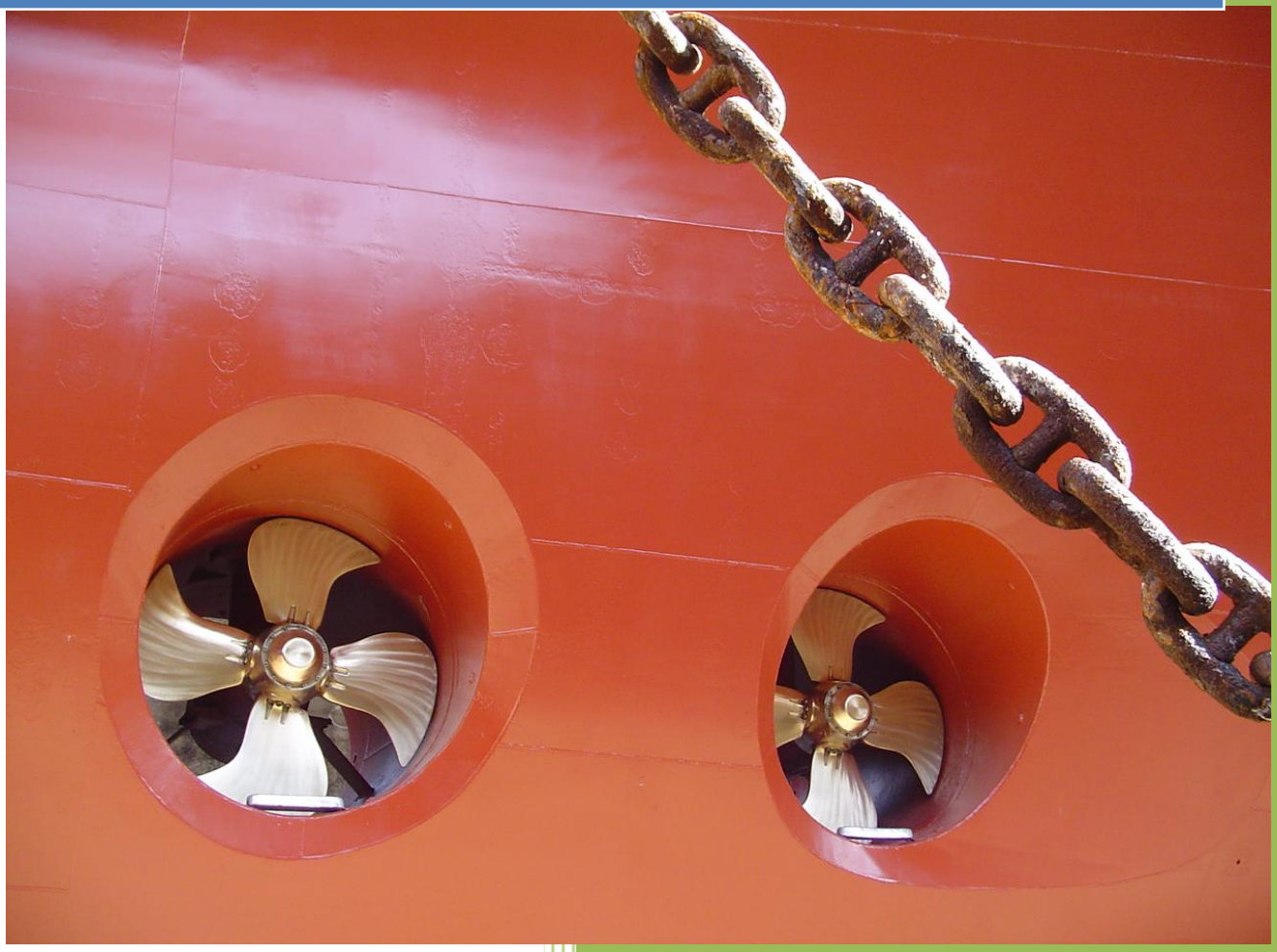
SISTEMA DE HÉLICES DE PROA: OPERACIÓN, REQUERIMIENTOS Y MANTENIMIENTO



DIRECTOR: ANTONI ISALGUÉ BUXEDA

CO-DIRECTOR: RAMÓN GRAU MUR

ALUMNA: TERESA MARTÍNEZ CREIXENTI

TITULACIÓN: DIPLOMATURA EN MÁQUINAS NAVALES

08/02/2009

PRÓLOGO

Este trabajo empieza con una idea tomada durante el verano del 2009, cuando hacía las prácticas de embarque de la Diplomatura en Máquinas Navales en el buque Sorolla. Mi curiosidad se centró en el aspecto del servicio de maniobra del buque, más concretamente, sobre el funcionamiento de las hélices de proa. Estuve buceando entre los estantes de varias bibliotecas para documentarme sobre el tema, ya no en el sentido estricto de la hidrodinámica, sino en el de las teorías simples de funcionamiento de éste sistema. Cuál fue mi sorpresa al constatar que una parte muy importante y necesaria de la industria naval, no estaba descrita en ningún manual específico. Pero, si los pilotos consideran tan importante la maniobra, y existe gran variedad de libros sobre ella, ¿porque los maquinistas no disponemos también de un compendio sobre la maniobra en la máquina? En verdad, existen muchos libros sobre maniobras, pero no en la perspectiva de cómo llevar a cabo las operaciones particulares en la máquina.

Debemos reconocer, también, que hay abundante bibliografía sobre arquitectura naval, hidrodinámica y teoría matemática de alto nivel que vienen a describir la esencia del funcionamiento de las hélices de proa. Además, la mayoría de la que versa sobre construcción naval contiene información muy valiosa sobre hélices y motores que serán parte relevante en el siguiente ensayo.

Como consecuencia he decidido encaminar el trabajo hacia un enfoque más analítico de las hélices de proa, incluyendo en él, un estudio pormenorizado del sistema de maniobra, el sistema de motores, el mantenimiento y sus repercusiones medioambientales; comparado todo ello y analizado con un buque ejemplo, el Sorolla. En el capítulo de sistemas de maniobra de las hélices hay una descripción general de todo el conjunto, las partes, sus funciones, así como también todos los elementos que constituyen la hélice. En la segunda parte, dedicada al sistema de motores, se hace una descripción de los mecanismos utilizados para mover este tipo de hélices. En la actualidad, los más utilizados y rentables son de dos tipos, los motores eléctricos y los motores hidráulicos (con predominio de los eléctricos), aunque técnicamente sea posible el uso de otros. La tercera parte contiene el análisis general del mantenimiento, centrándome en los ruidos, las vibraciones, la corrosión y la toma de medidas necesarias para evitarla. En la cuarta sección, que lleva por rúbrica de las repercusiones ambientales, se estudian las afectaciones del sistema en el medio marino. Finalmente, en el último apartado, hago una aplicación práctica de todo lo anterior en un buque concreto.

AGRADECIMIENTOS.

Debo un especial agradecimiento al director, codirector y profesorado con su contribución en esta obra a través de sus comentarios y críticas constructivas, aportando una valiosa orientación en el desarrollo de la edición de este compendio. Sus comentarios, críticas y sugerencias son profundamente agradecidas.

Además estoy especialmente agradecida a mi familia, novio y amigos, ya que sin ellos, llegar hasta aquí no hubiera sido posible.

Teresa Martínez Creixenti, Facultad de Náutica, Febrero 2009

INTRODUCCIÓN

Desde la antigüedad los puertos han sido considerados las puertas de acceso de las mercancías a tierra, por eso es de primordial importancia construirlos con suma delicadeza y dedicación. La aparición de lo que consideramos puertos modernos, se remonta al Impero Romano, en su tiempo ya existían ingenieros de alto nivel.

Paulatinamente los puertos fueron incorporando nuevas instalaciones adecuadas a las necesidades impuestas por el creciente tráfico marítimo, que hicieron de ellos, complejas unidades técnicas y comerciales, como ocurrió en la Edad Media europea con los puertos del mar del Norte o con los del mar Mediterráneo (Génova, Venecia y Barcelona). El descubrimiento de América y la posterior apertura de nuevas rutas marítimas y comerciales aumentaron el tamaño y calado de los buques, lo que obligó, a partir del siglo XVI, a la construcción de muelles para facilitar la carga y descarga de mercancías. Durante el siglo XIX, la utilización masiva del vapor en los buques, en lugar del viento o la fuerza humana, permitió aumentar notablemente su tonelaje y capacidad de carga, y como consecuencia, tecnificar más todas las instalaciones portuarias.

Ya en tiempos más actuales, en 1939, antes de la Segunda Guerra Mundial, la flota mercante mundial había alcanzado los 70 millones de toneladas, después de ésta, en 1950 había aumentado a 80 millones de toneladas, en 2004 la flota contaba con 46.222 buques que en total sumaban 597 millones de toneladas brutas y hacia principios de 2008 había alcanzado los 1.120 millones de toneladas brutas (dwt). Nunca antes la flota había sido tan grande. Las causas de este incremento se deben a la expansión de la economía mundial, en definitiva, a la mayor demanda de productos entre las naciones; el comercio internacional requiere cada vez más naves mercantes en las que transportar las mercancías. Estas naves han tenido que adaptarse a viajes más largos y al transporte de mayores cargas.

En la actualidad, un puerto de mediana importancia tiene que disponer de servicios de almacenamiento de mercancías, con las instalaciones necesarias para la conservación de los artículos perecederos, como por ejemplo grandes frigoríficos, faros con estación de señales, rompeolas naturales o artificiales para proteger la entrada y salida de los buques de gran tonelaje o con mercancías peligrosas, diques flotantes y secos para reparaciones y limpieza de cascos y fondos, muelles de atraque con grúas de distintas capacidades, dársenas para remolcadores, así como cuantas otras instalaciones adecuadas a determinados cargamentos y rutas.

De este modo, los puertos se han convertido en maravillas de la ingeniera para poder cubrir todas las necesidades del tráfico comercial. Precisamente en atención a esta importancia de los puertos y en aras a su mayor eficiencia, es necesario agilizar las

distintas tareas que en él se llevan a cabo, a saber entre las más importantes, las maniobras de los buques. En este punto, los ingenieros de buques han puesto todos sus conocimientos disponibles para reducir el tiempo en puerto, así como también el tiempo de atraque y desatraque de los buques. Es por eso, que la innovación y expansión de la ingeniería naval más moderna, se ha centrado en el estudio y desarrollo de las hélices principales, timones y hélices de proa para facilitar la maniobra en puerto.

En este trabajo se trata pues, de uno de los elementos primordiales que facilitan las maniobras de atraque y desatraque de muchos buques modernos, el sistema de propulsores o hélices de proa.

ÍNDICE

Prólogo

Introducción

Capítulo I: Sistemas de maniobra con hélices de proa

1. Características generales…… 8
2. Ubicación…… 13
3. Tolerancias…… 13
4. Materiales…… 13
5. Componentes y elementos…… 14

   5.1. Sellos…… 15
   5.2. Cojinetes o rodamientos…… 17
   5.3. Engranajes…… 18
   5.4. Apertura de los túneles…… 18
   5.5. Rejillas del túnel…… 19
   5.6. Acoplamientos elásticos…… 20

6. Sistema de lubricación…… 20

   6.1. Llenado de aceite…… 21
   6.2. Filtro separador…… 21

Capítulo II: Sistemas de motores de las hélices de proa

1. Motores eléctricos…… 22

   1.1. Motores de corriente continua…… 22
   1.2. Motores síncronos…… 22

2. Motores asíncronos de jaula de ardilla…… 23

   2.1. Curvas características- característica mecánica…… 25
   2.2. Característica de velocidad…… 27
   2.3. Característica de carga…… 28
   2.4. Arranque de motores asíncronos de jaula de ardilla…… 29

3. Motores hidráulicos…… 31

   3.1. Sistemas de potencia hidráulica…… 32
   3.2. Ventajas de los motores hidráulicos…… 33

4. Otras alternativas……..34

Capítulo III: Mantenimiento del sistema

1. Mantenimiento del sistema mecánico de las hélices…… 35

1.1. Hélices de proa……..36
1.2. Ruidos y vibraciones…….. 38
1.3. Corrosión…….. 40

2. Mantenimiento del sistema eléctrico…….. 50
3. Mantenimiento del sistema hidráulico…… 51

Capítulo IV: Repercusiones medioambientales

1. Prevención de la contaminación……..53
2. Impacto medioambiental del ruido……53
3. Comparación con otros sistemas de maniobra…… 54

Capítulo V: Sistema de maniobra con hélices de proa del buque Sorolla

1. Características propias…… 57

1.1. Dimensiones y ubicación…… 57
1.2. Tolerancias…….. 60
1.3. Componentes y elementos…….62

2. Sistema de lubricación……63

2.1. Llenado de aceite……..64
2.2. Filtro separador……..66

3. Motor eléctrico……66
4. Mantenimiento de las hélices……71

4.1. Mantenimiento diario…… 71
4.2. Mantenimiento trimestral……72
4.3. Mantenimiento anual…… 72
4.4. Mantenimiento quinquenal…….. 73

Conclusiones…… 78

Referencias bibliográficas…… 79
1. Textos bibliográficos……79
2. Web grafía…….. 79

Índice de anexos……..81

CAPÍTULO I: SISTEMAS DE MANIOBRA CON HÉLICES DE PROA.

1. Características generales.

Las hélices de proa en túnel han sido introducidas debido a la gran demanda impuesta por los grandes buques a la hora de facilitar las maniobras en los puertos.

Mientras que los yates de recreo de eslora reducidos disponen de estos sistemas en las popas de los buques, los grandes buques mercantes de esloras considerables tienen las hélices ubicadas en la zona de proa para aumentar el momento. La filosofía de estas hélices está basada en albergar grandes eficiencias con el menor diámetro posible del túnel, fácil maniobrabilidad con un control dinámico de la potencia y mantenimiento reducido.

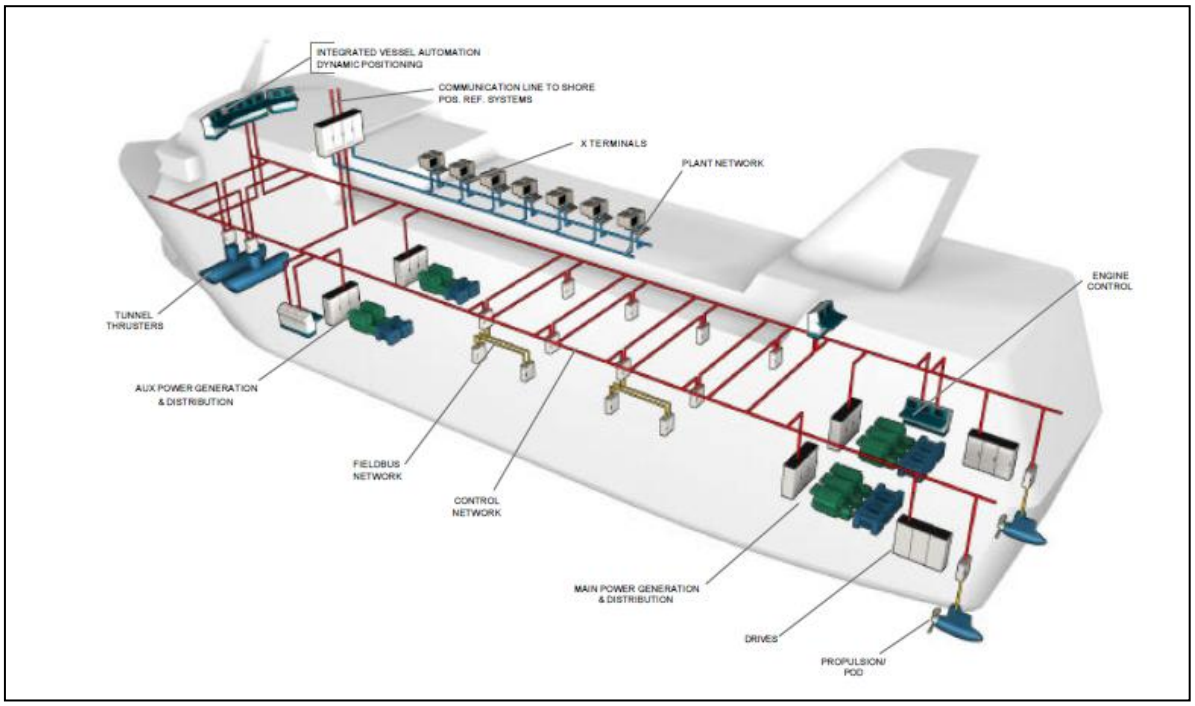


Ilustración 1. Vista general del sistema.

Las hélices de proa son hélices normalmente accionadas por un motor eléctrico o hidráulico de gran potencia. Como se aprecia en las siguientes imágenes, este tipo de propulsores, acepta tanto instalaciones de accionamiento vertical como horizontal, lo que permite optimizar el alojamiento del motor propulsor, y asegurar una instalación económica que economiza espacio.

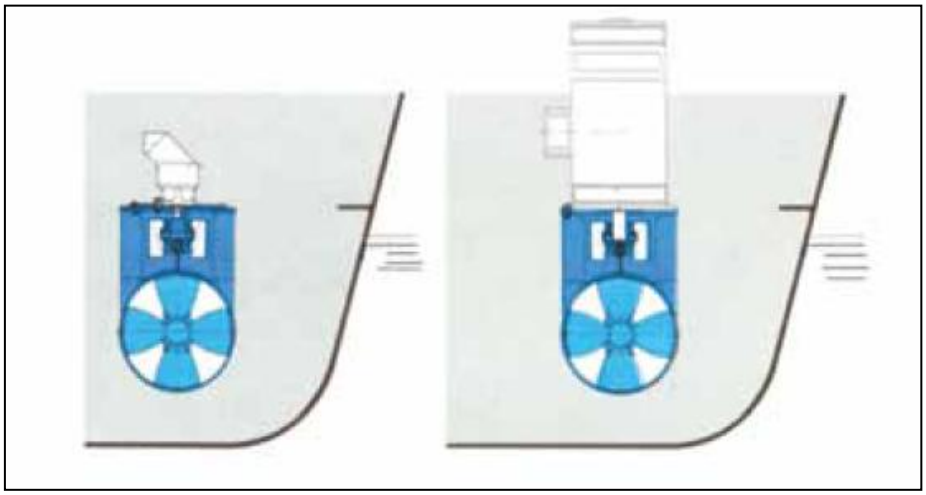


Ilustración 2. Tipos de accionamientos.

Por su parte, es necesario que el plano de la hélice se encuentre totalmente sumergido y en la línea de crujía. Los barcos mercantes que necesitan potencias elevadas en las hélices de proa, se les recomienda utilizar dos propulsores de proa más pequeños antes que una hélice dos veces más grande. Ésta última puede reducir el rendimiento en los casos en que el buque tenga el calado instantáneo muy bajo, ya que puede no quedar totalmente sumergida. Dos o más propulsores pueden funcionar al unísono (con algunos segundos de desfase), como si se tratara de una única hélice.

Por lo que respecta a los caracteres de estas hélices, normalmente reúnen los siguientes:

· En cuanto al número de palas que la conforman, se recomiendan el uso de 4 palas. En algunos casos, el número de palas de este tipo de elementos propulsivos está relacionado con el número de palas del propulsor principal. En estas condiciones, debe existir asimetría para evitar posibles ruidos y vibraciones, de lo contrario, los armónicos producidos individualmente coinciden y el sistema puede entrar en resonancia.

· Respecto a su ubicación y con éste mismo fin, este tipo de hélices se recomienda colocarlas en el interior de un doble túnel consiguiendo reducir el ruido entre 11 y 15 dB.

· En referencia a su diseño, también el área de la hélice y las formas de sus palas reducen el volumen de la cavitación y minimizan el ruido optimizando los niveles de confort dentro del buque. Las palas de este tipo de hélices suelen ser bastante simétricas si las comparamos con las palas de los propulsores principales, esto se debe a que este tipo de propulsor puede tener que girar en ambos sentidos, con la misma probabilidad, a izquierdas y a derechas.

· Por lo que respeta a su entorno, cada hélice está rodeada de un envoltorio (parte del túnel) que puede ser reemplazado por completo dentro del túnel sin necesidad de modificar la estructura del casco.

· En cuanto a la tipología de palas, las hélices de paso variable necesitan de sistemas muy complejos de funcionamiento que no son rentables, ya que este tipo de hélices están caracterizadas por su corto tiempo de utilización; es por eso que estos sistemas están dotados en su mayoría por hélices de palas fijas.

En la descripción de este tipo de hélices es importante nombrar que existe un tipo de hélices en concreto con unos diseños específicos cuya característica principal es proporcionar una elevada fuerza (“potencia”). Estas hélices coloquialmente se conocen con el nombre de hélices de empuje o hélices de potencia.

Ilustración 3. Hélices de proa.

2. Ubicación.

Es necesario ubicar estas hélices en la zona de proa, para aumentar el momento de giro efectivo alrededor del centro natural de la embarcación, y en la línea de crujía para conseguir igualdad de empuje a babor o estribor. Esta disposición proporciona al buque la posibilidad de realizar un giro con el centro del buque en reposo, o de realizar un desplazamiento transversal, lo que evita la necesidad de remolcadores.

Los compartimentos de este tipo de hélices suelen estar delimitados en proa por un mamparo estanco y en popa por un mamparo de colisión, destinados a evitar el paso de agua hacia los otros recintos contiguos en caso de que exista una vía de agua.

3. Tolerancias.

Existe una clasificación para las hélices que determina las tolerancias que deben tener, de acuerdo con las necesidades de un buque. La norma ISO 484/2-1981 establece las tolerancias para la fabricación de hélices en todas sus dimensiones geométricas, y las divide en las siguientes clases: S, I, II y III; de las cuales, las más precisas son las de clase ISO S. Las dimensiones geométricas de una hélice son: el radio, el paso, la desviación angular, el espesor, la longitud de las secciones y el diámetro.

4. Materiales.

Las hélices pueden estar construidas de muchos tipos de materiales, los más usuales y utilizados son los derivados del aluminio, los aceros, el titanio, el bronce o los materiales compuestos.

El aluminio como material puro no se puede utilizar en la construcción de hélices debido a su blandura, ya que no soporta adecuadamente la cavitación. Además se trata de un metal muy activo con tres electrones de valencia, de tal manera, que en contacto con el aire se oxida rápidamente la superficie del metal. Por lo tanto, es necesario alearlo con el cobre, magnesio, manganeso, níquel, silicio, bromo y zinc para que adquiera nuevas propiedades.

Existen muchos tipos de aceros utilizados en la industria naval, cuyas propiedades varían en función del porcentaje de la mezcla de la aleación, las cantidades más usuales oscilan entre el 0,1 – 0,8% C; 0,15 – 0,30% Si; 0,30-0,70% Mg; 0,04% S; 0,04% P.

En función del tratamiento térmico en el proceso de fabricación los aceros se pueden clasificar en: aceros laminados, aceros de alta resistencia, aceros especiales, aceros forjados y aceros fundidos, todos ellos utilizados en la industria naval y formando distintas aleaciones en función de las necesidades.

El titanio es un material con unas excelentes propiedades mecánicas para la fabricación de hélices, proporciona rigidez, tenacidad, es liviano e inmune a la oxidación pero su elevado precio y complicación para trabajarlo hacen de él, un material muy difícil de utilizar en el ámbito de la construcción naval.

Los materiales compuestos de matriz de resina son polímeros reforzados fundamentalmente con fibra de vidrio, fibra de carbono o kevlar®. Por sí mismas las resinas de poliéster no poseen unas propiedades de resistencia elevadas pero combinados con refuerzos fibrosos pueden ser adecuadas para la fabricación de elementos estructurales. Tienen la propiedad de ser totalmente inmunes a la oxidación y muy livianas, pero con un comportamiento frente al impacto muy diferente que las de metal ya que las resinas no soportan la cavitación.

5. Componentes y elementos.

Tal y como se muestra en el corte longitudinal de la siguiente imagen, existen dos partes en una hélice de proa claramente diferenciadas. La primera, está formada por la caja de engranajes y la unidad propulsiva lateral, que a su vez está soldado a la sección del casco. En esta parte se encuentra el eje vertical que en su extremo tiene un engranaje cónico que engrana con el eje horizontal, de este modo produce el giro de las palas de la hélice. Todos estos ejes llevan además unos cojinetes troncocónicos para facilitar el rodamiento de éstos, este sistema interno debe estar lubricado, apreciándose también en el dibujo los tubos de entrada y salida del aceite. Para el control de todo el sistema, en el extremo posterior, se aloja un sensor de giro que indica el movimiento de la hélice.

La segunda parte, coloreada en color ocre, está formada por el núcleo y las palas de la hélice, y es la parte encargada de producir el empuje. Esta parte de la hélice está colocada en el exterior del casco y dentro del túnel. El núcleo de la hélice esta solidaria al eje de la caja propulsora para transmitir el giro, las palas por su parte, están atornilladas al núcleo.

