

UNIVERSIDAD TÉCNICA FEDERICO SANTA MARÍA
SEDE CONCEPCIÓN – REY BALDUINO DE BÉLGICA

**PROCEDIMIENTO DE MANTENIMIENTO CORRECTIVO Y SEGURIDAD AL
SISTEMA DE GOBIERNO DE UNA MOTONAVE MERCANTE**

Memoria de Titulación para optar al
Título de Ingeniero (E) Mecánica de
Procesos Y Mantenimiento Industrial

Alumno:

Roberto Osvaldo Francisco Álvarez
Ortiz

Profesor Guía:

Ingeniero Guillermo Felipe Larson
Muñoz

AGRADECIMIENTOS

Quiero dar mis agradecimientos en primera instancia a mi familia y pareja Karen Quezada junto con su familia quienes siempre me apoyaron en esta meta de ser ingeniero y ayudaron a que yo me enfocara en los estudios y crecer como profesional.

Agradecer a la Universidad Técnica Federico Santa María y sus docentes y funcionarios por brindarme la oportunidad de estudiar una carrera digna y entregarme una formación profesional.

Este proyecto de título no hubiese sido posible sin las recomendaciones de Don Leoncio Iván Vargas llanos, Supervisor en línea de ASMAR nivel experto. Además, mencionar la ayuda brindada por los profesores guías Iván Valenzuela Ojeda y Guillermo Larson Muñoz quienes mostraron buena disposición ante mis inquietudes.

En última instancia expresar mi enorme cariño hacia mi familia en especial a mis hermanos Josefina Michelle Flores Ortiz y Omar López Ortiz. Cuñada Constanza Gonzales Muñoz. Padres Ruberto Miguel Álvarez Parra y Miriam Yenys Ortiz Palacios. Hermano de amistad Christopher Font de la Vall Alvear.

RESUMEN

El presente trabajo muestra los procedimientos a seguir en un montaje y desmontaje del sistema hidráulico de gobierno de un buque mercante.

La empresa MACGREGOR, fabricante del protocolo de mantenimiento de sus equipos, supervisa la calidad de las intervenciones del sistema hidráulico de gobierno asegurando el funcionamiento óptimo del equipo.

El diseño del sistema hidráulico instalado en esta motonave es moderno, y logra su movimiento gracias a controladores lógicos programables que accionan o detienen dos conjuntos bomba-motor, estos están instalados a los costados del servomotor, los cuales proporcionan el movimiento del rotor de paletas que está dentro del motor hidráulico. Este elemento rotativo conecta a la mecha por medio del acoplamiento hidráulico, que ajusta con interferencia haciendo que el abatimiento de las paletas se transmita de forma directa a la pala timón conectada por el mismo tipo de acople en el lado opuesto de la mecha.

Se integra información técnica de todos los mecanismos implicados incluyendo los sistemas hidráulicos, mecánicos (dentro del cual está el servomotor hidráulico de gobierno). Se describe los componentes mecánicos del sistema de gobierno y se explica su funcionamiento. A través de imágenes en terreno se verán las maniobras aplicadas en el desmontaje y montaje del sistema de gobierno de la motonave mercante.

En cuanto a la seguridad de las maniobras que se realizan en el proyecto a modo de prevención todos los elementos y equipos para el izaje deben estar certificados bajo la norma ASME B30, esta norma tiene todos los requerimientos para el izaje seguro de los elementos del sistema de gobierno de la motonave mercante. Esto servirá como protocolo de prevención contra accidentes e incidentes de acciones o condiciones inseguras.

Una vez finalizada la mantención de la motonave, la que está a flote, se harán una serie de pruebas con la embarcación detenida, constarán en verificar que los equipos estén fijados, ajustados, y conectados con los equipos de comando, para poder ser dirigidos desde la sala de control. Al termino de las pruebas, la puesta en marcha se hará con la embarcación en movimiento, donde todos los componentes mecánicos estarán sometidos a las cargas de trabajo, esto definirá si la mantención esta lista o habrá que corregir y calibrar algún equipo.

ÍNDICE

INTRODUCCIÓN 1

CAPÍTULO 1: INTRODUCCIÓN AL MANTENIMIENTO

1.1 MANTENIMIENTO..... 3

1.2 ESTRATEGIAS DE MANTENIMIENTO..... 3

1.2.1 Mantención preventiva 4

1.2.2 Mantención predictiva 5

1.2.3 Mantención proactiva 5

1.2.4 Mantención reactiva o correctiva..... 5

1.3 VENTAJAS DE LA IMPLEMENTACIÓN DE ESTRATEGIAS DE
MANTENIMIENTO..... 6

1.4 TÉCNICAS DE AYUDA PARA EL ANÁLISIS DE FALLAS 7

1.5 MODOS DE FALLA EN EQUIPOS 9

1.5.1 Tipos de fallas..... 10

1.5.2 Tipos de modos de falla 11

1.6 TÉCNICAS CONDICIONALES..... 13

1.6.1 Análisis de vibraciones 13

1.6.2 Tintas penetrantes 17

CAPÍTULO 2: INTRODUCCIÓN A LA HIDRÁULICA MARINA

2.1 HIDRÁULICA..... 18

2.2 DESCRIPCIÓN DE UN SISTEMA HIDRÁULICO COMÚN..... 21

2.3 EL FLUIDO HIDRÁULICO 24

2.3.1 Objetivos del fluido hidráulico 25

2.3.2 Propiedades de los fluidos 27

CAPÍTULO 3: SISTEMA HIDRÁULICO DE GOBIERNO

3.1 DEFINICIÓN DEL SISTEMA DE GOBIERNO 30

3.2 FUNCIONAMIENTO DEL SISTEMA DE GOBIERNO..... 30

3.3 TIPOS DE TIMONES DE GOBIERNO..... 33

3.3.1 Timón articulado o Becker 36

3.3.2 Timón torsionado..... 37

3.3.3 Timón Schilling 38

3.3.4 Timón semi-pala (semi-spade rudder) 40

3.3.5 Timón integrado a una tobera o Kort 41

3.3.6 Timón Pleuger o activo 42

3.3.7 Timón propulsor cicloidal o Voith.....43

3.4 COMPONENTES DEL SISTEMA DE GOBIERNO 44

3.4.1 Pala timón 44

3.4.2 Rudder stock (mecha del timón) 46

3.4.3 Rudder pintle (pivote del timón).....47

3.4.4 Acoplamiento cónico del eje 48

3.4.5 Bocina o cojinete de deslizamiento lineal 49

3.4.6 Servo-motor hidráulico 50

3.4.7 Sistema hidráulico.....53

CAPÍTULO 4: PROCEDIMIENTO DE MANTENIMIENTO CORRECTIVO Y
SEGURIDAD AL SISTEMA DE GOBIERNO DE LA MOTONAVE MERCANTE

4.1 RECEPCIÓN DE LA MOTONAVE 56

4.1.1 Procedimiento de trabajo del astillero ASMAR 56

4.2 DATOS DE LA MOTONAVE 58

4.3 ANÁLISIS DEL PROBLEMA 58

4.3.1 Tablas de fallas en sistema de gobierno de la motonave mercante.....60

4.3.2 Matriz de priorización.....67

4.3.3 Análisis de Pareto 71

4.3.4 Conclusiones del análisis del problema de la motonave.....72

4.3.5 Generación de informe para la reparación 73

4.3.6 Listado de materiales, equipos y herramientas a utilizar en las maniobras de
montaje y desmontaje. 74

4.4 PROCEDIMIENTO DE DESARME Y SEGURIDAD DEL SISTEMA DE
GOBIERNO DE LA MOTONAVE MERCANTE 78

4.4.1 Protocolo de seguridad para el trabajo con grúa 79

4.4.2 Protocolo de seguridad para trabajos con eslingas sintéticas, cables y
cadenas.....83

4.4.3 Procedimiento de desmontaje del sistema de gobierno 87

4.4.3.1 Especificaciones técnicas e instalación de Cáncamos para asegurar el
izaje.....87

4.4.3.2	Instalación de tecles neumáticos para 18t y 25t	90
4.4.3.3	Separación de conjunto timón de la mecha	91
4.4.3.4	Retiro del conjunto timón del dique	92
4.4.3.5	Cálculos de tensión en eslingas de cable	93
4.4.3.6	Descalado del rotor de paletas de la Mecha	100
4.4.3.7	Desmontaje y reparación del macizo Limera con Rudder horn	103
4.5	PROCEDIMIENTO DE MONTAJE Y SEGURIDAD DEL SISTEMA DE GOBIERNO DE LA MOTONAVE MERCANTE	104
4.5.1	Montaje de los cojinetes en Mecha y Pinzote	104
4.5.2	Cálculo de dilatación térmica para bocinas metálicas	105
4.5.3	Montaje de cojinetes de algodón fenólico en Tintero y Limera	107
4.5.4	Instalación de los anillos tope de bocinas Limera y Tintero	112
4.5.5	Instalación del macizo superior del timón	112
4.5.6	Pruebas de calado y alineamiento en los conos del timón	115
4.5.7	Montaje de la Mecha en el sistema de gobierno	118
4.5.8	Montaje del timón en la Mecha	120
4.5.9	Montaje de Pinzote en el timón	125
4.5.10	Armado y alineamiento del servo-motor hidráulico	126
4.5.10.1	Montaje de prensaestopas en el sistema de gobierno	126
4.5.10.2	Posicionamiento del rotor de paletas sobre la Mecha	128
4.5.10.3	Procedimiento de calado del rotor de paletas en la Mecha	130
4.5.10.4	Montaje de la tapa (cover) del servo-motor hidráulico	131
4.5.10.5	Alineamiento del servo-motor hidráulico	132
4.5.10.6	Instalación de cuñas de acero y pernos para base del servo-motor hidráulico	134
4.5.10.7	Llenado de aceite	135
4.5.11	Pruebas de funcionamiento y puesta en marcha de sistema de gobierno	136
4.5.11.1	Pre-puesta en marcha	136
4.5.11.2	Puesta en marcha	137
4.5.12	Tabla de costos asociados al mantenimiento correctivo	142
	CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES	143

BIBLOGRAFÍA 144

ANEXOS 145

 Anexo A: Servo-motor hidráulico 146

 Anexo B: Plano rotor de paletas 147

 Anexo C: Unidades de poder hidráulica 149

 Anexo D: Programación del proyecto 150

 Anexo E: Llave de copa para tuerca superior de la mecha 151

 Anexo F: Plano mecha 152

 Anexo G: Plano timón 153

 Anexo H: Pernos base para el servo-motor hidráulico 154

 Anexo I: Tuerca pistón 155

 Anexo J: Tabla de dimensiones para cáncamos 156

 Anexo K: Tabla de trabajo de grúa portal 157

 Anexo L: Plano pinzote 158

 Anexo M: Especificaciones técnicas de calado rotor-mecha 159

 Anexo N: Tabla de control dimensional de bocinas metálicas 159

 Anexo Ñ: Interferencias para ajustes de aprietes 159

 Anexo O: Bocinas de mecha y pinzote 160

 Anexo P: Claros de lubricación para bocinas de neopren (sintéticas) 161

 Anexo Q: Disposiciones y dimensiones de bocinas fenólicas en limera y tintero 162

 Anexo R: Estructura rudder horn (cuerno del timón) 163

 Anexo S: Plano anillo de retención para bocinas fenólicas 164

 Anexo T: Especificaciones técnicas de calado timón-mecha 164

 Anexo U: Especificaciones técnicas de calado timón-Pinzote 164

 Anexo V: Conexiones hidráulicas para anillo pistón y rotor de paletas 165

 Anexo W: Indicador mecánico de ángulo de timón 166

 Anexo X: Plano en corte de servo-motor hidráulico 167

 Anexo Y: Plano en corte de servo-motor hidráulico para su armado 170

 Anexo Z: Plano de caja de sellos mecánicos 171

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1-1. Costos de mantención y falla..... 3

Figura 1-2. Espectro de vibraciones obtenido de una medición 15

Figura 2-1. Principio de prensa hidráulica 18

Figura 2-2. Principio de palanca mecánica 19

Figura 2-3. Esquema de un recorrido de tuberías mostrando la variación de los
parámetros de presión y velocidad de flujo..... 20

Figura 2-4. Esquema hidráulico con sus componentes principales y líneas de flujo..... 21

Figura 2-5. Sistema hidráulico típico y simple en una embarcación 22

Figura 3-1. Esquema de operación del timón en el rumbo hacia estribor del buque 31

Figura 3-2. Efectos de la fuerza generada por el gobierno instalado en popa 32

Figura 3-3. Efectos de la fuerza generada por el gobierno instalado en pro 33

Figura 3-4. Esquema de una pala timón soportada en sus dos extremos 34

Figura 3-5. Esquema de una pala timón semi-suspendida 34

Figura 3-6. Esquema de una pala timón colgante soportada por un acoplamiento
flangeado 35

Figura 3-7. Esquema de una pala timón con distribución compensada 35

Figura 3-8. Pala de timón tipo flap 2019..... 37

Figura 3-9. Acción del timón con flap bajo la incidencia del agua..... 37

Figura 3-10. Acción del timón torsionado a través del flujo de empuje 38

Figura 3-11. Timón torsionado montado en la embarcación 38

Figura 3-12. Timón Schilling montado en la motonave 39

Figura 3-13. Esquema de la acción del flujo de empuje sobre el timón tipo Schilling.... 40

Figura 3-14. Timón tipo semi-pala instalado en un buque 40

Figura 3-15. Timón integrado a una tobera instala da popa de un buque 41

Figura 3-16. Timón pleuger montado en popa de una embarcación..... 42

Figura 3-17. Sistema Voith propeller instalado en la embarcación 43

Figura 3-18. Perfiles de la serie NACA 00 utilizados por embarcaciones mercantes 45

Figura 3-19. Mecha montada en la pala timón de la embarcación mercante 47

Figura 3-20. Diagrama de los componentes del timón 47

Figura 3-21. Acoplamiento cónico..... 48

Figura 3-22. Disposición del cojinete de algodón fenólico en el pivote del timón..... 49

Figura 3-23. Ubicación del tintero y limera de la embarcación mercante 50

Figura 3-24. Esquema hidráulico del funcionamiento del servomotor 51

Figura 3-25. Bloque direccional de válvulas..... 54

Figura 3-26. Bloque de válvula de alivi 55

Figura 4-1. Organigrama de la gerencia de reparaciones de ASMAR.....57

Figura 4-2. Organigrama taller de maquinaria naval de ASMAR 57

Figura 4-3. Zona de fatiga del Rudder horn 59

Figura 4-4. Estado del Mecanismo de dirección 59

Figura 4-5. Diagrama de Pareto aplicado en fallas de la motonave mercante 71

Figura 4-6. Señales estándares para maniobras de izaje con grúas 82

Figura 4-7. Señales estándares para maniobras de izaje con grúas 83

Figura 4-8. Visualización de criterios para retiro de eslingas planas sintéticas 86

Figura 4-9. Desalineamiento máximo permitido en uniones de planchas.....88

Figura 4-10. Posiciones de tecles de cadenas, neumáticos y cáncamos.....90

Figura 4-11. Niple hidráulico conectado a la cámara de expansión de macizo superior del timón 92

