50	24	609.60	1/4	6.35	66.0	29.9
871662100	GOLD	6 1/2	165.10	8 3/8	212.73	30	762.00	7/16	11.11	150.0	68.0

All Bearings Shown Are Carried In Stock *Standard Sleeve For Stern Casting **Slimline Bearing

SOLID Flanged Bearings — Strut or Aft Stern Tube

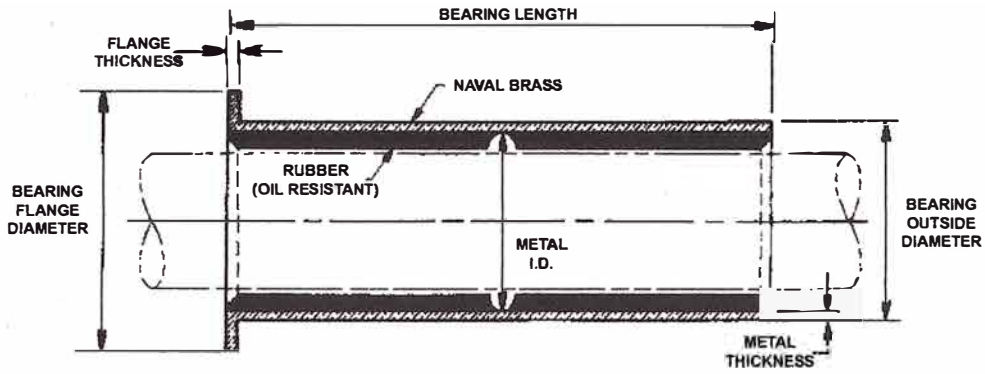
FULL MOLDED TYPE

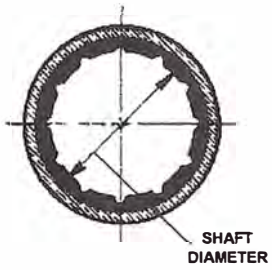
Johnson Cutless® Flanged Type Water Lubricated Bearings are centrifugally cast naval brass with an integral flange for bolting to Stern Tube or Strut Housing to retain bearing and prevent rotation in housing. Specially formulated oil and chemical resistant nitrile rubber is securely bonded to the shell. Shells are heavy walled providing structural strength or step turned if desired. For Split Styles see pages 8-9.

APPROVED BEARINGS: Johnson Cutless® Naval Brass Flanged Bearings meet military specification MIL-B-17901B (Ships) Class II Full-Molded type. Flanged are furnished NOT DRILLED unless specified. See page 22 for "Drilling Diagrams".

PRECAUTION: When shrink fitting of the bearing is required, chilling must be achieved by gradual cooling to not more than minus 20°F (-28°C) using freezer or regular ice **(DO NOT DRY ICE)**.
NOTE: *Pounding or shocking the bearing while in the chilled state could cause the rubber to separate from the shell.*