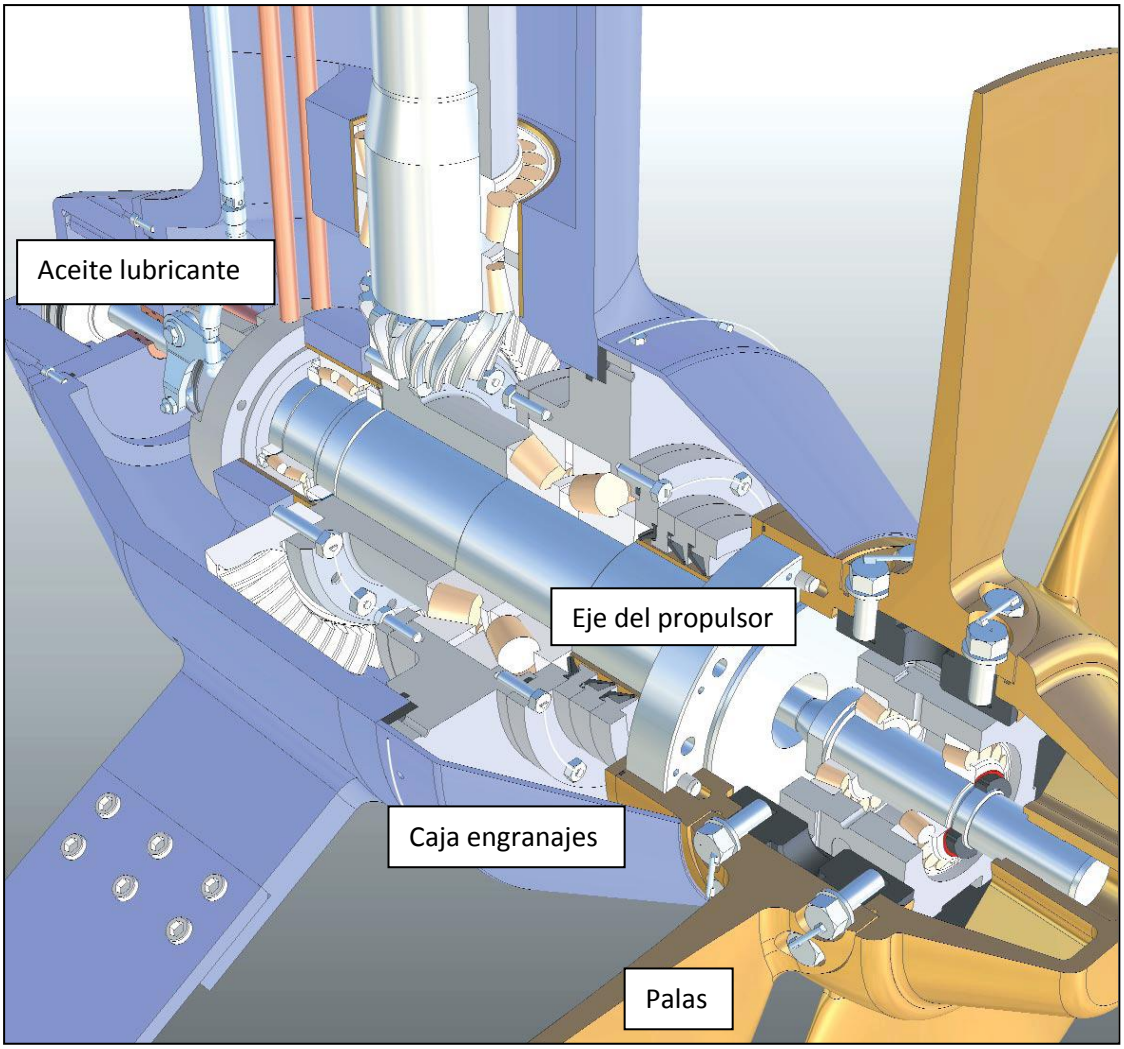


Ilustración 4. Visualización del interior de la hélice.

5.1. Sellos.

Los sellos de este tipo de hélices han de ser de alta calidad y colocados en el eje del propulsor. Los piñones del eje deben ir provistos de sistemas para impedir el paso del agua pero no el del aceite ya que deben estar bien lubricados, además éste tipo de sellos deben tener la característica de poder ser limpiados sin desmontar la unidad completa.

En algunos modelos, los sellos están fabricados de grafito. Este material es frágil pero resistente a arañazos, picaduras, etc. Su inconveniente es que el uso en el medio marino, puede crear corrosión galvánica con los materiales de la línea de ejes, normalmente con el acero inoxidable. Algunos fabricantes desaconsejan el uso del grafito cuando está en contacto con acero inoxidable.

Estos sellos, disponen de un anillo con una cara biselada y un anillo de fricción de deslizamiento. Cualquier vibración o desalineación provocará el desgaste cónico convirtiéndolo en forma oval o elíptica, por eso es necesario reducir al máximo la vibraciones y desalineaciones.

5.1.1. Sellos rotativos.

Los sellos mecánicos rotativos deben proporcionar un alto rendimiento. Los caracteres de estos sellos es la siguiente:

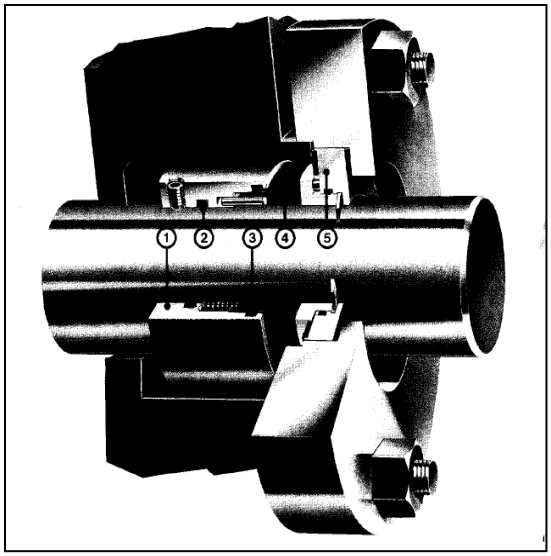


Ilustración 5. Sello rotativo.

1. El soporte metálico: funciona como un buje, para los casos en que haya deflexión del eje en el arranque.

2. El sello debe estar acanalado para no dañar el eje.

3. Debe incorporar un aro tórico para evitar el atascamiento.

4. El perfil de las caras debe soportar grandes cambios de temperaturas operativas manteniéndolas planas.

5.1.2. Sellos de laberinto.

Los ejes del sistema de hélices de proa suelen llevar este tipo de sellos, caracterizados fundamentalmente por su poca zona de contacto, lo que proporciona una vida casi ilimitada a la pieza, normalmente son de acero niquelado. Estos sellos permiten el drenaje por gravedad, consiguiendo así, la entrada de líquido de forma segura. Sus partes son:

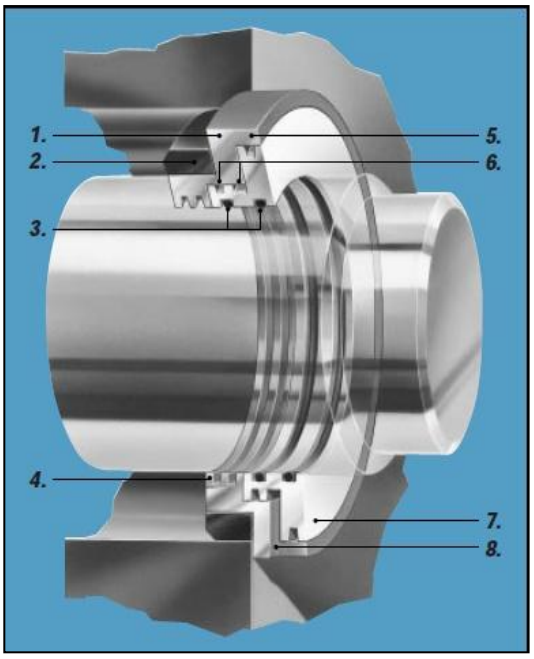


Ilustración 6. Sello de laberinto.

1. Elemento estático: acero niquelado.
2. Anillo de montaje.
3. Anillos.
4. Espacio para el drenaje con aceite.
5. Anillo: evita la penetración directa de líquidos.
6. Laberinto: dirige los líquidos drenados.
7. Elemento de rotación, es de acero inoxidable para que resista la corrosión.
8. Espacio para el drenaje por gravedad: permite la salida del líquido.

5.2. Cojinetes o rodamientos.

Un cojinete es un elemento mecánico cuya finalidad es reducir la fricción entre un eje y las piezas conectadas a éste, que le sirve de apoyo y facilita su desplazamiento. Los cojinetes, también denominados rodamientos, pueden ser de movimiento rotativo o radial según soporten esfuerzos rotativos o radiales respectivamente.

5.2.1. Rodamientos de rodillos troncocónicos.

Los rodamientos utilizados en el sistema de hélices de proa, son los rodamientos de rodillos troncocónicos, que están diseñados para soportar cargas radiales y axiales simultáneas, además para los casos en que la carga axial es muy importante hay una serie de rodamientos cuyo ángulo es muy abierto y así soportar mejor ésta carga. Los rodillos troncocónicos deben montarse en oposición con otro rodamiento capaz de soportar los esfuerzos axiales en sentido contrario.

5.2.2. Rodamientos de rodillos cilíndricos de empuje.

Son los más apropiados para aplicaciones que deben soportar cargas axiales muy pesadas; además, son insensibles a los choques, son fuertes y requieren poco

espacio axial. Los rodillos cilíndricos de empuje son rodamientos de una sola dirección y solamente pueden aceptar cargas axiales en una dirección.

5.2.3. Rodamientos de rodillos cilíndricos.

Un rodamiento cilíndrico está formado por una hilera de rodillos. Estos rodillos son guiados por las pestañas de uno de los aros.

5.3. Engranajes.

Un engranaje es un mecanismo utilizado para transmitir potencia de un componente a otro dentro de una máquina. Sirve para transmitir movimiento circular mediante contacto de ruedas dentadas. Una de las aplicaciones más importantes de los engranajes es la transmisión del movimiento desde un eje hasta otro eje situado a cierta distancia y que ha de realizar un trabajo.

En la actualidad existen muchos tipos de engranajes, pero en nuestro sistema se utilizan los engranajes cónicos helicoidales, caracterizados por transmitir la velocidad 90º. Además, tienen mucha superficie de contacto y son relativamente silenciosos.

5.4. Apertura de los túneles.

Este tipo de hélices deben ir montadas en aperturas de forma redondeada o cónica. Esto hace aumentar el empuje neto disponible y reducir la excitación de la hélice y cavitación, con la correspondiente reducción de vibración y ruido.

Los salientes achaflanados y biselados reducen las turbulencias y los choques de agua por lo que aumenta considerablemente la eficiencia del propulsor.

Ilustración 7. Forma de los túneles y salientes.

5.5. Rejillas del túnel.

Las rejillas están formadas por barras colocadas vertical y horizontalmente unidas entre ellas, las primeras deben estar orientadas a 90º con respecto a la dirección local del flujo de agua con la finalidad de minimizar la resistencia del casco. La distancia entre ellas está comprendida entre los 200 y 560 mm. En cambio, las segundas están orientadas a 90º en relación con las verticales y la distancia entre ellas es la misma que la distancia entre las verticales.

Este tipo de rejillas deben estar soldadas al túnel en las aperturas de éste, nunca deben estar instaladas en el interior o cerca de la hélice por motivos de seguridad. Las rejillas deben estar ubicadas, en la medida de lo posible, lo más lejos del propulsor para minimizar la influencia de sus turbulencias. Otra característica muy importante es la correcta posición de la rejilla, ya que sino ésta aumenta la resistencia del casco causada por la apertura del túnel. Con la finalidad de poder inspeccionar la unidad, debe ser posible tener acceso mediante la eliminación de una o dos barras. Hay que considerar la posibilidad de que algunos buques no dispongan de una rejilla, ya que ésta aumenta la resistencia al avance.

Es muy importante comprobar las distorsiones producidas por las soldaduras, ya que todas ellas pueden producir cambios en los diámetros y las longitudes de las

piezas, y provocar fallos de funcionamiento; es por eso es necesario tener un control de las dimensiones de las tolerancias entre barras.

5.6. Acoplamientos elásticos.

El sistema de hélices que se describe en el trabajo contiene acoplamientos elásticos para embragues totalmente taladrados. Este tipo de acoplamiento sirve para la transmisión de potencia y el par de giro que existe entre dos ejes o bridas conectados a través de este susodicho acoplamiento.

Los acoplamientos de perno rotativo-elásticos son capaces de compensar pequeñas desalineaciones en los ejes, causadas por ejemplo, por imprecisiones en la fabricación, dilatación térmica, etc.

El acoplamiento fundamentalmente se compone de dos partes: la parte de la izquierda y la parte de la derecha. Además de esto, hay que considerar que es necesario el uso de pernos para la transmisión del par con los amortiguadores elásticos de plástico (5). En los acoplamientos de este tipo de hélices las piezas son de fundición gris.

Para evitar posibles fallos, hay que asegurarse que el acoplamiento funcione en todas las fases de servicio de forma silenciosa y sin vibraciones. Un comportamiento distinto se tiene que considerar como anomalía que se debe subsanar inmediatamente.

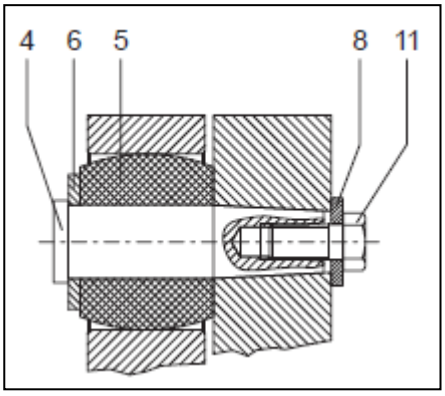


Ilustración 8. Disposición de un acoplamiento elástico.

6. Sistema de lubricación

El sistema de propulsión lateral, al igual que todos los sistemas mecánicos, necesita de lubricación para reducir al mínimo el rozamiento y conseguir un

rendimiento óptimo. Para ello, el equipo dispone de todo un circuito lubricante, formado por un tanque-almacén de aceite que alimenta el sistema por gravedad, una bomba lubricante, tuberías, válvulas y tanques de drenaje.

6.1. Llenado de aceite.

Mantener el nivel del tanque de aceite en su correcta posición es de primordial importancia para conseguir un correcto funcionamiento del sistema. El llenado del tanque de aceite se suele hacer manualmente, rellenando el tanque de gravedad hasta llegar al nivel correcto del indicador y con aceite filtrado.

6.2. Filtro separador

El sistema de lubricación de la hélice de proa también dispone de un filtro separador, este elemento se utiliza para los aceites hidráulicos, aceites lubricantes y aceites de engranajes con un peso específico más bajo que el del agua. Estos filtros son ideales para la separación de agua, eliminación de partículas y productos de la degradación del aceite.

Ilustración 9. Filtro separador.

CAPÍTULO II: SISTEMAS DE MOTORES DE LAS HÉLICES DE PROA.

1. Motores eléctricos.

Los propulsores de túnel eléctricos con hélice de paso fijo están disponibles para un rango muy amplio de potencias. Todos ellos están diseñados para la funcionar ya bien sea con corriente continua (a partir de ahora CC) o con corriente alterna (a partir de ahora CA).

Como regla general, una hélice de proa debe ser capaz de producir una fuerza de empuje suficiente para trasladar dos o tres veces el área de la sección transversal del buque, por debajo de la línea de flotación.

Los motores eléctricos que se usan son los de corriente continua, los síncronos y los asíncronos. Respecto los dos primeros haremos una simple definición, los que más nos interesan son los últimos, por su adaptación a su misión y a los sistemas eléctricos del buque.

1.1. Motores de Corriente Continua.

El motor de corriente continua es alimentado por una fuente de corriente continua, y normalmente es trifásico, esto significa que un motor de CC normalmente debe ser alimentado a partir de rectificar corriente trifásica. La forma de rectificar permite controlar la velocidad del motor. Como inconveniente, los motores serie, que son los que dan más par de arranque, suelen presentar más problemas de mantenimiento que los que siguen.

1.2. Motores Síncronos.

La máquina síncrona se utiliza en las grandes unidades de propulsión, por lo general entre 5 y 10MW y necesitan un método de arranque más específico.

2. Motores asíncronos de jaula de ardilla.

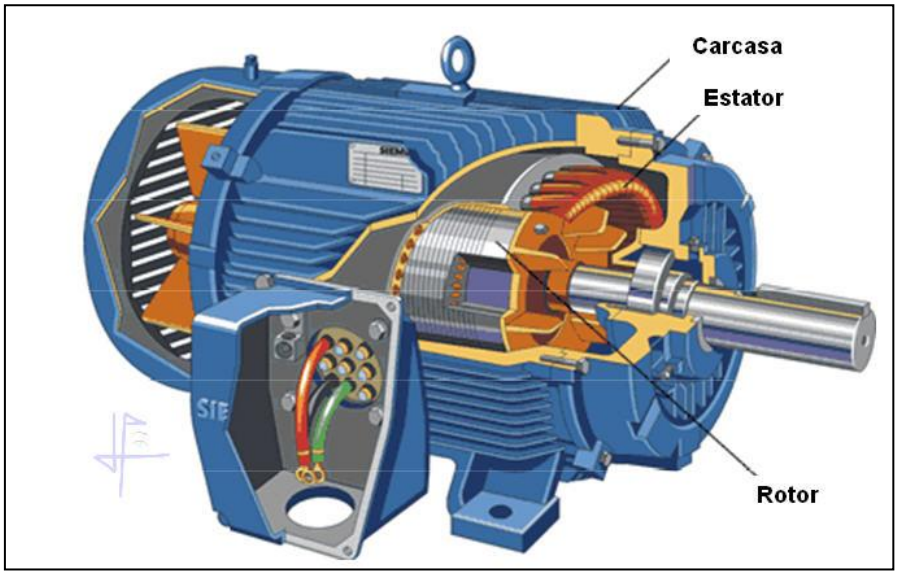
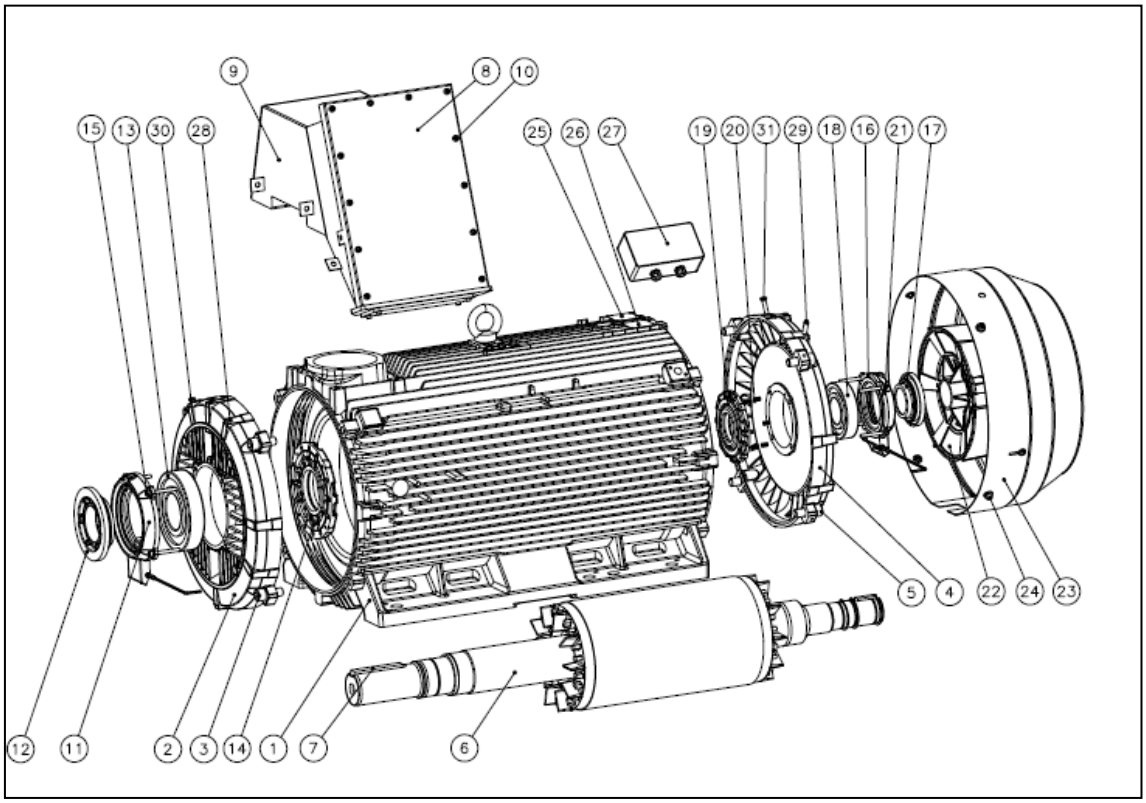


Ilustración 100. Estructura interior de un motor asíncrono de jaula de ardilla.

El motor asíncrono o de inducción es el "todoterreno" de la industria. Su diseño robusto y simple, en la mayoría de los casos asegura una larga vida con un mínimo de averías y de mantenimiento. El motor asíncrono se utiliza en aplicaciones, ya sea como un motor de velocidad aproximadamente constante conectado directamente, o como un motor de velocidad variable. La principal aplicación de los motores de inducción es como motor de velocidad prácticamente constante conectado directamente, por lo que es muy importante conocer bien su funcionamiento.

El principio de funcionamiento de los motores asíncronos está basado en la creación de un campo magnético giratorio al alimentar los devanados estatóricos con tensiones trifásicas simétricas y equilibradas de pulsación $\omega_s=2\pi f_s$ (rad/s), para circular por ellos intensidades simétricas, equilibradas y de la misma pulsación ω_s. Estas corrientes, debido a la distribución de los tres devanados estatóricos crean un campo magnético rotativo constante, el cual equivale a un imán giratorio, que girará a la velocidad ω_s (rad/s).

Lo expuesto anteriormente correspondería a una máquina de 2 polos, si la máquina dispone de un número mayor de polos, la velocidad de giro efectivo del campo magnético creado estará relacionada con la pulsación de las tensiones/corrientes de los devanados estatóricos. Entonces, las barras de la jaula de ardilla ven un campo magnético que se desplaza a una velocidad que es la diferencia entre la velocidad de giro del rotor ω_m y la del campo del estator, ω_m/p, donde p es el número de polos.



1	Stator frame	17	Valve disc with labyrinth seal, D-end
2	End shield, D-end	18	Bearing, N-end
3	Screws for end shield, D-end	19	Inner bearing cover, N-end
4	End shield, N-end	20	Spring
5	Screws for end shield, N-end	21	Screws for bearing cover, N-end
6	Rotor with shaft	22	Fan
7	Key, D-end	23	Fan cover
8	Main terminal box	24	Screws for fan cover
9	Middle box	25	Rating plate
10	Screws for terminal box cover	26	Lubrication plate
11	Outer bearing cover, D-end	27	Auxiliary terminal box
12	Valve disc with labyrinth seal, D-end	28	Grease nipple, D-end
13	Bearing, D-end	29	Grease nipple, N-end
14	Inner bearing cover	30	SPM nipple, D-end
15	Screws for bearing cover, D-end	31	SPM nipple, N-end
16	Outer bearing cover, N-end		

Ilustración 11. Descripción por partes.

La posición relativa de ambos imanes es constante y existirá un par entre ellos. La acción mutua de los campos estatórico y rotórico provocará el giro de la máquina en el sentido de giro del campo estatórico.

En el momento de arrancar la máquina, al ser la velocidad del rotor nula, las corrientes inducidas en él tendrán una pulsación ω_s y el campo del rotor girará respecto al rotor y al exterior con la misma velocidad que el imán del estator, ω_s/p,

estableciéndose un par sobre el inducido que hará que arranque la máquina, si es superior al par resistente que debe vencer.

La velocidad de funcionamiento de la máquina ω_m no podrá ser nunca de forma estable igual a la velocidad de sincronismo ω_s/p, ya que si esto ocurriese no habría variación de flujo en el rotor, desapareciendo las corrientes inducidas y con ellas el par, con lo que la máquina reduciría su velocidad.

Se define el deslizamiento *s*, como el retraso relativo de la velocidad del motor a la velocidad de sincronismo n_s:

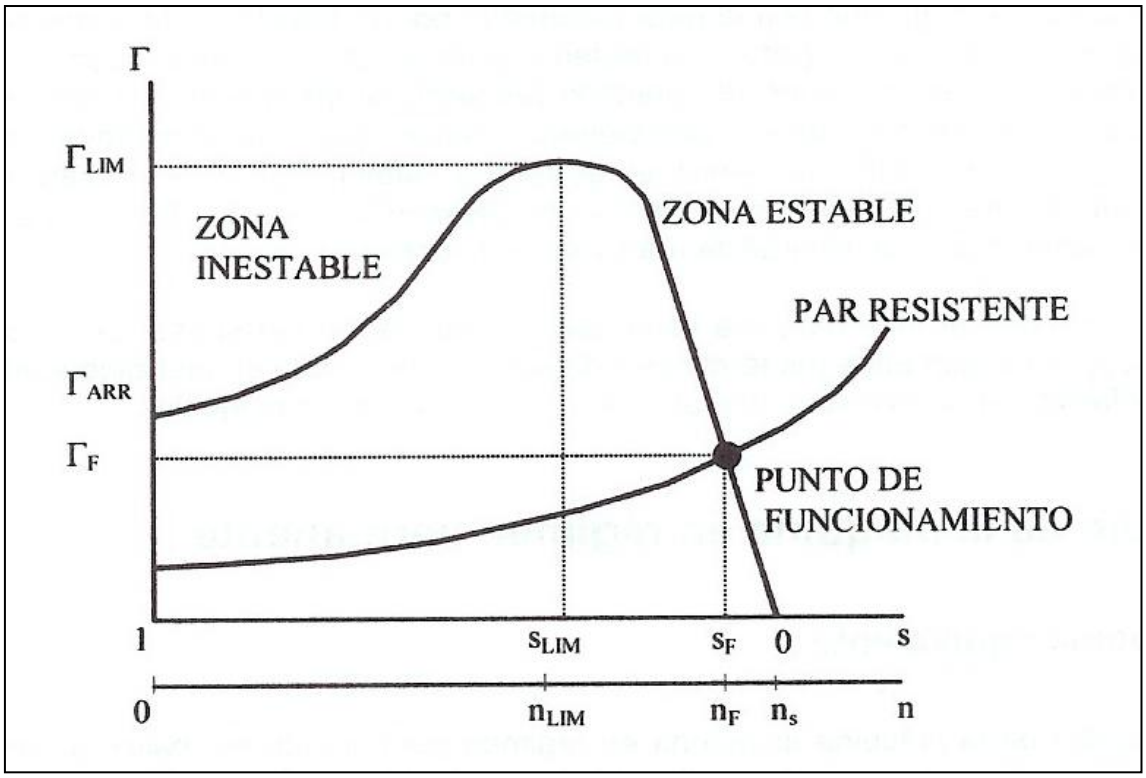
$$s = \frac{n_s - n}{n_s}$$

El deslizamiento da una medida de cómo está de alejada la máquina de la velocidad de sincronismo y de cuál es su estado de carga. Cuando el eje de la máquina esta parado el deslizamiento valdrá 1 ya que la velocidad de éste es nulo. Cuando la máquina esté en vacío, el deslizamiento será próximo a cero. A medida que vaya aumentando la carga sobre la máquina nos iremos alejando de la velocidad de sincronismo y el deslizamiento aumentará. En funcionamiento normal, el deslizamiento suele ser del orden de 0.02 a 0.07, es decir, la velocidad de la máquina es muy próxima a la velocidad de sincronismo.