Figura 4-12. Plano para la instalación de cáncamos para el izaje 93

Figura 4-13. Boceto 3D de timón y Tensiones de eslingas en el espacio 95

Figura 4-14. Maniobra de retiro del conjunto timón 97

Figura 4-15. Disposiciones de cáncamos en sala de servo-motor hidráulico.....98

Figura 4-16. Partes del servo-motor hidráulico.....99

Figura 4-17. Esquema del calado del rotor y mecha 100

Figura 4-18. Fotografía de la prensaestopas debajo del servo-motor hidráulico 101

Figura 4-19. Fotografía de la caja de sellos mecánicos de la bocina superior de la Mecha 101

Figura 4-20. Boceto 3D de herramienta para la instalación de bocinas metálicas.....111

Figura 4-21. Montaje de bocina metálica en Pinzote por medio de dilatación térmica .112

Figura 4-22. Boceto 3D de blanco para alineamiento 113

Figura 4-23. Boceto 3D del tensor de cuerda piano de blanco para alineamiento 114

Figura 4-24. Timón instalado verticalmente asegurado lateralmente con cubos de acero 116

Figura 4-25. Prueba de calado de Mecha en cono superior del timón 117

Figura 4-26. Marcas del azul de Prusia en el cono interior del timó.....117

Figura 4-27. Mecha ubicada de bajo del tubo Limera para posterior montaje.....119

Figura 4-28. Agujeros para el anclaje del servo-motor hidráulico.....119

Figura 4-29. Montaje de o’rings en el cono inferior de la Mecha.....120

Figura 4-30. Tecles neumáticos preparados para montar el timón.....121

Figura 4-31. Secuencia de montaje del timón en el sistema de gobierno 123

Figura 4-32. Montaje de tuerca pistón en el roscado inferior de la Mecha.....123

Figura 4-33. Medición del desplazamiento del calado de conos mediante un reloj comparador.....	124
Figura 4-34. Pinzote preparado para montar y referencias de puntos clave en timón ...	125
Figura 4-35. Plano en corte de la ubicación de empaquetaduras en el sistema de gobierno de la motonave	126
Figura 4-36. Descripción del corte.....	127
Figura 4-37. Descripción de instalación.....	128
Figura 4-38. Plano de arandela con talón asegurada a la tuerca de Mecha.....	131
Figura 4-39. Puntos de medición para alineamiento del sistema de gobierno	132
Figura 4-40. Tornillos de soporte y ajuste	133
Figura 4-41. Dimensiones de acoplamiento flexible.....	136
Figura 4-42. Aseguramiento del indicador mecánico de ángulo de timón	139
Figura 4-43. Posición de brazos conectores en el sistema de gobierno	140

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 1-1. Mantenimiento preventivo.....	4
Tabla 1-2. Valores de referencia de amplitud de vibración para analizar la condición mecánica de una máquina	14
Tabla 1-3. Frecuencias de vibración y origen probable de la falla	16
Tabla 1-4. Reconocimiento entre desbalanceo y desalineamiento.....	16
Tabla 4-1. Tipos de fallas por área en el sistema de gobierno de la motonave mercante.	60
Tabla 4-2. Causas probables de las fallas en el área mecánica	61
Tabla 4-3. Causas probables de las fallas en el área de hidráulica	62
Tabla 4-4. Causas probables de las fallas en el área eléctrica.....	65
Tabla 4-5. Valores referenciales para armar la matriz de priorización	67
Tabla 4-6. Valores obtenidos de la comparación de importancia relativa entre los criterios.....	68
Tabla 4-7. Valores obtenidos de la comparación entre de las fallas con respecto a su recurrencia.....	68
Tabla 4-8. Valores obtenidos de la comparación entre las fallas con respecto a su criticidad.....	69
Tabla 4-9. Valores obtenidos de la comparación entre las fallas con respecto a los gastos que implican.....	69

Tabla 4-10. Resultados de cada falla en función de los criterios 70

Tabla 4-11. Matriz de priorización aplicada a fallas comunes en sistema de gobierno de la motonave mercante.....70

Tabla 4-12. Porcentaje acumulado de las fallas de la motonave mercante 71

Tabla 4-13. Tareas planeadas para la reparación del sistema hidráulico de gobierno de la embarcación mercante 73

Tabla 4-14. Elementos, equipos y materiales a usar en las maniobras de montaje y desmontaje del sistema de gobierno de la motonave mercante 75

Tabla 4-15. Separaciones máximas entre uniones mediante pinchazos 89

Tabla 4-16. Tabla de ángulo de izaje y su factor de tensión 95

Tabla 4-17. Valores de espesor y claro de trabajo para bocinas de algodón fenólico en función del diámetro de Mecha (Ds).....107

Tabla 4-18. Valores del claro de trabajo para bocinas de algodón fenólico en función del diámetro de Mecha (Ds).....108

Tabla 4-19. Valores de interferencia para bocinas fenólicas en función de la Mecha (Ds).....109

Tabla 4-20. Especificaciones para ranuras de drenaje de bocinas fenólica.....111

Tabla 4-21. Tipos de aceites recomendados.....135

Tabla 4-22. Tabla de desplazamiento proporcional de acoplamientos flexibles.....136

Tabla 4-23. Listado de chequeo del sistema de gobierno en puesta en marcha 140

Tabla 4-24. Evaluación de costos aproximados para el mantenimiento correctivo de la motonave mercante.....142

SIGLA Y SIMBOLOGÍA

SIGLA

- ABS: American Bereau of Shipping (Oficina Americana de Transporte de Mercancías)
- AISI: American Iron and Steel Institute (Instituto Americano del Hierro y el Acero)
- ASME: American Society of Mechanical Engineers (Sociedad Americana de Ingenieros Mecánicos)
- ASTM: American Society for Testing and Materials (Sociedad Americana para pruebas y materiales)

- DNV: Det Norske Veritas (Las Veritas Noruegas)
- ISO: International Organization Standardization (Organización Internacional de Normalización)
- MMSI: Maritime Mobile Service Identity (Número de identificación del servicio móvil marítimo)
- NACA: National Advisory Committee for Aeronautics (Comité Asesor Nacional para la Aeronáutica)
- NKK: Nippon Kaiji Kyokai (casa clasificadora)
- OMI: Organización Marítima Internacional
- OSHA: Occupational Safety and Health Administration (Administración de Seguridad y Salud Ocupacional)
- RCA: Root Cause Analysis (Análisis Causa Raíz)
- RCM: Reliability Centred Maintenance (Mantenimiento Centrado en la Confiabilidad)
- SAE: Society Automotive Engineers (Sociedad de Ingenieros Automotrices)

SIMBOLOGÍA

- [A1]: Área de la sección
- [A2]: Área de la sección
- [Bar]: Unidad de presión
- [cm/seg]: Centímetro por segundo
- [d]: diámetro interior de bocina
- [d1]: Distancia
- [d2]: Distancia
- [Ds]: Shaft Diameter
- [F1]: Fuerza
- [F2]: Fuerza
- [g]: Aceleración de gravedad
- [GPM]: Galones Por Minuto

[h]: Altura

[HP]: Horsepower (Caballo de fuerza)

[HZ]: Hertz

[IMO]: Número de identificación de un barco

[kg]: Kilogramos

[Kn*m]: Kilonewton por metro

[KPa]: Kilopascal

[LEs]: Largo eslinga

[LP]: Low pressure

[M]: Métrico

[m]: Metro

[mm]: Milímetro

[mmHg]: Milímetro de mercurio

[mm/seg]: Milímetros por segundo

[m/seg]: Metro por segundo

[m/seg*2]: Metro por segundo cuadrado

[Nm]: Newton metro

[N/m*2]: Newton por metro cuadrado

[N/m*3]: Newton por metro cúbico

[P]: Presiones

[PSI]: Libra por pulgada cuadrada

[PSI/Pie]: Libras por pulgada cuadrada por pie

[Q]: Caudal

[RMS]: Root mean square

[RPM]: Revoluciones Por Minuto

[S]: Área de la sección

[t]: Tonelada

[V]: Velocidad de flujo

[$\leq$]: Mayor o igual que

[γ]: Peso Especifico

[α]: Coeficiente de dilatación lineal del acero

[Σ]: Sumatoria

[$\sqrt{}$]: Raíz cuadrada

[$^{\circ}$]: Grados

[$^{\circ}\text{C}$]: Grados Celsius

[%]: Por ciento

INTRODUCCIÓN

Desde el inicio del desarrollo humano se necesitó moverse en diferentes terrenos por factores como: asentamiento, comida, clima y seguridad. Con el transcurso del tiempo se fue adquiriendo más conocimientos de este mundo, por ejemplo, cómo funcionaba el comportamiento del agua, debido a esto se descubrió la flotabilidad, que era posible la movilización por el medio marino, para ello se utilizaron balsas de troncos sencillas y pequeñas, su impulsión y dirección se lograba gracias a remos, con el pasar de los años y los avances de las distintas civilizaciones, se inventaron embarcaciones más complejas y sofisticadas en su composición, usadas para distintos propósitos como: pesca, guerra o transporte.

Actualmente el comercio mundial de exportación e importación tiene una gran importancia para la economía global, gracias a esto se logra mantener un equilibrio sustentable entre las ganancias y ventas de los países del mundo, permitiendo el desarrollo e innovación en nuevas tecnologías y conocimientos, pero para transportar la mercancía se necesita de algún medio en los que encontramos: aéreo, marítimo, terrestre y otros como los ductos, de los que el más utilizado es el marítimo. La OMI menciona que hoy por hoy existen alrededor de 50 mil buques mercantes registrados en más de 150 naciones del orbe que transportan una carga equivale a más del 90% del comercio mundial (Enfasis logística, 2017).

Debido a la importancia de las embarcaciones, se instauro la necesidad del mantenimiento a sus equipos, con el fin de prolongar su vida útil y conservar en estado óptimo de funcionamiento a este medio de transporte, para ello existen los astilleros que son instalaciones en donde tienen lo necesario para la construcción y mantención de las motonaves. En la actualidad, las embarcaciones son naves de gran envergadura impulsadas por motores o turbinas, las que dependen del sistema propulsor y de gobierno que tiene como funcionalidad darle la dirección y mantener el rumbo deseado.

En el país, el astillero y maestranza de la armada de Chile (ASMAR), específicamente la instalación ubicada en la ciudad de Talcahuano región del Biobío, es el que tiene mayor capacidad para embarcaciones de gran envergadura. La empresa está en el oficio desde 1896, la que ha crecido notoriamente ofreciendo un servicio personalizado y de calidad, se especializa en construcción y mantención de las embarcaciones de la Armada de Chile, y además entrega estos servicios a motonaves nacionales e internacionales.

En este proyecto se mostrará y enseñará los procedimientos a seguir, para hacer una mantención correctiva de algunos componentes del sistema de gobierno de una

motonave mercante, la que sufrió una colisión con una roca marina al sur de Chile que golpeo en el timón generando una fuerza de cizalle que provocó una fatiga mecánica en el “Rudder Horn”, esta estructura tiene como función ser un pivote del timón.

Con la embarcación encallada en el astillero, se evaluará el estado del sistema de gobierno, generando un análisis visual de las posibles averías mecánicas, posteriormente se generará un informe técnico del estado de la motonave y la solución recomendada.

Cuando la motonave este en el dique del astillero se le harán las maniobras de desmontaje y montaje, las que se enseñarán en este proyecto apoyándose con fotografías adquiridas en la práctica profesional, 2019. También se aplicará una matriz de priorización que ayudará a la orientación de mantenimientos preventivos a equipos del sistema de gobierno, visualizando los equipos que tienden a fallar a través del diagrama de Pareto.

OBJETIVO GENENERAL

Construir un manual de mantenimiento correctivo y seguridad para un sistema de gobierno de una motonave mercante

OBJETIVOS ESPECÍFICOS

- Identificar tipos de mantenimiento para el análisis y detección de fallas en la hidráulica marina mediante herramientas de gestión de mantenimiento
- Describir el funcionamiento del sistema de gobierno e identificar y analizar sus componentes mediante planos del conjunto
- Establecer procedimiento de desarme y montaje del sistema de gobierno junto con protocolo de seguridad y generación del listado de equipos y herramientas de trabajo
- Realizar cálculos de izaje, dilatación y contracción térmica para el montaje del sistema de gobierno junto con la construcción de informes técnicos del mantenimiento

ALCANCES

Para la siguiente memoria de título no se harán evaluaciones de costos ya que se trata de un protocolo de trabajo para la construcción de informes técnicos. El trabajo se enfocará al sistema de gobierno de la motonave. No se explicarán procedimientos de reparaciones estructurales que requieran de soldadura, solamente se nombrarán las tareas donde se ejecutaron estos procesos. La metodología será analítica basándose en procedimientos de trabajos realizados anteriormente, a través de planos e información proporcionada por el fabricante, los cuales se apoyarán con fotos de maniobras de izaje obtenidas a través de práctica profesional en el año.

CAPÍTULO 1: INTRODUCCIÓN AL MANTENIMIENTO

1.1 MANTENIMIENTO

El mantenimiento es una mezcla de acciones de gestión, técnicas y administrativas, durante el periodo de vida de un elemento mecánico, que incluyen actividades de conservar o mantener en buen estado las máquinas y equipos así como todos sus componentes mecánicos, parte de las averías son indetectables sin instrumentos de medición que ayuden a ver el estado de los componentes, por ello se hacen inspecciones constantes para mantener un informe detallado del estado de los equipos, para intervenirlos antes que ocurra una falla o deterioro, también es toda acción de restauración del estado en que estaba la máquina o que corresponda al diseño del fabricante.

1.2 ESTRATEGIAS DE MANTENIMIENTO

Las estrategias de mantenimiento son aquellas acciones que implementa el organismo de gestión o administración de una empresa y se tiene como objetivos:

- Mantener los equipos y máquinas en estado de operación.
- Reducir el número de fallas al costo mínimo. La idea se muestra en (figura 1-1).

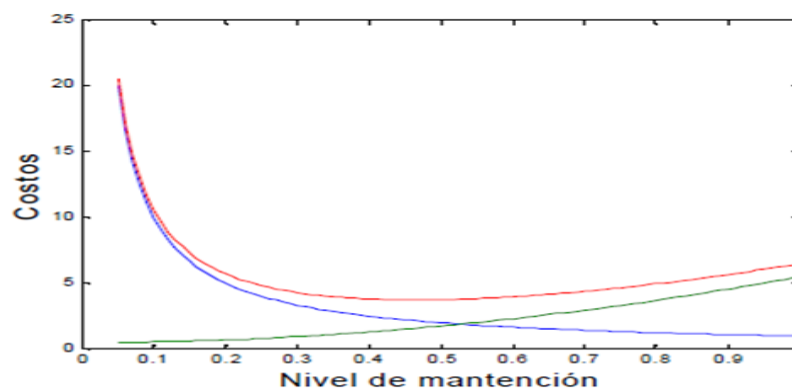


Figura 1-1. Costos de mantención y falla.

Fuente: Manual del ingeniero de mantenimiento, Pascual, 2002.

En esta implementación participan el área de gestión y mecánica, por ello se debe apelar a la capacitación técnica y ética laboral, la comprensión de los procedimientos seguros de trabajo y la importancia de mantener los equipos en óptimas condiciones. Para la aplicación de una estrategia se debe clasificar los equipos de una industria en los se

designarán como: críticos, semi-críticos y comunes, los que dependerán de su participación e influencia con la producción de la empresa.