Part Number	Code	Shaft Diameter		Outside Diameter		Length		Flange Diameter		Flange Thickness		Metal I.D.		Metal Thickness		Gross Weight	
		inches	mm	inches	mm	inches	mm	inches	mm	inches	mm	inches	mm	inches	mm	lbs.	kg.
860512102	BRACE	2	50.80	3	76.20	8	203.20	5	127.00	3/8	9.53	2 5/8	66.68	3/16	4.78	7	3.2
860642100	BROAD	2 1/2	63.50	3 3/8	76.20	10	203.20	5 1/2	127.00	3/8	9.53	3 1/8	79.38	1/8	3.18	9	4.1
860762100	CATCH	3	76.20	4 1/4	85.73	12	254.00	6 3/4	139.70	1/2	9.53	3 3/4	79.38	1/4	3.18	20	9.1
860832100	CLAMP	3 1/4	82.55	4 1/2	107.95	13	304.80	7	171.45	1/2	12.70	4	101.60	1/4	6.35	22	10.0
860892100	CRANK	3 1/2	88.90	4 3/4	114.30	12 1/2	330.20	6 3/4	177.80	1/2	12.70	4 1/4	107.95	1/4	6.35	21	9.5
860892101	CLEAR	3 1/2	88.90	4 7/8	120.65	14	317.50	7 3/8	171.45	1/2	12.70	4 1/4	107.95	5/16	7.95	29	13.2
860952100	CIVIL	3 3/4	95.25	5 1/4	133.35	15	381.00	7 3/4	196.85	1/2	12.70	4 5/8	117.48	5/16	7.95	32	14.5
861022100	DRAFT	4	101.60	5 1/2	139.70	16	406.40	8	203.20	1/2	12.70	4 7/8	123.83	5/16	7.95	36	16.3
861082100	DREAD	4 1/4	107.95	5 3/4	146.05	17	431.80	8 1/4	209.55	1/2	12.70	5 1/8	130.18	5/16	7.95	48	21.8
861112100	DANCE	4 3/8	111.13	6	152.40	22	558.80	8 7/8	225.43	1/2	12.70	5 3/8	136.53	5/16	7.95	64	29.0
861152100	DRINK	4 1/2	114.30	6	152.40	18	457.20	8 7/8	225.43	1/2	12.70	5 3/8	136.53	5/16	7.95	56	25.4
861212100	DROVE	4 3/4	120.65	6 1/4	158.75	19	482.60	9 1/8	231.78	1/2	12.70	5 3/8	136.53	5/16	7.95	62	28.1
861272100	EARTH	5	127.00	6 3/4	171.45	20	508.00	9 5/8	244.48	9/16	14.29	6	152.40	3/8	9.53	76	34.5
861342100	EASEL	5 1/4	133.35	6 7/8	174.63	21	533.40	9 7/8	250.83	9/16	14.30	6 1/8	155.58	3/8	9.53	81	36.7
861402100	ERASE	5 1/2	139.70	7 1/4	184.15	22	558.80	10 1/4	260.35	9/16	14.30	6 1/2	165.10	3/8	9.53	86	39.0
861462100	EVENT	5 3/4	146.05	7 1/4	184.15	23	584.20	10 1/4	260.35	9/16	14.30	6 1/2	165.10	3/8	9.53	88	39.9
861532100	FABLE	6	152.40	7 3/4	196.85	15	381.00	12 1/4	311.15	9/16	14.30	6 1/2	165.10	3/8	9.53	75	34.0
861532101	FAULT	6	152.40	7 3/4	196.85	24	609.60	11	279.40	9/16	14.30	7	177.80	3/8	9.53	101	45.8
—	—	6 1/8	155.58	7 7/8	200.03	22	558.80	10 1/2	266.70	9/16	14.29	7	177.80	3/8	9.53	—	—
861592100	FENCE	6 1/4	158.75	8	203.20	22 1/2	571.50	10 5/8	269.88	9/16	14.30	7 1/8	180.98	3/8	9.53	97	44.0
—	—	6 3/8	161.93	8 1/8	206.38	23	584.20	10 3/4	273.05	9/16	14.29	7 1/4	184.15	3/8	9.53	—	—
861662100	FLARE	6 1/2	165.10	8 3/8	212.73	23 1/2	596.90	11	279.40	9/16	14.30	7 3/8	187.33	7/16	11.13	113	51.3
861662101	FLEET	6 1/2	165.10	8 3/8	212.73	30	762.00	11	279.40	5/8	15.88	7 1/2	190.50	7/16	11.13	141	64.0
861692100	FLUTE	6 5/8	168.28	8 1/2	215.90	15	381.00	13 1/2	342.90	5/8	15.88	7 1/2	190.50	7/16	11.13	100	45.4
861692101	FLOOR	6 5/8	168.28	8 1/2	215.90	24	609.60	11 1/4	285.75	9/16	14.30	7 5/8	193.68	7/16	11.13	133	60.3
861692103	FRANK	6 5/8	168.28	8 5/8	219.08	24	609.60	11 1/4	285.75	9/16	14.30	7 5/8	193.68	3/8	9.53	130	59.0
861722100	FROZE	6 3/4	171.45	8 3/4	222.25	24	609.60	11 1/4	285.75	5/8	15.88	7 7/8	200.03	7/16	11.13	127	57.6
861722101	FANCY	6 3/4	171.45	8 3/4	222.25	24 1/2	622.30	11 3/8	288.93	9/16	14.30	7 7/8	200.03	7/16	11.13	135	61.2
861752100	FOUND	6 7/8	174.63	8 7/8	225.43	24 1/2	622.30	11 3/8	288.93	9/16	14.30	7 7/8	200.03	1/2	12.70	134	60.8
861752101	—	6 7/8	174.63	8 7/8	225.43	25	635.00	11 1/2	292.10	9/16	14.29	8	203.20	3/16	4.76	—	—
861782100	GAVEL	7	177.80	9	228.60	25 1/2	647.70	11 5/8	295.28	9/16	14.30	8 1/8	206.38	7/16	11.13	140	63.5
861782101	GLAND	7	177.80	9 1/8	231.78	25 1/2	647.70	11 5/8	295.28	9/16	14.30	8 1/8	206.38	1/2	12.70	154	69.9
—	—	7 1/8	180.98	9 1/8	231.78	25 1/2	647.70	11 3/4	298.45	9/16	14.29	8 1/4	209.55	7/16	11.11	—	—
861852100	GLASS	7 1/4	184.15	9 1/4	234.95	26 1/2	673.10	11 7/8	301.63	9/16	14.30	8 3/8	212.73	7/16	11.13	150	68.0
—	—	7 3/4	196.85	9 1/2	241.30	27	685.80	12 1/8	307.98	9/16	14.29	8 5/8	219.08	7/16	11.13	—	—
861912100	GLORY	7 1/2	190.50	9 5/8	244.48	17 1/2	444.50	14 1/2	368.30	1	25.40	8 3/4	222.25	7/16	11.13	129	58.5
861912101	GLOBE	7 1/2	190.50	9 5/8	244.48	27 1/2	698.50	12 3/4	323.85	9/16	14.30	8 3/4	222.25	7/16	11.13	160	72.6
—	—	7 5/8	193.68	9 3/4	247.65	28	711.20	12 3/8	314.33	9/16	14.29	8 3/4	222.25	1/2	12.70	—	—
861972100	GIPSY	7 3/4	196.85	9 7/8	250.83	28 1/2	723.90	12 1/2	317.50	9/16	14.30	8 7/8	225.43	1/2	12.70	180	81.6
—	—	7 7/8	200.03	10	254.00	29 1/2	749.30	12 5/8	320.68	9/16	14.29	9 1/8	231.78	7/16	11.13	—	—
862042101	HEART	8	203.20	10 1/4	260.35	29 1/2	749.30	13 1/4	336.55	5/8	15.88	9 1/2	241.30	1/2	12.70	166	75.3
862042102	HEDGE	8	203.20	10 1/2	266.70	29 1/2	749.30	13 1/4	336.55	5/8	15.88	9 1/2	241.30	1/2	12.70	210	95.3
—	—	8 1/8	206.38	10 3/8	263.53	30	762.00	13 3/8	339.73	5/8	15.88	9 3/8	238.13	1/2	12.70	—	—
862102100	HITCH	8 1/4	209.55	10 1/2	266.70	30 1/2	774.70	13 1/2	342.90	5/8	15.88	9 1/2	241.30	1/2	12.70	208	94.3
—	—	8 3/8	212.73	10 5/8	269.88	31	787.40	13 5/8	346.08	5/8	15.88	9 5/8	244.48	1/2	12.70	—	—
862172100	HOIST	8 1/2	215.90	10 3/4	273.05	31 1/2	800.10	13 3/4	349.25	5/8	15.88	9 3/4	247.65	1/2	12.70	215	97.5
—	—	8 5/8	219.08	10 7/8	276.23	32	812.80	13 7/8	352.43	5/8	15.88	9 7/8	250.83	1	25.40	—	—
862232100	HOVER	8 3/4	222.25	11	279.40	32 1/2	825.50	14	355.60	5/8	15.88	10	254.00	1/2	12.70	233	105.7
—	—	8 7/8	225.43	11 1/8	282.58	33	838.20	14 1/8	358.78	3/4	19.05	10 1/8	257.18	1/2	12.70	—	—
862292100	INFRA	9	228.60	11 1/4	285.75	33 1/2	850.90	14 1/4	361.95	3/4	19.05	10 1/4	260.35	1/2	12.70	254	115.2
862292101	IDEAL	9	228.60	11 1/2	285.75	33 3/8	850.90	15	361.95	3/4	19.05	10 1/4	263.53	5/8	15.88	301	136.5