Por su parte, la f_s es la frecuencia de las tensiones y corrientes que alimentan el estator de la máquina.

2.1. Curvas características – característica mecánica.

Los valores comparativos más importantes para la valoración y elección de los motores son el par (Γ), el factor de potencia (cosφ), el rendimiento (η), la intensidad de la corriente absorbida (I), la velocidad de giro (n) y la potencia (P).



Gráfica 1. Curva característica mecánica.

En la curva se puede observar que en el arranque, s=1 o n=0, el par motor es pequeño. A medida que la máquina aumenta su velocidad el par motor aumentará desde el par de arranque hasta un valor máximo para, posteriormente reducirse hasta cero.

De la anterior gráfica se puede deducir que:

· La zona de funcionamiento nominal de los motores corresponde al tramo de la curva comprendido entre 0.07 y 0.02 n_s.

· El par correspondiente a la velocidad nula, n=0, sería el par que proporcionaría el motor en el arranque Γ_{arr}. Si dicho par es superior al par resistente que debe vencer la máquina ésta arrancará, en caso contrario la máquina no arrancaría y podría llegar a quemarse por un excesivo consumo de corriente. El par de arranque suele ser mayor que el par nominal, pudiendo llegar a ser del orden de tres veces el nominal, clasificándose los motores en diferentes tipos según el valor de esta relación.

· El par máximo que proporciona la máquina se denomina par límite o crítico que debe ser como mínimo 1,6 veces mayor que el par nominal. Esta relación se denomina coeficiente de estabilidad, el cual es necesario que se mantenga por encima de 1,6 para evitar que cualquier variación en el par resistente supere al par máximo y provoque la parada de la máquina.

· En la característica mecánica se distinguen dos zonas a ambos lados del par límite. La zona entre el par de arranque y el par límite corresponde a la zona de funcionamiento inestable del motor y la comprendida entre el par límite y cero corresponde a la zona de funcionamiento estable.

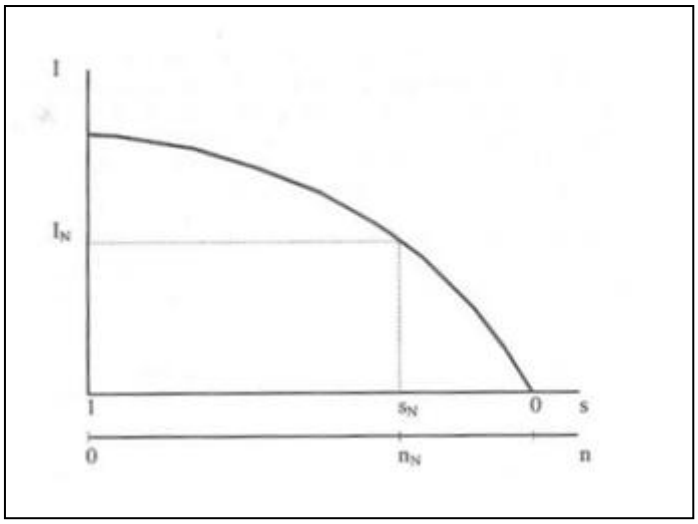
El punto de funcionamiento del motor será el de intersección entre la curva del par resistente de la carga y la curva característica del motor. Este punto de funcionamiento deberá estar localizado en la zona estable de la curva par-velocidad, pues si estuviese en la zona inestable cualquier variación de la velocidad llevaría a la máquina a detenerse o al punto estable correspondiente, es decir, el tramo inestable representa las formas de funcionar la máquina que no son estacionarias. Los motores de jaula de ardilla presentan una elevada resistencia, por lo que el par de arranque es muy elevado y se consigue con una intensidad relativamente pequeña.

El par es proporcional al cuadrado de la tensión que soportan los devanados. Así un aumento de la tensión de alimentación produce un incremento del par y, como es lógico, del par máximo.

2.2. Característica de velocidad.

La característica de velocidad es aquella que proporciona el consumo de intensidad en función de la velocidad. La intensidad (I) que se precisa para arrancar es muy elevada e irá decreciendo rápidamente al aumentar su velocidad. Esto es debido a que antes de que arranque la máquina la variación de flujo que ve el rotor es máxima, y por tanto, la tensión/corriente inducida es muy elevada, pero a medida que aumenta la velocidad de la máquina esa variación de flujo disminuye, y la tensión/corriente inducida también.

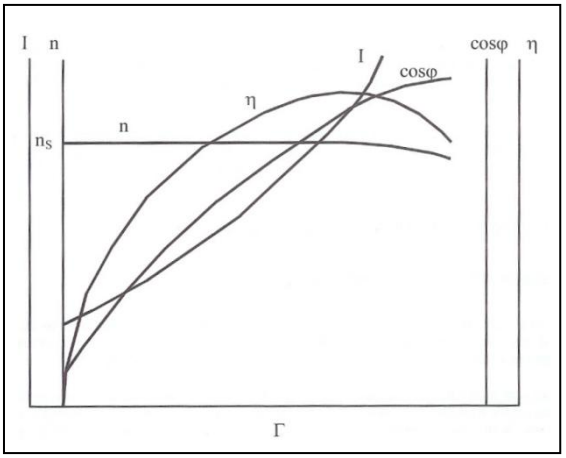
La gran intensidad de la corriente de arranque y el reducido par de arranque son características desfavorables de los motores asíncronos.



Gráfica 2. Curva característica de velocidad.

2.3. Características de carga.

De las características de carga se puede deducir el comportamiento del motor en vacío y cuando está cargado.



Gráfica 3. Curvas característica de carga.

El factor de potencia (cosφ), caracteriza el desfase entre la tensión de alimentación de los devanados (U) y la intensidad que circula por los devanados (I), y está relacionado con la potencia absorbida por el motor.

Tal como se puede ver en la figura, el factor de potencia (cosφ) en vacío es muy pequeño, pues se precisa muy poca potencia activa y predomina la potencia reactiva de los devanados. Al aumentar la carga también aumenta su factor de potencia, alcanzando a plena carga un valor de 0.93 para este tipo de motores. Dentro de los

límites normales de utilización, comprendidos ente vacío y plena carga, el factor de potencia mejora con la carga.

El rendimiento representa la relación entre la potencia mecánica útil y la potencia eléctrica absorbida de la red.

Tal como se puede ver en la figura, el rendimiento aumenta con la carga. Aunque con cargas muy grandes vuelve a decrecer, alcanzando a plena carga rendimientos entre el 80% y el 95% dependiendo del motor.

Por último, la intensidad absorbida por la máquina aumenta al aumentar el par mientras que la velocidad disminuye.

Por lo general, es necesario observar algunas precauciones al elegir un motor de inducción:

· Un motor de potencia nominal excesivamente elevada en relación a la potencia necesaria se encontrará funcionando a baja carga y, por tanto, su factor de potencia será inferior al que utilizaría un motor de menor potencia.

· El uso de varios motores pequeños para sustituir a uno más grande representa un consumo más elevado de potencia reactiva y un rendimiento peor, ya que los motores pequeños tienen un rendimiento y un factor de potencia menores. Aún así, los motores pequeños presentan la ventaja de que son más fáciles de arrancar que uno de tamaño mayor.

2.4. Arranque de motores asíncronos de jaula de ardilla.

El arranque de un motor de inducción se produce cuando se conecta la tensión adecuada a los devanados del estator. En este instante, como ya se ha comentado, la intensidad es muy elevada.

Los devanados del motor, en general, soportan bien las fuertes intensidades de arranque, ya que, por un lado, las barras del devanado del rotor tienen bastante sección y, por otro, el arranque se realiza en pocos segundos, no dando tiempo a que puedan alcanzarse temperaturas elevadas que superen límites admisibles.

Los motores trifásicos asíncronos de 380V y potencias nominales superiores a 5,5 kW no es recomendable que se arranquen directamente de la red, porque de lo contrario las corrientes de arranque provocarían una fuerte sobrecarga en la línea de alimentación, que podría dañarla. Además, se presenta una gran caída de tensión a lo largo de la línea, que podría perjudicar a otras cargas conectadas a la misma red de alimentación del motor.

En el caso de los motores de jaula de ardilla puede ocurrir que estén preparados de fábrica con una doble jaula, para poder aumentar la resistencia del rotor durante el arranque, y con ello, disminuir la corriente. En los casos en que no existe esta doble jaula, no se podrán modificar desde el exterior los fenómenos que se producen en el rotor, y todos los métodos de arranque actuarán sobre el devanado del estator.

En este sentido, desde la red se ve al motor como una impedancia, cuyo valor depende de la frecuencia de giro y de la carga. Por tanto, la intensidad de la corriente del motor dependerá de la tensión aplicada y para reducir la intensidad de arranque del motor se reducirá la tensión aplicada al devanado inductor. Sin embargo, como ya se ha visto, esto provoca que el par de arranque disminuya proporcionalmente al cuadrado de la tensión y es posible que no pueda vencer el par resistente de la carga.

El sistema de arranque estrella-triángulo es el más utilizado para motores de inducción trifásicos. Dicho sistema está basado en la utilización de un conmutador que conecta los devanados del estator en estrella durante el arranque, cambiando después la conexión a triángulo cuando el motor ha alcanzado cierta velocidad. Este arranque sólo puede ser aplicado a los motores donde el acoplamiento en triángulo corresponda a la tensión de la red.

Así, como en la conexión en estrella la tensión que soporta el devanado es √3 menor que en la conexión triángulo y la corriente que circula por cada devanado de la conexión triángulo es √3 mayor que en la conexión estrella, la corriente de arranque del motor es inferior en un factor de 1/3 al caso de arranque directo en triángulo. Sin embargo hay que considerar que como el par de la máquina depende del cuadrado de la tensión, éste también se reducirá en 1/3 respecto al par que daría la máquina en triángulo debiéndose vigilar que esta reducción no impida el arranque del motor con los rozamientos y la carga presentes.

Si después del arranque se mantuviese la conexión en estrella, la corriente sería inferior a la nominal del motor de forma que para evitar esto y que el par sea muy pequeño a una determinada velocidad, se conectan los devanados en triángulo y así se deja el motor en sus condiciones nominales. Este cambio de conexión de los devanados de estrella a triángulo se realiza mediante un conmutador que puede ser manual o mediante un sistema automático, basado en contactores y un relé de tiempo. En el momento de la conmutación a triángulo la velocidad del motor puede ser muy baja si el par resistente es elevado apareciendo entonces puntas importantes de corriente y de par al conmutar.

Por otra parte es preciso señalar que la corriente que atraviesa los devanados sufre una discontinuidad en el momento de la conmutación, lo que unido al carácter muy inductivo de los devanados estatóricos, provoca puntas de corriente transitorias

muy importantes que pueden desaconsejar este método de arranque a partir de ciertas potencias.

3. Motores hidráulicos.

Los sistemas hidráulicos de hélices en túnel son utilizados para cualquier rango de potencia, como los motores eléctricos. La transmisión hidráulica proporciona un sistema control de la velocidad de la hélice en ambas direcciones, eliminando así la necesidad de hélices de paso variable. En estos sistemas de hélices, los ejes están directamente impulsados por un motor de propulsión hidráulica. El motor está situado dentro de un envoltorio seco.

El accionamiento hidráulico es extremadamente resistente a los daños exteriores. Los objetos extraños ingeridos en el túnel, no dañan el tren de accionamiento hidráulico, ya que el sistema, de inmediato alivia cualquier sobrecarga de transmisión.

El accionamiento hidráulico es sencillo, eficiente y extremadamente suave. El primer motor de la bomba hidráulica de conducción puede ser un motor no eléctrico reversible o un motor a velocidad constante, porque el sistema de transmisión de la hélice controla la velocidad y la dirección de rotación. El primer motor impulsa una bomba hidráulica, que a su vez impulsa la hélice, y en el medio están los conductores de fluidos. No hay árboles de transmisión, engranajes, rodamientos ni otros componentes mecánicos que puedan fallar. El sistema hidráulico es virtualmente libre de mantenimiento y proporciona años de buen funcionamiento, aunque el régimen de trabajo se lleve a cabo en los ambientes marinos más duros.

Estos sistemas tienen muy pocas piezas de rotación. El simple diseño de la unidad hidráulica directa, sin derecho de transmisión angular del engranaje o eje motor, proporciona una fiabilidad extrema y un fácil mantenimiento. No existe ningún mantenimiento programado del sistema hidráulico y los componentes principales, a diferencia de otros sistemas en que éste debe existir. Como ejemplo de ello, todos los rodamientos están lubricados por el propio fluido hidráulico, por lo que no hay que comprobar los niveles de grasa o aceite. La transmisión hidráulica separa y amortigua las vibraciones del motor y la hélice.

3.1. Sistemas de potencia hidráulica.

El sistema motor-hidráulico es muy fiable, siempre que esté bien diseñado y el fluido hidráulico se mantenga muy limpio y dentro de los límites normales de temperatura. Es importante utilizar la norma ISO-46 contra la prima de grado de desgaste de fluido hidráulico. Los fallos de algunos de estos sistemas esta causado por una limpieza inadecuada o insuficiente, especialmente en las tuberías y en el fluido hidráulico.

Los propulsores hidráulicos de túnel pueden ser alimentados por un lazo abierto o por un sistema hidráulico de circuito cerrado. El sistema más simple y menos costoso es un sistema de lazo abierto, utilizando una bomba de desplazamiento y un control direccional de la válvula. La válvula de solenoide es operada y controlada con una señal eléctrica desde el control. El sistema se muestra en la siguiente imagen.

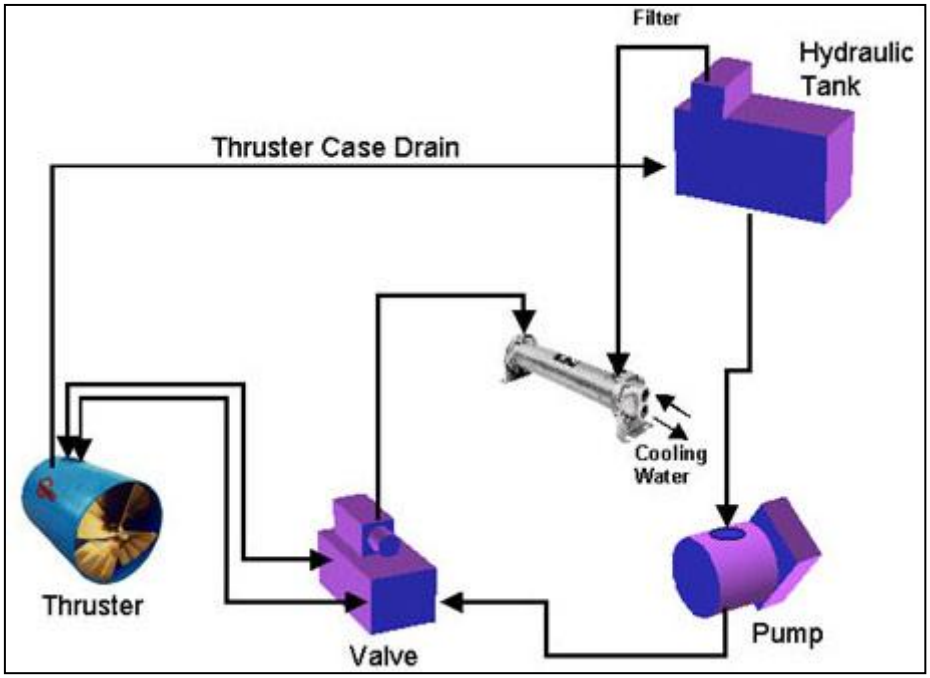


Ilustración 12. Esquema de un circuito de accionamiento hidráulico.

La ventaja de estas aplicaciones es que el control del empuje es proporcional a la demanda. Esto significa que la orientación aumenta proporcionalmente al control que se hace desde el control. Esto se puede lograr con un sistema de lazo abierto utilizando una válvula de control direccional, o con un sistema hidráulico de circuito cerrado.

En un sistema de lazo abierto, los medidores de la válvula son proporcionales a la cantidad de flujo dirigido a la hélice, y su caudal es directamente proporcional a la

velocidad de la misma. Cuando se utiliza una bomba hidráulica de desplazamiento fijo, el exceso de caudal producido por la bomba se descarga a través de la válvula de alivio. Por ejemplo, cuando la hélice funciona a la mitad de su velocidad no absorbe más del 20% de su potencia nominal, sin embargo, la bomba hidráulica sigue produciendo flujo que va dirigido en parte a la válvula de alivio. Esto significa que más del 80% de la energía que se disipa, produce mucho calor y ruido.

La manera más idónea de utilizar estos sistemas es mediante una bomba de caudal variable, este tipo de bomba produce el flujo necesario que indican los medidores de caudales de la hélice. Por ejemplo, si la hélice funciona a la mitad de velocidad y consume un 20% de la potencia nominal, la bomba produce sólo la mitad de su flujo, que a su vez absorbe la mitad de la potencia nominal. Aún así un 30% de la potencia todavía se disipa, siendo mucho mejor que el caso anterior con la bomba de desplazamiento fijo.

El sistema hidráulico más eficiente es un circuito cerrado de transmisión hidrostática. Este es el sistema más caro y sin embargo, el más utilizado para conducir los propulsores de túnel, además este sistema no utiliza ninguna válvula de control direccional. La señal eléctrica desde el mando va directamente a la bomba y a los controles de flujo. Las tuberías de la bomba se conectan directamente a las tuberías principales, y así el líquido del propulsor hidráulico puede fluir en cualquier dirección, proporcionando una respuesta de control suave y rápida proporcional al empuje.

Normalmente son los propios fabricantes quienes suministran la hélice de túnel con el propio sistema hidráulico y los controles.

El depósito hidráulico debe estar instalado cerca de la bomba para mantener la línea de succión corta, y colocar el tanque a una altura que garantice la inundación de la bomba de succión, es por eso que es preferible colocar el depósito de carga por encima de la línea de flotación, y mantener así la presión de aceite en el eje del propulsor.

El depósito debe estar provisto de los interruptores de emergencia que son: el de nivel de alarma, el de apagado, y el de temperatura.

3.2. Ventajas de los motores hidráulicos.

Los motores hidráulicos son mejores que los eléctricos en lo que a términos de respuesta, eficiencia y facilidad de mantenimiento se refiere. Además, la propulsión hidráulica es más económica en muchas aplicaciones.

Normalmente en los sistemas de propulsión hidráulica, el equipo propulsor puede estar instalado en la zona más conveniente del buque, mientras que el motor

principal de la bomba hidráulica puede estar instalado en la sala de máquinas, optimizando así la distribución del peso y eliminando la exigencia de una habitación adicional. Este sistema no necesita ejes o acoplamiento para alinear, ni requisitos adicionales para la ventilación, la iluminación o las rejillas.

4. Otras alternativas.

En este apartado se hace una descripción de lo que se podrían considerar otras alternativas para mover las hélices de proa. Aunque los sistemas más utilizados en la actualidad sean los motores eléctricos e hidráulicos a los que ya hemos hecho referencia, debido a que son los que mejor se avienen a nuestras exigencias, cabe tener en cuenta que los motores de combustión interna (a partir de ahora MCI) también podrían ser utilizados en éste ámbito.

Mediante la instalación de motores de combustión interna, el sistema evita diversos problemas, por ejemplo, la demanda de potencia en el momento de arranque, y los problemas asociados con el aislamiento de los bobinados.

Para un propulsor transversal convencional, el MCI se puede montar en el mismo nivel que la hélice para dar un impulso directo a través de un equipo reductor. En caso de que el espacio del lugar destinado a ubicar el MCI sea limitado, se puede hacer un control de la velocidad a través de una rejilla de combustible y una caja de reducciones.

De todas formas, los motores diesel, no se han convertido en los grandes accionadores de las hélices de proa, debido a su peso, consumo, tamaño, contaminación y mantenimiento.

Los MCI con potencias necesarias para estos sistemas tienen mayor peso que los motores eléctricos, teniendo en cuenta que el peso de un MCI incluye todos los componentes para su funcionamiento como por ejemplo el tanque de uso diario de combustible o los tubos de ventilación y salida de humos.

El espacio disponible en los túneles es muy reducido y los MCI tienen mayor envergadura que los eléctricos con igualdad de potencia.

En los MCI la combustión del gasoil es la responsable de la emisión de sustancias tóxicas que provocan el efecto invernadero, además los MCI de bajas potencias acostumbran a tener un menor rendimiento que los de mayor potencia.

Los MCI siempre requieren una planificación más estricta del mantenimiento y teniendo en cuenta que la disposición del local de los motores no permite hacer grandes tareas, la utilización de éstos queda en un segundo plano. En estos casos, es

más ventajoso utilizar los motores eléctricos ya que el mantenimiento que se les aplica es más reducido.

Llegados hasta aquí se puede pensar que los túneles de proa, las hélices y los motores, invaden un espacio importantísimo en el buque que podría ir destinado a la carga pero no es así; lo importante del transporte marítimo es que los buques ganen seguridad de maniobra, tiempo de operación y minimicen la estancia en los puertos. Esto se consigue únicamente con las hélices de proa.

CAPÍTULO III: MANTENIMIENTO DEL SISTEMA.

1. Mantenimiento del sistema mecánico de las hélices.

1.1. Hélices de proa.

A lo largo del ciclo de vida de las hélices de proa se observa claramente como su servicio va empeorando con el transcurso del tiempo, aún cuando no surjan averías importantes en ellas. Por ello, es necesario aplicar un adecuado mantenimiento en la medida de lo posible.

Normalmente este tipo de sistemas no permiten realizar un mantenimiento total “in situ”, ya que las condiciones meteorológicas y de trabajo no facilitan el acceso al mismo cuerpo de las palas. Es por eso que se ha dotado a este sistema de maniobra, de largas horas de funcionamiento con pocas necesidades de mantenimiento.

Llegados a este punto, es obvio descubrir que todos los tipos de mantenimiento serán aplicados durante el tiempo de estancia en dique seco. Durante las reparaciones, estos sistemas están sometidas a un estricto control, supervisado por un inspector que asegure se cumplan todos los estándares de la Sociedad de Clasificación.

El mantenimiento se realizará a los posibles efectos del fouling, rugosidades, corrosión, erosión, oxidación, ensuciamiento, aumento de los pesos, movimientos de las piezas, holguras, hasta conseguir que la hélice post-reparada tenga un aspecto como de nueva y un rendimiento óptimo.

Las palas son una parte muy importante del conjunto mecánico del sistema de proa pero también hay que considerar la caja de engranajes, todas las empaquetaduras, los acoplamientos, los sellos y los rodamientos.

Las transmisiones por engranajes son elementos valiosos que pueden llegar a ser muy caros, además de críticos para el proceso productivo. Es recomendable realizar una inspección diaria de estos sistemas con el fin de detectar posibles anomalías antes de que se produzca un daño más costoso. Esta inspección debe basarse en la observación de posibles fugas de lubricante y de ruidos inusuales. Por ejemplo, en el caso de detección de una fuga, debe detenerse el engranaje, corregir la causa y verificar el nivel de lubricante; por otro lado, el caso de ruidos inusuales son pruebas de vibraciones y golpes que no deberían ocurrir. Se debe examinar el

engranaje hasta determinar la causa y realizar su corrección. En el sistema de hélices de proa, parece imposible realizar este tipo de observación, por consiguiente, deben hacerse todas estas actuaciones cuando el buque entra en astillero. Del conjunto de engranajes hay que detectar posibles desgastes, fluencias, estriados, fatigas o en el caso más extremo la falta de algún diente y subsanar estos defectos.

Ilustración 113. Efectos de la corrosión y del fouling.

Las empaquetaduras, se cambiarán en el caso en que se detecte en ellas un mal funcionamiento, como pueden ser las pérdidas en el arranque, la desaparición de algún anillo, la falta de material en algunas caras o pérdidas inexplicables. Posteriormente hay que montar la empaquetadura nueva, ponerla en marcha y ajustarla.

Es muy importante verificar el estado de alineación de los acoplamientos, ya que la correcta alineación alarga la vida en servicio y mejora el rendimiento de la transmisión. Consiste en observar que los ejes estén paralelos, es decir, que no haya desviación ni desalineación radial y que sean coaxiales.

Normalmente para el desmontaje y montaje de sellos se siguen las indicaciones del fabricante, y la operación de montaje se procurará llevar a cabo con el mayor cuidado y limpieza. La mayoría de las averías de los sellos mecánicos son causadas por un montaje incorrecto o una operación inadecuada, como la falta de limpieza y protección, ajuste incorrecto, excesiva flexión o fallo en la refrigeración.

Cuando los rodamientos presentan exfoliación o descascarillado de los caminos de rodadura y/o elementos rodantes, deben ser sustituidos por unos nuevos.

Es importante observar y comprobar el nivel de aceite del tanque de lubricación, y tomar muestras para analizar.

1.2. Ruido y vibraciones.

Los propulsores de túnel tienen mala reputación por ser ruidosos. Dado que algunos propulsores se utilizan sólo durante cortos períodos de tiempo, un propulsor con altos niveles de ruido, en ocasiones puede llegar a ser aceptable para ciertas aplicaciones.

Sin embargo, hay muchas aplicaciones donde el ruido es extremadamente indeseable, incluso si se utiliza sólo en cortos espacios de tiempo. También hay muchas embarcaciones que utilizan sus propulsores túnel durante períodos más largos, como los buques con sistema de posicionamiento dinámico o de barcos de pesca que utilizan sus propulsores mientras tiran las redes.

Hay un gran número de fuentes de ruido en un sistema propulsor hidráulico de túnel. Para ello sería interesante conocer los siguientes puntos:

· El ruido generado por el agua que corre entre el túnel del propulsor es como un estruendo muy fuerte y viaja por toda la estructura metálica del buque como si se tratara de una fuente de transmisión de ruido.

Las ventajas del uso de propulsores con diámetros de túnel más pequeños es que son más fáciles de acomodar en el diseño del casco, es decir, un túnel pequeño tiene menos resistencia y menos pérdidas de desplazamiento. El inconveniente es que un túnel de menor diámetro lo convierte en un propulsor más ruidoso y menos eficiente. Por el contrario, los túneles grandes requieren menos aceleración del agua, resultado que afecta en la disminución de la cavitación de la hélice y reducción del ruido. En el caso de situaciones críticas de ruido, es conveniente utilizar siempre el mayor diámetro posible del túnel.