Para lograr un punto óptimo en el gráfico (figura 1-1) se debe elegir una estrategia de mantenimiento disponible entre las cuales se tienen dos grupos:

Mantenición Pre-falla:

- Mantenición preventiva, o basada en el tiempo
- Mantenición predictiva, o basada en la condición de las máquinas
- Mantenición proactiva

Mantenición Post-falla:

- Mantenición reactiva o correctiva
- Mantenición proactiva

1.2.1 Mantenición preventiva

Esta estrategia de mantenimiento por lo general se aplica cuando los componentes de una máquina tienen un costo de relevo no muy elevado en comparación con otros equipos, consta en establecer periodos de reemplazo (Tabla 1-1) de piezas, lubricación, limpieza, etc. Para ello se tienen los datos estadísticos de los ciclos de vida, y las tareas a realizar están descritas en procedimientos de trabajo los cuales una vez aplicados deben quedar anotado en el dossier del equipo. Así se tendrá el registro del comportamiento en el tiempo del equipo, permitiendo la detección de fallas en la mantención y la evaluación de costos de mantención.

Un punto negativo de esta estrategia, es la detención de un equipo en la aplicación del mantenimiento, aumentando así los costos en función de la producción, teniéndose que fijarse fechas en las que se apliquen intervenciones a la mayor cantidad de equipos críticos y semi-criticos.

CLASE	TIPO	COMPONENTE
Mecánica	Reemplazo	Aceite
		Filtros
		Piezas de desgaste, frenos
		Rodamientos
		Juntas
		Resortes
	Regulación	Juegos/interferencias
		Tensión
		Presión

	Chequeo	Bloqueos
		Niveles
Eléctrica	Reemplazo	Contactos
		Componentes asociados a fallas térmicas
		Capacitancias
	Regulación	Impedancias en circuitos, potenciómetros
	Chequeo	Valores de aislación
		Valores de capacitancia

Tabla 1-1. Mantenimiento preventivo.
Fuente: Manual del ingeniero de mantenimiento, Pascual, 2002.

1.2.2 Mantención predictiva

Esta estrategia se aplica cuando el costo de relevo del repuesto es superior, normalmente en equipos de alta criticidad, en donde la falla de un componente puede provocar la detención de la producción, la idea principal de este mantenimiento es hacer inspecciones no destructivas que consisten en medir variables como: vibración y ruido, temperatura, análisis de aceite, corriente, detectando los cambios en estas mediciones se puede predecir la falla del componente antes de que se produzca, cuidando la seguridad de los demás conjuntos de la máquina.

Se necesita personal capacitado en mediciones aplicadas, instrumentación costosa, y una buena gestión en el registro de los datos para futuras comparaciones y evaluaciones de costos.

1.2.3 Mantención proactiva

Esta estrategia es una filosofía del mantenimiento, consiste en la detección y corrección de las causas que generan el desgaste y que conducen a falla de la maquinaria, dentro de sus tareas está el monitoreo de los parámetros, se puede hacer acciones proactivas en las estrategias anteriores, ya que no basta con corregir una avería y restaurar el funcionamiento de un equipo, esto va más allá preguntándose el origen del problema y evitando su reaparición.

1.2.4 Mantención reactiva o correctiva

Esta es una estrategia empleada por industrias con una visión diferente, en la que se pretende explotar la vida útil de los equipos, ahorrando tiempos de detención y en

almacenamiento de repuestos, normalmente se aplica esta técnica en equipos de baja importancia en función de la producción, se logra aprovechar la vida límite del componente, pero ello implica un riesgo asociado a, costos extras por falla de varios componentes a la vez, reemplazo del equipo por uno nuevo, repuesto inexistente con la necesidad de esperar uno nuevo el que puede tardar meses. Cuando se producen fallas inesperadas, se aplica la mantención correctiva y proactiva para reestablecer su funcionamiento, y detectar la causa de la avería en la maquinaria, con ello obtener datos de tipos y modos de fallas en los equipos, permitiendo su registro para cálculos estadísticos de estimación de vida, logrando que la empresa tenga una mejor eficiencia en gestión aplicando planes de mantenimiento.

1.3 VENTAJAS DE LA IMPLEMENTACIÓN DE ESTRATEGIAS DE MANTENIMIENTO

En todas partes del mundo donde existe una ciudad o pueblo, está presente el área industrial la que usa maquinarias especializadas en un trabajo de producción, por ende, la necesidad de conservarlas en buen estado se transforma en una prioridad para la sobrevivencia de la empresa, es por ello que el mantenimiento hará la diferencia entra una y otra.

Las ventajas que tendrá una empresa en aplicar, planificar y programar mantenimiento a sus equipos serán:

- Aumento en eficiencia del sistema productivo.
- Disminución en la aparición de fallas inesperadas.
- Control sobre los tiempos de detención de los equipos.
- Aumentar la confiabilidad original y, por ende, la disponibilidad.
- Control del stock de repuestos.
- Dotar a los equipos de mayor seguridad inherente durante la operación.
- Optimización de procesos y estándares de operación, mantenimiento o calidad.
- Desarrollo de registros de vida de los equipos.
- Mejoramiento en la logística de mantención.
- Ahorro de costos por reemplazo de equipos.
- Identificación y registros de averías repetitivas.
- Eliminación de fallas crónicas (recurrentes) que merman la confiabilidad e incrementan el riesgo de accidentes o contaminación al medio ambiente.
- Desarrollo de planes de mantención adecuados para cada equipo.

Para aplicar el mantenimiento la empresa debe administrar varios factores que lo acompañan como:

- Obra de mano especializada
- Costos de stock de repuestos
- Detención en la producción
- Limitación en la vida útil de los equipos
- Costos por mantener instrumentos de precisión
- Costos por ensayos y análisis no destructivos
- Capacitación del personal

1.4 TÉCNICAS DE AYUDA PARA EL ANÁLISIS DE FALLAS

Existen herramientas de gestión que son utilizadas por el mantenimiento, para el estudio del pos mortem de fallas, las siguientes técnicas se utilizan para investigar las causas raíz de una avería o falla y también para la mejora continua de los procedimientos industriales.

A. RCA (Root Cause Analysis):

Esta técnica se aplica para la mejora continua de algún proceso en la que se buscan los factores o síntomas, que producen un efecto o impacto que crea un problema o falla en la industria, se aplica en conjunto con más personas con la finalidad de buscar la causa raíz de una inquietud. Por ejemplo, una falla de cierto equipo que se repite pese a que se tiene mantenciones al día, se debe hacer un análisis de causa raíz para tener una visión más personalizada de la máquina para encontrar la o las fuentes que tiende a provocar la falla.

Es aplicable al área de mantenimiento, pero también se puede aplicar en otras situaciones en las que haya un problema que se requiera encontrar su fuente, áreas como operación, logística, calidad, seguridad, recursos humanos, administración son ejemplos de ello (Pistarelli, 2013).

B. RCM (Reliability Centred Maintenance):

El mantenimiento centrado en la confiabilidad es un análisis que necesita ser estructurado en el que se debe ser participativo y deductivo para definir la mejor estrategia

de mantenimiento, en cada conjunto de equipos y máquinas para reforzar su confiabilidad y asegurar una disponibilidad de operación. Este análisis necesita de datos estadísticos de los equipos analizados con el fin de prevenir que sucedan modos de falla. Este mantenimiento analiza de forma macro el ambiente relacionado con el equipo, asegurando que tanto mecánicamente este todo bien como también en relación con la administración de la máquina (Pistarelli, 2013).

C. Diagrama de Ishikawa (diagrama causa – efecto):

“Permite visualizar rápidamente aquellas causas (modos de falla) que podrían derivar en una falla funcional (efecto) de un sistema complejo. Un equipo puede fallar por varias razones, e incluso algunas de ellas estar relacionadas entre sí” (Pistarelli, 2013, pág. 394). Es representada gráficamente por el esqueleto de un pescado, donde en el cuerpo de este sobresalen seis espinas, estas son: mano de obra, método, máquina, medio ambiente, material, medida, y en la cabeza se ubica el problema o falla.

D. Check list:

Esta técnica es básica y sencilla, sin embargo, no deja de ser imprescindible a la hora de analizar fallas, consiste en inspecciones rutinarias que pueden ser aplicados por cualquier persona que tenga contacto directo con las maquinarias que operan diariamente, cada vez que se realice la inspección se deben registrar los datos que servirán para crearse una bitácora del comportamiento del equipo en cierto rango de tiempo, esta herramienta de inspección permite comparar información clave para el análisis de fallas en las que pueden ser espontáneas o sintomáticas en las que el equipo comenzará a comportarse de manera anormal que se puede detectar con el trabajo constante y adecuado (ISOTools, 2019).

E. Diagrama de Pareto:

Establece que, en la mayoría de los casos, un problema es originado por un grupo pequeño de un total de posibles causas. El diagrama permite identificar las causas de mayor importancia y magnitud capaces de provocar el efecto o inconveniente estudiado.

También conocida como regla del 80-20, asegura que casi siempre existen pocas (20%) causas que contribuyen mayoritariamente (80%) a generar el efecto total. Así, el 80% de las causas serían responsables de contribuir solo en un 20% al problema total. (Pistarelli, 2013, pág. 389)

F. Tormenta de ideas (Brainstorming):

Una tormenta de ideas es una herramienta grupal de trabajo que se aplica corrientemente y a veces inconscientemente para determinar las causas de un problema o plantear las que podrían provocarlo. Es un proceso participativo y creativo que se nutre del conocimiento (e imaginación) de los integrantes de un grupo de trabajo. (Pistarelli, 2013, pág. 392)

G. Árbol de problemas

Es una representación gráfica en la que se utiliza la imagen de un árbol, esta técnica se hace en un grupo de trabajo y su enfoque es analizar un problema central, el que se relaciona con las causas y efectos en función de este, se debate las posibles soluciones generadas y todas las ideas de las diferentes perspectivas por medio de lluvias de ideas.

1.5 MODOS DE FALLA EN EQUIPOS

Las causas que hacen perder la función de un equipo, y que consecuentemente puede ocurrir en algunas partes individuales de la máquina como proceso de degradación o aleatorio, se denominan modos de falla. “Por otro lado, decimos que una falla es la pérdida de capacidad, total o parcial, de un ítem mantenible para satisfacer un nivel de operación establecido por la función” (Pistarelli, 2013, pág. 21).

Un equipo o máquina es un conjunto de componentes diseñados, de tal manera que puedan ajustarse entre sí con precisión, para generar en relación un trabajo final, la complejidad de cada máquina dependerá de la cantidad de partes que lo constituyan, y de la relación lógica que entre ellas exista, la agrupación de sus partes se puede definir en tipo serie, paralela o compuesta. Además de esto, también lo definirá la complejidad técnica de cada elemento que componga el equipo que, a fines de estudio se pueden subdividir en tantas partes como sea necesario, aunque existe un límite para el análisis (Pistarelli, 2013).

Los sistemas con demasiados componentes (multicomponentes) contemplan más de un modo de falla, y para encontrarlas se pueden utilizar las técnicas del punto anterior, en el que se debe abordar el problema de acuerdo al aporte que cada elemento hace en forma individual. A la misma vez existe la posibilidad de que cada componente individual

tenga más de un modo de falla, o también que un mismo modo de falla se pueda repetir en más de un componente. De cualquier forma, que se presente la falla, el desempeño estará limitado por el de cada una de sus partes (Pistarelli, 2013).

1.5.1 Tipos de fallas

Las fallas deben ser atendidas con cuidado y precaución accionando recursos para encontrar las causas y prevenir su recurrencia, todas las fallas tienen su explicación lógica en las que están presentes varios factores que dependen ciertamente de cada máquina, cuando un equipo tiene planes de mantenimiento e igual sufre de alguna falla se es complicada la causa de esta, las fallas se organizan y definen de la siguiente manera:

A. Falla funcional

También conocida como falla operacional, cuando la unidad deja de satisfacer completamente la función solicitada como resultado de presentarse uno o más modos de falla.

B. Falla simultánea

“En los sistemas con redundancias o protecciones, se da una falla funcional simultanea cuando ocurre una falla en el equipo cargado o solicitado, mientras la protección o redundancia se encuentra también en estado de falla funcional o avería” (Pistarelli, 2013, pág. 24).

C. Falla sintomática o potencial

Es una condición de estado verificable (defecto o desviación incipiente) en los componentes o sus propiedades, y es un indicador de que una falla funcional está en proceso de presentarse, el equipo aun estará funcionando con la falla sintomática (irreversible), se debe intervenir antes que el síntoma produzca la perdida funcional completa de la máquina (Pistarelli, 2013).

D. Falla recurrente

Es toda falla funcional repetitiva que se presente en algún activo, aparece en cualquier situación espontánea que no está ni estaba en los planes de la organización y

está considerada fuera de lo aceptable dentro de la frecuencia de ocurrencias. También se les conoce como fallas crónicas y pueden ser provocadas por un mismo modo de falla o por diferentes actuando simultáneamente (Pistarelli, 2013).

1.5.2 Tipos de modos de falla

Los modos de fallas se clasifican de acuerdo a dos criterios. El primero se encuentra en la evidencia que manifiestan durante la operación.

A. Fallo evidente

Son modos de fallas funcionales que se manifiestan de manera indiscutible, a simple vista y de forma evidente se logra determinar su aparición, ocurre bajo circunstancias normales de operación cuando ocurre por sí solo.

B. Fallo oculto

Es una falla funcional que no es perceptible a simple vista y necesita ayuda de tecnología de mantenimiento para detectarla, en síntesis, es una falla provocada por un modo de falla oculto.

C. Fallo recurrente

Tiene las mismas consideraciones de la falla recurrente.

D. Fallo dominante

Se denomina a este modo de falla, si provoca la mayor cantidad de fallas funcionales en el componente. Cuando una avería es resultado de una gran cantidad de modos de falla con similares probabilidades de ocurrencia, se dice que el mismo no posee un modo de falla dominante (Pistarelli, 2013).

E. Fallo común

Este modo de falla aplica cuando afecta a más de un componente o equipo. Se debe prestar especial atención cuando se tienen equipos redundantes, en los que su

ocurrencia puede producir la indisponibilidad tanto del equipo a resguardar como del instalado en stand-by. (Pistarelli, 2013, pág. 25)

El segundo criterio agrupa a los modos de falla de acuerdo al origen, y se conoce como agrupación por causa.

A. De diseño

Este modo de falla se debe a desperfectos del diseño, también a errores en los cálculos técnicos del contexto operativo al que están sometidos los equipos y componentes de este. Generalmente producen fallas recurrentes de acuerdo a la categorización anterior (Pistarelli, 2013).

B. De fabricación

Este modo de falla es netamente responsabilidad del proceso productivo de una empresa, ya que están expuestos a incurrir en fallas de fabricación, también el sistema de control de calidad tiene la facultad para descartar productos por no cumplir con los estándares establecidos de la organización.

C. De traslado y montaje

Este modo de falla se debe al organismo encargado de la logística de los productos, en los que puede sufrir daños en su transporte por falta de seguridad y embalaje adecuado. Lo mismo ocurre en el proceso de montaje e instalación, una equivocación en el correcto montaje del equipo puede desencadenar averías a corto o largo plazo. Se deben seguir protocolos que ayuden a evitar este modo de falla.

D. De uso u operación

Se debe a mala utilización de los activos y en su ambiente operativo que se encuentre, la falta de mantenimiento y medidas de protecciones contra agentes externos son algunas causas. Este modo es una causa importante de falla en la actividad industrial.