Part Number	Code	Shaft Diameter		Outside Diameter		Length		Flange Diameter		Flange Thickness		Metal I.D.		Metal Thickness		Gross Weight	
		inches	mm	inches	mm	inches	mm	inches	mm	inches	mm	inches	mm	inches	mm	lbs.	kg.
862332101	—	9 1/8	231.78	11 3/8	288.93	34	863.60	14 1/2	368.30	3/4	19.05	10 3/8	263.53	1/2	12.70	—	—
862332100	INNER	9 1/8	231.78	11 1/2	292.10	34 1/2	876.30	16 3/8	415.93	5/8	15.88	10 3/8	263.53	9/16	14.30	284	128.8
862362100	IRISH	9 1/4	234.95	11 1/2	292.10	34 1/2	876.30	14 5/8	371.48	11/16	17.48	10 1/2	266.70	1/2	12.70	260	117.9
862392100	—	9 3/8	238.13	11 5/8	295.28	35	889.00	14 3/4	374.65	3/4	19.05	10 5/8	269.88	1/2	12.70	—	—
862422100	INSET	9 1/2	241.30	11 3/4	298.45	35 1/2	901.70	14 7/8	377.83	3/4	19.05	10 3/4	273.05	1/2	12.70	274	124.3
862452100	—	9 5/8	244.48	11 7/8	301.63	36	914.40	15	381.00	3/4	19.05	10 7/8	276.23	1/2	12.70	—	—
862482100	IVORY	9 3/4	247.65	12 1/8	307.98	36 1/2	927.10	15 1/4	387.35	3/4	19.05	11	279.40	9/16	14.30	307	139.3
—	—	9 7/8	250.83	12 1/4	311.15	37	939.80	15 3/8	390.53	3/4	19.05	11 1/8	282.58	9/16	14.30	—	—
862552100	JEWEL	10	254.00	12 3/8	314.33	37 1/2	952.50	15 1/2	393.70	3/4	19.05	11 1/4	285.75	9/16	14.30	333	151.0
862582100	—	10 1/8	257.18	12 1/2	317.50	38	965.20	15 5/8	396.88	3/4	19.05	11 1/4	285.75	5/8	15.88	—	—
862612100	JETTY	10 1/4	260.35	12 5/8	320.68	38 1/2	977.90	15 7/8	403.23	3/4	19.05	11 1/2	292.10	9/16	14.30	352	159.7
—	—	10 3/8	263.53	12 3/4	323.85	39	990.60	16	406.40	3/4	19.05	11 5/8	295.28	9/16	14.30	—	—
862682100	JUMBO	10 1/2	266.70	12 7/8	327.03	39 1/2	1003.30	16 1/8	409.58	3/4	19.05	11 3/4	298.45	9/16	14.30	350	158.8
—	—	10 5/8	269.88	13	330.20	40	1016.00	16 1/4	412.75	3/4	19.05	11 7/8	301.63	9/16	14.30	—	—
862742100	JUDGE	10 3/4	273.05	13 1/8	333.38	40 1/2	1028.70	16 3/8	415.93	3/4	19.05	12	304.80	9/16	14.30	368	166.9
—	—	10 7/8	276.23	13 1/4	336.55	41	1041.40	17	431.80	3/4	19.05	12 1/8	307.98	9/16	14.30	—	—
862802100	KNOCK	11	279.40	13 1/2	342.90	41 1/2	1054.10	17 1/4	438.15	3/4	19.05	12 3/8	314.33	9/16	14.30	420	190.5
—	—	11 1/8	282.58	13 5/8	346.08	42	1066.80	17 3/8	441.33	3/4	19.05	12 1/2	317.50	9/16	14.30	—	—
826872100	KRAFT	11 1/4	285.75	13 3/4	349.25	42 1/2	1079.50	17 1/2	444.50	3/4	19.05	12 5/8	320.68	9/16	14.30	432	196.0
—	—	11 3/8	288.93	14	355.60	43	1092.20	17 3/4	450.85	3/4	19.05	12 3/4	323.85	5/8	15.88	—	—
862932101	KNEEL	11 1/2	292.10	14 1/8	358.78	43 1/2	1104.90	17 7/8	454.03	3/4	19.05	12 7/8	327.03	5/8	15.88	482	218.6
862932100	KNIFE	11 1/2	292.10	14 7/8	377.83	50 3/4	1289.05	20 1/4	514.35	1 1/4	31.75	12 7/8	327.03	1	25.40	860	390.1
862962100	—	11 5/8	295.28	14 1/4	361.95	44	1117.60	18	457.20	3/4	19.05	13	330.20	5/8	15.88	—	—
862992100	KNOTS	11 3/4	298.45	14 3/8	365.13	44 1/2	1130.30	18 1/8	460.38	3/4	19.05	13 1/8	333.38	5/8	15.88	502	227.7
—	—	11 7/8	301.63	14 1/2	368.30	45	1143.00	18 1/4	463.55	3/4	19.05	13 1/4	336.55	5/8	15.88	—	—
863062100	LABOR	12	304.80	14 3/4	374.65	45 1/2	1155.70	18 1/2	469.90	3/4	19.05	13 1/2	342.90	5/8	15.88	516	234.1
863092100	LOGAN	12 1/8	307.98	14 7/8	377.83	46	1168.40	18 5/8	473.08	3/4	19.05	13 5/8	346.08	5/8	15.88	—	—
863122100	LANCE	12 1/4	311.15	15	381.00	46 1/2	1181.10	18 3/4	476.25	3/4	19.05	13 3/4	349.25	5/8	15.88	539	244.5
—	LEASE	12 3/8	314.33	15 1/8	384.18	47	1193.80	18 7/8	479.43	3/4	19.05	13 7/8	352.43	5/8	15.88	—	—
863182100	LAYER	12 1/2	317.50	15 1/4	387.35	47 1/2	1206.50	19	482.60	3/4	19.05	14	355.60	5/8	15.88	554	251.3
863222100	LOGIC	12 5/8	320.68	15 3/8	390.53	48	1219.20	19 1/8	485.78	3/4	19.05	14 1/8	358.78	5/8	15.88	582	264.0
863252100	MILKY	12 3/4	323.85	15 1/2	393.70	48 1/2	1231.90	19 1/4	488.95	3/4	19.05	14 1/4	361.95	5/8	15.88	—	—
863282100	MUSIC	12 7/8	327.03	15 5/8	396.88	49	1244.60	19 3/8	492.13	3/4	19.05	14 3/8	365.13	5/8	15.88	—	—
863312100	MINCE	13	330.20	15 7/8	403.23	50	1270.00	19 5/8	498.48	7/8	22.23	14 1/2	368.30	11/16	17.48	674	305.7
863342100	MITTY	13 1/8	333.38	16	406.40	50 1/2	1282.70	19 3/4	501.65	7/8	22.23	14 5/8	371.48	11/16	17.48	710	322.1
863372100	MISTY	13 1/4	336.55	16 1/8	409.58	51	1295.40	19 7/8	504.83	7/8	22.23	14 3/4	374.65	11/16	17.48	—	—
863412100	NIFTY	13 3/8	339.73	16 1/4	412.75	51 1/2	1308.10	20	508.00	7/8	22.23	14 7/8	377.83	11/16	17.48	696	315.7
863442100	NIECE	13 1/2	342.90	16 3/8	415.93	52	1320.80	20 1/8	511.18	7/8	22.23	15	381.00	11/16	17.48	697	316.2
863472100	NOVEL	13 5/8	346.08	16 1/2	419.10	52 1/2	1333.50	20 1/4	514.35	7/8	22.23	15 1/8	384.18	11/16	17.48	—	—
863502100	ORTHA	13 3/4	349.25	16 5/8	422.28	53	1346.20	20 3/8	517.53	7/8	22.23	15 1/4	387.35	11/16	17.48	—	—
—	OGGLE	13 7/8	352.43	16 3/4	425.45	53 1/2	1358.90	20 1/2	520.70	7/8	22.23	15 3/8	390.53	11/16	17.48	—	—
863572100	OPERA	14	355.60	16 7/8	428.63	54	1371.60	20 5/8	523.88	7/8	22.23	15 1/2	393.70	11/16	17.48	735	333.4
—	PURSE	14 1/8	358.78	17	431.80	54 1/2	1384.30	20 3/4	527.05	7/8	22.23	15 5/8	396.88	11/16	17.48	—	—
—	POLAR	14 1/4	361.95	17 1/8	434.98	55	1397.00	20 7/8	530.23	7/8	22.23	15 3/4	400.05	11/16	17.48	—	—
863662100	POINT	14 3/8	365.13	17 1/4	438.15	55 1/2	1409.70	21	533.40	7/8	22.23	15 7/8	403.23	11/16	17.48	842	381.9
863692100	PRUNE	14 1/2	368.30	17 1/2	444.50	56	1422.40	21 1/4	539.75	7/8	22.23	16	406.40	3/4	19.05	852	386.5
—	PRICE	14 5/8	371.48	17 5/8	447.68	56 1/2	1435.10	21 3/8	542.93	7/8	22.23	16 1/8	409.58	3/4	19.05	—	—
—	PUNCH	14 3/4	374.65	17 3/4	450.85	57	1447.80	21 1/2	546.10	7/8	22.23	16 1/4	412.75	3/4	19.05	—	—
—	QUAKE	14 7/8	377.83	17 7/8	454.03	57 1/2	1460.50	21 5/8	549.28	7/8	22.23	16 3/8	415.93	3/4	19.05	—	—
863822100	QUIET	15	381.00	18	457.20	58	1473.20	21 3/4	552.45	7/8	22.23	16 1/2	419.10	3/4	19.05	905	410.5