El carenado y achaflanado de las aperturas del túnel, mejora los patrones de flujo, reduce las pérdidas en la entrada y también la cavitación, disminuyendo el ruido y aumentando la eficiencia del propulsor.

La segunda fuente de ruido es el propulsor en sí mismo. El ruido mecánico de engranajes puede ser sustancial por eso los propulsores de túnel con accionamiento hidráulico pueden utilizar transmisiones por eje hueco (vainas) en lugar de engranajes. Por otro lado, el ruido de las tuberías hidráulicas puede llegar a ser bastante molesto,

pues se trata de un ruido agudo, que cuando se transmite a través de la estructura del buque, puede causar resonancias en diferentes partes de éste. La forma más sencilla para evitar el ruido de las tuberías es colocar el sistema de energía hidráulica cerca de la hélice y el uso de mangueras flexibles (aunque precisen más mantenimiento que las tuberías convencionales) sustituyendo las tuberías. Por supuesto, este método no siempre es posible.

Es importante no utilizar los mamparos estancos como soportes de tuberías ya que las vibraciones de las tuberías pueden entrar en resonancia con las vibraciones de los mamparos, para evitar esto se recomienda el uso de tubos rellenos con juntas de tuberías flexibles.

Las válvulas hidráulicas de control direccional pueden generar algún ruido, para estos casos se recomienda utilizar un circuito hidráulico cerrado. Este sistema no utiliza una válvula de control direccional sino un sistema hidráulico menos ruidoso y más eficiente.

La última fuente de ruido a considerar es la bomba hidráulica y su conductor. Las bombas de engranajes generalmente son ruidosas y debería evitarse su uso. Cuando se utiliza una bomba de presión compensada o una bomba de transmisión hidrostática, es conveniente seleccionar una que funcione muy por debajo de sus máximas r.p.m. De esta manera, el fluido de dentro la bomba tiene menor velocidad teniendo un efecto favorable.

Siguiendo un poco las directrices descritas aquí, el motor del sistema propulsor debe ser relativamente tranquilo. Sin embargo, la mayoría de estas recomendaciones tienen como consecuencia un mayor coste, para ello es necesario hacer un estudio riguroso sobre las necesidades del conjunto.

Un buque puede experimentar varios tipos de vibraciones causados por la acción de fuerzas periódicas que se clasifican en dos grandes grupos:

a) Vibración del casco en forma de resonancia que se produce a ciertas revoluciones de las máquinas principales y auxiliares.

b) Vibraciones locales que se producen en estructuras aisladas, tales como asientos de las máquinas, mástiles, puentes o revestimientos de paneles.

El objetivo de los estudios de las vibraciones es el de predecir las frecuencias de los primeros modos de vibración en sentido vertical y horizontal. Esta información es muy utilizada por los arquitectos navales para decidir sobre los últimos detalles de la maquinaria y las hélices, para que las r.p.m., la frecuencia o las fuerzas hidrodinámicas no coincidan con la frecuencia de resonancia del casco y por lo tanto evitar la vibración a grandes amplitudes.

La determinación de un nivel de vibración implica un rango subjetivo de la amplitud, la aceleración y la frecuencia de cada tipo de vibración y que ésta, sea aceptada por un pasajero o la resta de tripulación durante el viaje.

Las principales fuentes de excitación de las vibraciones del casco principal son las hélices y la maquinaria principal. El aumento de velocidad y tamaño del motor diesel en los buques ha tendido a llevar este factor a niveles superiores. La posición de la maquinaria en relación con el perfil de vibración, el orden de encendido de los cilindros y los refuerzos transversales entre los motores son algunas de las características que deben tenerse en cuenta en la planificación de una instalación.

1.3. Corrosión.

La corrosión se define como el deterioro de un material a consecuencia de un ataque electroquímico por su entorno. De manera más general, puede entenderse como la tendencia general que tienen los materiales a buscar su forma más estable o de menor energía interna. Siempre que la corrosión esté originada por una reacción electroquímica, la velocidad a la que tiene lugar dependerá en alguna medida de la temperatura, de la salinidad del fluido en contacto con el metal y de las propiedades de los metales en cuestión. Por eso, en los buques hay que tener muy en cuenta el factor de la corrosión, ya que el medio marino, es uno de los ambientes más agresivos que hay.

1.3.1. Corrosión por erosión.

La corrosión por erosión se produce cuando el movimiento del medio corrosivo sobre la superficie metálica incrementa la velocidad de ataque debido al desgaste mecánico. La importancia del desgaste mecánico y la corrosión, a menudo es difícil de establecer y varía enormemente de una situación a otra. El mecanismo de la erosión generalmente es atribuido a la remoción de películas superficiales protectoras, como por ejemplo, películas de óxido formadas por el aire, o bien, productos adherentes a la corrosión.

La corrosión por erosión, generalmente tiene la apariencia de picaduras poco profundas de fondo terso y el ataque puede presentar también una distribución direccional debido al camino seguido por el agente agresivo cuando se mueve sobre la superficie del metal.

La corrosión por erosión aumenta en condiciones de velocidades altas, turbulencias, choques y frecuentemente se observa en las palas de las hélices.

La corrosión por erosión se puede evitar produciendo cambios de diseño o mediante una selección de materiales más resistentes.

La corrosión por cavitación y desgaste (fretting) son formas especiales de la corrosión por erosión. La primera es causada por la formación y colapso de burbujas de vapor en la superficie del metal. Las altas presiones producidas por este colapso pueden disolver el metal o remover las partículas protectoras. La corrosión por desgaste (fretting) ocurre cuando las piezas de metal se deslizan una sobre la otra, causando daño mecánico a una o ambas piezas y el deslizamiento es generalmente un resultado de la vibración.

1.3.2. Corrosión por cavitación.

La cavitación tiene efectos negativos que afectan a las palas de las hélices (exceptuando los casos en los que se diseña a propósito) tendiendo a asimilarlas con un aspecto esponjoso. Al penetrar las burbujas de vapor en una región de altas presiones, como la que hay inmediatamente aguas abajo del disco del propulsor, producen ondas de choque que atacan superficialmente a la pala de la hélice. Además trabajando la hélice en régimen permanente tienden a formarse microchorros de burbujas que atacan directamente la superficie de las palas.

La erosión por cavitación empieza normalmente generando rugosidad y deterioro de las palas, posteriormente deformación plástica, hasta dejarlas con un aspecto característico de piel de naranja (orange peeling). La deformación plástica está causada por la acción de los microchorros y ondas de choque generados al colapsarse las burbujas de vapor. Ésta deformación, en regímenes permanentes genera fatiga mecánica del material, que induce a su colapso.

La erosión normalmente se manifiesta en el entrono del punto de colapso de las burbujas y en las zonas de incepción de cavitación. La velocidad con que se manifiesta la erosión es muy variable, habiéndose observado en algunos casos daños apreciables en el material al cabo de unas pocas horas, mientras que en otros supuestos, la erosión se desarrolla lentamente a lo largo de periodos de meses o de años.

1.3.3. Corrosión intergranular.

Para entender este tipo de ataque es necesario considerar que cuando un metal fundido se cuela en un molde, su solidificación comienza con la formación de núcleos al azar, cada uno de los cuales crece en un arreglo atómico regular para formar lo que se conoce con el nombre de granos o cristales.

El arreglo atómico y los espacimientos entre las capas de los granos, son los mismos en todos los cristales de un metal, sin embargo, debido a la nucleación al azar,

los planos de los átomos en las cercanías de los granos no encajan perfectamente bien y el espacio entre ellos recibe el nombre de límite de grano.

Los límites de grano son a veces atacados preferencialmente por un agente corrosivo y el ataque se relaciona con la segregación de elementos específicos o por la formación de un compuesto en el límite. La corrosión generalmente ocurre, porque el agente corrosivo ataca preferencialmente el límite de grano o una zona adyacente a él, que ha perdido un elemento necesario para tener una resistencia a la corrosión adecuada.

En un caso severo de corrosión intercristalina, granos enteros se desprenden debido al deterioro completo de sus límites, en cuyo caso, la superficie aparecerá rugosa y rasposa al tacto debido a la pérdida de los granos.

El fenómeno de límite de grano que causa la corrosión intercristalina, es sensible al calor, por lo que la corrosión de este tipo, es un subproducto de un tratamiento térmico como la soldadura o el relevado de esfuerzos y puede ser corregido por otro tipo de tratamiento térmico o por el uso de una aleación modificada.

1.3.4. Corrosión por dezincificación (dezincification o descincificación).

En la última década, se ha producido una evolución en las aleaciones, consiguiendo materiales que son resistentes a la dezincificación. Sin embargo, se ha de tener en cuenta que si se adoptan las aleaciones convencionales, los sistemas tienden a ser más vulnerables a sufrir este tipo de corrosión.

La dezincifiación es un tipo de corrosión en el que uno de los componentes de una aleación es eliminado preferentemente por la corrosión. La dezincificación es característica en la aleación de cobre y zinc donde estos componentes no están presentes como constituyentes separados, sino como una aleación de alfa y beta en soluciones sólidas. Esta corrosión está caracterizada por el hecho de que uno de los componentes de la aleación se elimina selectivamente dejando al otro detrás.

El resultado es por lo tanto la eliminación del zinc y la conservación del residuo de cobre. Este tipo de corrosión conserva la forma original y dimensiones de los componentes del metal antes de la corrosión, siendo el residuo poroso y con muy resistencia mecánica.

La dezincificación puede manifestarse con manchas de color rojo opaco desarrolladas en la superficie después de largos períodos de exposición a ambientes altamente salinos llegando incluso a provocar la rotura del elemento.

Los problemas de la dezincificación pueden ser evitados de antemano incorporando alrededor de 0,03% de arsénico en la aleación de latón o mediante el reconocimiento de las condiciones de servicio, y en caso afirmativo, utilizar un latón resistente a esta corrosión, además de una oportuna pasivación.

Para evitar posibles casos de corrosiones, los propulsores de proa están fabricados con varios tipos de materiales en función del material de la resta del buque. La hélice de acero utiliza un túnel, caja de cojinetes y eje de acero. Los sellos son de acero inoxidable, bronce de manganeso o nibral[1]. Las piezas de acero se revisten con una capa de fibra de poliuretano, y el interior del túnel está provisto de un revestimiento cerámico para protegerlo de la corrosión y la erosión.

En el caso de que el propulsor esté fabricado con aluminio, todo el conjunto de túneles, cojinetes estarán protegidos con un aluminio especial para entornos marinos.

Para evitar corrosiones marinas se utilizan ánodos de sacrificio de zinc u otros metales. Los ánodos erosionan la superficie hacia el interior, dando una apariencia de arenado de la superficie que se traduce en consumo del ánodo. Cuando el ánodo está al diez por ciento o menos de su tamaño original, debe ser reemplazado en el mismo lugar de trabajo ya que este tipo de ánodos deben ir colocados a lo largo del túnel.

Un ejemplo de los tamaños y las distancias se representan en el siguiente documento, *véase anexo 1.*

1.3.5. Corrosión por fouling o biofouling.

El fouling o biofouling es la unión de un organismo u organismos a la superficie en contacto con el agua durante un período de tiempo. Esta explicación parece bastante sencilla, pero hay varios organismos que causan la contaminación biológica y ésta afecta a muchos tipos de superficies.

Uno de los lugares más afectados por la corrosión son los cascos de los buques, donde a menudo se encuentra la fauna marina. El crecimiento orgánico puede aumentar la rugosidad del casco, lo que disminuye su maniobrabilidad y el aumento de la resistencia llegando a producir un aumento del combustible hasta un 30%. Además, esto tiene consecuencias económicas y ambientales ya que el aumento del consumo de combustible conduce a una mayor producción de gases de efecto invernadero.

[1] El nibral es una aleación de níquel, cobre y aluminio. Es más resistente que el bronce pero menos que el acero inoxidable, se utiliza en el ámbito marino por su resistencia a la corrosión marina y su nula reacción con otros materiales.

Ilustración 14. Efectos del fouling.

El biofouling está en todas partes, especialmente en las zonas sometidas al contacto con el agua de mar: intercambiadores de calor, refrigeración de los tubos por agua, hélices y agua de lastre. Este tipo de contaminación produce un efecto dominó, por eso los equipos deben ser limpiados con frecuencia con productos químicos.

Ilustración 15. Aspecto de la hélice con fouling.

Los organismos suelen adherirse a los apéndices del buque como una ventosa creando un biofilm. El biofilm es una película de bacterias u otros microorganismos que se forman en un material cuando las condiciones son las idóneas; la más importante es la existencia de nutrientes. El biofilm no necesariamente ha de contener materia viva, sino que es suficiente con la existencia de bacterias muertas y/o segregaciones. Las bacterias no son los únicos organismos que pueden crear el ambiente inicial, sino que también lo pueden hacer las algas marinas y sus secreciones. En otras palabras, los microorganismos tales como bacterias o algas forman la película primaria para que los macroorganismos, como los moluscos, gusanos y percebes puedan atacar.

Una de las principales formas de prevenir el fouling consiste en seleccionar el material adecuado para las estructuras. Esto se puede realizar en conocimiento de las distancias y aguas por donde vaya a navegar el buque.

Llegados a este punto se podría pensar que el mejor método para prevenir esta corrosión, es hacer una limpieza o raspado, pero esto a veces es ineficaz. La industria de materiales ha diseñado los recubrimientos antiincrustantes como un método más eficaz de control y prevención del fouling. Uno de los más importantes son los recubrimientos a base de tributilestaño TBT. Estos recubrimientos son considerados auto-pulidos, porque producen una hidrólisis controlada (descomposición) de la superficie, lo que libera el estaño de manera lenta y constante.

Los revestimientos de TBT además de ser tóxicos para los organismos marinos incrustantes, también lo son para los organismos que no están dentro del objetivo. Los TBT interfieren en importantes procesos biológicos como el crecimiento, la reproducción y la inmunidad de los microorganismos. Aún así, algunas pinturas antiincrustantes tienen una tasa de lixiviación de más de 4 microgramos al día, el daño que puede producir a un organismo puede parecer insignificante porque se trata de concentraciones bajas; teniendo en cuenta que la vida de un revestimiento de TBT puede ser de cinco años. Aún así, el uso de este tipo de revestimientos ha quedado en un segundo plano debido a las prohibiciones.

También se ha estudiado el uso del cobre en las pinturas antiincrustantes, pero las teorías científicas no apuestan demasiado por el uso de este componente porque produce los mismos efectos que el TBT. Existen en la actualidad aleaciones de titanio que presentan poca o ninguna toxicidad en las superficies marinas animales.

Debido a las preocupaciones acerca de la contaminación de las aguas y los organismos de intoxicación, muchos han seguido investigando para crear recubrimientos no tóxicos. Este tipo de pinturas están hechas a base de polímeros, ya que estos revestimentos no son tóxicos y se cree que tienen resistencia natural a la contaminación biológica creando una tensión superficial baja y una baja temperatura

de transición vítrea. Los polímeros utilizados en estos recubrimientos son siliconas y fluoropolímeros y acetatos de vinilo de etilo.

Ilustración 16. Aspecto de la hélice después de una reparación.

1.3.6. Pasivación.

La pasivación de un metal, en lo que concierne a la corrosión, es la formación de una capa superficial de protección con productos de reacción que inhiben posteriores reacciones. En otras palabras, la pasivación de los metales se refiere a su pérdida de reactividad química en presencia de unas condiciones ambientales particulares. Muchos metales y aleaciones importantes en ingeniería se pasivan y se vuelven muy resistentes a la corrosión en entornos muy oxidantes. Algunos ejemplos de metales y aleaciones que muestran pasivación son el acero inoxidable o el níquel.

Existen dos teorías principales concernientes a la naturaleza de la película de pasivación, en primer lugar la teoría de la película de óxido y en segundo lugar la teoría de adsorción. En la teoría de la película de óxido se defiende que la película de pasivación es siempre una capa que actúa como barrera de difusión de productos de reacción separando el metal de su entrono y que disminuye la velocidad de reacción. En la teoría de adsorción se cree que los metales pasivados están cubiertos por una película quimiadsorbida de oxígeno. Se supone que tal capa desplaza las moléculas de H_2O absorbidas normalmente y reduce la velocidad de disolución anódica,

involucrando la hidratación de los iones metálicos. Las dos teorías tienen en común que se forma la película protectora en la superficie del metal, de modo que el estado pasivo que resulta ofrece un aumento de la resistencia frente a la corrosión.

La pasivación de metales, en términos de velocidad de corrosión, se puede estudiar con una curva de polarización que muestra cómo el potencial de un metal varía con la densidad de corriente.

1.3.7. Corrosión electroquímica.

La corrosión electroquímica es un proceso espontáneo que denota siempre la existencia de una zona anódica (la que sufre la corrosión), una zona catódica y un electrolito, y es imprescindible la existencia de estos tres elementos, además de una buena unión eléctrica entre ánodos y cátodos, para que este tipo de corrosión pueda tener lugar. La corrosión más frecuente siempre es de naturaleza electroquímica y resulta de la formación sobre la superficie metálica de multitud de zonas anódicas y catódicas.

El proceso de disolución de un metal en un ácido es igualmente un proceso electroquímico. La infinidad de burbujas que aparecen sobre la superficie metálica revela la existencia de infinitos cátodos, mientras que en los ánodos se va disolviendo el metal. A simple vista es imposible distinguir entre una zona anódica y una catódica, dada la naturaleza microscópica de las mismas. Al cambiar continuamente de posición las zonas anódicas y catódicas, llega un momento en que el metal se disuelve totalmente.

Ya que la corrosión de los metales en ambientes húmedos es de naturaleza electroquímica, una aproximación lógica para intentar parar la corrosión sería mediante métodos electroquímicos.

Como se ha señalado, para que exista la corrosión electroquímica es fundamental que se ponga en funcionamiento una pila galvánica que denota la existencia de un ánodo, un cátodo y un electrolito. En el momento en que uno de estos tres elementos básicos para el funcionamiento de una pila falle, ésta dejará de funcionar y por tanto se detendrá la corrosión.

Los métodos electroquímicos para la protección contra la corrosión están basados en la eliminación de alguno de estos elementos o en hacerlos inoperantes.

El procedimiento que elimina todos los ánodos de la superficie metálica haciéndola toda catódica se conoce con el nombre de protección catódica, este tipo de protección se consigue con el uso de ánodos de sacrificio. El fundamento de funcionamiento de los ánodos de sacrificio consiste en conectar el metal que se quiere

proteger a otro menos noble. Realmente consiste en la creación de una pila galvánica en que el metal a proteger actúe forzosamente de cátodo, mientras que el metal anódico se “sacrifica”, o sea que se disuelve. Como el metal más comúnmente utilizado en la práctica por su bajo precio y alta resistencia mecánica es el acero, los metales que se puedan conectar a él y que deben tener un potencial más negativo quedan reducidos en la práctica al zinc (Zn), aluminio (Al), magnesio (Mg) y a sus aleaciones.

Ilustración 17. Posición de los ánodos de sacrificio.

Uno de los efectos de este tipo de corrosión es la picadura, que se presenta mediante la formación de orificios en una superficie relativamente inatacada y de varios tamaños.

La corrosión por picadura (pitting) es un proceso lento que puede llevarse meses y años antes de ser visible, pero que naturalmente, causa fallas inesperadas. El pequeño tamaño de la picadura y las minúsculas cantidades de metal que se disuelven al formarla, hacen que la detección de ésta sea muy difícil en las etapas iniciales.

La limpieza de la superficie y la selección de materiales conocidos, resistentes a la formación de picaduras en un medio ambiente determinado, es generalmente el camino más seguro para evitar este tipo de corrosión.

1.3.8. Corrosión galvánica.

La corrosión galvánica, que se caracteriza por su poder destructivo, resulta de un fenómeno de electrólisis entre dos metales de potencial eléctrico diferente que se hallan en contacto y en presencia de humedad.

Entre las partes metálicas de la embarcación que tienen contacto con el agua como la hélice, el timón, los sistemas de enfriamiento y algunas conexiones, puede circular electricidad, ya sea entre metales conectados físicamente o no; lo que en cualquiera de los casos ocasionaría la corrosión de las piezas metálicas.

Ya que la corrosión galvánica se presenta entre metales diferentes, para evitarla o disminuirla considerablemente es recomendable usar metales del mismo tipo entre conexiones.

En caso de tener metales diferentes entre los cuales no haya flujo eléctrico sino solamente a través del agua, será necesario aislarlos uno del otro. Cuando no se puedan aislar metales distintos, las piezas de unión de los mismos deben ser de un metal más noble que el de las piezas a las que sujetan, así la corrosión ocurrirá en éstas y no en las de unión. Hay que evitar el uso de aleaciones que contengan metales comunes como el latón, que tiene muy poca duración bajo el agua. El método más efectivo de contrarrestar la corrosión galvánica es protegiendo todas las instalaciones sumergidas en el agua con zinc puro, uniéndolo al metal a proteger o conectándolo por medio de una banda metálica.

1.3.9. Corrosión electrolítica.

Por lo general existe confusión entre la corrosión electrolítica y la galvánica. La diferencia es simple: mientras que la corrosión galvánica es causada por una corriente eléctrica generada por dos materiales diferentes en un medio conductor tal como el agua salada, la corrosión electrolítica es causada por una corriente producida por una fuente externa, por lo general alguna otra fuente eléctrica. En un sentido técnico, el termino electrólisis se refiere a la descomposición de una sustancia química producida por el flujo de corriente eléctrica a través de esta. Esto significa que incluso dos materiales similares se pueden convertir tanto en el cátodo como en el ánodo de una celda, en el cual el ánodo seria el corroído.

La corriente que provoca la acción electrolítica usualmente se genera de una mala instalación eléctrica, un corto circuito por derrames de corriente en condiciones de humedad. La prevención de la corrosión electrolítica se consigue con una buena instalación eléctrica y con un cableado aislado.

1.3.10. Corrosión inducida por fatiga.

La corrosión por fatiga es otro de los riesgos que han de ser eliminados. La corrosión por fatiga se presenta en ausencia de medios corrosivos, y se debe a esfuerzos cíclicos repetidos. Estas suelen producirse en estructuras sometidas a vibración continua.

La corrosión por fatiga se incrementa con la presencia de un medio agresivo de tal forma, que el esfuerzo necesario para producir la corrosión por fatiga se reduce en algunas ocasiones hasta la mitad del que se necesitaría para producir la falla en condiciones convencionales.

2. Mantenimiento del sistema eléctrico.

Las máquinas eléctricas asíncronas son las más robustas y por tanto, las que menor mantenimiento precisan de todas las máquinas rotativas. Sin embargo, debido a su uso generalizado en todo tipo de plantas industriales, su aplicación en procesos críticos para la producción, y el hecho de que algunas de las averías que puedan padecer son destructivas para el conjunto de la máquina, el conocimiento de su estado interno se ha convertido en una necesidad si se desea alargar su vida útil y evitar paradas intempestivas.

Las averías más frecuentes son los fallos mecánicos, asimetrías rotóricas, defectos en el sistema aislante y fallos en los núcleos magnéticos.

Los fallos mecánicos corresponden a averías en los cojinetes, aflojamiento en los elementos de sujeción del paquete magnético, desalineación de ejes, desequilibrio del rotor y regímenes anómalos de vibración.

Las asimetrías rotóricas se pueden definir como la rotura o agrietamiento de las barras o anillos de la jaula rotórica y las modificaciones en el tamaño del entrehierro conocidas como excentricidades estática y dinámica. Puesto que este tipo de fallos producen alteraciones en el campo magnético de la máquina, y éstas inducirán fuerzas electromotrices en el estator, podrá ser detectado principalmente mediante el análisis espectral de las corrientes de alimentación.

Los defectos del sistema aislante van desde la presencia de contaminación o humedad, falta de compactación del muro aislante, defectos de aislamiento en las zonas sometidas a mayores esfuerzos dieléctricos y mecánicos.

Los fallos del paquete magnético consisten en la degradación del aislamiento que existe entre chapas, lo que origina la presencia de puntos en los que es posible la

circulación de corrientes parásitas y, por tanto, se produce un elevado calentamiento del núcleo.

Para poder realizar todos los tipos de mantenimientos, es necesario disponer de unos instrumentos y técnicas de medidas. Entre los más utilizados están los analizadores, el ohmímetro que es un medidor de aislamiento conocido vulgarmente como megóhmetro, el generador de ondas de choque, termografía infrarroja y análisis modal.

En el análisis de señales, y en particular durante el diagnóstico de averías, es muy frecuente realizar los estudios descomponiendo la señal en sus distintas componentes frecuenciales; este tipo de análisis recibe el nombre de análisis espectral o análisis en el dominio de frecuencia. Estas mediciones se realizan con analizadores.

El ohmímetro es el instrumento que se encarga de medir la resistencia de aislamiento de un bobinado y se basa en la aplicación de una tensión continua al circuito capacitivo compuesto por el conjunto conductor-aislante-hierro. Ante la aplicación de esta tensión se produce una circulación de corriente y dicha corriente se interpreta en términos de resistencia de aislamiento.

Los generadores de ondas de choques son equipos que se utilizan para la evaluación del estado del aislamiento entre espiras de los devanados. Son muy útiles para el control de calidad en la fabricación de bobinados y también para el diagnóstico en programas de mantenimiento.

La inspección termográfica es una tecnología válida para el análisis de cualquier instalación o máquina donde la transferencia de calor y la temperatura superficial de los elementos que la constituyen desempeñan un papel importante, por eso la vida útil de las máquinas eléctricas es función directa de su temperatura de trabajo.

El análisis modal es un procedimiento desarrollado para determinar la respuesta vibratoria de los objetos y poder definir un modelo del comportamiento dinámico de máquinas y estructuras: todos los cuerpos sometidos a esfuerzos vibratorios presentan formas características de vibrar que reciben el nombre de modos de vibración.

3. Mantenimiento del sistema hidráulico.

Para este tipo de instalaciones es muy importante inspeccionar la temperatura del fluido hidráulico ya que no debe superar los 82ºC aproximadamente en cualquier parte del sistema. A temperaturas más altas, el líquido puede comenzar a deteriorarse, y la viscosidad es muy baja para la lubricación de la bomba y los componentes del motor. Siempre y cuando el líquido permanezca limpio, es decir, que no contenga

agua, se mantendrá por debajo de esta temperatura y no habrá necesidad de sustituir el líquido por uno de nuevo.