E. Por eventos aleatorios de contexto

Muchas piezas no responden a un patrón de fallas tal que a partir de un determinado momento aumentan rápidamente su probabilidad de falla, sino que pueden fallar como consecuencia de una gran cantidad de modos de falla cuya posibilidad de ocurrencia es totalmente aleatoria. Bajo esta aleatoriedad pueden mencionarse las inherentes al equipo, las ambientales o las debidas al cambio repentino del contexto operativo. (Pistarelli, 2013, pág. 26)

F. Por desgaste natural o envejecimiento

También llamados paramétricos, son modos de falla que tienen una vinculación directa con la vida operativa del elemento. (Pistarelli, 2013, pág. 26)

1.6 TÉCNICAS CONDICIONALES

Se habla de técnicas condicionales cuando se está buscando fallas sintomáticas o imperfecciones en equipos e instalaciones, dependiendo del equipo se dispondrá una técnica en función de su condición. Estas técnicas tienen una gran importancia en las inspecciones de rutina, y en mantención predictivas, aunque ninguna herramienta predictiva por si sola identifica la totalidad de las fallas sintomáticas de un sistema, por ello se deben combinar con tecnologías para el control de los parámetros e inspección de función operativa (Pistarelli, 2013).

1.6.1 Análisis de vibraciones

Las vibraciones son un efecto. Cuando se realiza un trabajo de diagnóstico, siempre se busca el efecto para tratar de descubrir la causa. Este trabajo de diagnóstico está compuesto de dos etapas:

- Obtención de los datos de una manera sistemática
- Interpretar los datos e identificar los problemas.

Para cumplir con el primero de estos objetivos, uno de los primeros pasos a seguir en el análisis de vibraciones en una máquina es obtener un valor "global" de las vibraciones para poder determinar la condición general de la misma. Estas mediciones deben realizarse en distintos puntos y en tres direcciones, vertical, horizontal y axial.

Algunos puntos importantes para la medición de las vibraciones son los ubicados sobre los cojinetes o cerca de ellos, porque es a través de los cojinetes por donde se transmiten las fuerzas de vibración. Las mediciones en distintas direcciones son necesarias debido a que algunos problemas de máquinas rotativas se manifiestan más en alguna dirección que en otra.

En general las mediciones de vibraciones globales se realizan en forma de velocidad (mm/seg) debido a que la experiencia ha demostrado que las mediciones de velocidad son la mejor indicación para evaluar la severidad de las vibraciones en el rango normal de frecuencias de giro de las máquinas rotativas usuales (de 10 a 1000 Hz). El valor global de vibraciones obtenido, comparado con los valores recomendados por el fabricante de la máquina, da una idea de la condición mecánica de la misma. En ausencia de valores recomendados por el fabricante, existen tablas y normas que pueden utilizarse al efecto. (Kulichevsky, Sacchi, & Martín Ghiselli, 2006, pág. 2)

En la Tabla 1-2 se presentan los valores característicos de amplitudes de vibración en maquinarias relacionadas con la condición mecánica de la misma estipulados por la norma ISO 3945-1985.

SEVERIDAD VIBRACIONES (mm/seg)	DE RMS	TIPO DE SOPORTE	
		RIGIDO	FLEXIBLE
0,46		BUENA	BUENA
0,71			
1,12			
1,8			
2,8		SATISFACTORIA	SATISFACTORIA
4,6			
7,1		NO SATISFACTORIA	NO SATISFACTORIA
11,2			
18,0		INACEPTABLE	INACEPTABLE
28,0			
71,0			

Tabla 1-2. Valores de referencia de amplitud de vibración para analizar la condición mecánica de una máquina.

Fuente: Medición y análisis de vibraciones: Una herramienta para la predicción y evaluación de fallas en maquinarias, Kulichevsky, R.;Sacchi, M.;Martin Ghiselli, A. 2006.

Debe tenerse en cuenta, tal como lo advierte correctamente la norma, que estos son valores sólo de referencia. El nivel de vibraciones depende de la energía total entregada a la máquina. Parte de esta energía se convierte en vibraciones y ruido. Una

máquina de gran tamaño tendrá obviamente valores globales de vibraciones mayores que, por ejemplo, un motor de 1 HP. En las máquinas de mayor tamaño son prácticamente imposibles de alcanzar valores globales de vibraciones tan bajos como los de máquinas más pequeñas. En el caso en que se encuentre que los valores globales de amplitud de vibración para una máquina en particular revelan una mala condición de la misma, deben realizarse mediciones adicionales que nos permitan determinar las causas de ese mal funcionamiento. Si bien existen distintas maneras presentar las mediciones de vibraciones de una máquina rotativa con el objetivo de detectar e identificar problemas específicos en la misma, alrededor del 85% de los problemas mecánicos de las mismas pueden identificarse realizando un análisis en el dominio de las frecuencias, lo que significa presentar las mediciones de vibraciones en la forma de amplitud de vibración vs frecuencia. (Kulichevsky, Sacchi, & Martín Ghiselli, 2006, pág. 2)

En la Figura 1-2 se presenta, a modo de ejemplo, el espectro de vibraciones obtenido sobre uno de los cojinetes de una bomba de agua.

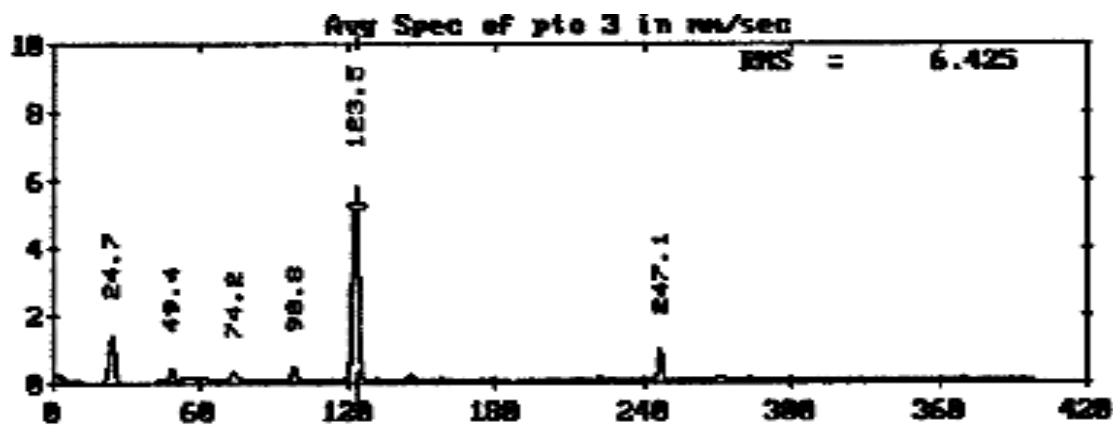


Figura 1-2. Espectro de vibraciones obtenido de una medición.

Fuente: Medición y análisis de vibraciones: Una herramienta para la predicción y evaluación de fallas en maquinarias, Kulichevsky, R.; Sacchi, M.; Martín Ghiselli, A. 2006.

El análisis de vibraciones en maquinarias se basa en el hecho de que en muchos casos es posible relacionar las frecuencias de vibración con el problema específico con el que nos hemos encontrado, mientras que la amplitud de la misma da una indicación de la severidad del problema. (Kulichevsky, Sacchi, & Martín Ghiselli, 2006)

En la tabla 1-3 se presenta un listado de las frecuencias comúnmente encontradas en espectros de vibración de maquinarias, junto con las causas probables de los problemas asociados a las mismas.

FRECUENCIA	CAUSAS PROBABLES DE FALLA
1 x RPM	Desbalanceo, engranajes o poleas descentradas, desalineamiento o eje flexionado, resonancia, problemas eléctricos, fuerzas alternativas
2 x RPM	Huelgos o juegos mecánicos, desalineamiento, fuerzas alternativas, resonancia
3 x RPM	Desalineamiento, combinación de huegos mecánicos axiales excesivos con desalineamiento
< a 1 x RPM	Remolino de aceite (oil whirl) en cojinetes o rotores
Frec. de línea	Problemas eléctricos
Armónicas de RPM	Engranajes dañados, fuerzas aerodinámicas, fuerzas hidráulicas, huelgos o juegos mecánicos, fuerzas alternativas
Alta frecuencia (no armónicas)	Cojinetes antifricción en mal estado

Tabla 1-3. Frecuencias de vibración y origen probable de la falla.

Fuente: Medición y análisis de vibraciones: Una herramienta para la predicción y evaluación de fallas en maquinarias, Kulichevsky, R.;Sacchi, M.;Martin Ghiselli, A. 2006.

Como puede apreciarse en la tabla 1-3, existen numerosos problemas mecánicos y eléctricos que pueden originar espectros de frecuencia similares. En estos casos es necesario obtener información adicional, ya sea a través de la medición de las vibraciones en distintas direcciones, como así también analizando los espectros obtenidos en distintas condiciones de operación de la máquina o analizando transitorios como los de arranque y detención de la máquina o relaciones de fase entre puntos de medición. Por ejemplo, dos causas muy comunes de fallas, como son el desbalanceo y desalineamiento producen espectros con picos importantes en 1 x RPM, por lo que para reconocerlos se deben tener en cuenta otras características como las presentadas en la Tabla 1-4. (Kulichevsky, Sacchi, & Martín Ghiselli, 2006, pág. 2)

DESBALANCEO	DESALINEAMIENTO
Pico importante en 1x RPM	Importantes armónicas de 1x RPM
Vibraciones axiales bajas	Altas vibraciones axiales
Mediciones en fase	Mediciones en contraste
Independiente de la temperatura	Las vibraciones cambian con el aumento de la temperatura
Depende de la velocidad debido a la fuerza centrífuga	Baja sensibilidad a los cambios de velocidad

Tabla 1-4. Reconocimiento entre desbalanceo y desalineamiento.

Fuente: Medición y análisis de vibraciones: Una herramienta para la predicción y evaluación de fallas en maquinarias, Kulichevsky, R.;Sacchi, M.;Martin Ghiselli, A. 2006.

Un análisis estadístico de las ocurrencias de los distintos problemas asociados a maquinarias indica que:

- Un 40% de los problemas se debe a desbalanceo
- 30% debido a desalineamiento (en máquinas acopladas)
- 30% debido a problemas en correas y poleas (en máquinas a polea)
- 20% debido a resonancias
- 10% debido a los rodamientos
- 10% debido a otras causas (cavitación, remolino de aceite, huelgos o juegos mecánicos, turbulencia en cañerías, etc).

Por lo tanto, un análisis racional de vibraciones en maquinarias debería comenzar analizando los problemas de mayor ocurrencia estadística, y luego de descartarlos seguir con los menos probables. (Kulichevsky, Sacchi, & Martín Ghiselli, 2006, pág. 3)

1.6.2 Tintas penetrantes

Esta técnica se encuentra dentro de los ensayos no destructivos en los que las piezas a examinar no sufren de ninguna alteración en su estructura. Se utilizan en inspecciones de calidad en procesos productivos, o para revisar el estado de piezas que ya tienen su tiempo de trabajo y necesitan de chequeo para asegurar su confiabilidad en su función. Las tintas penetrantes consisten en líquidos que se aplican sobre la superficie de piezas de cierto material (acero, aluminios, vidrios, plásticos) para la detección y evaluación de discontinuidades presentes en la superficie de las piezas, se pueden analizar grietas, porosidades, traslapes, costuras. El principio de los líquidos penetrantes está en sus propiedades para filtrarse a través de las discontinuidades que están en las superficies basándose en la acción capilar, cohesión, viscosidad, adhesión y tensión superficial, estas propiedades logran que el líquido penetrante moje las superficies y las cubra de manera continua y uniforme. Hay dos métodos de líquidos penetrantes uno es fluorescentes y el otro visible, a su vez estos métodos se subdividen en tipo 1 (lavable con agua-autoemulsificables), tipo 2 (postemulsificables) y tipo 3 (removibles con solventes). Para la aplicación de los líquidos se necesita limpieza (química, mecánica, solvente) de la superficie, la secuencia de aplicación luego de la limpieza es: (1) aplicación del líquido penetrante (inmersión, rociado, pincelado), esperar 5 minutos. (2) Remoción del exceso de penetrante (agua). (3) Secado de la superficie. (4) Aplicación del revelador (espolvoreado, inmersión, atomizado). (5) Inspección y evaluación. (6) Limpieza de la superficie inspeccionada. La temperatura para una correcta función de los líquidos penetrantes debe estar entre los 10 y 38°C.

CAPÍTULO 2: INTRODUCCIÓN A LA HIDRÁULICA MARINA

2.1 HIDRÁULICA

Durante el transcurso de la humanidad la hidráulica nació de la necesidad de mover fluidos que generarán un trabajo, los primeros mecanismos que trabajaban con la hidráulica eran sistemas como bombas y norias que eran utilizados en épocas antiguas para satisfacer necesidades hídricas de ciudades. La hidráulica es una rama de la física que estudia el comportamiento de los líquidos, estos son de gran importancia para cierto porcentaje industrial que utilizan este estado de la materia para agregarlos a sus procesos.

Comenzó a desarrollarse fuertemente en el siglo XVII, con el planteamiento de la ley de Pascal, que consiste, en la aplicación de presión a un fluido incompresible en confinamiento, este tenderá a transmitir esa presión en todas las direcciones donde está contenido. Un ejemplo de esta ley es la prensa hidráulica desarrollada por el ingeniero Joseph Bramah (López, 2011).

La prensa funciona de la siguiente manera, una fuerza aplicada en un área pequeña generará una fuerza mayor en un área grande, algo similar ocurre en el principio de palanca mecánica. Hay que tener en cuenta que, por principio de conservación de energía, la fuerza pequeña da origen a una fuerza mayor a través de la presión, la velocidad para la fuerza grande será menor que la de la fuerza menor, esto se debe a que el recorrido o desplazamiento es inversamente proporcional al área de contacto de cada fuerza. Entonces en conclusión ganamos fuerza, pero perdemos velocidad. (López, 2011, pág. 37)

Para apreciar la relación de la prensa hidráulica con el principio de palanca mecánica ver figuras 2-1 y 2-2.

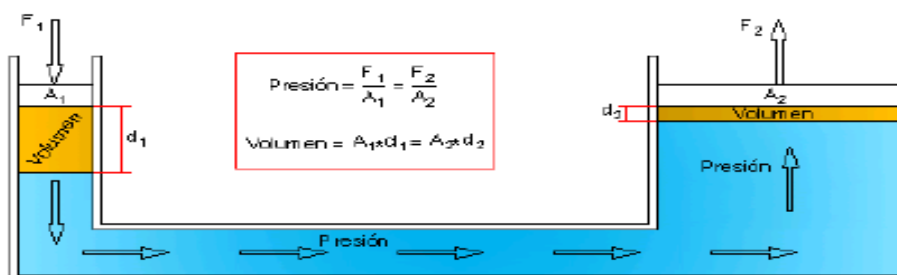


Figura 2-1. Principio de prensa hidráulica.

Fuente: Análisis operacional del sistema hidráulico de gobierno de un remolcador de puerto de 20 TM BP, autor: Augusto Elmer Cabello López. Lima, Perú, 2011.