APENDICE 4

UNIVERSIDAD NACIONAL DE TRUJILLO

LABORATORIO DE SERVICIOS A LA COMUNIDAD E INVESTIGACION

LASACI

REPORTE DE ANALISIS

SOLICITANTE : FUNDICION PISFIL E.I.R.L.

RUC : 20445489094

PROCEDENCIA : CHIMBOTE

FECHA DE INGRESO : 26 DE JULIO DEL 2,008

MUESTRA PUESTA EN LABORATORIO

DETERMINACIONES FISICOQUIMICAS

DETERMINACIONES	GUN METAL
% COBRE	87.50
% ESTAÑO	10.20
% ZINC	2.00

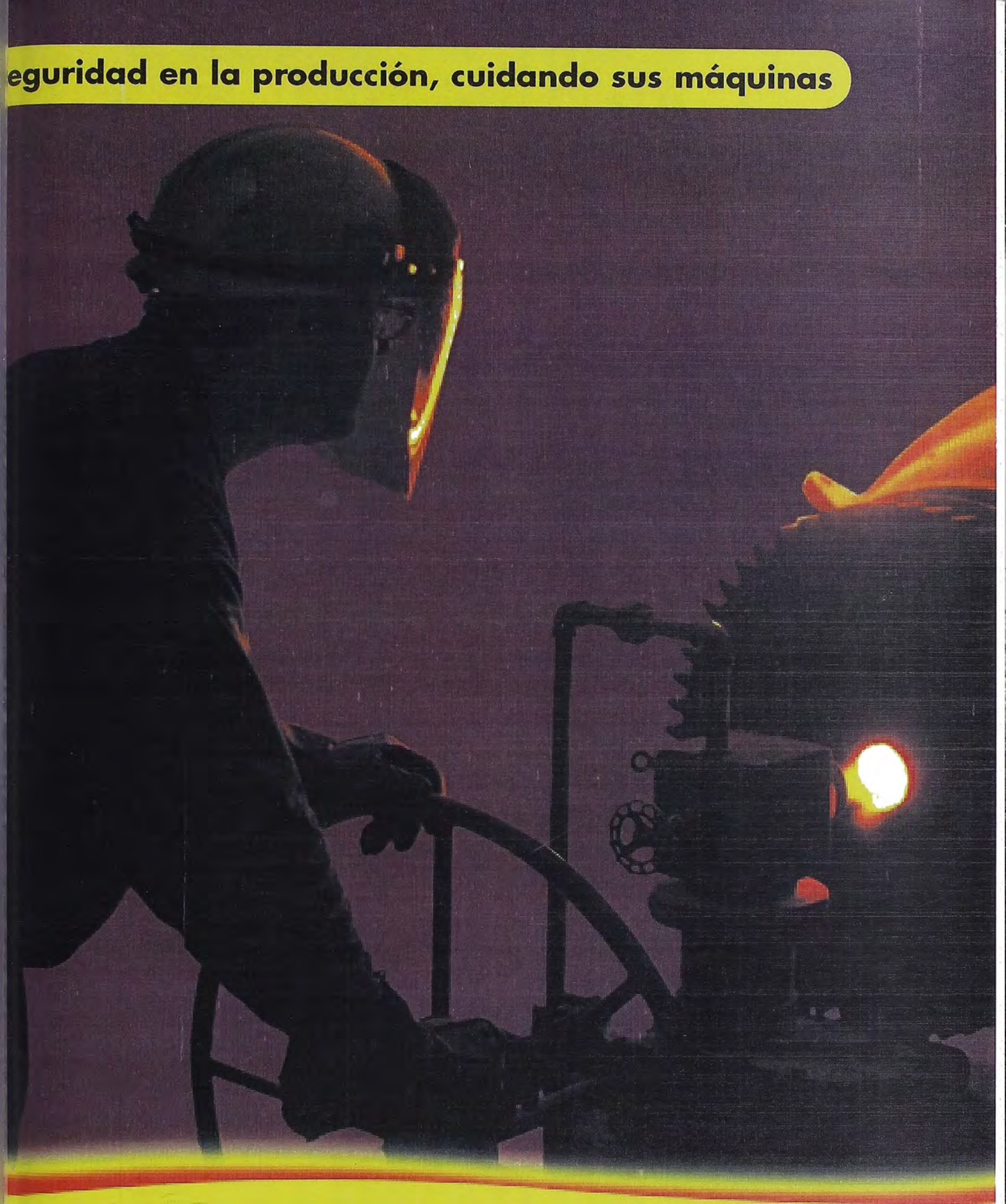
TRUJILLO 30 DE JULIO DEL 2,008

LASACI DIRECCION

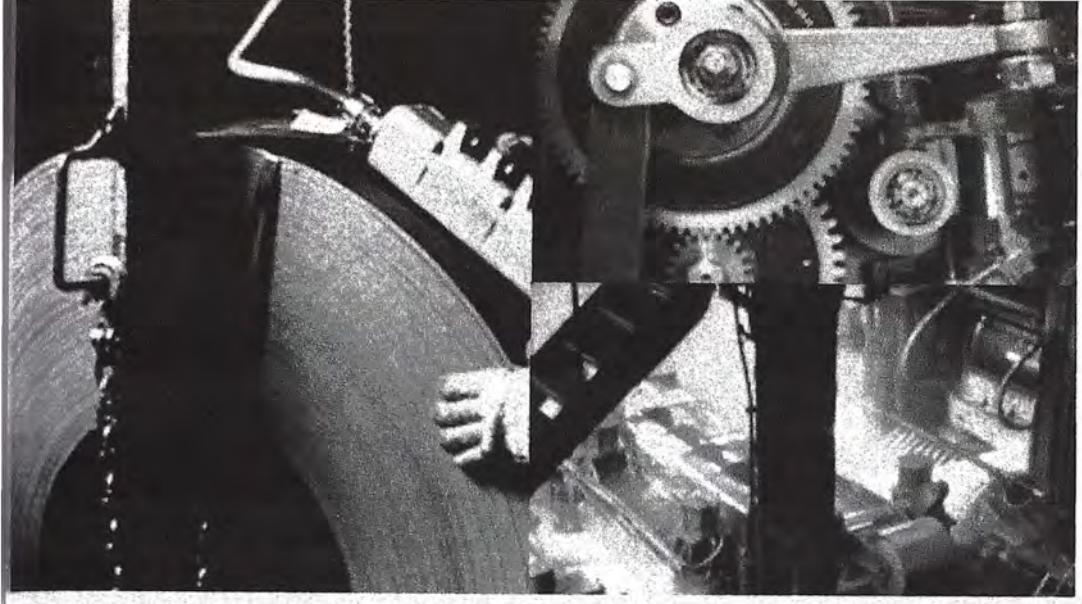
ING° NOE COSTILLA SANCHEZ
DIRECTOR

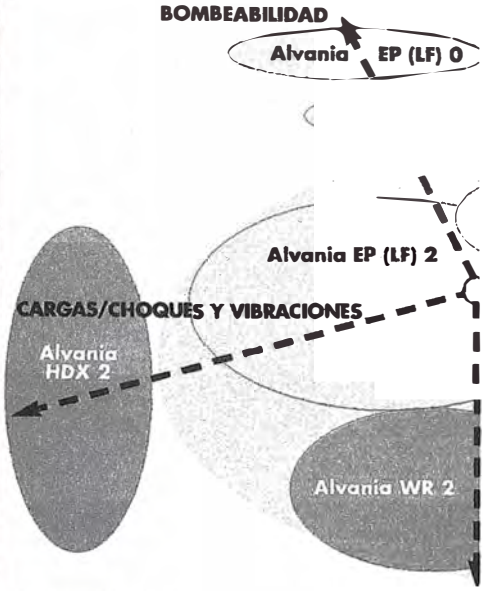
APENDICE 5

eguridad en la producción, cuidando sus máquinas



Grasas Industriales Shell





PORQUE LA PRODUCCIÓN DEBE CONTINUAR Y CONTINUAR ...

Cuando se necesita conseguir la mayor eficacia y el máximo rendimiento, no se puede permitir que los equipos fallen.

Para asegurar la continuidad y proteger sus máquinas, Shell ha desarrollado una gama completa de grasas de calidad superior. Grasas universales y especiales que proporcionan un mantenimiento óptimo y una continuidad garantizada, al tiempo que los costes de lubricación y mantenimiento se reducen.

LUBRICANTES DE USO GENERAL Y PARA RODAMIENTOS

Shell Alvania RL