Para evitar calentamientos se recomienda instalar un enfriador en la línea de retorno al tanque. Por ejemplo un sistema de hélice de 150 CV se calentará a una velocidad de unos 4º por minuto durante el funcionamiento.

Para determinar con facilidad la temperatura del fluido hidráulico se utiliza un termómetro de infrarrojos. Los termómetros infrarrojos permiten medir temperaturas sin tocar los elementos, facilitando así, su uso en cualquier momento y lugar, con las precauciones de considerar bien el área de medición y la reflectividad de la misma (evitar las superficies metálicas sin pintar).

También hay que verificar, con regularidad, el nivel del fluido, su contaminación por agua, el estado de limpieza del filtro y prestar atención al ruido del equipo ya que éste y su variación son buenos indicadores del desgaste y de la aparición de averías.

La presencia de aire en los circuitos hidráulicos da lugar a un funcionamiento irregular y aceleración del proceso de desgaste, por ello, inmediatamente después de la puesta en marcha del sistema es necesario purgar el aire. La indicación de que el sistema está correctamente purgado y exento de aire es la salida de un flujo continuo y limpio de aceite por el grifo de purga.

Después de la realizar los trabajos de reparación y mantenimiento en la instalación, es recomendable hacer un lavado de la instalación.

CAPÍTULO IV: REPERCUSIONES MEDIOAMBIENTALES.

1. Prevención de la contaminación.

En el presente apartado se describen las actuaciones que hay que tomar para prevenir la contaminación. En el sistema que este trabajo concierne, hay que tratar los aceites o sustancias oleosas que se obtienen del circuito de lubricación. Para hacer esta descripción, es fundamental, conocer las normas generales que vienen descritas en el Anexo I del Marpol 73/78 y son las siguientes:

· En el caso de un buque que esté destinado únicamente al tráfico entre puertos o terminales de un Estado, el buque debe retener a bordo todas las mezclas oleosas para descargarlas posteriormente en instalaciones de recepción y la Administración se cerciorará de que existen tales instalaciones de recepción y que están adecuadas para recibir las mezclas oleosas.

· Únicamente se podrán descargar al mar cuando sea necesario proteger la seguridad del buque o para salvar vidas en el mar.

De lo contrario, los buques tendrán un tanque de capacidad suficiente, para recibir los residuos de hidrocarburos que no sea posible eliminar de otro modo, tales como los resultantes de la purificación de los combustibles y aceite lubricantes y de las fugas de hidrocarburos que se producen en los espacios de máquinas.

2. Impacto medioambiental del ruido.

El ser humano, que no está adaptado al medio acuático, percibe con limitaciones el ruido en el ambiente submarino, resultándole silencioso y relajante. Ésta limitada percepción le ha llevado a hacer un uso abusivo de sistemas perturbadores del entorno submarino sin prever las repercusiones que podría ocasionar.

Se podría considerar la contaminación acústica subacuática (Underwater Acoustic Pollution- UNP) como el exceso de ruido (entendido como sonido excesivo y molesto) provocado por el ser humano que altera las condiciones normales del medio ambiente en una determinada zona y produce efectos negativos sobre la salud auditiva y física de los seres vivos que en ella habitan.

El ruido generado por los buques es el que más contribuye a la contaminación acústica submarina. Los niveles y frecuencias de los sonidos generados dependen del tamaño y velocidad del buque, generándose ruido de banda ancha y de banda estrecha. Las fuentes típicas del ruido de banda ancha (inferior a 100 Hz), son el sistema hélice-eje, el ruido hidrodinámico y algunos sistemas de propulsión. Las fuentes típicas del ruido de banda estrecha son las bombas, motores, equipos de alimentación eléctrica y sistemas de propulsión.

La contaminación acústica en relación con los seres vivos, no precisa que se produzca un trauma acústico, basta con que impida el desarrollo de su comportamiento habitual. Esta contaminación les ahuyenta (disminución de capturas) y les hace cambiar sus rutas migratorias y en general su conducta, además de dificultarles su capacidad de percepción afectando a la comunicación, localización de presas y orientación.

Los ruidos producidos por el ser humano de media frecuencia (1-10 kHz) y alta intensidad, son los que provocan daños temporales o permanentes y letales o no letales a la mayoría de mamíferos marinos. Se estima que a niveles superiores de 160 – 165 dB los daños físicos en animales marinos son irreparables.

Aún así, este tipo de contaminación es, en promedio, poco relevante en nuestro caso, ya que el sistema de hélices de proa se caracteriza por su bajo tiempo de funcionamiento y su uso en zonas contiguas al puerto o en el puerto, lo que minimiza más aún, las posibles consecuencias de la contaminación acústica. Por ello, puede considerarse, en promedio, bajo, cualquier tipo de efecto sobre el medio marino.

3. Comparación con otros sistemas de maniobra.

Es de gran interés comparar todos los sistemas de maniobra existentes, para deducir cual de todos es el más respetuoso con el medio ambiente.

Es interesante contar con la existencia de otros sistemas de motores, como pueden ser los motores de combustión interna o a falta de este tipo de hélices en los buques pues el uso de remolcadores.

Los motores de combustión interna son los responsables de la emisión de gases de “efecto invernadero” como el dióxido de azufre, dióxido de carbono, monóxido de carbono y óxidos de nitrógeno. Desde un punto de vista ambiental, ya se puede deducir que este tipo de motores son más contaminantes que los motores eléctricos, si se obtiene una potencia relativamente reducida con motor independiente.

Es verdad que los alternadores de cola aprovechan el giro del eje de la hélice principal, provocando en ellos una resistencia que se transforma en un aumento del

consumo de combustible de los motores principales, aún así, este aumento de consumo es menor que lo que supondría el funcionamiento de motores de combustión interna independientes.

CAPÍTULO V. SISTEMA DE MANIOBRA CON HÉLICES DE PROA DEL BUQUE SOROLLA.

Este apartado versa sobre el sistema de hélices de proa, pero analizado desde un punto de vista real, con el ejemplo, del ferry (ro-pax) Sorolla, propiedad de la compañía Acciona-Trasmediterránea.

El Sorolla es un buque destinado al transporte de carga rodada y pasajeros. Con 172 m de eslora total, un calado de 6,20 m y una manga de 26,20 m. Dispone de 4 motores principales de 7.240 kW de potencia propulsora cada uno que giran a una velocidad de 183,7 r.p.m y 29.616 TRB cuenta con una capacidad para 1.000 pasajeros y 1.200 m lineales de carga rodada. Cuenta además con dos hélices principales de 4 palas, dos timones y dos hélices de proa para las maniobras con accionamiento eléctrico de 1.200 kW cada una y con 3 motores auxiliares de potencia 1.620 kW, uno de los cuales se utiliza como motor generador de emergencia, tal y como marcan las directrices de la normativa de seguridad. La energía de los motores auxiliares mediante alternadores se traduce en una potencia eléctrica máxima de 1.570 kW aproximadamente. La velocidad en pruebas de este buque es de 23,5 Kn.

Ilustración 128. Vista general.

1. Características propias.

Las dimensiones del buque han obligado a los diseñadores, ha dotarlo con dos hélices de proa.

Fabricante: Brunvoll S.A.

Tipo de hélice: FU-100-LTC-2450

Velocidad del motor: 0-900 r.p.m

Potencia propulsión: 1.200 kW x 2

Velocidad de la hélice: 0-208 r.p.m

Ratio Interno de engranaje: 12/52

Sistema de maniobra

Maniobra con un sistema eléctrico

Voltaje: 3 x 690V – 60 Hz

Potencia de propulsión: 1.200 kW x 2

Sistema de lubricación

BPA VV67RP

Potencia del motor eléctrico: 7,5 kW

Voltaje: 3 x 400V – 50 Hz

1.1. Dimensiones y ubicación.

En los siguientes documentos se muestran, las dimensiones de las palas y del sistema en conjunto. *(Véase anexo II y planos).*

En el anexo del trabajo, se añaden los planos de la estructura de los propulsores laterales y el desarrollo del forro. Debido al tipo de buque del que trata el ejemplo, hay que tener en cuenta que el diseño de mamparos estancos es fundamental, por eso, se han dispuesto cada 9-10 m, excepto en la zona de la sala de máquinas. También se aprecia que los dos túneles están delimitados en proa y popa por mamparos estancos. Esta compartimentación evita la necesidad de separar las hélices con un mamparo estanco.

Los buques destinados únicamente al transporte de mercancías no disponen de una compartimentación tan específica ni de tantos mamparos estancos, por consiguiente, sí es necesario, o como mínimo muy recomendable, separar las dos hélices de proa con un mamparo estanco.

En cualquier caso, este tipo de hélices deben ir siempre delimitadas por mamparos estancos independientes ya que en caso de accidente las consecuencias pueden ser catastróficas.

Ilustración 19. Dimensiones del buque ejemplo.

Normalmente el fabricante hace la entrega de los equipos por separado, el túnel, la caja reductora y la unidad de la hélice. Ésta última se montará en el túnel cuando el buque esté en astillero e irá soldada a la sección del casco. El mismo astillero debe disponer de un almacén adecuado con grúas, andamios y de fácil acceso a la unidad del túnel en caso de que sea necesario.

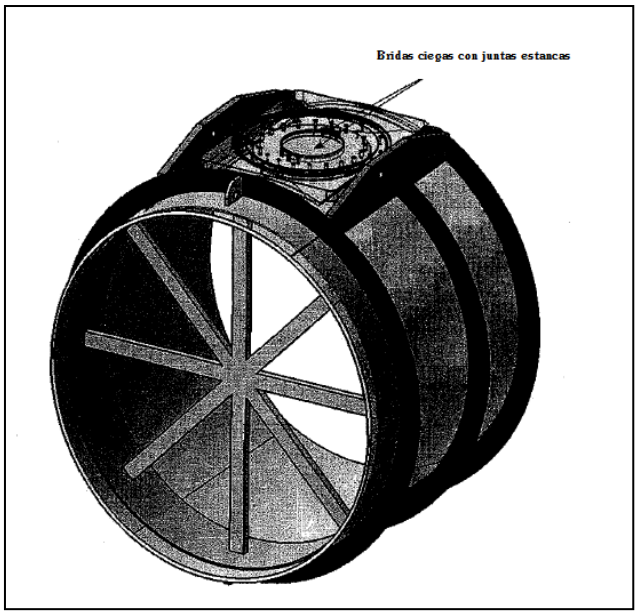


Ilustración 20. Túnel de la hélice.

Las crucetas de la parte frontal del túnel están dispuestas para prevenir cualquier deformación y mantener la forma circular del túnel durante el transporte, montaje y soldadura de éste. El fabricante siempre recomienda que no sean retiradas hasta que haya finalizado el proceso de montaje del equipo.

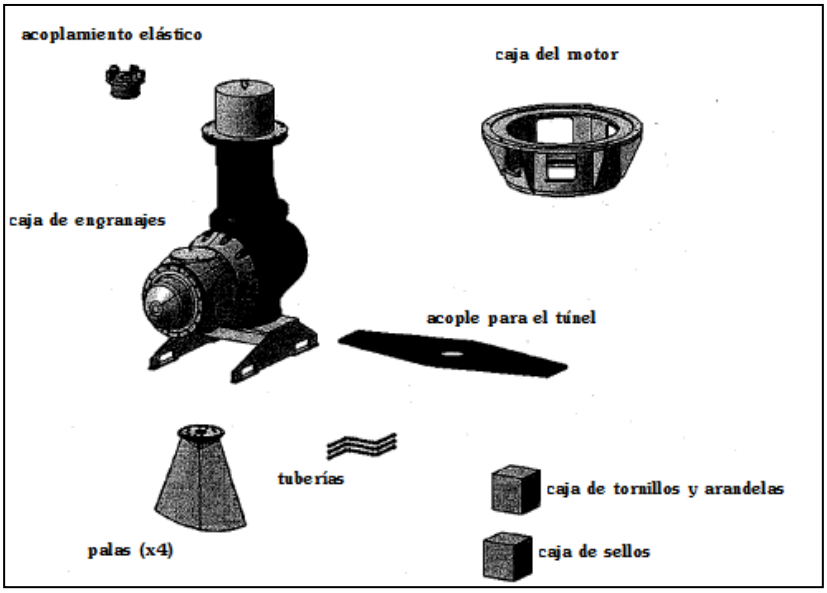


Ilustración 131. Despiece del sistema.

El túnel está colocado en la nervadura del casco y la caja del motor coincide con la estructura longitudinal del buque. Es preferible que los refuerzos del anillo circular del túnel estén alineados con la estructura longitudinal del casco.

La soldadura al túnel del equipo se hace directamente sobre los refuerzos longitudinales y transversales, por eso deben tomarse precauciones especiales para evitar deformaciones excesivas de la soldadura en el área afectada.

El astillero debe aplicar los procedimientos de soldadura que garantizan al mínimo las deformaciones de soldadura. Este procedimiento es particularmente importante en la zona del túnel, la caja del motor y el plano del propulsor.

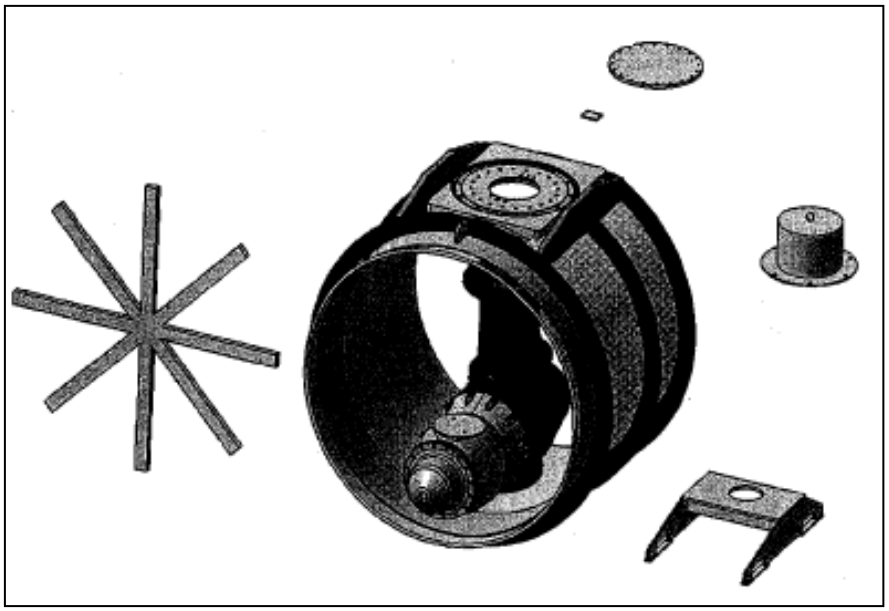


Ilustración 22. Descomposición de las piezas.

1.2. Tolerancias.

En el siguiente esquema se muestra un ejemplo de las tolerancias que definen la geometría de una hélice, de conformidad con la norma ISO 484 / 2-1981.

Las tolerancias de los radios varían entre las diferentes clases según la siguiente tabla:

Clase	Radio
S y I	Distancia al centro 0.4,0.5,0.6,0.7,0.8,0.9,0.95
II	Distancia al centro 0.5,0.7 y 0.9
III	Distancia al centro 0.5,0.7 y 0.9

Las tolerancias de paso varían entre las diferentes clases como muestra la siguiente tabla:

PASO	S	I	II	III
Paso local	± 1.5%	± 2%	± 3%	---
Paso medio del radio	± 1%	± 1.5%	± 2%	± 5%
Paso medio de la pala	± 0.75%	± 1%	± 1.5%	± 4%
Paso medio de la hélice	± 0.5%	± 0.75%	± 1%	± 3%

Las tolerancias para la desviación angular entre dos palas consecutivas son las de la siguiente tabla:

Clase	Tolerancia angular
S y I	± 1º
II y III	± 2º

Las tolerancias de los espesores son:

Clase	S	I	II	III
Tolerancia Máxima	+ 2% 2mm	+ 2.5% 2.5 mm	+ 4% 4mm	+6% 6mm
Tolerancia Mínima	- 1% -1mm	- 1.5% -1.5mm	-2% -2mm	-4% -4mm

Las tolerancias en la longitud de las secciones de las palas deben ser:

Clase	S	I	II	III
Tolerancia mínima	± 1.5 % 7mm	± 2% 10mm	± 3% 13mm	±5% 15mm

Las tolerancias del diámetro son las siguientes:

Clase	S	I	II	III
Tolerancia	± 0.2%	±0.3%	± 0.4%	± 0.5%

En el anexo IV, se muestra un ejemplo de las tolerancias de las hélices Brunvoll en función de la serie. *(Véase anexo III).*

1.3. Componentes y elementos.

En los siguientes documentos hay ejemplos de los tipos de rejillas y dimensiones que deben tener los pernos. *(Véase anexo IV).*

Los pesos y pares que tienen las hélices del ejemplo son las siguientes:

1.3.1. Pesos.

Tipos		Caja de engranajes	Túnel	Palas de las hélices	Acoplamiento
FU37	**850**	470 Kg	600 Kg	15 Kg x 3	7Kg
	1000		730 Kg	17 Kg x 3	
FU45	**1225**	970 Kg	1060 Kg	30 Kg x 4	14 Kg
	1375		1150 Kg	33 Kg x 4	
FU63	**1550**	2300 Kg	1870 Kg	56 Kg x 4	50Kg
	1750		2040 Kg	75 Kg x 4	
FU80	**2000**	3900 Kg	3690 Kg	140 Kg x 4	60Kg
	2250		4020 Kg	150 Kg x 4	
FU100	**2450**	7000 Kg	6350 Kg	247 Kg x 4	150 Kg
	2750		8300 KG	275 Kg x 4	

1.3.2. Pares de aprietes.

Tipo de hélice	Bastidor del motor	Palas de las hélices
FU37	309 Nm	159 Nm
FU45	309 Nm	309 Nm
FU63	535 Nm	535 Nm
FU80	535 Nm	535 Nm
FU100	535 Nm	1050 Nm

2. Sistema de lubricación.

El sistema de lubricación de las hélices de proa del buque Sorolla está formado por un tanque-almacén de aceite, una bomba lubricante, tuberías, válvulas y tanques de drenaje.

Existen varios tipos de sistemas de bombas, pueden ser bombas accionadas manualmente o unidades de potencia hidráulica, ambas indistintamente funcionan de la misma forma.

La bomba de lubricación debe estar instalada en la cámara del propulsor, como mínimo a la cubierta directamente superior al túnel y lo más cerca posible de la unidad de la hélice. De esta manera se consigue que las tuberías que unen la bomba y la unidad del propulsor sean lo más cortas posibles, ya que la longitud máxima recomendada de las tuberías es de 4 a 5 m.

Estos sistemas de lubricación están alimentados por un sistema de compensación por reducción de altura, es decir, que todas las tuberías que salen del depósito de gravedad deben estar instaladas “cuesta abajo”, a fin de evitar bloqueos de aire. Este sistema consiste en intentar poner el depósito a un nivel superior al de la hélice para aprovechar la caída por gravedad.

Como norma de actuación es importante quitar las rebabas, los restos de soldadura, los tapones y posible corrosión en los tubos antes de instalarlos.

En el anexo V, se muestra el circuito real de lubricación. En la parte superior del esquema se aprecia el depósito de gravedad que estará siempre ubicado debajo de la

cubierta más inferior y por encima de la línea de mar. Este depósito se llena de aceite de un tanque específico con una bomba manual de manivela. Por la tubería A, circula el aceite del sistema de sellado del eje, una vez lubricada esta zona el aceite circula hacia el sistema de fugas que está regulado con unas válvulas de desagüe de fácil acceso y uso.

Por la tubería E que está controlada con una electroválvula, circula el aceite de la caja de engranajes y por la C, el aceite de compensación de llenado de la bomba. Este circuito dispone de una bomba cuya finalidad es la de hacer recircular el aceite del fondo de la caja de engranajes para lubricar los cojinetes anteriores y posteriores de la hélice.

En la parte inferior del circuito hay un corte transversal del sistema de tuberías con la entrada, la salida y sus posiciones.

En los esquemas del anexo VI, se aprecia un esquema detallado de las distancias y tolerancias de las tuberías que forman parte del propulsor.

2.1. Llenado de aceite.

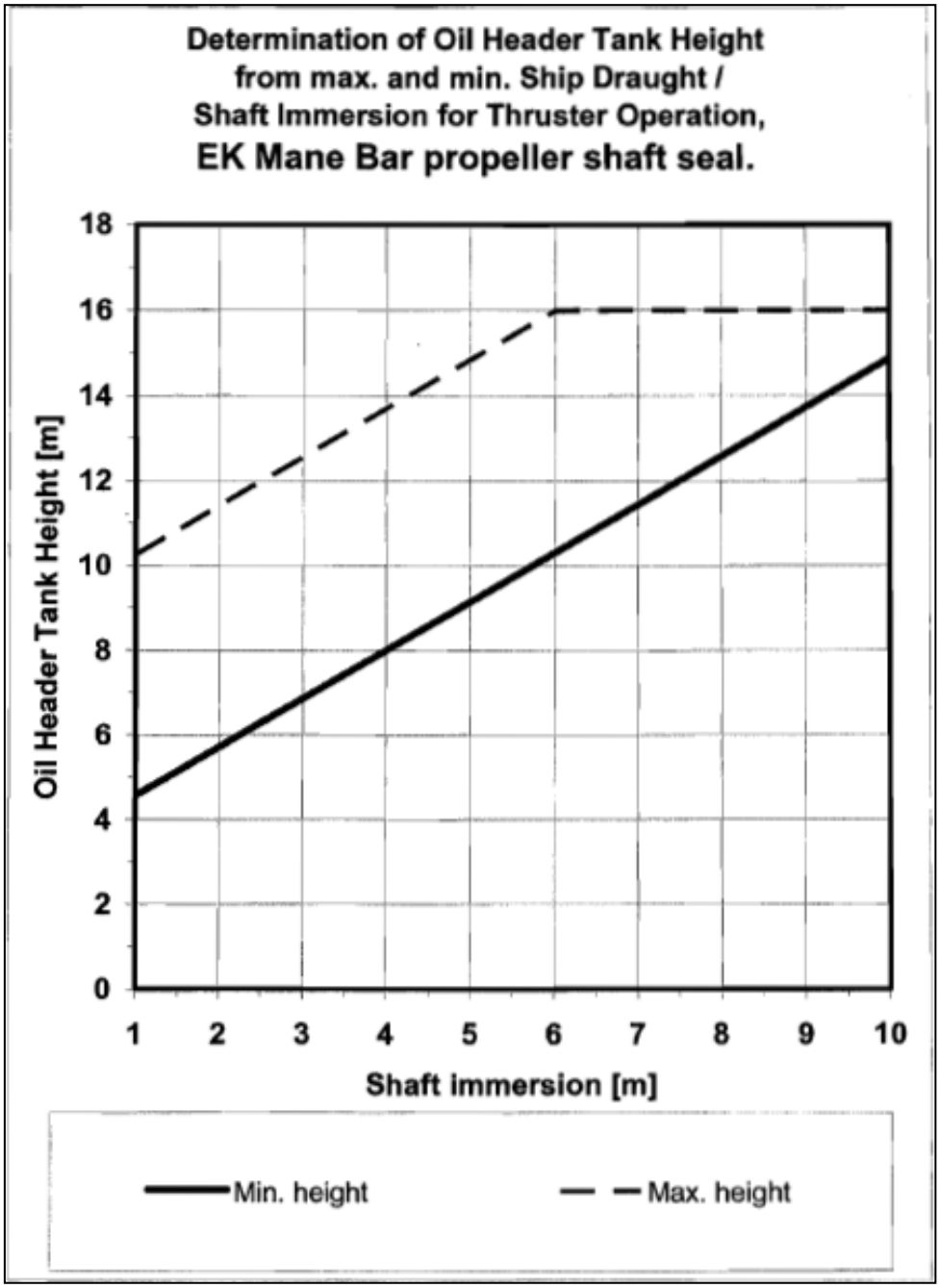
Usualmente hay disponibles un tanque de aceite para cada hélice de proa, independientes entre ellos para realizar el llenado. *(Véase anexo VII).* El sistema de llenado de aceite de este buque se realiza con una bomba accionada manualmente con una manivela, la utilización de dicho método se debe al poco uso de esta bomba.

El aceite utilizado debe cambiarse según los intervalos indicados por el fabricante, así como también hacer una limpieza interior del depósito. Para ello es necesario retirar la tapa superior del tanque, remover el aceite con una espátula de goma y a ser posible evitar el uso de algodón o residuos de trapos.

Existe un sistema para determinar la altura necesaria que debe tener el depósito de aceite. Los niveles máximos y mínimos se determinan mediante un cálculo diferencial de presión realizado con agua de mar y aceite. La determinación del nivel máximo y mínimo viene condicionado por el calado del barco ya que su funcionamiento (la gravedad) depende de los metros de inmersión del eje del propulsor.

Para visualizar esto es necesario observar la gráfica siguiente, en la que se distinguen dos tipos de líneas, la continua indica el nivel mínimo y la discontinua el nivel máximo de aceite que debe tener el tanque. En el eje de las ordenadas del gráfico figura el nivel de aceite del tanque, y en el eje de las abscisas los metros de inmersión del eje.

Por ejemplo, para un calado de 4 m., el nivel mínimo sería de 8 m. y el máximo de 13,9 m.



Gráfica 4. Determinación del nivel de aceite.

La máxima presión de ajuste de la válvula es:

Tipo	Bomba	Válvula de seguridad	Presión del test	Interruptor de presión
F 100 C	45 bar	53-55 bar	68 bar	Aprox. 6 – 7 bar

2.2. Filtro separador. *(Véase anexo VIII).*

El filtro separador utilizado es el modelo PTU2 27/27 PV-DEH1PW del fabricante CJC, y está formado por una bomba, elementos filtrantes, tuberías de aspiración y descarga, manómetros, válvulas y cuadro de mandos.

La bomba del filtro (7) succiona el aceite desde el tanque y lo pasa a través del elemento filtrante (10). Desde el centro del elemento, el aceite fluye hacia la base del filtro donde las gotas de agua (si es que las hay) se adhieren en el elemento coalescente, formando gotas más grandes que se depositarán en el fondo de la base del filtro.

El orificio de salida del filtro (B) está situado en la parte superior de la base del filtro. El fluido filtrado debería retornar al tanque cerca de la tubería de aspiración de la bomba del sistema principal.