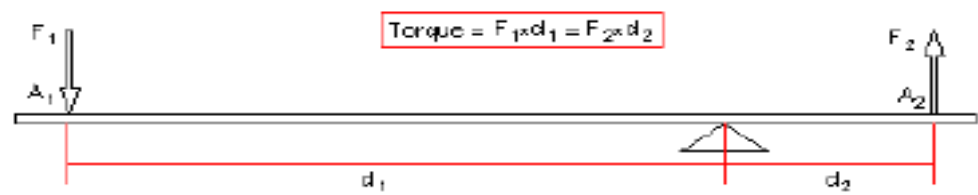


Figura 2-2. Principio de palanca mecánica.

Fuente: Análisis operacional del sistema hidráulico de gobierno de un remolcador de puerto de 20 TM BP, autor: Augusto Elmer Cabello López. Lima, Perú, 2011.

En la industria marina ya sea en buques, artefacto flotante, plataforma offshore (petrolíferas o de extracción de gas), están presentes los sistemas hidráulicos, estos son un conjunto de tuberías que están encargadas de transportar la energía hidráulica generada por una bomba (de engranajes, paletas, pistones) accionada por un motor eléctrico, la que se transforma en energía mecánica por medio de algún actuador. Para que la energía se transmita de manera correcta se necesita de un fluido hidráulico, el aceite hidráulico es un buen ejemplo y con la energía transmitida se pueden generar acciones para mover aparejos de pesca, sistemas de grúas, sistema de gobierno. Estos sistemas hidráulicos necesitan de un reservorio, unidad de bombeo de flujo y las cañerías (López, 2011).

En el sistema hidráulico típico existen tres zonas definidas del tendido de tuberías, que son de succión, presión y retorno. La línea de succión inicia en el reservorio hasta llegar a la unidad de bombeo de flujo, en la salida de esta unidad se pasa a la línea de presión que transporta la energía mecánica a algún sistema o componente que se desea accionar, y finalmente, la línea de retorno culmina en el reservorio de aceite, completándose el circuito cerrado (López, 2011).

Además de estas tres líneas de tuberías, existen otras dos líneas auxiliares, de pilotaje conectada a alguna válvula de seguridad o de control ante algún incidente en el flujo, y la otra es de drenaje encargada de regresar el aceite fugado en algún componente de la línea al reservorio (López, 2011).

Las principales ventajas de los sistemas hidráulicos son su generación de grandes fuerzas debido a sus transmisiones mecánicas, su comprensible operación y manipulación por parte de los operarios (a través de salas de comando, paneles de control, etc.), por otro lado, las desventajas que presentan estos sistemas son los elevados costos de adquisición y mantención, la exposición de sus equipos a contaminantes que interfieren con el funcionamiento y eficiencia, la limitada regulación de velocidad de respuesta de los equipos (López, 2011).

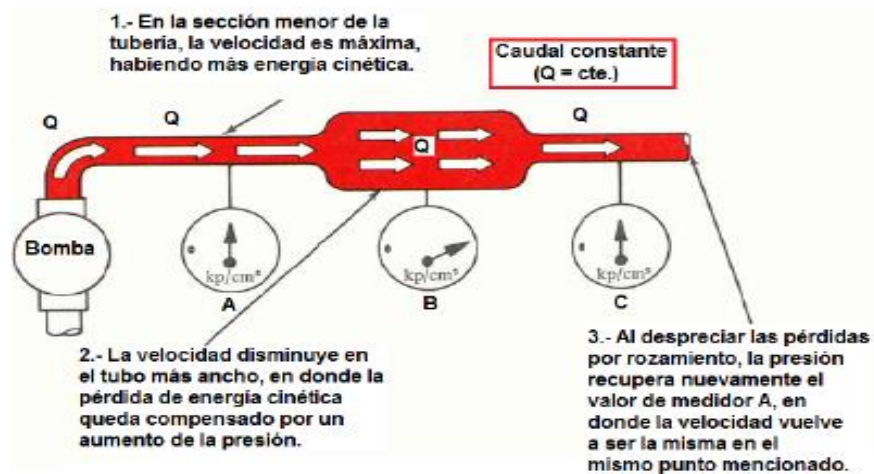


Figura 2-3. Esquema de un recorrido de tuberías mostrando la variación de los parámetros de presión y velocidad de flujo.

Fuente: Análisis operacional del sistema hidráulico de gobierno de un remolcador de puerto de 20 TM BP, autor: Augusto Elmer Cabello López. Lima, Perú, 2011.

De la figura (2-3) anterior, se observa el desempeño de la ecuación de Bernoulli, en los que encontramos medidas de presión, caudal, velocidad de flujo. Asumiendo constante el flujo volumétrico del trayecto, así dicha ecuación cumple que:

Ecuación de continuidad : $Qa = Qb$, quiere decir que: $Sa * Va = Sb * Vb$

Q: Caudal (L/s), (m³/s)

S: Área de la sección (m²), (cm²)

V: Velocidad de flujo (m/seg), (cm/seg)

Ecuación de conservación de energía :

$$\frac{Pa}{\gamma} + \frac{Va^2}{2 * g} = \frac{Pb}{\gamma} + \frac{Vb^2}{2 * g}$$

P: presiones (N/m²) en los puntos indicados

γ : peso específico (N/m³)

V: velocidad de flujo hidráulico (m/seg)

g: aceleración de gravedad (m/seg²)

A continuación, figura 2-4 se muestran las partes principales de un sistema hidráulico típico, incluyendo las líneas de tuberías principales y auxiliares.

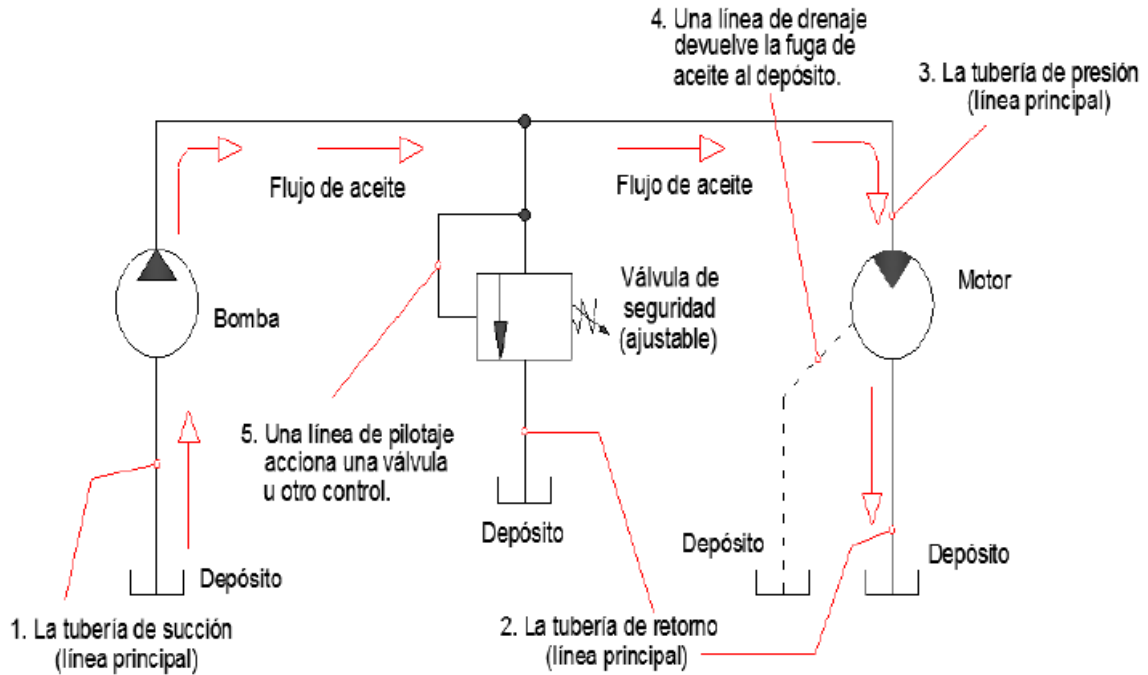


Figura 2-4. Esquema hidráulico con sus componentes principales y líneas de flujo.

Fuente: Análisis operacional del sistema hidráulico de gobierno de un remolcador de puerto de 20 TM BP, autor: Augusto Elmer Cabello López. Lima, Perú, 2011.

Se puede apreciar en este esquema (figura 2-4) el reservorio o deposito del líquido hidráulico (aceite), en donde la unidad elevadora de presión (bomba) con sus respectivas líneas de succión y presión, hace fluir el aceite hidráulico a través de las líneas de cañerías hasta llegar al motor o actuador hidráulico, se ve en el punto cinco una válvula de seguridad ajustable, que tiene como función dejar fluir el aceite en caso de una sobrepresión en el sistema, transportando el aceite a un deposito. El motor puede ser reemplazado por un actuador tipo pistón u otro mecanismo hidráulico, en él se ve las líneas de retorno y drenaje en caso de fugas.

2.2 DESCRIPCIÓN DE UN SISTEMA HIDRÁULICO COMÚN

El sistema hidráulico tiene como propósito transmitir la energía mecánica entregada de una fuente de poder, como la proveniente de motor eléctrico o de combustión interna entre algunos, esta energía se entregará a través de bombas, tuberías, motores hidráulicos, pistones, a algún equipo determinado que pueda ejercer un trabajo con ella (López, 2011).

El conductor de esta energía es el fluido hidráulico. Este es un aceite ligero (tipo mineral), su composición contiene aditivos que mejoran su comportamiento frente a altas temperaturas y presiones. El fluido es impulsado en los conductos (tuberías) por la bomba hidráulica. Pasa a través de las tuberías, regresa al tanque (reservorio) y luego entra a las tuberías nuevamente por acción de la bomba (López, 2011).

El fluido circula de manera constante mientras la bomba funcione correctamente, las válvulas de control del sistema hidráulico, permiten desviar el fluido circulante de manera que pase por el motor, o cilindro hidráulico que se necesita operar, también logran que el fluido regrese al tanque sin pasar nuevamente por el motor o cilindro hidráulico (López, 2011).

En la siguiente enumeración se explicará el funcionamiento hidráulico simple de una embarcación, figura 2-5.

1. La gravedad y la presión atmosférica fuerzan el fluido del tanque de almacenamiento hacia la línea de succión para poder llenar o cargar la bomba. Si una restricción en la línea de succión evita que la bomba reciba la misma cantidad de fluido que está descargando, ocurre una cavitación en el interior de las piezas del componente mencionado. La presión de la línea de succión es baja (LP), de manera que la línea misma y los accesorios relacionados pueden ser de un material ligero y algo resistente a la presión de dicha línea. (López, 2011, pág. 42)
2. La malla de la válvula tipo strainer (colador) es lo suficientemente pequeña como para proteger a la bomba de las partículas grandes de polvo (como de 149 micras), pero no tanto como para que se obstruya fácilmente y cause cavitación en la bomba. (López, 2011, pág. 43)

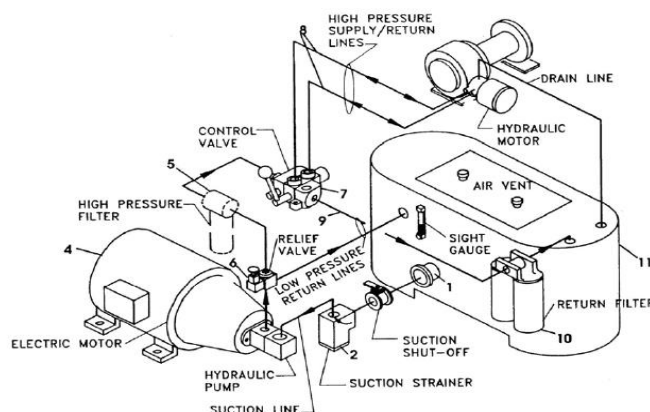


Figura 2-5. Sistema hidráulico típico y simple en una embarcación.

Fuente: Análisis operacional del sistema hidráulico de gobierno de un remolcador de puerto de 20 TM BP, autor: Augusto Elmer Cabello López. Lima, Perú, 2011.

3. Las fugas de la línea de succión o de la válvula strainer, usualmente causan una aireación (en donde el aire es atraído al interior, donde se combina con el fluido). Al igual que la cavitación, esto puede dañar a la bomba rápidamente. (López, 2011, pág. 43)
4. El motor eléctrico hace girar a la bomba hidráulica (a velocidad constante), de manera que una cantidad constante de caudal en galones por minuto (GPM) de fluido circula a través de las tuberías. Este caudal es constante, a menos que el motor se ponga lento debido a la carga, o se empleen bombas de desplazamiento variable, o se utilice un motor de combustión interna, en lugar de uno eléctrico, para impulsar a la bomba. El flujo puede variarse ajustando la velocidad del motor. (López, 2011, pág. 43)
5. Las líneas de alta presión (HP) transportan el fluido hacia el mecanismo a mover (un motor hidráulico), y están hechas de un material más pesado. La presión de estas líneas depende de qué tan duro esté trabajando el sistema:
 - En algunos sistemas, se utilizan filtros de alta presión, que suministran una filtración adicional para los componentes que son muy sensibles a la contaminación que se impregna en el flujo de aceite hidráulico. (López, 2011, pág. 44)
 - La presión mínima es la presión circulante, es decir, el número de libras por pulgada cuadrada (PSI) que se necesitan para forzar el fluido a través de las tuberías y de regreso al tanque, pero no a través de un motor o un cilindro. Esta presión es baja porque el flujo sólo encuentra resistencia en la fricción y la turbulencia presente en el interior de las tuberías. (López, 2011, pág. 44)
 - La presión de trabajo varía constantemente. La bomba debe forzar el fluido a través del motor hidráulico, de modo que la presión se eleva hasta que pueda superar a cualquier carga que se encuentre en el motor, sin que haya ningún tipo de restricción. (López, 2011, pág. 44)
 - La presión máxima es la presión límite que puede ser controlada por la configuración o ajuste de la válvula de alivio o de seguridad. Esta presión debe ser determinada en base al diseño de los componentes del sistema hidráulico, y tener en cuenta las consecuencias que ocurrirían en caso de sobrepasar dicho valor de presión. (López, 2011, pág. 44)
6. La válvula de alivio regulable limita la máxima presión de trabajo. Cuando la presión de las líneas de alta presión (HP) alcanza la presión regulada, la válvula de alivio

comienza a purgar el fluido hacia el tanque, de manera que la presión no pueda aumentar. El motor se “atasca” debido a que el peso de la carga es igual a la presión necesaria para elevarla. (López, 2011, pág. 45)

7. La válvula de control o direccional puede desviar una parte o la totalidad del fluido a través del motor. Mientras más fluido se lleve al motor, más rápido girará. Cuando está en posición “neutra”, todo el fluido pasa a través de la válvula de control, retornando al tanque de almacenamiento de aceite hidráulico. (López, 2011, pág. 45)
8. Las líneas del circuito que van de la válvula de control hacia el motor, son de alta presión (HP). Cualquiera de ellas puede transportar fluido hacia el motor o regresarlo desde él. Algunas válvulas de control pueden enviar el fluido a través del circuito en cualquier dirección, para operar “hacia adelante” o “en reversa”. (López, 2011, pág. 45)
9. Las líneas de retorno que salen de la última válvula de control, con dirección hacia el tanque, sólo ofrecen una pequeña resistencia al flujo. No hay otros motores ni cilindros que causen altas resistencias ni altas presiones, de manera que estas líneas son de baja presión (LP) y pueden ser de un material ligero y algo resistente. (López, 2011, pág. 45)
10. Un elemento de filtro, colocado en la línea de retorno de la válvula direccional, sirve para eliminar partículas pequeñas de suciedad (de menos de 10 micras). (López, 2011, pág. 45)
11. En el tanque de almacenamiento, el aire se eleva del fluido, se disipa el calor, y una parte de la suciedad se asienta en el fondo. Tener en cuenta también la limpieza y mantenimiento del tanque luego de terminada la operación hidráulica y luego de que el calentamiento excesivo del reservorio disminuya. (López, 2011, pág. 45)