Las grasas Shell Alvania RL son grasas no EP (no aptas para presiones extremas) con buenas propiedades anticorrosión, destinadas a lubricación general desde -30 °C hasta +130 °C. Son especialmente adecuadas para la lubricación de rodamientos de media y alta velocidad, tales como rodamientos de motores eléctricos. Shell Alvania RL prolonga la duración de los rodamientos y cumple las especificaciones de fabricantes internacionales de rodamientos, tales como SKF, FAG y NSK.

Shell Alvania EP (LF)

Shell Alvania EP (LF) es una grasa universal de alta calidad de Extrema Presión, libre de plomo, de buen comportamiento frente a presiones elevadas, buena resistencia al agua y a la temperatura. La grasa Shell Alvania EP (LF) además, cubre una amplia variedad de aplicaciones, simplificándole así el mantenimiento y reduciendo el coste de su stock.

Shell Alvania HDX 2

Shell Alvania HDX 2 es la grasa preferida de nuestra gama para "resolver problemas". Combina buena estabilidad mecánica con excelente resistencia al agua y excepcional capacidad de carga y resistencia al choque, gracias a la presencia de MoS_2 (Disulfuro de Molibdeno) finamente dividido. Shell Alvania HDX 2 proporciona a su maquinaria una protección total contra el desgaste, bajo fuertes choques y vibraciones.