El filtro, que dispone de descarga automática de agua drena automáticamente el agua separada. Esta función puede ser controlada en la unidad del cuadro de mandos (1), aunque también se puede descargar manualmente.

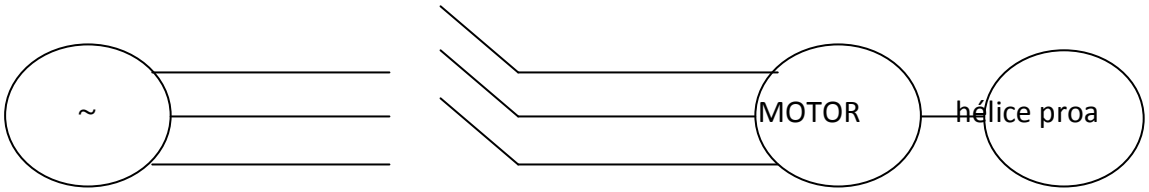
La caída de presión del filtro (y consecuentemente la absorción de contaminantes por parte del elemento) está controlada por el manómetro (12), situado en la parte superior del filtro.

El elemento filtrante consta de varios discos unidos entre sí. El material utilizado para el filtrante, como elemento coalescente es celulosa o bien hilos de algodón.

3. Motor eléctrico.

En el ejemplo que el trabajo concierne, las hélices están movidas por un motor eléctrico asíncrono de jaula de ardilla conectado a un alternador de cola. La finalidad principal de la existencia del alternador de cola consiste en extraer energía del giro de las hélices principales, mediante un sistema de toma de fuerza o PTO's (Power Take Off). Este alternador está diseñado para que pueda acoplarse en el momento de

empezar la maniobra y desacoplarse fácilmente cuando ésta finaliza mediante un interruptor tripolar de conexión.



El alternador de cola es el modelo LSB – 500 – MB/4 del fabricante INDAR S.A. cuyas características técnicas son:

ALT. S-1		Nº 980.394
450 V		2245 A
1750 kVA		Cosφ 0.80
1800 rev/min	IP 44	5.3 t
Rodamientos		
Grasa Verkol		
Tipo Asturus -3		
Cantidad	150 g	90 g
Reengrase	2500 h	2500 h
Temp.	Min -10ºC	Máx 105ºC

Como se aprecia en la placa de características del alternador de cola, la frecuencia de éste es de 60 Hz, esto induce pensar que la frecuencia de trabajo del buque es de 60 Hz. A simple vista, cabría pensar que la instalación tiene alguna deficiencia ya que la frecuencia habitual es de 50 Hz, pero esta hipótesis desaparece si se tiene en cuenta que el pasaje y la tripulación conectan a la red pequeños electrodomésticos que soportan esta variación de frecuencia si trabajan en regímenes nominales.

Como se aprecia en la parte inferior derecha de la imagen, el eje principal engrana con el eje del alternador mediante una multiplicadora existente en la parte inferior de éste.

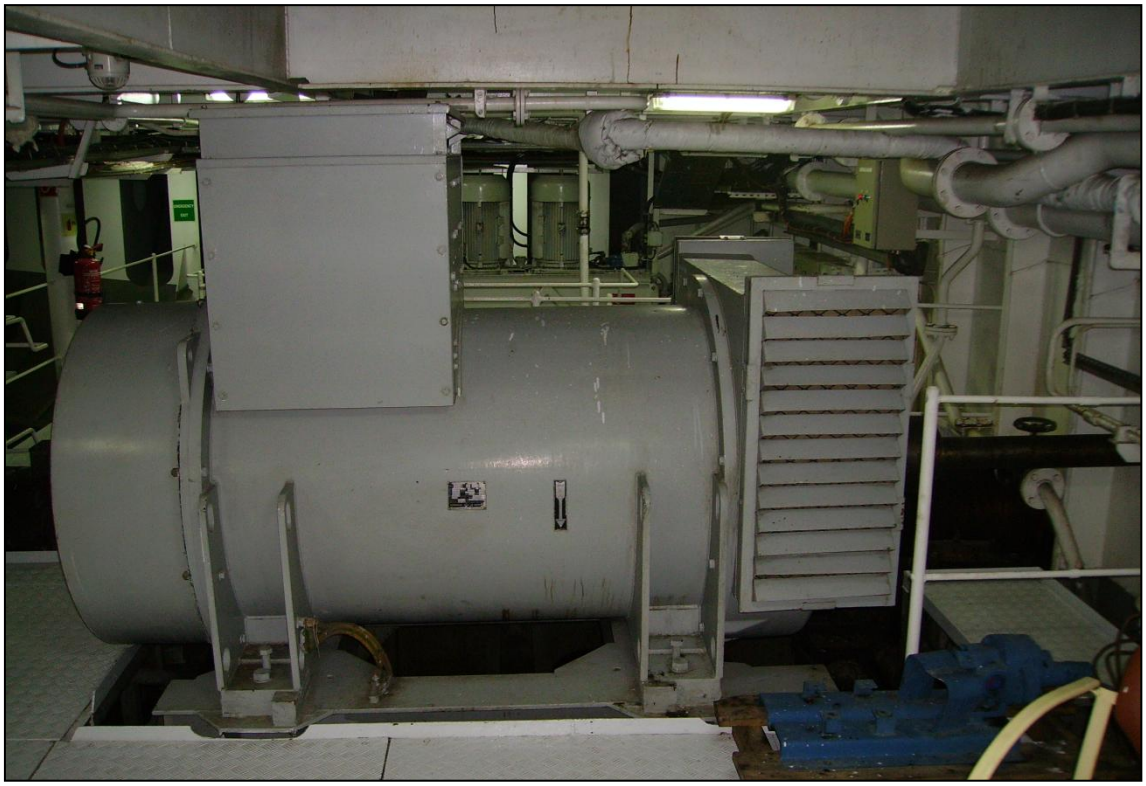


Ilustración 23. Alternador de cola.

El motor es el modelo ABB AMA 450 L6L de accionamiento vertical, cuyas características generales son:

ABB: Fabricante

AMA: Máquina de corriente alterna

450: Tamaño del marco en mm

L: Largo

6: Número de polos

L: IC81W / IP54 (55) [TEWAC] (numeración propia del fabricante).

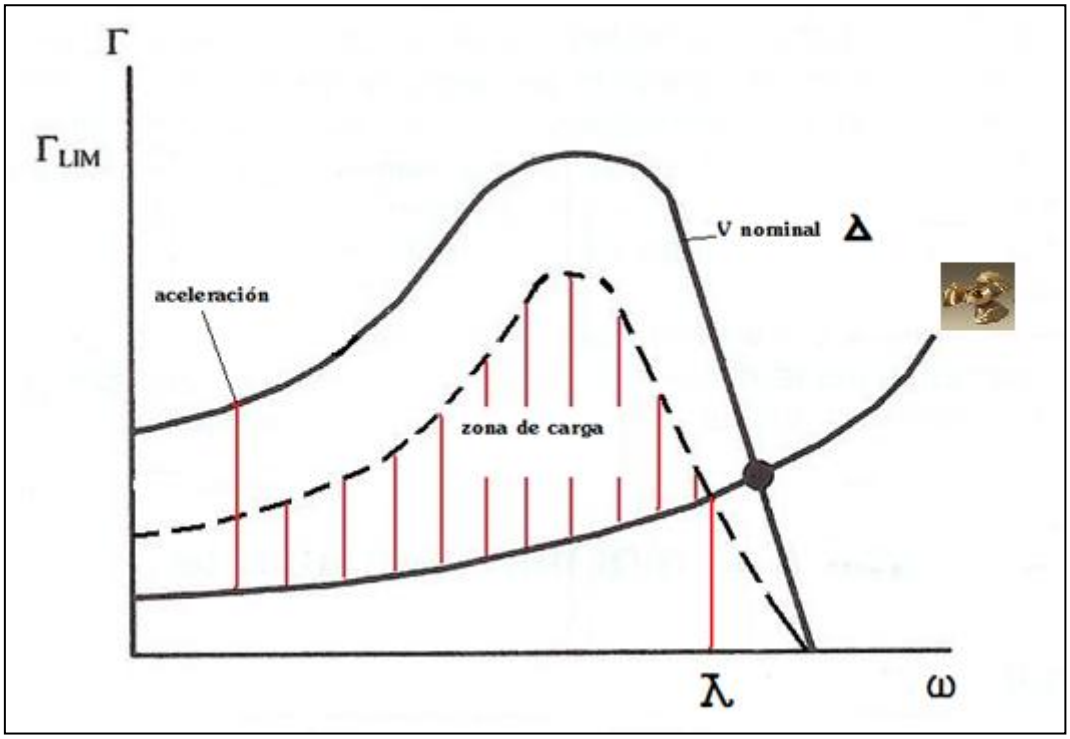
Output kW	Motor type	Product ID	Speed r/min	Efficiency Full load 100%	Power factor Full load 100%	Current I_N A	Current I_0 A	Torque T_N Nm	Torque T_{max}/T_N	Rotor inertia kgm²	Motor weight kg	Sound pressure level L_p dB(A)
	1000 r/min = 6 poles				690 V 50 Hz							
500	AMA 400L6L	VSD10058	987	95.5	0.84	523	182	4836	1.8	16.5	2910	80
560	AMA 400L6L	VSD10059	987	95.7	0.85	576	178	5416	1.7	18.9	3100	80
630	AMA 400L6L	VSD10060	988	95.8	0.84	654	229	6086	1.9	20.1	3170	80
710	AMA 400L6L	VSD10061	988	95.8	0.85	734	247	6862	1.8	21.3	3270	80
800	AMA 400L6L	VSD10062	988	95.9	0.84	827	275	7733	1.8	22.5	3380	80
900	AMA 450L6L	VSD10063	989	96.2	0.87	900	270	8689	2.0	34.6	3940	80
1000	AMA 450L6L	VSD10064	990	96.3	0.87	1005	321	9650	2.1	36.8	4070	80
1250	AMA 450L6L	VSD10066	988	96.3	0.88	1230	296	12084	1.8	43.3	4440	80
1328	AMA 450L6L	VSD10065	988	96.2	0.88	1320	340	12841	1.8	41.1	4310	80
1400	AMA 500L6L	VSD10067	989	96.5	0.88	1376	334	13514	1.8	63.4	5350	80
1600	AMA 500L6L	VSD10068	990	96.7	0.88	1579	438	15430	2.0	67.0	5500	80
1800	AMA 500L6L	VSD10069	991	96.8	0.88	1763	479	17349	2.0	77.5	5940	80
2000	AMA 500L6L	VSD10070	990	96.7	0.88	1960	479	19300	1.8	77.5	5940	80

$$I_n = \frac{P_u}{\sqrt{3} \cdot V \cdot cos\varphi \cdot \eta} = \frac{1250 \cdot 10^3}{\sqrt{3} \cdot 690 \cdot 0{,}88 \cdot 0{,}963} = 1234{,}21\ A$$

$$I_{arran} = 7\, I_n = 7 \cdot 1234{,}21 = 8639{,}51\text{A}$$

Aunque el motor trifásico se considera el accionamiento más adecuado para este sistema, cabe tener en cuenta que en muchos casos un arranque directo no es la mejor solución, ya que el motor arrancará con sus características naturales con una fuerte punta de intensidad. Para reducir las intensidades de arranque con inercias elevadas o bien arranques sin oscilaciones, arrancar suavemente es la mejor alternativa para prácticamente cualquier tipo de aplicación. El arranque suave, es una alternativa a los arrancadores estrella-triángulo, ya que mejora el par motor y reduce la intensidad durante la fase de arranque. Este arranque consiste en controlar el suministro de energía del motor trifásico durante la fase de arranque, de forma que el motor se ajusta al comportamiento de la carga de la hélice y el equipamiento mecánico se acelera con un esfuerzo mínimo. Una vez finalizado el arranque, se acopla el motor en triángulo.

La gráfica de este proceso es:



Gráfica 5. Curva característica mecánica.

Tal y como se observa en los cálculos anteriores, el alternador no proporciona suficiente corriente para poder arrancar el motor eléctrico, aún así, esto no se puede considerar un error de diseño. En los buques es imprescindible optimizar el espacio y el peso, por ello se ha diseñado el sistema eléctrico con unas condiciones de arranque y trabajo extremas.

Disponer de alternadores con características idóneas para el arranque y trabajo correcto, supondría un aumento del tamaño, peso, mantenimiento, etc. e incluso llegar a producir modificaciones en los espacios de la máquina en los que se alojan, ya pequeños y casi inaccesibles en la actualidad.

Para ello es necesario poder disponer de energía de los motores auxiliares. En regímenes de trabajo normal e incluso en las estaciones del año con más necesidad de climatización, son dos los motores auxiliares necesarios para producir la electricidad que se consume en el buque. Por seguridad, en los transitorios de arranque de las maniobras, es necesario parar los sistemas de climatización para evitar sobrecargas en los auxiliares y una posible caída de la planta.

4. Mantenimiento de las hélices.

En la gran mayoría de buques el mantenimiento de las hélices de proa, con frecuencia se ve desatendido debido al poco tiempo de uso del sistema. Aún así, establecer unos criterios es de suma importancia para esclarecer las actuaciones que se deben tomar y no olvidar por completo, que es un sistema más del buque y en el que cumplir con los objetivos mínimos de mantenimiento forma parte del trabajo diario de los miembros de la máquina.

Por eso, el Sorolla, tiene descrita una planificación de las medidas y actuaciones que deben cumplirse para que todo el sistema funcione correctamente.

4.1. Mantenimiento diario.

Para realizar un correcto mantenimiento es muy importante observar el funcionamiento de las máquinas y conocer su ruido en el régimen adecuado de trabajo. Si observamos que las máquinas trabajan por debajo de las condiciones previstas, y para prevenir grandes daños, es necesario hacer una o más revisiones diarias cubriendo los siguientes puntos:

- Comprobar visualmente de la entrada el eje para evitar posibles pérdidas o fugas.
- Comprobar visualmente las fugas en el módulo hidráulico y en el sistema de tuberías.
- Observar y notar el calor generado por las bombas, sistemas hidráulicos, cojinetes…
- Observar los ruidos o vibraciones extrañas.
- Comprobar el nivel de aceite en el tanque de gravedad y si está presurizado.
- Comprobar las condiciones de los filtros.
- Comprobar la cantidad de agua en el aceite. Extraer una pequeña muestra de aceite y comprobar visualmente si está emulsionado.
- Comprobar que la presión del servo es la correcta.

Después de la comprobación general del sistema: cuando se haya hecho una revisión a fondo, debe llevarse a cabo una comprobación adicional 2 o 3 días después de dicha revisión. La inspección diaria también debería incluir la revisión de los elementos filtrantes.

En el caso de que sea necesario desmontar las tuberías, éstas deberán volver a montarse de la misma forma de antes y apretar correctamente las conexiones.

4.2. Mantenimiento trimestral.

Este tipo de mantenimiento es más profundo y complementará al diario. Es necesario comprobar la contaminación del aceite y que el sistema de vigilancia esté funcionando correctamente:

Los controles deberán cubrir:

- La recogida de una muestra de aceite y enviarla para analizar. El propio laboratorio es quién proporciona las indicaciones necesarias para decidir si debe ser reutilizado o renovado. En el momento de recoger la muestra de aceite hay que asegurarse que sea una muestra fiel de la calidad del aceite del sistema y que la suciedad también forme parte de la muestra.

Hay que recoger la muestra siempre del mismo lugar y con una botella o recipiente especial para el aceite de muestras. El análisis debería incluir pruebas del agua, de las partículas y del crecimiento microbiano en el aceite.

- Es necesario escurrir el aceite del fondo de la caja de engranajes mediante una válvula de 3 vías. Si es posible, se debería parar la bomba durante un tiempo antes de realizar el drenaje.

- En el caso en que sea necesario deberán ser inspeccionados y renovados los tapones de zinc cuando se utilize el tubo del radiador de aceite.

- Deben cambiarse los elementos filtrantes cada tres meses o cuando se hayan utilizado durante 1000 horas seguidas.

- Se debe hacer una prueba de funcionamiento del sistema de alarma, de inicio automático de las bombas, etc.

- Debe engrasarse el acoplamiento dental. Es conveniente usar el tipo de grasa que indica el manual y sin exceder de la cantidad necesaria.

4.3. Mantenimiento anual.

Este tipo de inspección abarcará el análisis de desgaste e incluirá los siguientes epígrafes (además de los controles llevados a cabo cada tres meses):

- Desmontar e inspeccionar el acoplamiento dental del eje de accionamiento y renovar todo lo que falle y añadir la cantidad de grasa necesaria.
- Inspeccionar, limpiar y comprobar la temperatura del aceite. Antes de hacer la comprobación es necesario cambiar los sellos.
- En caso de que sea posible inspeccionar los tubos y manguitos flexibles conectados a la bomba sin desmontarla. En caso de que no sea posible, en lugar de hacerlo cada año, deberá hacerse cada cinco años.
- Observar el funcionamiento de la válvula termostática del refrigerador (si la hay).
- Comprobar la presión de ajuste de los interruptores de temperatura.
- Inspeccionar y cambiar todas las tuberías hidráulicas externas y sus protecciones que estén dañadas por el uso y el desgaste.
- Comprobar el funcionamiento del separador de agua (si está instalado) siguiendo las recomendaciones del fabricante.

4.4. Mantenimiento quinquenal.

Esta es la revisión que se hace a nivel del propulsor principal y debe cubrir los siguientes apartados (además de la revisión anual):

Antes del acoplamiento:

Consiste en intentar detectar los fallos ocultos, con la instalación en funcionamiento y hacer un pedido de las piezas de recambio con antelación:

- Hacer la prueba de fugas del sistema. Esto puede hacerse en el campo de movimiento y con la posición extrema en ambas direcciones (babor y estribor). Esta prueba debe hacerse a temperatura de funcionamiento.
- Escurrir todo el aceite del fondo de la carcasa del engranaje y observar la calidad.

En el muelle:

- Inspeccionar la unidad para detectar cualquier fuga de aceite.
- Escurrir todo el aceite y comprobar la posible contaminación por agua.

Ilustración 24. Reparación en astillero.

Desmontaje, comprobación y montaje de la caja de cambios:

- El volante del motor:
    - Desmontar el eje de impulsión.
    - Levantar el motor.
    - Verificar y limpiar el estado del eje y el engranaje.
- Caja de engranajes:
    - Quitar las tuberías conectadas a la caja de engranajes.
    - Desmontar los puntales del túnel y la caja de conexión.
    - Desmontar las palas del propulsor.
    - Aflojar los tornillos de la parte superior del túnel de la caja de engranajes.
    - Llevar todos los elementos a un taller.
- Desmontar, comprobar y montar la caja de engranajes:

- Desmontar por completo la carcasa del engranaje y el cojinete de la hélice y limpiar a fondo todos los componentes.
- Cambiar las piezas centrales de la hélice que presenten algún tipo de desgaste y reparar o cambiar las piezas que se encuentran fuera de las tolerancias recomendadas por el fabricante. (Rodamientos de la máquina, discos deslizantes, etc.).
- Revisar el sello del eje de la hélice (mirar si hay que cambiar los anillos). Es necesario tener cuidado con los requisitos de aislamiento de las piezas.
- Durante la instalación del sello final, asegurarse que el revestimiento se pone de acuerdo a las necesidades.
- Cambiar el aceite del eje de la hélice para evitar desgastes.
- Si está instalado, renovar el dispositivo de puesta a tierra del eje de la hélice.
- Verificar el estado de las ruedas de los engranajes y hacer pruebas de chasquidos.
- Comprobar el sistema de retroalimentación mecánica y renovar las juntas de las uniones si se encuentran flojas.
- En función de las horas de funcionamiento, renovar todos los rodamientos de los rodillos de la hélice del eje del piñón. Controlar la calidad del aceite y hacer un plan de futuro para la próxima revisión.
- Revisar el sello de entrada del eje y si es necesario cambiar la línea.
- Montar toda la caja de engranajes con el equipo completo y renovar todos los sellos de zinc de la junta del eje.
- Mirar el contacto de los dientes del engranaje una vez renovados los rodamientos y reajustar en caso de que sea necesario.
- Realizar pruebas de funcionamiento de las conexiones de la parte superior de la hélice.
- Hacer un ensayo de funcionamiento con toda la unidad completa montada y analizar la existencia de posibles fugas.
- Llenar la caja con el aceite.

- Transportar al túnel la caja de engranajes.

- Instalación de la caja de engranajes:
  - Levantar la tapa del engranaje, colocarla en la posición y pasar el perno por el túnel (se utilizarán pernos nuevos).
  - Antes de apretar definitivamente los tornillos, que montar las palas de las hélices con las juntas nuevas y arandelas Monel.[2]
  - Instalar los puntales y comprobar las holguras existentes en las puntas de las palas.
  - Conectar las tuberías interiores de la parte superior de la caja de engranajes.
  - Asegurar una correcta alineación para prevenir esfuerzos en la barra soporte.
  - Llenar con aceite la caja de engranajes.

- Túnel:
  - Verificar los daños y la corrosión del interior del túnel y reparar en caso de que sea necesario.

- Instalación de la unidad del motor:
  - Poner el motor en la correcta posición, comprobar la fila y el juego axial para el acoplamiento de los ejes.
  - Añadir grasa a las piezas acopladas.
  - Conectar los acoplamientos.
  - Llenar de grasa las conexiones de los acoplamientos (con el tipo y la cantidad correctos).

- Tanque de gravedad:
  - Vaciar por completo el tanque hasta dejarlo limpio.
  - Comprobar el funcionamiento del interruptor de nivel.

[2] Las arandelas Monel están hechas de una aleación metálica sin óxido, compuesta de níquel y cobre, con algo de hierro y otros elementos. Son resistentes a la corrosión y a los ácidos y algunas aleaciones pueden soportar el fuego con oxígeno puro.

- Los elementos de la bomba:
    - Inspeccionar el acoplamiento de la bomba/motor y renovar las partes defectuosas si es necesario.

CONCLUSIONES

Concluyo el trabajo con un análisis sobre la situación en la máquina durante las maniobras.

El estudio me ha llevado a comprobar que en el momento de arrancar, el motor eléctrico exige una potencia muy elevada en proporción a la potencia que suministra el alternador de cola, es decir, éste es incapaz de sostener el pico de arranque, por ello, el motor absorbe también energía de los motores auxiliares, así es fácil entender porqué por precaución se paran de algunos sistemas de climatización del buque.

La solución a la cuestión anterior consistiría en cambiar el alternador de cola por otro de mayor potencia, pero esto no siempre es posible en un buque donde el espacio del que se dispone es muy pequeño, el peso añadido importa y el coste aún más.

He comprobado como existe una estricta planificación del mantenimiento, pero la realidad es otra muy distinta. Como bien sabrán los lectores de este compendio, estos buques trabajan mucho en temporada alta, y puede existir un abismo entre la planificación teórica y el mantenimiento real. El poco tiempo que se usan estos sistemas o la lejanía de la cámara de máquinas, provoca la menospreciación de su trabajo, llegando a considerarlas insignificantes. Estos hechos provocan que las hélices puedan trabajar ocasionalmente en cavitación, con vibraciones debido a desalineaciones, o que los alternadores se lleven al límite en el arranque.

Termino el trabajo haciendo la reflexión de que las hélices de proa están constituyendo la base de las maniobras en la navegación actual y los maquinistas deberíamos estar más concienciados de la necesidad de respetar estos sistemas, trabajando más en su operación, requerimientos y mantenimiento.

REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS

1. Textos bibliográficos

[1] **Manés Fernández Cabanas, Manuel García Melero, Gonzalo Alonso Orcajo, José Manuel Cano Rodríguez, Juan Solares Sariego: Técnicas para el mantenimiento y diagnóstico de máquinas eléctricas rotativas.** Ed. Marcombo Boixareu Editores.

[2] **DJ Eyres: Ship Construction**. Ed. Butterworth-Heinemann and imprint of Elseiver.

[3] **K.J.Rawson and E.C. Tupper: Basic Ship Theory.** Ed Longman Scientific & Technical.

[4] **B. Baxter: Naval Architecture**. Ed. Charles Griffin & Company LTD.

[5] **Secretaria General Técnica: Manual del mecánico Naval**. Ed. Ministerio de agricultura, pesca y alimentación.

[6] **William F. Smith: Ciencia e Ingeniería de materiales**. Ed. Mc Graw Hill.

[7] **Efthimios E. Mitropoulos (Secretary-General IMO): International Shipping-Carrier Of World Trade**. Background paper.

[8] **Artículo publicado por fundación NUESTROMAR: Fletes marítimos, flota mercante mundial.**

[9] **Bort Cabau, Bernat: Innovaciones tecnológicas: pods y bow-thrusters.** TFC del catálogo de la biblioteca.