2.3 **EL FLUIDO HIDRÁULICO**

Todos los fluidos líquidos tienen la cualidad de ser incompresibles por lo que transmiten la energía de forma instantánea en un sistema hidráulico. La palabra hidráulica proviene del griego hydor (significado agua) y aulos (significado tubo). Al principio y hasta ahora la prensa hidráulica (mostrada anteriormente) opera con agua para transmitir la energía. Aunque, el fluido más utilizado en estos sistemas es el aceite que se extrae del

petróleo (aceite mineral). Este fluido transmite la energía fácilmente debido a que es poco compresible. Se comprime un 0,5% a una presión de 1000 PSI (68.94 bar), lo que es despreciable en la mayoría de los sistemas de este tipo. Una de las capacidades importantes del aceite es su poder de lubricación, permite que varias piezas móviles sean lubricadas de manera que puedan funcionar en conjunto sin provocar desgaste o roce entre ellas, lubrica y refrigera las zonas de contacto de los componentes hidráulicos. (López, 2011, pág. 46)

El peso específico de un aceite hidráulico tiende a variar en función de su viscosidad, la mayoría de estos aceites posee un peso específico que varía entre 55 a 58 libras por pie cúbico (8639.81 a 9111 N/m³), en condiciones de funcionamiento normal. Además, la presión por columna de líquido es de 0.4 (lb/pulg²)/pie, (PSI/pie). Esto último es importante para determinar la altura estática neta entre la bomba y el tanque, en donde si el nivel de aceite del tanque está situado más arriba del nivel de entrada de la bomba, se crea una presión positiva (debido a la diferencia de presiones) que fuerza el aceite hacia la bomba; mientras que si este nivel de aceite esta debajo de la entrada de la bomba, se necesita un vacío determinado para poder elevar el aceite hasta la entrada de la bomba, y esta elevación se da por la presión atmosférica. Es por eso que, para compensar el vacío creado, el aceite hidráulico (de tipo mineral) es el fluido más adecuado. (López, 2011, pág. 46)

Para el caso de la entrada de la bomba (línea de succión), debe tener un vacío parcial o una presión reducida para que se pueda aspirar aceite en dicha entrada, siempre y cuando dicha reducción no genere demasiado vacío para evitar la evaporación del fluido y formación de burbujas que ocasionan problemas de ruidos y vibraciones en la bomba hidráulica. La mayoría de los fabricantes de bombas recomiendan un vacío que no exceda de 127 mm Hg (0.84 bar) en la entrada. Con una presión atmosférica de 14.7 PSI (101.34 kPa) disponible en el depósito, deja una diferencia de presión de 2.5 PSI para impulsar el aceite hacia la bomba. Debe evitarse una elevación excesiva y las líneas de entrada de la bomba deben permitir que el aceite circule con un mínimo de resistencia al flujo. (López, 2011, pág. 47)

2.3.1 Objetivos del fluido hidráulico

A. Transmisión de potencia

El fluido hidráulico debe tener la cualidad de fluir fácilmente por todo el sistema hidráulico que lo contiene, para poder accionar pistones o motores que generen un trabajo mecánico. Cuando el fluido presenta demasiada resistencia a fluir genera pérdidas de

energía que se traducen en menos potencia del requerimiento de operación, por ende, debe poseer una viscosidad adecuada para el proceso del equipo, para que al momento de transmitir la energía sea activamente instantáneo cuando lo accione una bomba o válvula hidráulica (López, 2011).

B. Lubricación

Otra cualidad del fluido hidráulico es lubricar los componentes móviles internos de un sistema hidráulico. Los equipos como bombas, motores o piezas móviles utilizan el fluido para poder deslizarse en conjunto con otras piezas en las que una pequeña película de fluido las separa, evitando el roce constante (metal con metal). Para alcanzar este propósito de lubricante el aceite hidráulico debe tener aditivos que aumenten la característica de antidesgaste, lo que varía con el fabricante y el uso operativo (López, 2011).

C. Estanqueidad

Esta tiene como fin evitar fugas en el sistema hidráulico, provocando la entrada de posibles contaminantes y un punto de debilidad en que una sobre presión podría provocar la avería mecánica, la estanqueidad permite que el aceite forme una fina película entre una corredora de la válvula y su cuerpo, para reducir las fugas entre los pasajes de alta y baja presión. La tolerancia mecánica y viscosidad determinan las fugas del sistema hidráulico (López, 2011).

D. Enfriamiento

Al circular por las cañerías del sistema hidráulico el aceite gana temperatura por el roce entre él y las paredes internas del caño, a medida que esta energía del aceite interactúa con un medio más frío se da un efecto termodinámico en el que cederá calor a este medio que está a más baja temperatura, funcionando como refrigerante en la circulación y en donde los mecanismos hidráulicos evitan el roce gracias al aceite. Normalmente el reservorio de aceite aumenta su temperatura a medida que el aceite regresa del equipo que activo, por ello se diseñan y montan en lugares estratégicos para que cedan calor al entorno (López, 2011).

E. Buena calidad

El aceite hidráulico debe tener algunos requerimientos de calidad tales como impedir la oxidación, formación de lodos, goma y barniz, reducir la formación de espuma, mantener su propia estabilidad, mantener un índice de viscosidad relativamente estable entre amplios límites de temperatura, impedir la corrosión y la formación de picaduras, separar el agua y tener compatibilidad con cierres y juntas. Todas estas necesidades logran que el sistema hidráulico opere sin problemas y a su vez se ahorren costos por el cambio prematuro del aceite (López, 2011).

2.3.2 Propiedades de los fluidos

Todos los fluidos poseen distintas propiedades que los hacen destacar el uno del otro, el aceite es un fluido altamente usado en el área industrial, es ocupado para diferentes usos entre algunos de ellos, lubricar, accionar y refrigerar maquinarias que se rigen por las leyes físicas, como la ley de Pascal.

A. Viscosidad

La viscosidad es la medida de la resistencia que tiende un fluido (aceite) a fluir, si el aceite fluye con facilidad se puede decir que tiene baja viscosidad, y que es un fluido fino de poca consistencia y poco cuerpo. Caso contrario si fluye poco tiene una alta viscosidad, es decir el fluido tiene mucha consistencia y es de cuerpo grueso (López, 2011).

En los sistemas hidráulicos que están en embarcaciones es de vital importancia esta propiedad, ya que una alta viscosidad es vital para lograr una estanqueidad en los equipos hidráulicos, pero sin que se eleve más del rango aceptado ya que, aumentaría la fricción que ocasionaría una elevada resistencia al flujo, teniendo un mayor consumo de potencia debido a las pérdidas por rozamiento, aumentando así la temperatura, perdiendo presión por la resistencia. Además, el tiempo de reacción de los equipos hidráulicos sería menor a la esperada, y habría dificultad para separar el aire del aceite en el reservorio (López, 2011).

Si el aceite posee una viscosidad demasiado baja habría un aumento de fugas en el sistema, debido a que las partículas del aceite serían muy finas tendiendo a escapar por imperfecciones en las rugosidades de las piezas y componentes hidráulicos. Además, el aceite no podrá lubricar de forma correcta las piezas móviles perdiendo la película de protección, permitiendo el desgaste y el aumento de temperatura por fricción. Por ende, el

rendimiento de la bomba disminuiría, perdiendo velocidad en el equipo que requiera de la energía hidráulica (López, 2011). Entre los tipos existentes los más comunes son los índices de viscosidad y denominaciones de la ISO (INTERNARIONAL STANDARD ORGANIZATION) y la SAE (SOCIETY OF AUTOMOTIVE ENGINEERS).

B. Punto de fluidez

Esta propiedad trata de la temperatura limite a la que el aceite hidráulico podrá fluir dentro del sistema hidráulico, es de gran importancia este dato ya que las embarcaciones navegan por los océanos que varían sus temperaturas alcanzando algunas bajo 0°C, por ende, se debe tener en cuenta esta especificación técnica para evitar problemas en el sistema hidráulico provocando fallas y averías mecánicas por resistencia del fluido hidráulico (López, 2011).

C. Capacidad de lubricación

Las piezas móviles del sistema hidráulico tienen una calidad superficial fina, para lograr una holgura en la cual habrá una película del aceite logrando el desplazamiento entre las superficies sin rozamiento. A esto se le llama lubricación completa, si el aceite posee una adecuada viscosidad las imperfecciones de la rugosidad superficial de los componentes hidráulicos no se tocarán. Sin embargo, en equipos de alta precisión en donde se trabaja con altas presiones y velocidades, la película de lubricación se hace muy delgada lo que produce una situación límite de lubricación. Si la película del aceite se hace demasiado fina habrá un contacto entre las crestas de las rugosidades superficiales de las piezas lo que conllevará problemas en el sistema (López, 2011). Se puede evitar esta situación adecuando el tipo de aceite utilizado por uno que tenga propiedades químicas especiales.

D. Resistencia a la oxidación

El aceite al ser un derivado del petróleo presenta vulneración a la oxidación debido a que este se compone de oxígeno con carbón e hidrógeno. La oxidación acorta la vida útil del fluido hidráulico por ello los fabricantes añaden aditivos para retrasar este proceso o reducir los efectos catalizadores de oxidación como un desactivador metálico, la mayoría de los productos de la oxidación son solubles en aceite y provocan reacciones entre ellos formándose goma, lodo o barniz, que debido a su acidez causan corrosión en el sistema, también cambian la viscosidad del aceite lo que provoca más problemas en el

funcionamiento del sistema hidráulico. Los productos de la oxidación que son insolubles taponan orificios, provocan desgaste lo que hace que las válvulas se traben o agarroten. Hay ciertos desencadenantes de la oxidación en un sistema hidráulico estos pueden ser: el calor, la presión, los contaminantes, el agua, superficies metálicas y la agitación turbulenta, estos aceleran el proceso de oxidación una vez que este comienza.

La temperatura es un catalizador importante en la formación de oxidación, se ha demostrado en experimentos que temperaturas inferiores a 125°F (60°C) el aceite se oxida muy lentamente, mientras que un aumento cada 18°F (10°C) existe un aumento considerable en la velocidad de oxidación (López, 2011).

E. Prevención de la corrosión

La reacción química entre un ácido y un metal provoca la corrosión, en los sistemas hidráulicos, el agua en combinación con ciertos elementos da como resultado un ácido, ya que es imposible reducir la entrada del aire atmosférico completamente al sistema, este viene con humedad que puede desencadenar la oxidación y corrosión contaminando el sistema provocando agarrotamiento mecánico y fugas, todo esto se evita con la correcta selección del aceite hidráulico que contiene ciertos aditivos los que aíslan los componentes de la corrosión protegiendo las superficies metálicas de la reacción química (López, 2011).

F. Desemulsibilidad

Es la capacidad del aceite para separar las partículas de agua de él, en los sistemas hidráulicos se admite ciertas cantidades pequeñas de este disolvente en el aceite, pero se trata de evitar al máximo posible mediante disipadores y filtros, mucha cantidad de agua en el aceite provocarían reacciones químicas y desgaste por lo que se trata de evitar mediante aditivos que aumentan esta capacidad de desemulsibilidad, logrando una eficiencia del aceite y protección de los componentes hidráulicos que tienen un alto costo de reemplazo y reparación (López, 2011).

CAPÍTULO 3: SISTEMA HIDRÁULICO DE GOBIERNO

3.1 DEFINICIÓN DEL SISTEMA DE GOBIERNO

El sistema de gobierno de una embarcación se puede definir como el mecanismo encargado de mantener el rumbo de la motonave, en otras palabras, es aquel que da dirección al buque. El sistema de propulsión es aquel que da la fuerza de avance de una embarcación, este mecanismo no es suficiente para lograr la maniobrabilidad de un barco por ello se necesita del sistema de gobierno. Si una embarcación aumenta su eslora (largo) manteniendo constantes sus otras dimensiones se logra reducir la resistencia al avance que opone el agua, pero se pierde maniobrabilidad debido a que se necesitará mayor superficie para virar, esto complica la capacidad de maniobrar en espacios reducidos en cambio en alta mar no genera inconveniente (López, 2011).

Cada embarcación tiene sus necesidades en función de su diseño y operación que deba cumplir, las motonaves normales tienen un sistema propulsor que consta de una sola hélice y un sistema de gobierno con una sola pala timón, sin embargo otras embarcaciones de mayor envergadura en el que su sistema propulsor se compone de más de una hélice para lograr mayor empuje y el sistema de gobierno tiene más de una pala timón, estas últimas se ubican en proa y popa para lograr mayor facilidad de giro del barco.

Todas las embarcaciones del mundo están bajo estándares que controlan el estado en que operan, por ejemplo cada dos años un buque debe chequear su estado en algún astillero certificado, estas normas están definidas por las casas clasificadoras las que definen el diseño y construcción de una embarcación, respecto al sistema de gobierno su diseño dependerá de la configuración de la zona de popa y hélice de propulsión de un barco, con ello se definirá el accionamiento más adecuado para gobernar la nave, normalmente el sistema de gobierno logra su movimiento gracias a actuadores hidráulicos u servomotor (López, 2011).

3.2 FUNCIONAMIENTO DEL SISTEMA DE GOBIERNO

El sistema de gobierno logra su propósito gracias a la acción hidráulica de actuadores o servomotores, los que transmiten el movimiento de rotación a la pala timón la que interactúa con el flujo de agua producido por el sistema propulsor, lo que hace que se genere una fuerza en la pala timón que desencadena en el movimiento del buque mercante. Las palas o timones funcionan de la siguiente:

- En el instante que se genera el flujo de agua de empuje generado por la hélice propulsora, interactúa con el flujo generado por el paso del casco del buque, para luego hacer mover el mismo a cierta dirección (López, 2011).
- Ahora, dicho movimiento se podrá cambiar mediante el o los timones dependiendo de la configuración del buque, esto ya que, al momento de girar a cierto ángulo, los flujos o filetes de empuje actúan en el área efectiva del timón (figura 3-1), en donde la fuerza resultante perpendicular a esta área es la que genera el movimiento de la embarcación a una banda, si la pala timón gira en sentido horario el barco virara hacia babor (izquierda), y si gira en sentido anti-horario virara hacia estribor (derecha) (López, 2011).
- La determinación del ángulo de giro de la pala timón será controlada mediante el funcionamiento del sistema mecánico hidráulico de gobierno (servomotor), el que genera el torque y por consiguiente el ángulo de la pala timón. Cuando se está virando mediante el timón la embarcación pierde avance debido a su asimetría por lo que no se puede accionar la pala timón demasiado tiempo (López, 2011).