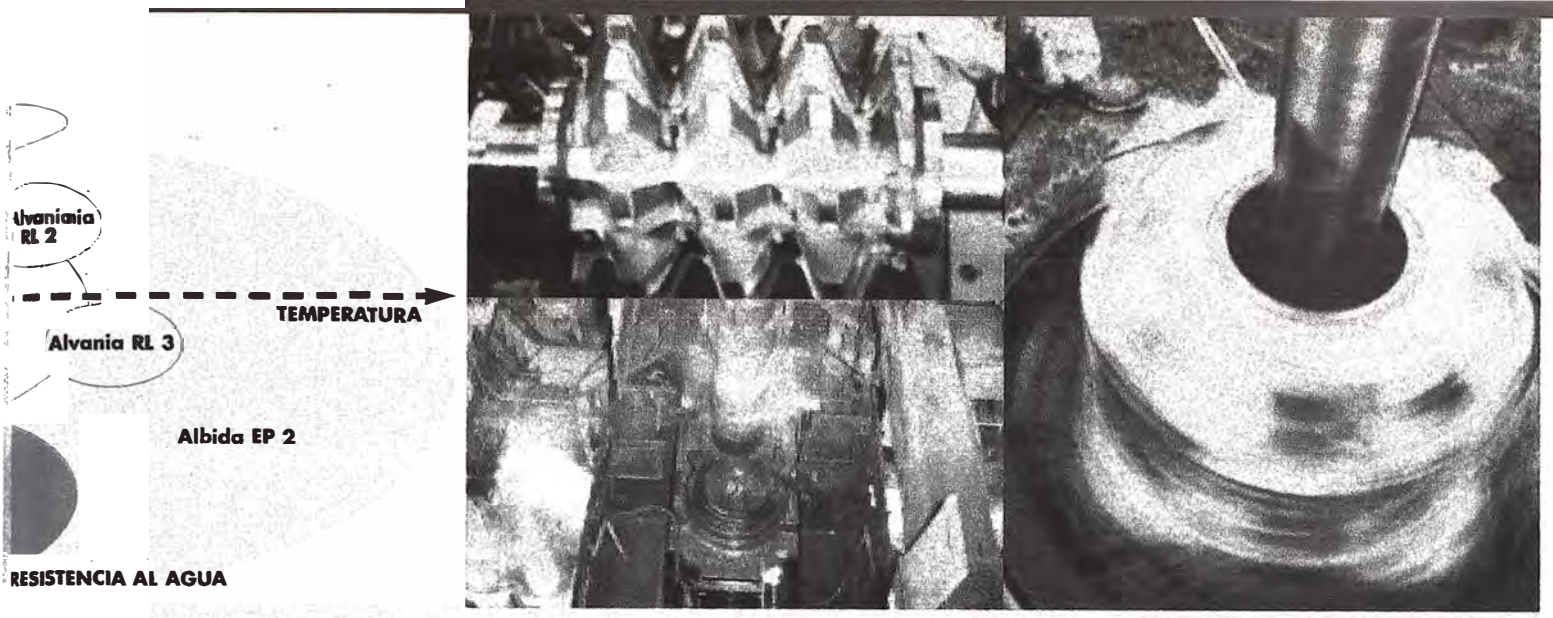
Shell Alvania WR

Shell Alvania WR es una grasa de alta calidad resistente al agua que goza de extraordinaria aceptación, especialmente en la industria del acero (rodamientos), en aplicaciones en las que su expulsión por lavado es un problema importante. Sus especiales características permiten una reducción del consumo de hasta el 30% bajo exposición intensa al agua.

Tabla de selección de grasas Shell

Rodamientos, condiciones de funcionamiento	Shell Alvania RL	Shell Alvania EP (LF)	Shell Alvania HDX	Shell Alvania WR	Shell Albida EP
Alta temperatura >120 °C	**	*	*	*	***
Fuertes cargas/choques	-	**	***	**	**
Contaminación por agua	**	**	***	***	***
Alta velocidad (motores eléctricos)	***	**	-	**	**
Lubricantes de uso general	***	**	-	*	*
CARACTERÍSTICAS					
Grado NLGI	2,3	0,1,2	2	2	2
Naturaleza del jabón	Li	Li	Li/Ca	Li/Ca	Li complejo
Punto de goteo	190	185	180	180	260
Viscosidad del aceite base 40 (cSt)	100	190	160	160	220
Temperatura de trabajo	-30/+130	-25/+130	-25/+130	-25/+130	-25/+160

Clasificación de rendimiento: No recomendada, * Bajo rendimiento en esta categoría, ** Medio rendimiento en esta categoría, *** Máximo rendimiento en esta categoría



Shell Albida EP 2

Shell Albida EP 2 es una grasa de alta calidad resistente a las altas temperaturas, basada en la más avanzada tecnología de Shell en el campo de los complejos de litio. Está diseñada para soportar las condiciones más rigurosas. Garantiza una óptima protección frente a temperaturas continuas de hasta +160 °C y picos de +180 °C, bajo fuertes cargas y choques, y contra la eliminación por agua. Shell Albida EP 2 ofrece una excepcional resistencia al reblandecimiento y las fugas bajo solicitación mecánica. Esto proporciona al usuario el máximo factor de seguridad y la posibilidad de alargar los intervalos de reengrase.

ENGRANAJES Y REDUCTORES ABIERTOS

Shell Malleus GL

Shell Malleus GL 95 y 205 (según el clima) son lubricantes extremadamente adhesivos que forman una película lubricante casi indestructible sobre las superficies metálicas expuestas al polvo o a la fuerte eliminación por agua en las aplicaciones abiertas. Ambos están especialmente diseñados para la lubricación de engranajes abiertos y cables metálicos que trabajan bajo las cargas más elevadas. Ambos lubricantes son fácilmente pulverizables sin riesgos para la salud y la seguridad. Por su mezcla de aceites de base semisintética y aditivos específicos, pueden permitir reducir el consumo de lubricante hasta un 50%, garantizando al mismo tiempo una perfecta lubricación de la maquinaria.

Shell Alvania GL 00 y Shell Tivela GL 00

Shell Alvania GL 00 le ofrece una excelente lubricación de los dientes de los engranajes gracias a su adherencia natural, incluso tras largos periodos de inactividad, y mayor protección contra la corrosión que los aceites y las grasas de sodio.
Shell Tivela GL 00 es ideal para reductores de tornillo sinfín que trabajan bajo fuertes cargas y a elevadas temperaturas. Puede utilizarse en el intervalo de -30 °C a +150 °C gracias a la calidad intrínseca de su aceite base sintético.

Tabla de selección de grasas Shell

GRASAS	APLICACIONES	Temperatura de utilización (°C)
Shell Nerita HV	Rodamientos en carga para alta o muy alta velocidad - Larga duración.	-30/+140
Shell Albida RL 2	Rodamientos para alta velocidad y temperatura.	-25/+160
Shell Albida HD 2	Aplicaciones a alta temperatura, en carga o a baja velocidad.	-20/+160
Shell Albida SDM 1	Para muy baja velocidad y cargas muy grandes. Contiene lubricantes sólidos.	-25/+150
Shell Stamina EP 2	Máximo rendimiento. Alta temperatura. Muy larga duración.	-20/+180
Shell Stamina HDS	Máximo rendimiento en aplicaciones a alta temperatura, bajo carga o a baja velocidad. Muy larga duración (totalmente sintética).	-30/+200
Shell Malleus OGH	Engranajes al descubierto grandes y muy grandes que funcionan a alta temperatura bajo cargas extremas (por ejemplo, engranajes al descubierto en hornos de cemento).	-20/+200
Shell Malleus ET	Lubricante especial para temperaturas superiores a 200 °C donde no sirven las grasas convencionales.	-20/+600

ESPECIALIDADES

Aunque las grasas presentadas en este folleto probablemente cubren más del 90% de sus necesidades en lubricación, es posible que necesite productos más especializados. La gama de grasas Shell abarca casi todas las aplicaciones especiales (alta temperatura, cargas, desde muy bajas hasta muy altas velocidades, grasas de muy larga duración, etc). La tabla ofrece un resumen de las grasas Shell más utilizadas para aplicaciones especiales.