2. Webgrafía (páginas web)

[1]**http://www.navales.net/descargas/sellosprensaestopasduramaxmarine/SELLOS%20DE%20PROPULSION%20DURAMAX%20MARINE.pdf**

[2] **http://www.flender.com/_upload/3603sp.pdf**

[3]**http://www.cjc.dk/fileadmin/user_upload/pdf/CJC_Products_PS/PSST_Spanish/PTU2_2727HIDRAULICO_PSST1012ES.pdf**

[4] **http://www.thrustmastertexas.com/products/hydraulicTunnelThruster.html**

[5]**http://www.chesterton.com/ES/Products/Pages/ProductLineDetails.aspx?ProductLine=MSD**

[6] **http://www.hghouston.com/coppers/brass75.htm**

[7]**www.electronica-submarina.com/.../12-efectos-de-la-contaminacion-acustica-marina.html**

[8] **www.csa.com/discoveryguides/biofoul/overview.php**

[9] **www.leroysomer.com**

[10]**www.abb.com**

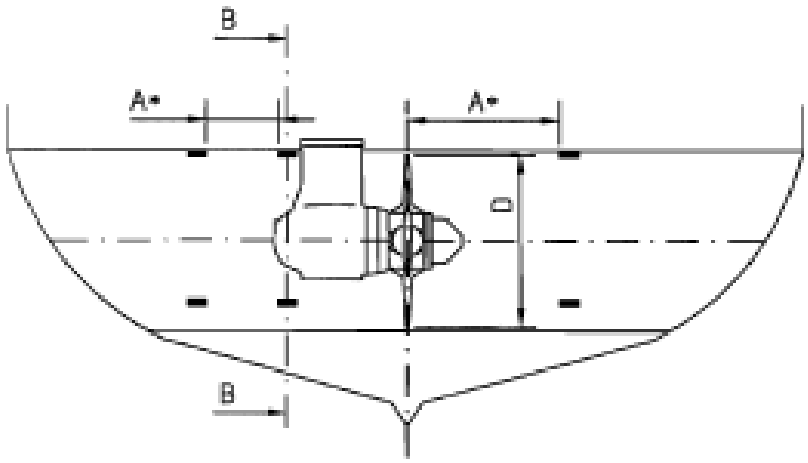
ÍNDICE DE ANEXOS

1. Documentación

1.1. Anexo I..... 82
1.2. Anexo II..... 83
1.3. Anexo III..... 85
1.4. Anexo IV..... 86
1.5. Anexo V..... 89
1.6. Anexo VI..... 90
1.7. Anexo VII..... 92
1.8. Anexo VIII..... 93

2. Planos

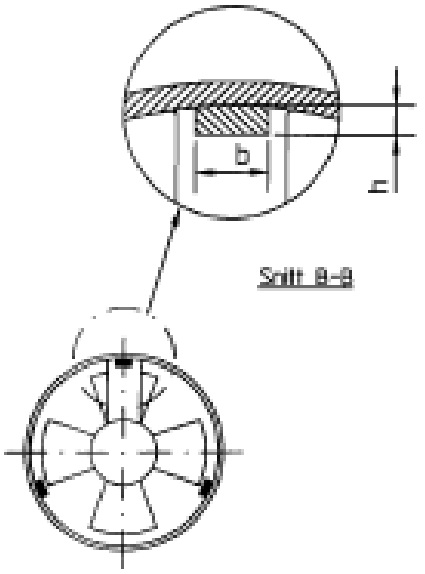
Anexo I.



* Anodes in tunnel extensions to be omitted if A < D/2.

Anoder i tunnelforlengelsene utelates når A < D/2.

Anoden in Tunnelverlängerung auslassen wenn A < D/2 ist.



Anodes must be placed lengthwise in tunnel. Approximate maximum anode cross section dimensions should be:

h: 0.025 x D
b: 0.05 x D

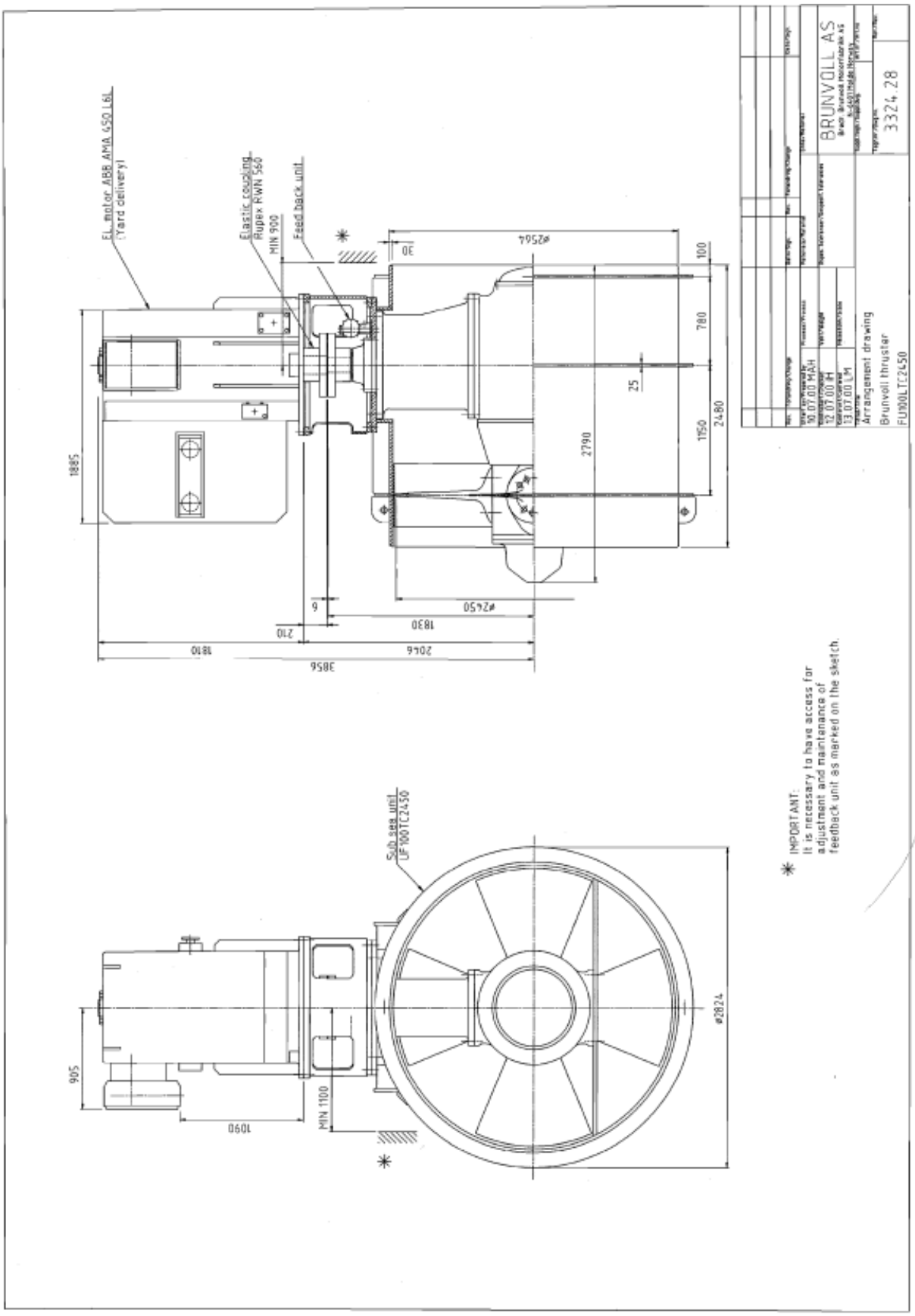
Anodene plasseres med lengdeaksen langs tunnelen. Anodetverrsnittet bør ikke overstige grensene ovenfor.

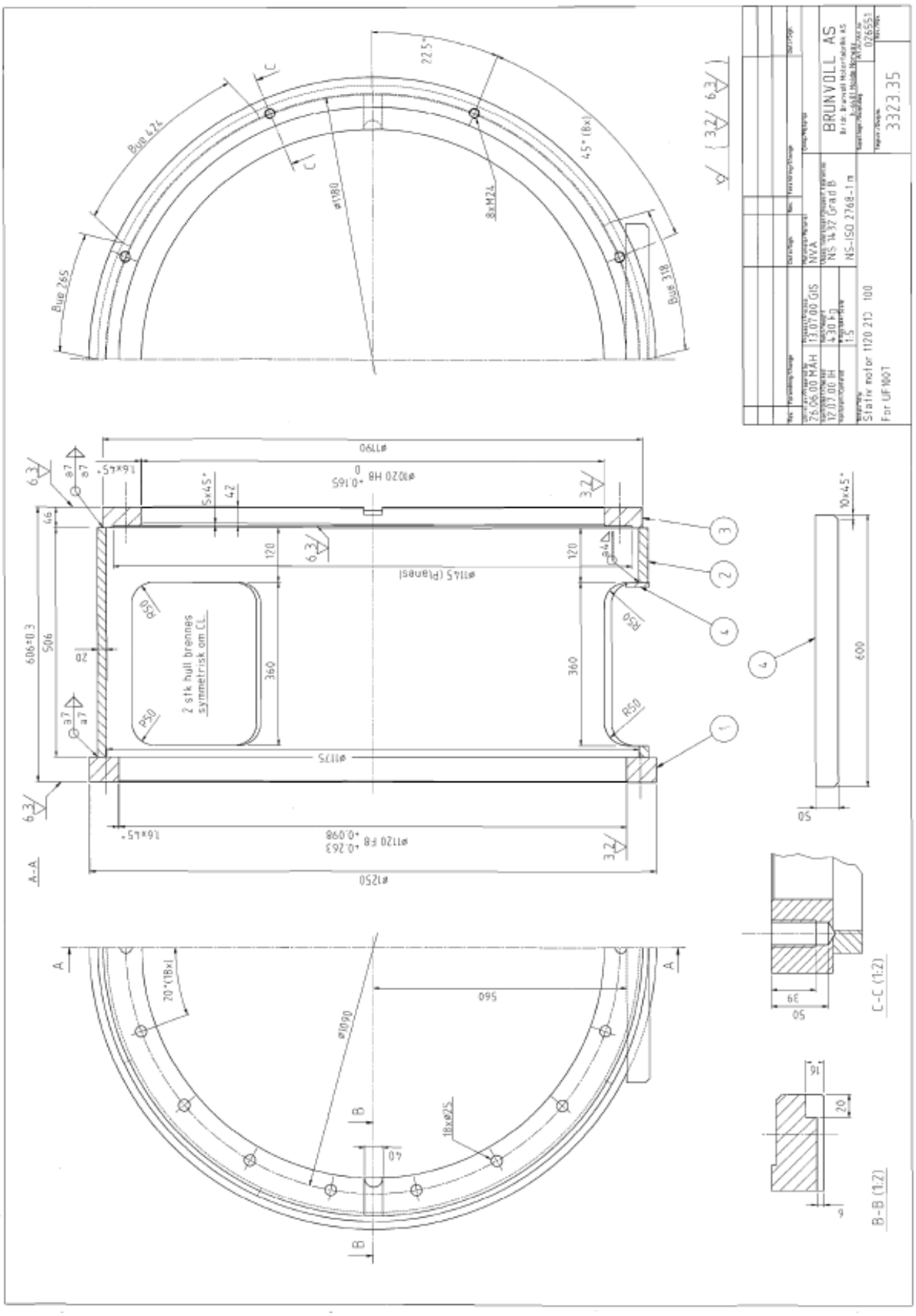
Die Anoden entlang der Längsachse des Tunnels plazieren. Die Anodenquerschnitt soll nicht die oben angefürte Grenzen übersteigen.

Relegn. DAK 21.05.96 GTS

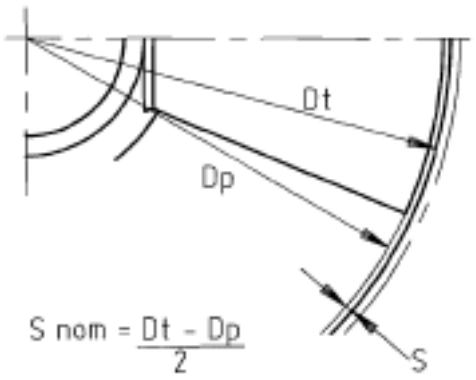
			Prod. BTP	M&L/Scale
Rev.	Forandring/Change	Date/Sign.		
BOW THRUSTER INSTALLATION ARRANGEMENT OF ANODES. ARRANGEMENT DER ANODEN.			ART. NO. 15022	BRUNVOLL AS Bredr. Brunvoll Motorfabrikk AS Utfør/Prepared 27.08.75 JF Godkj/Appr. Tegn./Drlw. no 7709.64 Rev.

Anexo II.


El. motor ABB AMA 450 L6L
(Yard delivery)
Elastic coupling
Rupex RWN 560
MIN 900
Feed back unit
ø2564
30
100
780
25
2480
1950
2790
1885
ø2450
6
1830
210
2046
1810
3856
Sub assy unit
UF1600TC2450
ø2824
905
1090
MIN 1100
IMPORTANT:
It is necessary to have access for
adjustment and maintanance of
feedback unit as marked on the sketch.
BRUNVOLL AS
10.07.00 MÅH
12.07.00 IH
13.07.00 LM
Arrangement drawing
Brunvoll thruster
FU160LTC2450
3324.28


BRUNVOLL AS
3323.35
Stativ motor 1120 210 100
For UF 100T
NS-ISO 2768-1m
NS 1432 Grad B
NVA
13.07.00 GIS
12.07.00 BH
26.06.00 MAH
2 stk hull brennes symmetrisk om CL
8xM24
45°(8x)
22.5°
Bue 426
Bue 265
Bue 318
ø1180
ø1790
ø1020 H8
ø1145 (Flanges)
ø1175
ø1120 F8
ø1250
606±0.3
506
360
120
R50
600
560
ø1090
20°(18x)
18xø25
C-C (1:2)
B-B (1:2)
A-A

Anexo III.



Series	Dp (mm)	Dt (mm)	S nom (mm)	S prod (mm)	S min (mm)
27	850	865	7.5	3	2
37	850	864	7	3	2
	1000	1014	7	3	2
45	1225	1243	9	3.5	2.5
	1375	1393	9	3.5	2.5
63	1550	1570	10	4	2.5
	1750	1770	10	4	2.5
80	2000	2026	13	5.5	3.5
	2100	2126	13	5.5	3.5
	2250	2276	13	5.5	3.5
100	2450	2480	15	7	4.5
	2600	2650	15	7	4.5
	2750	2780	15	7	4.5

Dp = Nominell propelldiameter
Nominal propeller diameter

Dt = Nominell innvendig diameter i foring
Nominal internal diameter in liner

S nom = Nominell tippklaring
Nominal tip clearance

S prod = Minste tillatte tippklaring før montering i fartøy
Minimum tip clearance allowed prior to installation in vessel

S min = Minste tillatte tippklaring etter montering i fartøy
Minimum tip clearance allowed after installation in vessel

Tippklaringen vil variere langs tunnelomkretsen avhengig av dimensjonstoleranser og rundhetsavvik. Minste tillatte klaring ved levering er: S prod.

Under innsveisingen kan tippklaringen endres på grunn av sveisetrekk. Tippklaringen skal derfor kontrolleres før sjøsetting. Vennligst kontakt Brunvoll As dersom klaringen på noe sted er mindre enn: S min.

The tip clearance will vary around the circumference due to dimensional tolerances and deviation in roundness of the tunnel section. Minimum clearance allowed at delivery is: S prod.

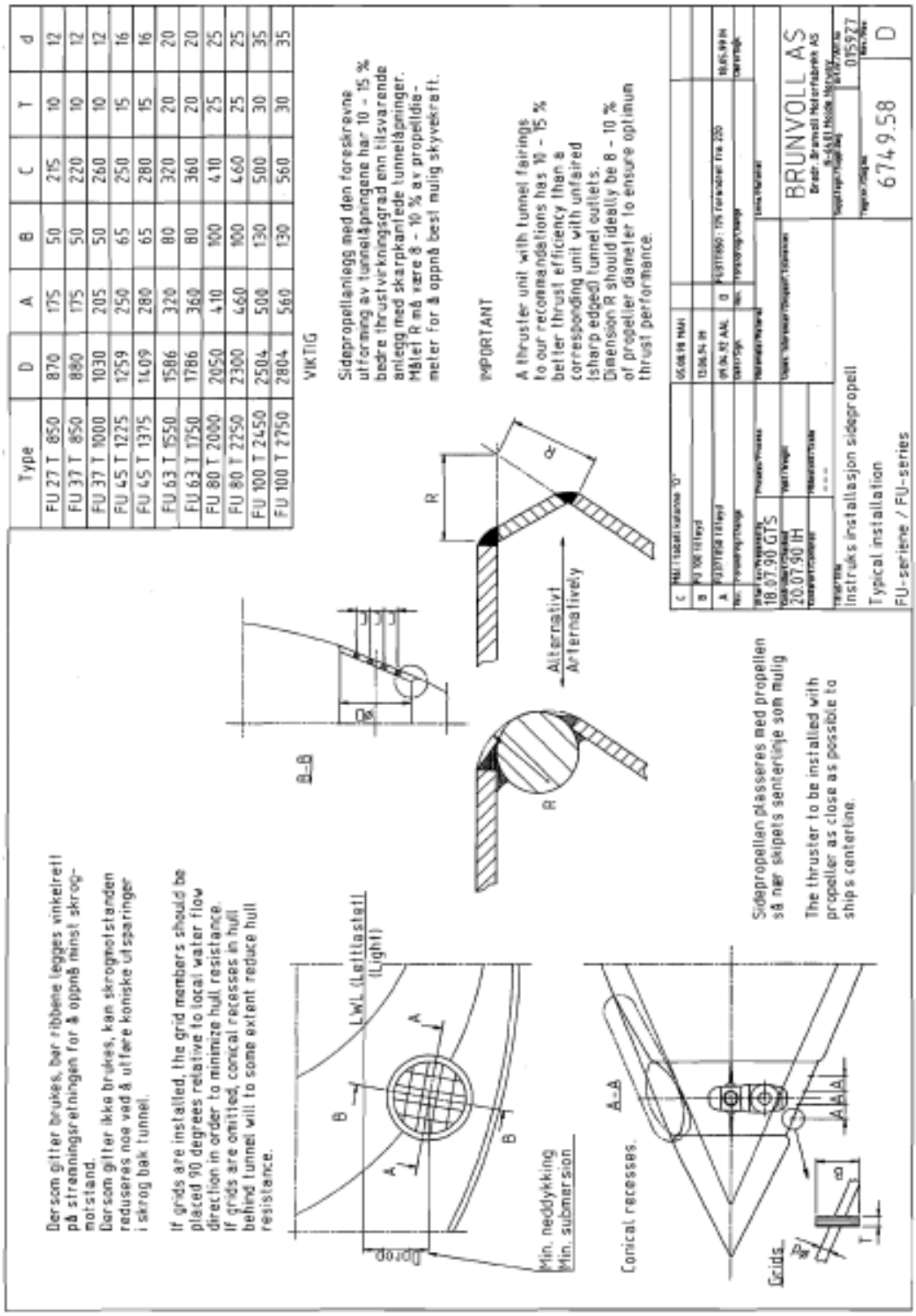
Distortions due to welding may also affect the tip clearance during installation. It is therefore advisable to check the clearances prior to launching the vessel. Please consult Brunvoll AS if clearances are less than: S min.

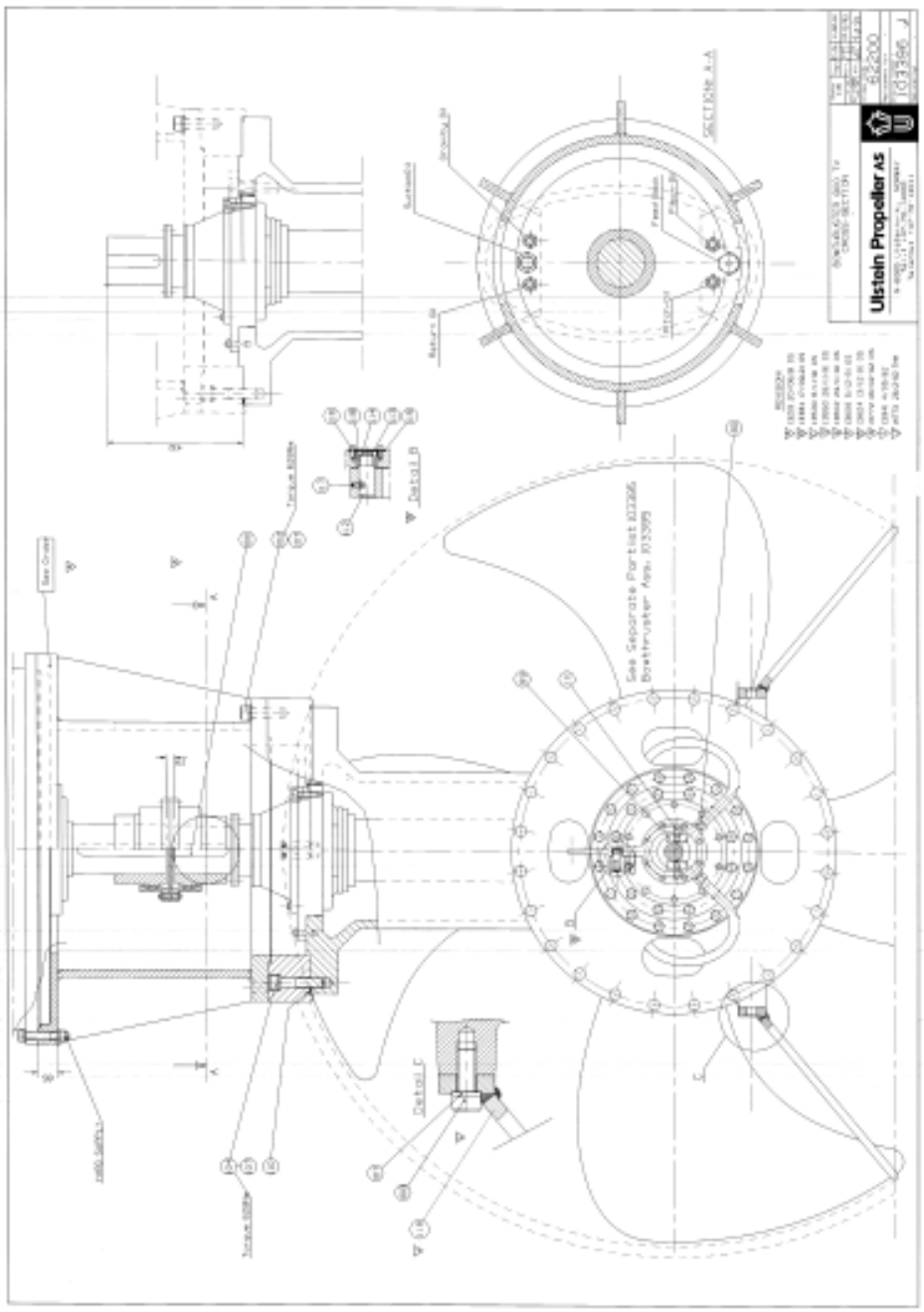
Rev.	Forandring/Change	Dato/Sign.	Rev.	Forandring/Change	Dato/Sign.
C	Omarbeidet tabell	11.09.03 IH			
B	FU 100 tilføyd	13.06.94 IH			
A	FU37T850 tilføyd	09.04.92 AAL			

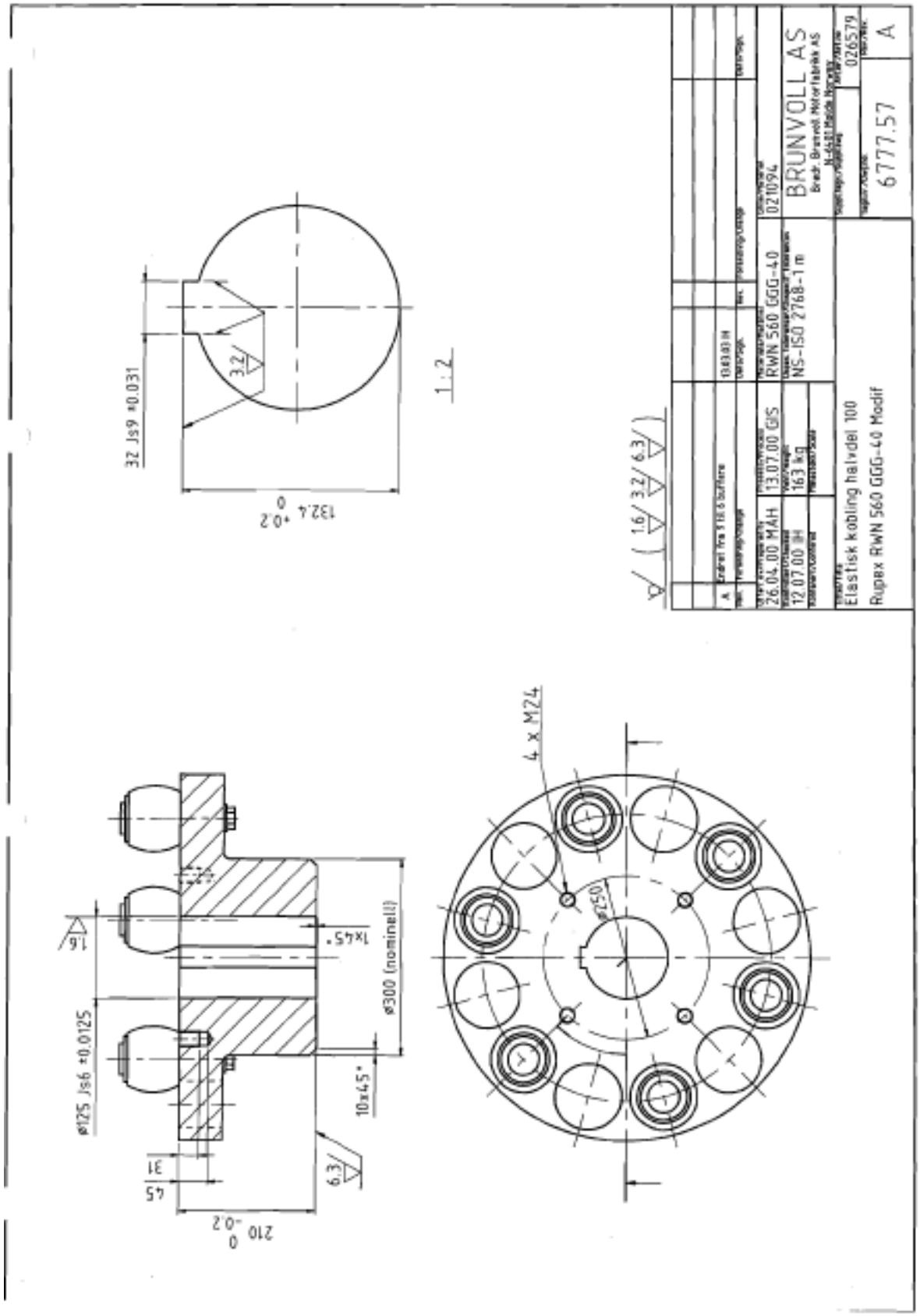
Utført av/Prepared by: 18.07.90 GTS	Prosess/Process	Materiale/Material	Emne/Material
Kontrollert/Checked: 20.07.90 IH	Vekt/Weight	Uspes. toleranser/Unspecif. tolerances	BRUNVOLL AS Brødr. Brunvoll Motorfabrikk AS N-6401 Molde Norway
Godkjent/Confirmed	Målestokk/Scale		

Tittel/Title: Datablad tippklaring propell Propeller tip clearance limit Tunnel-series	Suppl.tegn./Suppl.dwg.	Art.nr./Art.no: 015898
	Tegn.nr./Dwg.no.: 7758.30	Rev./Rev.: C

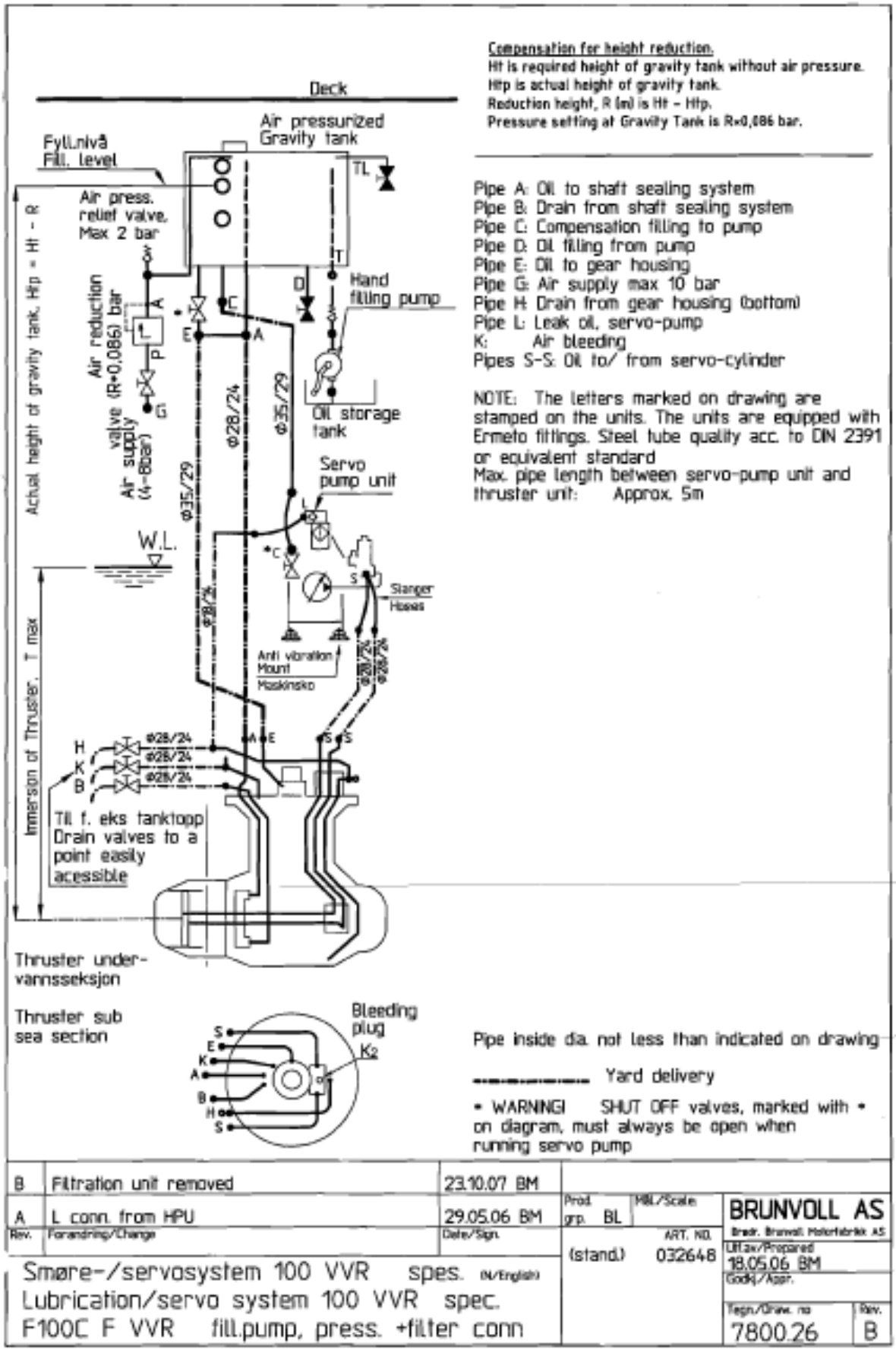
Anexo IV.