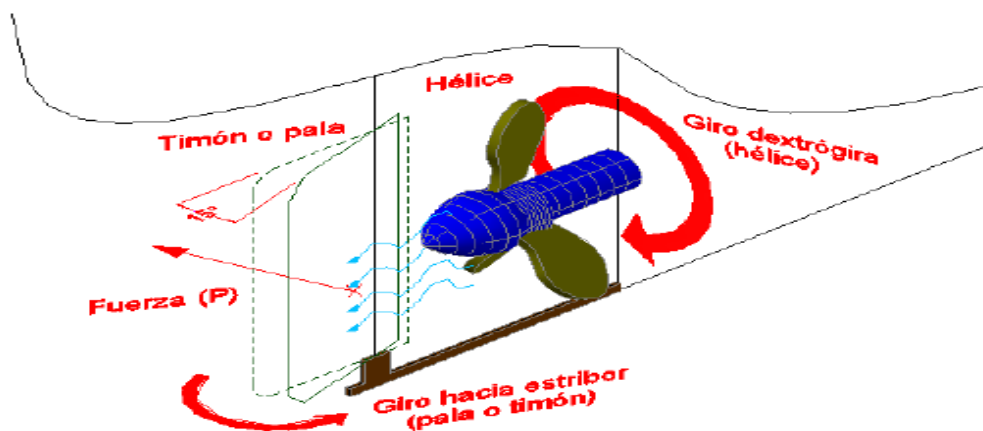


Figura 3-1. Esquema de operación del timón en el rumbo hacia estribor del buque.

Fuente: Análisis operacional del sistema hidráulico de gobierno de un remolcador de puerto de 20 TM BP, autor: Augusto Elmer Cabello López. Lima, Perú, 2011.

Se debe tener en cuenta que el elemento principal del gobierno de un barco es la pala timón, sin embargo, se hace también una consideración a los acoples, bridas, ejes de pala. Todo el conjunto se activa mediante un servomotor hidráulico (steering gear), su selección se debe hacer en base a los parámetros de diseño de la pala (perfil hidrodinámico adecuado) y la disposición de esta junto al sistema propulsor (de acuerdo a normas de clasificación de buques) (López, 2011).

Con respecto al rumbo que toma el buque en marcha de avance o marcha atrás, se considera el efecto del mismo sistema de gobierno y el movimiento de guiñada o yaw (movimiento rotacional del buque en el eje perpendicular a su cubierta principal, que se genera por la interacción del buque con las corrientes y olas del medio marino). El estudio de la disposición de esta fuerza generada por el sistema de gobierno del buque, y sus efectos fue realizado por Crane en 1973. (López, 2011, pág. 68)

En las Figuras 3-2 y 3-3 se muestran los efectos de la fuerza lateral generada por el gobierno del buque y el momento de guiñada. Para la instalación del sistema de gobierno en la popa (referido a la pala), el efecto mencionado se da con la guiñada añadida en el ángulo de deriva, mientras que la instalación del gobierno en la parte de proa, dicho efecto es con la guiñada sustraída en el ángulo de giro mencionado. El ángulo de deriva se define como el ángulo de rumbo que sigue el buque cuando se controla el gobierno y su maniobrabilidad, siendo distinto del ángulo de escora o balanceo en los costados del buque, que depende más de la distribución de masas del casco que del diseño de la pala. (López, 2011, pág. 68)

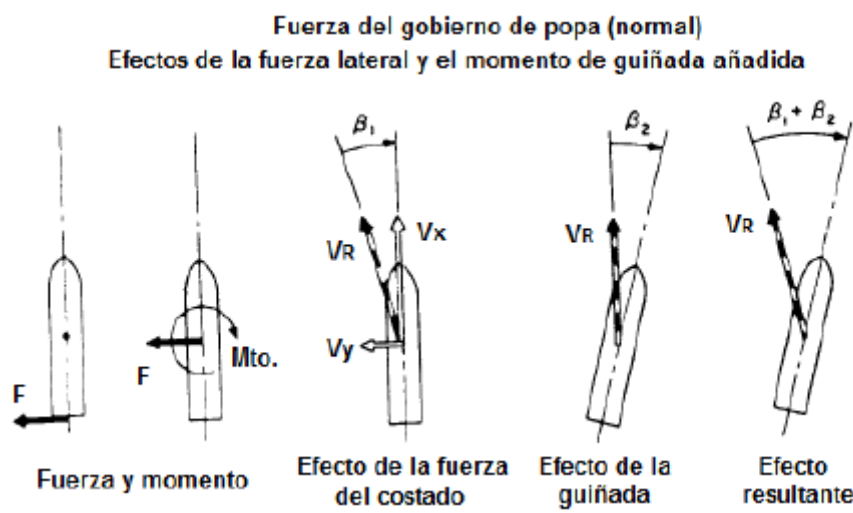


Figura 3-2. Efectos de la fuerza generada por el gobierno instalado en popa.
Fuente: Análisis operacional del sistema hidráulico de gobierno de un remolcador de puerto de 20 TM BP,
autor: Augusto Elmer Cabello López. Lima, Perú, 2011.

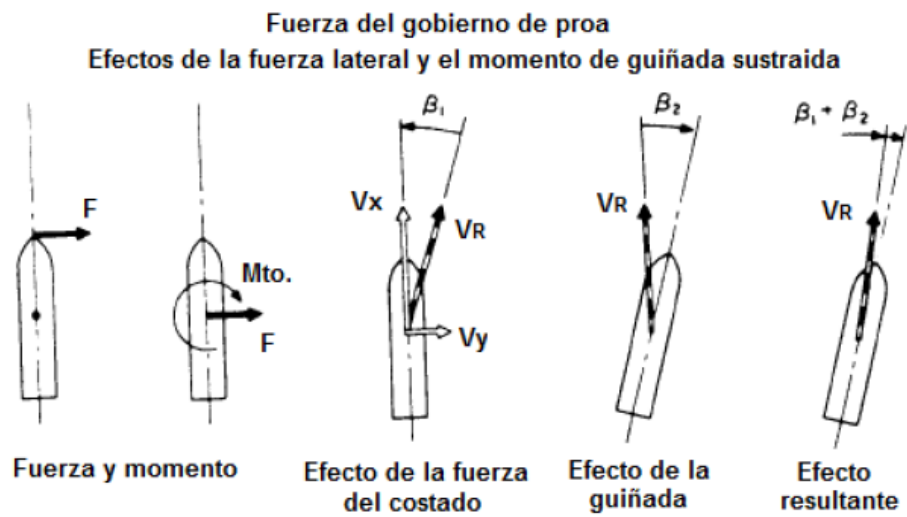


Figura 3-3. Efectos de la fuerza generada por el gobierno instalado en proa.

Fuente: Análisis operacional del sistema hidráulico de gobierno de un remolcador de puerto de 20 TM BP, autor: Augusto Elmer Cabello López. Lima, Perú, 2011.

3.3 TIPOS DE TIMONES DE GOBIERNO

Existen varias configuraciones de timones que varían con el tipo de embarcación y su utilización, a continuación, se verán los timones que tienen el perfil hidrodinámico NACA el que está dentro de las normas de las casas clasificadoras como DNV (Det Norske Veritas), ABS (American Bureau of shipping) estas específicamente se aplican ya que los equipos del buque están certificados por ellas y el perfil hidrodinámico que utiliza la motonave mercante es el mencionado anteriormente. Los timones se clasifican en varias categorías¹, que dependen de:

A. Estructura:

- **De plancha simple**, consiste en una plancha gruesa reforzada.
- **De plancha doble**, construida por dos planchas unidas por una estructura interior, de mayor a menor escantollinado.
- **Currentiformes**, en sus chapas constituyentes desarrollan formas curvas para mejorar el aprovechamiento de las corrientes hidrodinámicas de los filetes líquidos cuando incidan sobre la pala.

¹ Maniobra de los buques, Autor: Ricard Marí Sagarra. Hélices y timones de maniobra, Autor: Álvaro Manuel Álvarez Hernández.

B. Montaje:

- **Soportados**, cuando la pala timón tiene soportes en su parte superior e inferior unida a la estructura del codaste, figura 3-4.

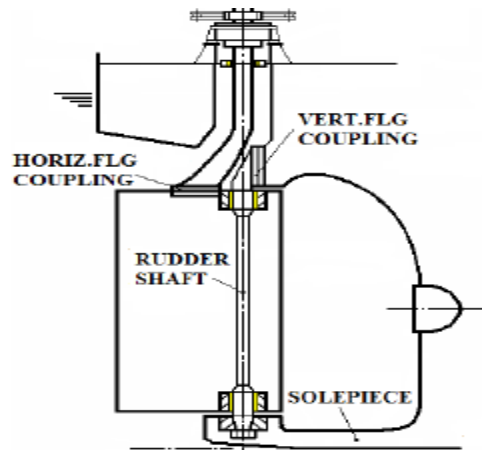


Figura 3-4. Esquema de una pala timón soportada en sus dos extremos.

Fuente: Casa clasificadora DNV.

- **Semi-suspendidos**, cuando el soporte inferior del timón está ubicado en la zona intermedia de esta, figura 3-5.

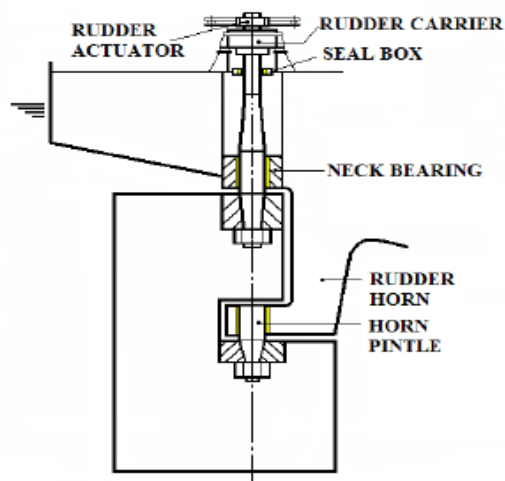


Figura 3-5. Esquema de una pala timón semi-suspendida.

Fuente: Casa clasificadora DNV.

- **Colgantes**, no poseen soportes auxiliares solo el superior principal, figura 3-6.

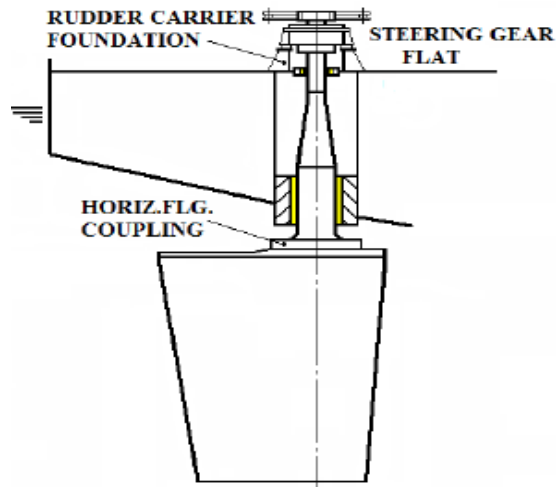


Figura 3-6. Esquema de una pala timón colgante soportada por un acoplamiento flangeado.

Fuente: Casa clasificadora DNV.

C. Distribución:

- **Sin compensar**, cuando todo el cuerpo de la pala timón se encuentra a popa del eje de giro (figura 3-4).
- **Semi-compensado o semi-balanceado**, cuando se distribuye parte del cuerpo de la pala timón hacia proa del eje de giro (figura 3-5).
- **Compensado o balanceado**, cuando el cuerpo de la pala timón distribuido hacia proa del eje de giro es superior al 20% de la superficie total (figura 3-7).

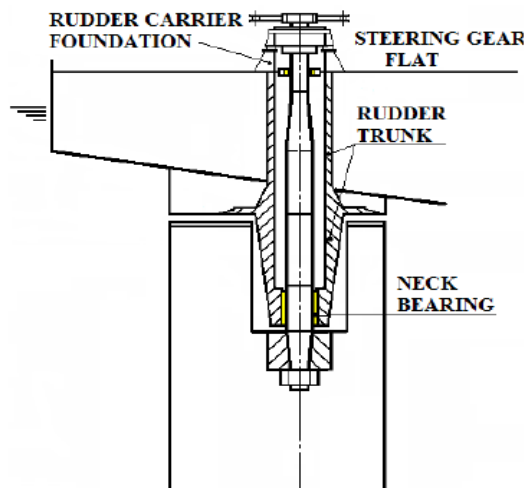


Figura 3-7. Esquema de una pala timón con distribución compensada.

Fuente: Casa clasificadora DNV.

D. Movimiento:

- **Pala móvil**, se mueve en su totalidad simultáneamente.
- **Pala parcialmente móvil**, parte de la pala ubicada en popa del eje de giro es móvil y la parte en proa fija al codaste.
- **Activos**, la parte en proa y popa de la pala timón son móviles.
- **Flap activo**, la articulación de tipo alerón del timón es móvil.

En la década del sesenta, una gran proporción de embarcaciones mercantes tenían el sistema de propulsión transversal, efectivamente para la asistencia de maniobra del buque en aguas restringidas, también para operaciones de atraque o desatraque del buque. Con el crecimiento de la industria petrolífera marina del norte provocó la necesidad de las hélices transversales para las motonaves que tenían dificultad de mantener la posición en condiciones meteorológicas inestables, mientras se trabajaba de costado a las plataformas de extracción de petróleo. (Hernandez, 2015, pág. 49)

De esta manera las embarcaciones comenzaron a ser equipados con propulsores y timones de diferentes diseños y propiedades, que evolucionaron desde un simple propulsor transversal a sistemas y equipos más complejos que relacionaban no tan solo el concepto de hélice, sino que encontraba en sus diseños la colaboración de hélice y timón. (Hernandez, 2015, pág. 49)

Los siguientes timones² son los que se pueden encontrar comúnmente en la actualidad, existen otros timones que son particularmente especiales que no se nombrarán debido a que tienen otras consideraciones de mantenimiento que no son adecuados con el propósito de enseñanza del proyecto.

3.3.1 Timón articulado o Becker

Es un diseño de timón (figura 3-8) que se caracteriza principalmente por el aumento de la eficiencia del timón y la maniobrabilidad de la embarcación, al requerir menores ángulos de timón para mantener la nave en rumbo, en comparación con los timones convencionales. El ángulo de timón generalmente alcanza unos 65° y adicionalmente 45° con el flap (figura 3-9), permitiendo al buque realizar maniobras de giro complejas y con mayor rapidez de ejecución. (López, 2011, pág. 79)

La articulación flap se puede instalar en otros tipos de timones que requieran de un aumento de ángulo de giro.

² Análisis operacional del sistema hidráulico de gobierno de un remolcador de puerto de 20 TM BP, autor: Augusto Elmer Cabello López. Catálogo Becker marine systems.



Figura 3-8. Pala de timón tipo flap 2019.
Fuente: Catálogo ZHIYOU marine & offshore equipment supplier.



Figura 3-9. Acción del timón con flap bajo la incidencia del agua.
Fuente: Análisis operacional del sistema hidráulico de gobierno de un remolcador de puerto de 20 TM BP, autor: Augusto Elmer Cabello López. Lima, Perú, 2011.