LAS VENTAJAS DE LAS GRASAS SHELL:

- **excelente protección;**
- **costes de mantenimiento reducidos;**
- **costes de lubricación reducidos;**
- **mayor fiabilidad de las máquinas;**
- **menos paradas no programadas.**

Para más información sobre éstas u otras grasas de alta calidad, productos o servicios Shell, póngase en contacto directamente con Shell

902 334 335

o con el Distribuidor Especialista en Lubricantes Industriales Shell de su zona.

G0/5A 3/00

Shell España, S.A.
Río Bullaque, 2. 28034 Madrid

Guía Básica de las Grasas Shell

INDUSTRIAL

TRANSPORTE

Grasa Shell	Tipo de espesante	Temp. (°C)	Grado NLGI	Viscosidad del aceite base a 40 °C	Rodamiento plano	Rodamiento de rodillos	Engranajes cerrados	Acoplamientos engranados	Deslizadores articulaciones y clavijas	Motores eléctricos	Cables cuerdas	Engranajes abiertos	Alta velocidad	Baja velocidad	Extrema presión	Vibración	Agua	Cargas con impacto	Duración	Lubricantes sólidos	Adhesivo	Capacidad de bombeo	Grasa Shell
ALBIDA EP 1	Complejo de litio	-25/+150	1	220		●																	ALBIDA EP 1
ALBIDA EP 2	Complejo de litio	-20/+150	2	220		●																	ALBIDA EP 2
ALBIDA GC 1	Complejo de litio	-10/+160	1	630				●					●						●				ALBIDA GC 1
ALBIDA HDX 2	Complejo de litio	-20/+150	2	490	●				●					●	●	●		●					ALBIDA HDX 2
ALVANIA GL 00	Litio	-30/+110	00	190			●															●	ALVANIA GL 00
ALVANIA EP(LF) 0	Litio	-20/+120	0	190																		●	ALVANIA EP(LF) 0
ALVANIA EP(LF) 1	Litio	-20/+120	1	190		●																	ALVANIA EP(LF) 1
ALVANIA EP(LF) 2	Litio	-20/+120	2	190		●																	ALVANIA EP(LF) 2
ALVANIA WR 2	Litio/Calcio	-20/+130	2	160		●											●						ALVANIA WR 2
ALVANIA HDX 1	Litio/Calcio	-10/+120	1	200				●							●	●	●	●					ALVANIA HDX 1
ALVANIA HDX 2	Litio/Calcio	-10/+120	2	200					●						●	●	●	●					ALVANIA HDX 2
ALVANIA RL 2	Litio	-25/+130	2	100		●				●			●										ALVANIA RL 2
ALVANIA RL 3	Litio	-20/+120	3	100		●				●			●										ALVANIA RL 3
ALVANIA SDX 2	Litio/Calcio	0/+130	2	800					●					●	●	●	●	●			●		ALVANIA SDX 2
DARINA R 2	Arcilla	-10/+180	2	490																			DARINA R 2
MALLEUS OGH	Arcilla	-10/+200	0/00	730	●				●			●		●	●	●		●	●		●		MALLEUS OGH
MALLEUS GL 500	Arcilla	0/+180	1	1625	●				●			●		●	●	●	●	●		●	●		MALLEUS GL 500
HERTIA HV	Litio	-30/+130	2,5	42		●				●			●										HERTIA HV
STAMINA EP 2	Poliurea	-20/+160	2	220		●											●		●				STAMINA EP 2
STAMINA HDS	Poliurea	-10/+180	1,5	160	●	●			●					●	●	●	●		●				STAMINA HDS
STAMINA RL 2	Poliurea	-20/+160	2	150		●				●			●				●		●				STAMINA RL 2
TIVELA GL 00	Litio	-30/+130	00	142			●															●	TIVELA GL 00
RETINAX CS 00	Litio	-30/+100	00	180			●															●	RETINAX CS 00
RETINAX EP 2	Litio	-20/+120	2	190		●												●					RETINAX EP 2
RETINAX HD 2	Litio/Calcio	-15/+130	2	170		●											●						RETINAX HD 2
RETINAX HDX 2	Litio/Calcio	-10/+120	2	160					●						●		●	●					RETINAX HDX 2
RETINAX LX 2	Complejo de litio	-15/+150	2	160		●																	RETINAX LX 2

Explicación de los sufijos de los productos

SD = Servicio severo
HD = Servicio pesado
EP = Extrema presión
CS = Sistema centralizado
HV = Alta velocidad
GL = Lubricante de engranajes
LX = Complejo de litio
LF = Sin plomo
S = Sintético
X = Lubricante sólido
WR = Resistente al agua
OGH = Engranaje abierto pesado
R/RL = Carga normal

Para obtener más información

Lubritec
Polígono Industrial Santiga, talleres 8, nave 58
08210 Barberá del Vallés (Barcelona)
Tel. 937 191 113 - Fax 937 191 257
E-mail: lubritec@lubriservis.com
www.lubritec.com

● = Resultado excelente en la aplicación
= Buen resultado en la aplicación
= Su uso debe ser consumado por el representante de Shell
= No es adecuado para esta aplicación

Shell Lubricants

Estas recomendaciones son meramente orientativas, su representante de Shell le ofrecerá más consejos sobre la aplicación y la disponibilidad de cada producto.
Estas características corresponden a la producción actual. Aunque la producción futura se ajustará a las especificaciones de Shell, estas características podrán variar.

APENDICE 6

ISO 9001:2000

SIMA CHIMBOTE ASTILLERO

TALLER DE MAQUINADO

CHEQUEO DEL PASO DE HELICE

(Maquinado de Elementos)

RC-TMQA-03
Rev. 2/2004-05-11

EMBARCACION: MAR NEGRO

Unidad de medida: mm

FECHA: 25/02/2005

Ejecutado por: JUAN CARHUANIMA T.