Type
D
A
B
C
T
d
FU 27 T 850
870
175
50
215
10
12
FU 37 T 850
880
175
50
220
10
12
FU 37 T 1000
1030
205
50
260
10
12
FU 45 T 1225
1259
250
65
250
15
16
FU 45 T 1375
1409
280
65
280
15
16
FU 63 T 1550
1586
320
80
320
20
20
FU 63 T 1750
1786
360
80
360
20
20
FU 80 T 2000
2050
410
100
410
25
25
FU 80 T 2250
2300
460
100
460
25
25
FU 100 T 2450
2504
500
130
500
30
35
FU 100 T 2750
2804
560
130
560
30
35
VIKTIG
Sidepropellanlegg med den foreskrevne utforming av tunnelåpningene har 10 - 15 % bedre thrustvirkningsgrad enn tilsvarende anlegg med skarpkantede tunnelåpninger. Målet R må være 8 - 10 % av propelldiameter for å oppnå best mulig skyvekraft.
IMPORTANT
A thruster unit with tunnel fairings to our recommendations has 10 - 15 % better thrust efficiency than a corresponding unit with unfaired (sharp edged) tunnel outlets. Dimension R should ideally be 8 - 10 % of propeller diameter to ensure optimum thrust performance.
Dersom gitter brukes, bør ribbene legges vinkelrett på strømningsretningen for å oppnå minst skrogmotstand.
Dersom gitter ikke brukes, kan skrogmotstanden reduseres noe ved å utføre koniske utsparinger i skrog bak tunnel.
If grids are installed, the grid members should be placed 90 degrees relative to local water flow direction in order to minimize hull resistance.
If grids are omitted, conical recesses in hull behind tunnel will to some extent reduce hull resistance.
B–B
Alternativt
Alternatively
R
α
LWL (Lettlastatt)
(Light)
A
B
Min. neddykking
Min. submersion
Sidepropellen plasseres med propellen så nær skipets senterlinje som mulig
The thruster to be installed with propeller as close as possible to ship's centerline.
A–A
Conical recesses.
Grids.
18.07.90 GTS
20.07.90 IH
BRUNVOLL AS
Instruks installasjon sidepropell
Typical installation
FU-serien / FU-series
674 9.58
D

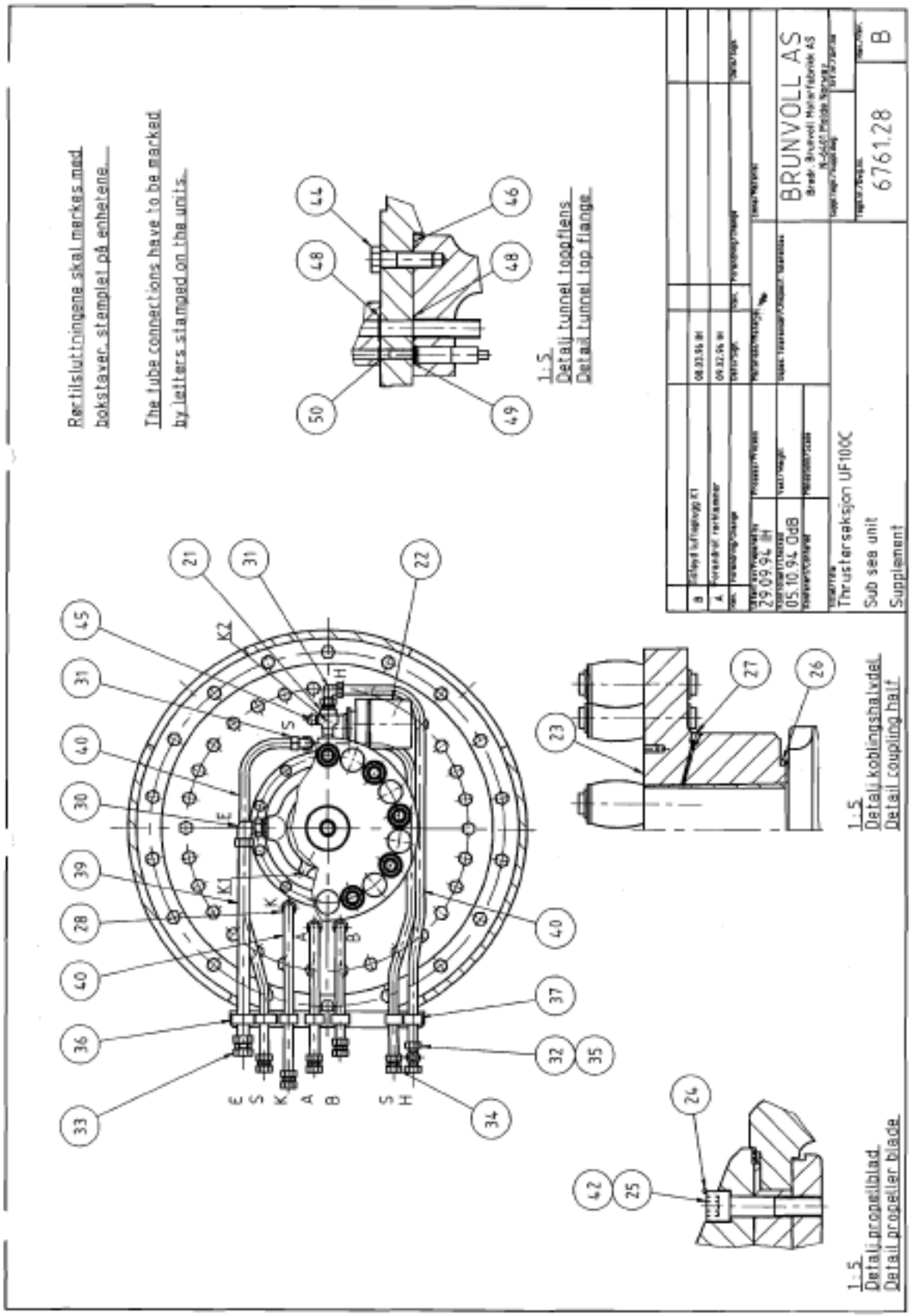

Ulstein Propeller AS
SECTION A-A
Detail B
Detail C
See Separate Partlist 83286
Drawing No. 103396

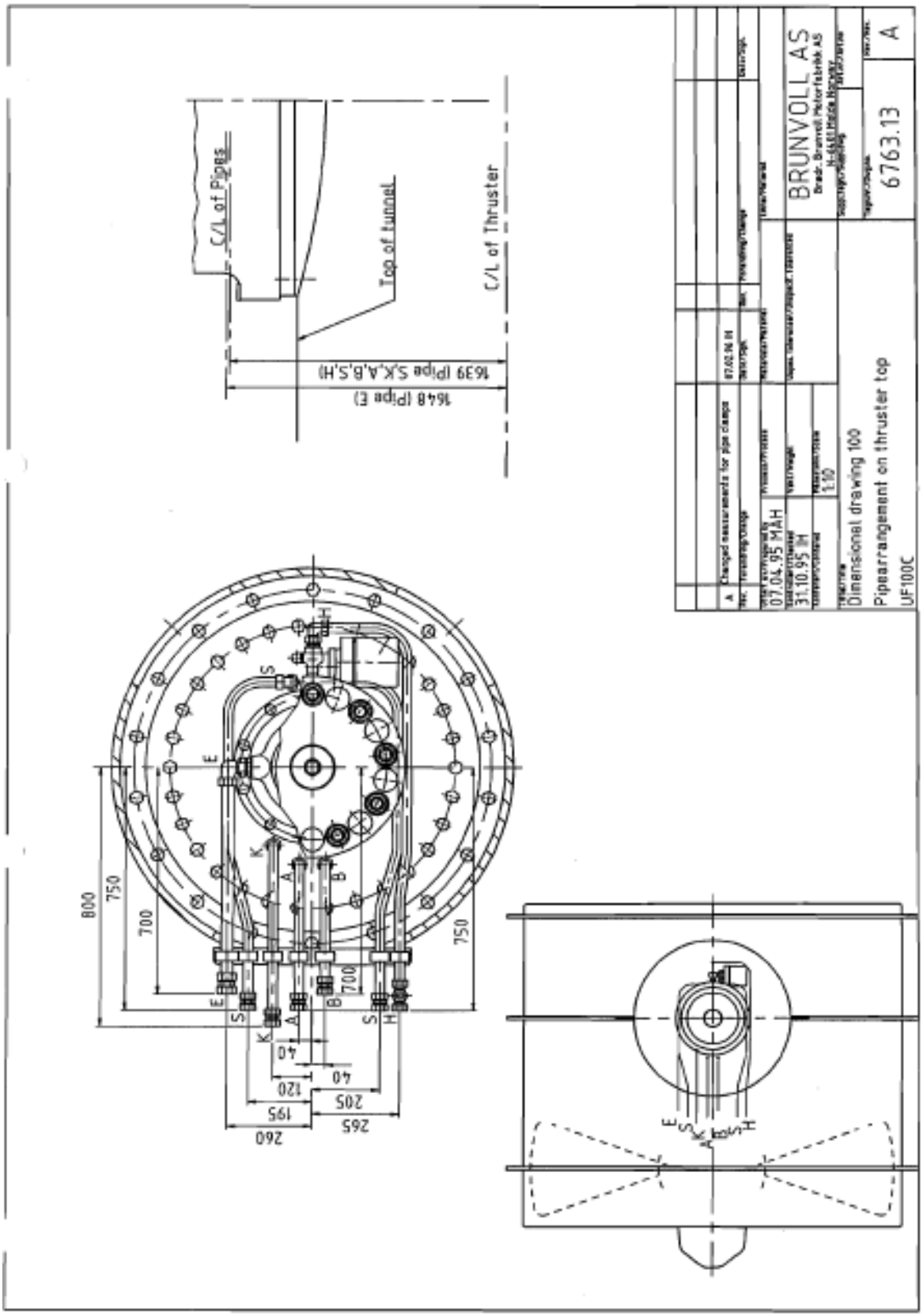

32 Js9 ±0.031
132.4 +0.2 0
3.2
1:2
1.6/ 3.2/ 6.3/
4 x M24
ø250
ø125 Js6 ±0.0125
1x45°
ø300 (nominell)
10x45°
6.3
45
31
210 0 -0.2
RWN 560 GGG-40
NS-ISO 2768-1 m
BRUNVOLL AS
6777.57
A
Elastisk kobling halvdel 100
Rupex RWN 560 GGG-40 Modif

Anexo V.

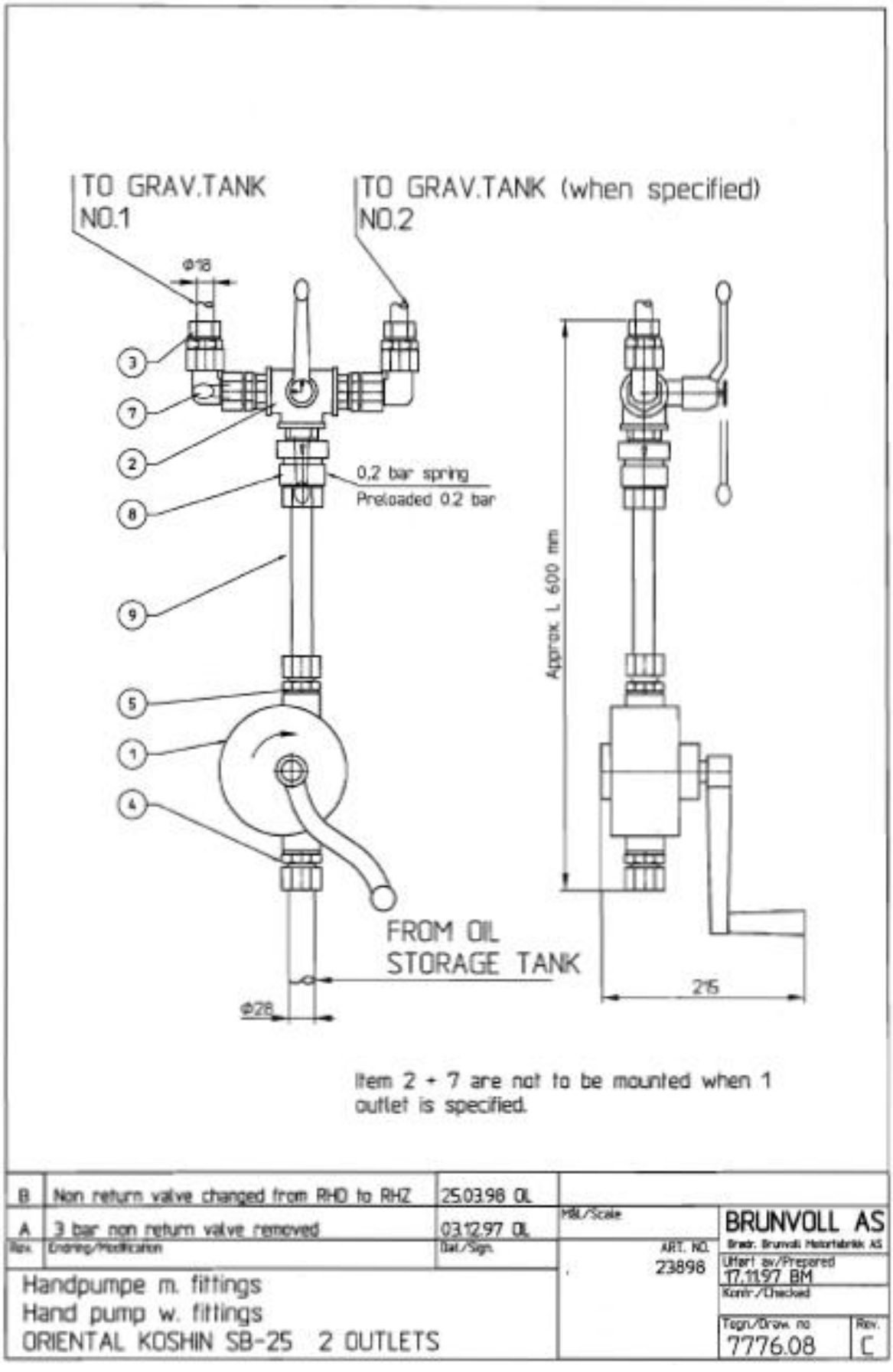

Deck
Air pressurized Gravity tank
Fyll.nivå
Fill. level
Air press. relief valve, Max 2 bar
Air reduction valve (R+0,086) bar
Air supply (4-8bar)
Actual height of gravity tank, Hip = Ht - R
Hand filling pump
Oil storage tank
Servo pump unit
W.L.
Immersion of Thruster, T max
Stanger
Hoses
Anti vibration Mount
Maskinsko
Til f. eks tanktopp
Drain valves to a point easily acessible
Thruster under-vannsseksjon
Thruster sub sea section
Bleeding plug
K2
Compensation for height reduction.
Ht is required height of gravity tank without air pressure.
Hip is actual height of gravity tank.
Reduction height, R (m) is Ht - Hip.
Pressure setting at Gravity Tank is R×0,086 bar.
Pipe A: Oil to shaft sealing system
Pipe B: Drain from shaft sealing system
Pipe C: Compensation filling to pump
Pipe D: Oil filling from pump
Pipe E: Oil to gear housing
Pipe G: Air supply max 10 bar
Pipe H: Drain from gear housing (bottom)
Pipe L: Leak oil, servo-pump
K: Air bleeding
Pipes S-S: Oil to/ from servo-cylinder
NOTE: The letters marked on drawing are stamped on the units. The units are equipped with Ermeto fittings. Steel tube quality acc. to DIN 2391 or equivalent standard
Max. pipe length between servo-pump unit and thruster unit: Approx. 5m
Pipe inside dia. not less than indicated on drawing
Yard delivery
• WARNING! SHUT OFF valves, marked with • on diagram, must always be open when running servo pump
B Filtration unit removed 23.10.07 BM
A L conn. from HPU 29.05.06 BM
Rev. Forandring/Change Date/Sign.
Smøre-/servosystem 100 VVR spes. (N/English)
Lubrication/servo system 100 VVR spec.
F100C F VVR fill.pump, press. +filter conn
Prod. grp. BL
M&L/Scale
(stand.) ART. NO. 032648
BRUNVOLL AS
Utf.av/Prepared 18.05.06 BM
Godkj./Appr.
Tegn./Draw. no 7800.26
Rev. B

Anexo VI.

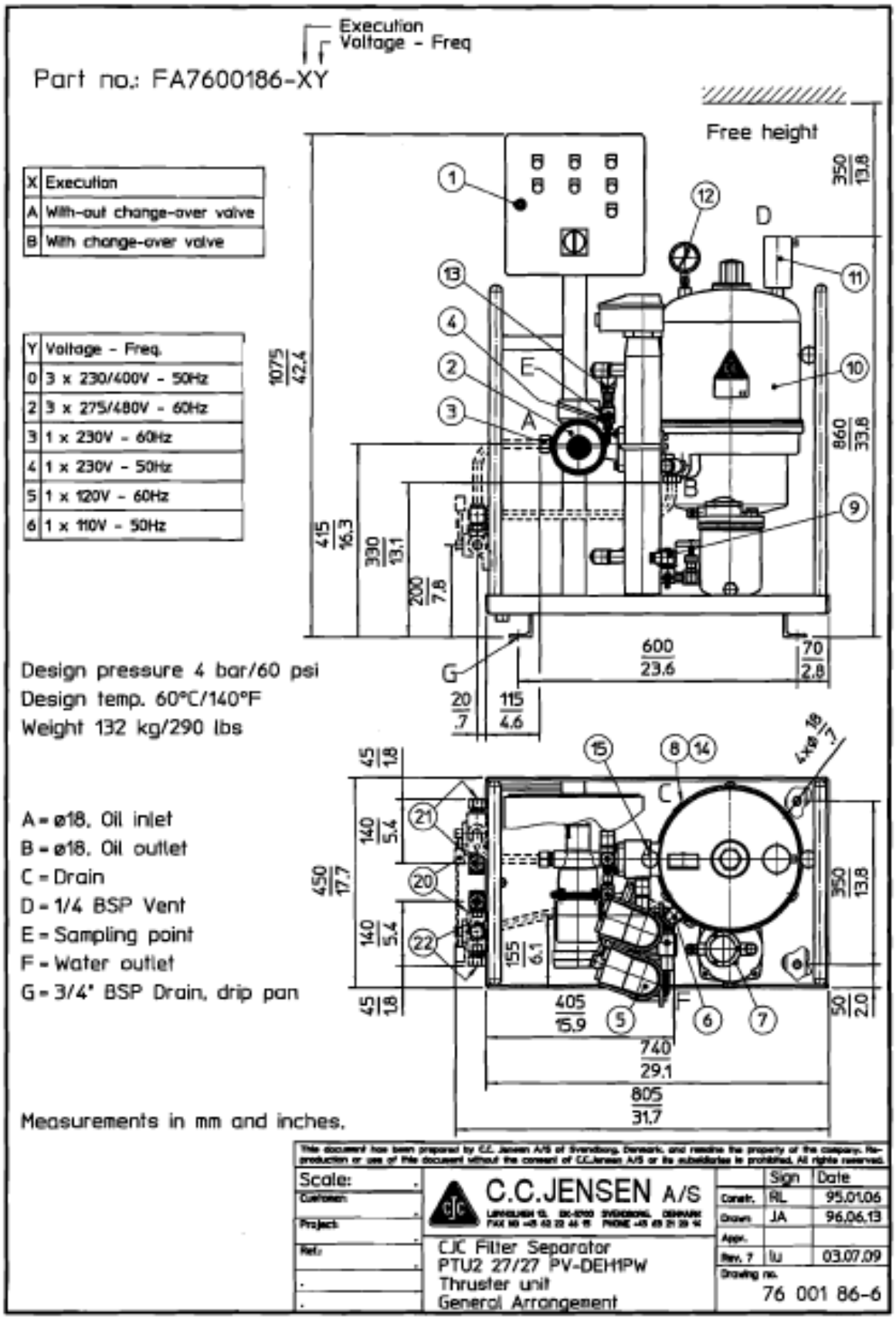

Rørtilslutningene skal merkes med bokstaver stemplet på enhetene.
The tube connections have to be marked by letters stamped on the units.
1:5
Detalj tunnel topp flens
Detail tunnel top flange
1:5
Detalj propellblad
Detail propeller blade
1:5
Detalj koblingshalvdel
Detail coupling half
Thrustersaksjon UF100C
Sub sea unit
Supplement
BRUNVOLL AS
6761.28
B


C/L of Pipe
Top of tunnel
C/L of Thruster
Ø648 (Pipe E)
Ø639 (Pipe S,K,A,B,S,H)
BRUNVOLL AS
6763.13
A
Dimensional drawing 100
Pipearrangement on thruster top
UF100C
800
750
700
750
700
40
40
120
195
205
260
265

Anexo VII.


TO GRAV.TANK NO.1
TO GRAV.TANK (when specified) NO.2
Φ18
3
7
2
8
9
5
1
4
0,2 bar spring
Preloaded 0,2 bar
Approx. L 600 mm
FROM OIL STORAGE TANK
215
Φ28
Item 2 + 7 are not to be mounted when 1 outlet is specified.
B Non return valve changed from RHD to RHZ 25.03.98 OL
A 3 bar non return valve removed 03.12.97 OL
Rev. Endring/Modification Dat./Sign.
M&/Scale
ART. NO. 23898
BRUNVOLL AS
Bredr. Brunvoll Motorfabrikk AS
Utført av/Prepared 17.11.97 BM
Kontr./Checked
Tegn./Drow. no 7776.08
Rev. C
Handpumpe m. fittings
Hand pump w. fittings
ORIENTAL KOSHIN SB-25 2 OUTLETS

Anexo VIII.


Execution
Voltage - Freq
Part no.: FA7600186-XY
Free height
X Execution
A With-out change-over valve
B With change-over valve
Y Voltage - Freq.
0 3 x 230/400V - 50Hz
2 3 x 275/480V - 60Hz
3 1 x 230V - 60Hz
4 1 x 230V - 50Hz
5 1 x 120V - 60Hz
6 1 x 110V - 50Hz
Design pressure 4 bar/60 psi
Design temp. 60°C/140°F
Weight 132 kg/290 lbs
A = ø18. Oil inlet
B = ø18. Oil outlet
C = Drain
D = 1/4 BSP Vent
E = Sampling point
F = Water outlet
G = 3/4" BSP Drain, drip pan
Measurements in mm and inches.
C.C.JENSEN A/S
CJC Filter Separator
PTU2 27/27 PV-DEH1PW
Thruster unit
General Arrangement
Scale:
Sign
Date
Constr. RL 95.01.06
Drawn JA 96.06.13
Rev. 7 lu 03.07.09
Drawing no.
76 001 86-6