Proveedor: H & G

Inspector: DCCA

N° PALA	PUNTOS MEDIDOS (%)	COTAS MEDIDAS (mm)		ANGULO INSCRITO (°)	DIFERENCIA DE COTAS (a-b)	PASO DE HELICE EN RADIO (mm)	PASO PROMEDIO DE PALA (%)	DESVIACION AL PASO PROMEDIO (%)	DESVIACION AL PASO NOMINAL (%)
		FILO SALIENTE (a)	FILO ENTRANTE (b)						
01	R-50	438.0	149.0	68	289	1530.00	1521.44	0.36	0.98
	R-70	368.0	136.0	54	232	1546.87			
	R-90	276.5	136.0	34	140.5	1487.65			
02	R-50	437.0	151.0	68	286	1514.12	1491.18	-1.63	2.95
	R-70	369.5	140.0	54	229.5	1530.00			
	R-90	275.0	140.0	34	135	1429.41			
03	R-50	440.0	151.0	68	289	1530.00	1517.45	0.10	1.24
	R-70	370.0	139.0	54	231	1540.00			
	R-90	281.0	141.0	34	140	1482.35			
04	R-50	439.0	149.0	68	290	1535.29	1528.50	0.83	0.52
	R-70	369.0	137.0	54	232	1546.67			
	R-90	279.0	137.0	34	142	1503.53			
05	R-50	438.0	149.0	68	289	1530.00	1520.98	0.33	1.01
	R-70	368.0	137.0	54	231	1540.00			
	R-90	278.0	137.0	34	141	1492.94			

Marca:			Material:	BRONCE		Peso de Hélice:	755.5	Kg
Diametro exterior:	1882.00	mm	Diametro Nominal:	1860.00	mm	Sentido de Giro:	DERECHO	
Paso Promedio:	1515.91	mm	Paso Nominal:	1536.50	mm			

OBSERVACIONES:

* La desviación de paso con respecto al paso promedio se encuentra en la clase III: 1.63
* El paso promedio difiere al paso nominal en:-20.59 mm.

RECOMENDACIONES:

ASENTADO DEL CONO (RESULTADO):	**Se asento en un 85%**	**FECHA:**	25/02/2005
BALANCEO (RESULTADO):	**ACEPTABLE**	**FECHA:**	25/02/2005

CLASIFICACION		USO	TOLERANCIA DEL PASO DE HELICE
Clase S:			
Clase I:			
Clase II:			
Clase III:	sin tolerancia	Sin mayores exigencias	+-3.00 % max 15.0 mm.

Notas:

* Pala #1 se identifica así, a la pala que esta ubicada en la zona del canal chivetero.
* Pala #2 y siguientes están ubicados secuencialmente en sentido antihorario (mirando de popa)
* Se utilizo la tabla #2 Tolerancias en el paso.

De la recomendación ISO 181/2. Primera Edición (parte2).

ISO 9001:2000

SIMA CHIMBOTE ASTILLERO — **CHEQUEO DEL PASO DE HELICE** — RC-TMQA-03 Rev. 2/2004-05-11

TALLER DE MAQUINADO — **(Maquinado de Elementos)**

EMBARCACION: MAR NEGRO — **Ejecutado por:** CHAMACHE LEON CARLOS

Unidad de medida: mm — **Proveedor:** SERVINA

FECHA: 03/04/2007 — **Inspector:** OCCA

N° PALA	PUNTOS MEDIDOS (%)	COTAS MEDIDAS (mm) FILO SALIENTE (a)	COTAS MEDIDAS (mm) FILO ENTRANTE (b)	ANGULO INSCRITO (°)	DIFERENCIA DE COTAS (a-b)	PASO DE HELICE EN RADIO (mm)	PASO PROMEDIO DE PALA (%)	DESVIACION AL PASO PROMEDIO (%)	DESVIACION AL PASO NOMINAL (%)
01	R-50	489.0	172.0	68	317	1678.24	1628.33	0.06	1.76
	R-70	375.0	140.0	53.5	235	1581.31			
	R-90	248.0	99.0	33	149	1625.45			
02	R-50	490.0	171.0	68	319	1688.82	1626.48	-0.05	1.64
	R-70	373.0	139.0	53	234	1589.43			
	R-90	249.0	100.0	33.5	149	1601.19			
03	R-50	490.0	172.0	68	318	1683.53	1625.61	-0.10	1.59
	R-70	374.0	141.0	53.5	233	1567.85			
	R-90	250.0	101.0	33	149	1625.45			
04	R-50	491.0	170.0	68	321	1699.41	1628.70	0.09	1.78
	R-70	374.0	139.0	53	235	1596.23			
	R-90	248.0	100.0	33.5	148	1590.45			
05	R-50								
	R-70								
	R-90								

Marca:			Material:	BRONCE		Peso de Hélice:	943 Kg
Diametro exterior:	2133.00	mm	Diametro Nominal:	2133.60	mm	Sentido de Giro:	DERECHO
Paso Promedio:	1627.28	mm	Paso Nominal:	1600.20	mm		

OBSERVACIONES:

* La desviación de paso con respecto al paso promedio se encuentra en la clase. S: 0.11
* El paso promedio difiere al paso nominal en: 27.08mm.
* Inscripción en la hélice: 84D x 63 P.S. -0735115 RH MADE IN MEXICO B.7.
* La operatividad y funcionamiento de la hélice nueva, queda a cuenta del armador. Hélice suministrada por el cliente.

RECOMENDACIONES:

ASENTADO DEL CONO (RESULTADO):	**Se asento en un 85%**	**FECHA:**	03/04/2007
BALANCEO (RESULTADO):	**ACEPTABLE**	**FECHA:**	03/04/2007

CLASIFICACION		USO	TOLERANCIA DEL PASO DE HELICE
Clase S:	alta precisión	Propósitos especiales	+-0.500% max: 4.0 mm.
Clase I:			
Clase II:			
Clase III:			

Notas:

* Pala #1 se identifica así, a la pala que esta ubicada en la zona del canal chivetero.
* Pala #2 y siguientes están ubicados secuencialmente en sentido antihorario (mirando de popa)
* Se utilizo la tabla #2 Tolerancias en el paso.

De la recomendación ISO 181/2. Primera Edición (parte2).

APENDICE 7

CORMET S.A.C.
CORPORACION DE METALES S.A.C.

Calle Punta Aguja Nº 115
Urb. Industrial
Sto. Domingo de Bocanegra
Telf.: 577-2410
Fax: (511) 577-2410
Callao - Perú

DESDE 1990 CALIDAD Y GARANTIA EN ALEACIONES NO FERROSAS

CERTIFICADO DE ANÁLISIS

Número: 050/06 Fecha: 11.09.06

Empresa solicitante: CENTRO FERRETERO LAS AMERICAS S.R.LTDA.

Lote / carga: 199 - 200

Peso: 1,000.0 KGS. DE METAL ANTIFRICCION FLUKS EN LINGOTES.

ELEMENTO	SIMBOLO	Lote 199 %	Lote 200 %
Estaño	Sn	55.1	55.2
Antimonio	Sb	9.8	9.8
Cobre	Cu	2.5	2.4
Plomo	Pb	Saldo	Saldo
Cadmio	Cd	-----	-----
Níquel	Ni	-----	-----
Fierro	Fe	-----	-----
Arsénico	As	-----	-----
Zinc	Zn	-----	-----
Aluminio	Al	-----	-----

NOTA: Este Certificado no podrá ser usado, sin autorización escrita de Corporación de Metales S.A.C.

PDF created with pdfFactory trial version www.pdffactory.com