3.3.2 Timón torsionado

El timón es uno de los componentes más fuertemente tensados en un barco. El flujo de agua con una velocidad más alta y un ligero ángulo sobre la pala del timón, bajo ciertas condiciones, dará como resultado una cavitación que aumentará el consumo de combustible y causará erosión en la superficie del timón. Los timones convencionales se colocan detrás de la hélice con la sección transversal del timón dispuesta simétricamente en el plano central del timón vertical. Sin embargo, esta disposición no considera el hecho de que la hélice induce un fuerte flujo de rotación que incide en la pala del timón. Esto da como resultado áreas de baja presión en la cuchilla, que inducen cavitación. (Henning Kuhlmann, 2019)

El timón torsionado (figura 3-10 y 3-11) se emplea para evitar la cavitación en el timón y mejorar la maniobrabilidad en los buques. Esta pala de timón posee una sección

de perfil de menor grosor que no experimenta el máximo de presión que podría inducir la cavitación como podría pasar en los timones convencionales. Este sistema se aplica principalmente en buques que desarrollen altas velocidades como los ferries o cruceros. (López, 2011, pág. 80)

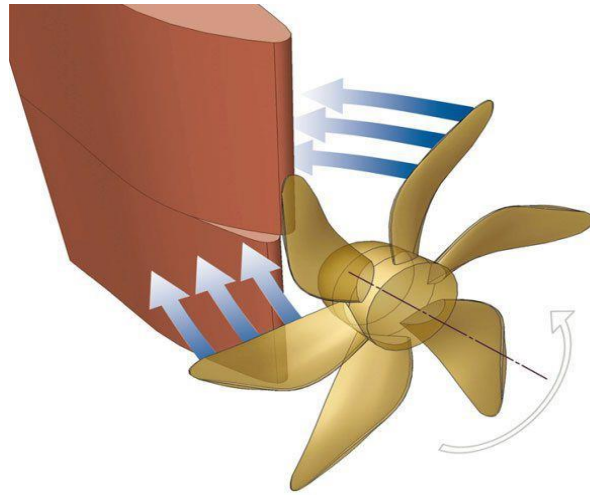


Figura 3-10. Acción del timón torsionado a través del flujo de empuje.

Fuente: Análisis operacional del sistema hidráulico de gobierno de un remolcador de puerto de 20 TM BP, autor: Augusto Elmer Cabello López. Lima, Perú, 2011.

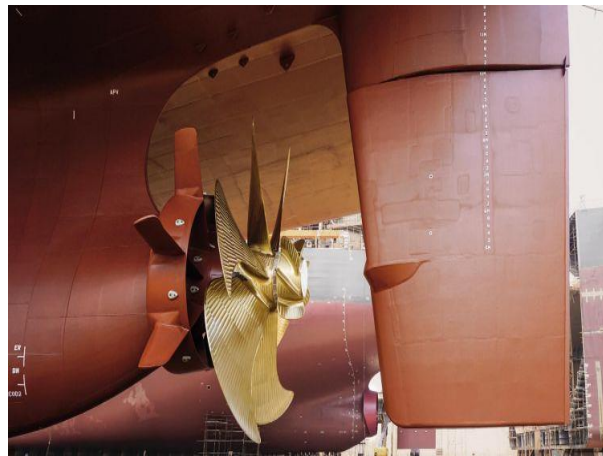


Figura 3-11. Timón torsionado montado en la embarcación.

Fuente: Catalogo de Becker marine systems, 2019.

3.3.3 Timón Schilling

Es un timón con un perfil (figura 3-12) de forma especial que lleva incorporadas unas placas de cierre en los cantos superior e inferior de la placa con el objeto de evitar el

paso transversal del flujo de un lado a otro, de esta manera aumenta la relación de alargamiento efectiva y en consecuencia la fuerza en el timón. Este sistema se caracteriza por constar de un par de timones por cada hélice, lo que conlleva una serie de importantes modificaciones en lo que respecta a diseño, operación y maniobra. Los buques equipados con timones Schilling están dotados de hélices de paso fijo que giran siempre en un sentido, marcha adelante. (Hernandez, 2015, pág. 50)

Su perfil hidrodinámico de gran eficiencia, diseñado para las embarcaciones de cualquier tamaño instalada en simple o múltiples configuraciones. Siendo de una simple pieza con forma optimizada y partes no móviles, este sistema mejora enormemente las características de control direccional de la nave manteniéndola a rumbo, asimismo reduce significativamente el ángulo de rebasamiento e intensifica la capacidad evolutiva de la nave. Este tipo de timón opera sobre los 70° de giro en donde se controla la fuerza de propulsión logrando un eficiente empuje lateral (figura 3-13) en la popa de la embarcación. Este sistema principalmente ha mejorado el nivel de control y operación de las naves mercantes. (López, 2011, págs. 80,81)

El ángulo de rebasamiento es la desviación adicional del rumbo experimentada en maniobras de zigzag.



Figura 3-12. Timón Schilling montado en la motonave.

Fuente: Catalogo de Becker marine systems, 2019.

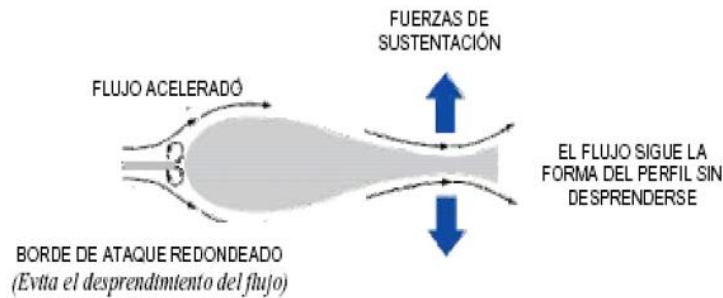


Figura 3-13. Esquema de la acción del flujo de empuje sobre el timón tipo Schilling.

Fuente: Análisis operacional del sistema hidráulico de gobierno de un remolcador de puerto de 20 TM BP, autor: Augusto Elmer Cabello López. Lima, Perú, 2011.

3.3.4 Timón semi-pala (semi-spade rudder)

Este timón es empleado en embarcaciones de gran tamaño que navegan por aguas gélidas y tiene como particularidad el uso de un soporte llamado Rudder horn (cuerno de timón), el que funciona como guía estructural del timón (figura 3-14) y a su vez como una bisagra al momento de accionamiento de la pala timón. Su clasificación estructural es currentiforme ya que posee un perfil hidrodinámico convexo para aprovechar los filetes del flujo de empuje, el perfil varía dependiendo del diseño de la nave y sus necesidades de navegación, en montaje está clasificado como semi-suspendidos debido al Rudder horn y en distribución es semi-compesado ya que parte de del cuerpo de la pala está distribuida a proa del eje de giro, esto ayuda a reducir el par de torsión que necesita ejercer el mecanismo hidráulico para accionar el timón por lo que aumenta la eficiencia del sistema de gobierno. Además, la pala se clasifica como móvil alcanzando como ángulo de giro de hasta 35°.



Figura 3-14. Timón tipo semi-pala instalado en un buque.

Fuente: [https://es.wikipedia.org/wiki/Tim%C3%B3n_\(dispositivo\)](https://es.wikipedia.org/wiki/Tim%C3%B3n_(dispositivo)).

3.3.5 Timón integrado a una tobera o Kort

Consiste de una placa de acero con perfil hidrodinámico instalada en una tobera que está suspendida de un eje vertical en sistema ángulo recto (figura 3-15), dentro de la tobera se encuentra una hélice propulsora la que se encarga de dar la fuerza de empuje de la embarcación. El conjunto tiene una libertad de giro de 360° sobre dicho eje vertical, con este giro se logra direccionar el flujo de avance permitiendo dar el rumbo deseado de la nave. El mecanismo de timón integrado a la tobera es más efectivo a bajas velocidades y altas cargas, debido a la alta presión generada en la corriente de expulsión se obtiene un aumento de la respuesta del timón a pequeños ángulos de giro. Los remolcadores de embarcaciones suelen utilizar este sistema gracias al desarrollo de la alta potencia unido a la maniobrabilidad logran ofrecer solución a las necesidades para las maniobras de los very large crude carrier (súper petroleros). (Hernandez, 2015, pág. 52)

La clave del desempeño del sistema está en el diseño de la tobera, al tener una forma interna convergente a proa de la hélice y divergente a popa de ella, hace que la corriente de aspiración se acelere produciéndose una disminución de la presión en ese punto, para desacelerarse luego de pasar por el disco de la hélice aumentando la presión, y aumentando el rendimiento del conjunto. (Hernandez, 2015, pág. 52)

Debido a que la periferia de la hélice se encuentra muy próxima al interior de la tobera, se minimizan las turbulencias que allí se producen y que les restan un considerable rendimiento a las hélices. (Hernandez, 2015, pág. 52)



Figura 3-15. Timón integrado a una tobera instalada popa de un buque.

Fuente: Hélices y timones de maniobras, autor: Álvaro Manuel Álvarez Hernández.

3.3.6 Timón Pleuger o activo

Se caracteriza por tener una hélice en tobera accionada por un motor eléctrico sumergible (figura 3-16), el que se posiciona dentro de un bulbo que forma parte de la estructura del timón, se encuentra alineada con la línea de ejes de propulsión en el canto de salida de la pala timón, su acción produce una corriente de aspiración que hace circular el flujo por la estructura del timón. Con este mecanismo se logra sustituir la falta de flujos laminares de agua cuando la motonave se encuentra parada o con velocidades muy bajas. La mecha debe ser hueca para permitir el paso de las conexiones eléctricas e hidráulicas que poseen el mecanismo de la hélice auxiliar. (Hernandez, 2015, pág. 58)

Al accionar la pala timón con la fuerza adicional de empuje por la pequeña hélice es muy eficaz para la maniobrabilidad del buque, especialmente en bajas velocidades, en donde el flujo laminar generado por el casco del buque y propulsión es insuficiente para lograr generar el giro de la nave. (Hernandez, 2015, pág. 58)

Se diferencia de los timones de alto rendimiento, es que un timón Pleuger no está diseñado para funcionar a máximas velocidades, existe un límite de la potencia de salida de la hélice auxiliar y si la velocidad del flujo es mayor, la hélice principal se recargara al momento de accionar el timón, debido a la resistencia de avance que se crea por el giro de la embarcación, lo que puede provocar daños en el motor hidráulico de la hélice principal y aumento del consumo de potencia. (Hernandez, 2015, pág. 58)

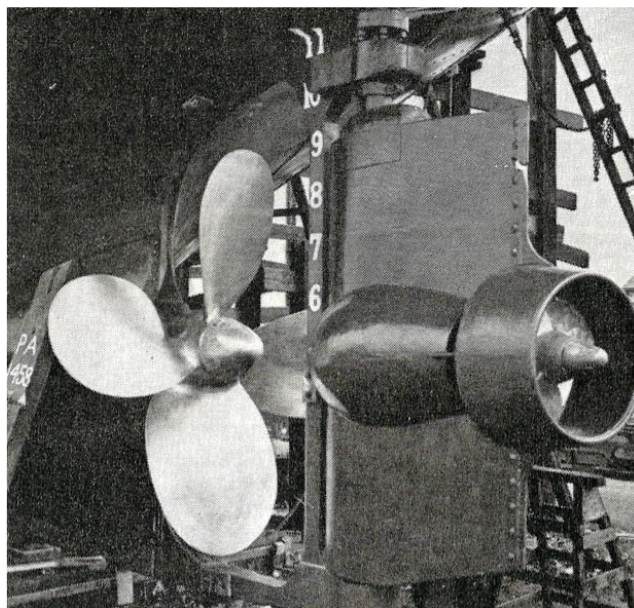


Figura 3-16. Timón pleuger montado en popa de una embarcación.

Fuente: Hélices y timones de maniobras, autor: Álvaro Manuel Álvarez Hernández.

3.3.7 Timón propulsor cicloidal o Voith

Son conocidos normalmente como propulsores Voith Schneider o Kirsten Boeing, y consisten en un disco instalado en el casco de la embarcación que posee un movimiento rotacional a velocidad constante, con cuatro o más palas verticales que forman parte de este disco, están orientadas en circunferencia (figura 3-17). Cuando las palas verticales de metal se mueven alrededor de la circunferencia con el disco de rotación, también giran sobre su eje por medio de unas barras telescópicas para producir un ángulo de paso cuando el barco se mueve con el impulso generado. (Hernandez, 2015, pág. 59)

Las palas del mecanismo son de tipo pluma para generar un ángulo de ataque cero cuando la embarcación requiera un empuje recto. Las motonaves que implementan este mecanismo están equipadas con unidades cicloidales en popa y proa, las velocidades de gobierno se logran cambiando la dirección de empuje de las unidades ubicadas en popa, reemplazando la necesidad de una pala timón para gobernar la dirección. (Hernandez, 2015, pág. 59)

Pueden ser empleadas como hélices direccionales de maniobras a baja velocidad, adquiriendo versatilidad. La potencia y eficiencia son limitados, ya que cada pala del propulsor produce un empuje equivalente a dos porciones pequeñas de su ciclo de rotación, por lo que el propulsor cicloidal en comparación con el sistema de hélice de tornillo y pala timón está bajo la eficiencia de estos. (Hernandez, 2015, pág. 59)



Figura 3-17. Sistema Voith propeller instalado en la embarcación.

Fuente: http://www.fondear.org/infonautic/Barco/Motores_Helices/Cicloidal/Cicloidal.htm.

3.4 COMPONENTES DEL SISTEMA DE GOBIERNO

En este punto se definirá e identificará los equipos presentes en la funcionalidad del sistema de gobierno que componen la base de la maniobrabilidad de la embarcación, desde el conjunto del servomotor hasta la acción de la pala timón que es la que genera la fuerza de guiñada del buque, utilizando los filetes laminares del flujo de empuje.

3.4.1 Pala timón

La pala timón de gobierno de una embarcación consiste en un tipo de placa rectangular o de forma variada, en cuya área tendrá acción un flujo de agua del empuje generado por la hélice con el fin de direccionar dicho flujo para dar al buque el sentido del rumbo según su travesía y operaciones a realizar, el área efectiva mencionada se asocia a un tipo de perfil hidrodinámico de timón. (López, 2011, pág. 70)

Los timones normalmente se ubican en la popa de una embarcación, a continuación de la hélice de propulsión actuando en conjunto para generar su propósito. En otras motonaves se ubican en la proa de manera auxiliar, para aumentar maniobrabilidad cuando la embarcación lo requiere o cuando la travesía no tiene impedimentos geográficos (rocas, objetos flotantes) (López, 2011).

Su diseño se genera en base a su escantillonado (cálculo de las dimensiones estructurales), el que depende de varios factores importantes que se obtienen del diseño del buque, el tipo de embarcación, la funcionalidad y requerimientos del sistema, ambiente en que navegara el buque. Factores como:

A. Tipo de pala timón

Se escoge mediante normas de las casas clasificadoras de las embarcaciones, cada barco está suscrita a una casa clasificadora. El tipo de pala timón dependerá de las especificaciones técnicas requeridas para cierta motonave, la velocidad de avance y el tamaño del buque son importantes, también lo son las dimensiones de este y sus necesidades para hacer ciertas operaciones de maniobra.

Los buques mercantes suelen utilizar timones como los tipos Schilling o semi-spade Rudder, en cambio, embarcaciones de menor tamaño utilizan sistemas más específicos para su funcionalidad, los remolcadores de puerto que necesitan de gran

potencia de tiro y maniobrabilidad tienen incorporados timones tipo Voith Schneider o integrados a una tobera.

B. Espesor de las secciones de la pala timón

El espesor relativo para los perfiles hidrodinámicos más usados como el NACA 0018 y 0021 son una buena opción gracias a que mantienen constantes sus centros de presión (López, 2011).

Los perfiles hidrodinámicos de las palas timón deben ser seleccionadas en base a modelos establecidos, probados y experimentado por otros buques, ver figura 3-18 para apreciar los perfiles de la serie NACA 00.

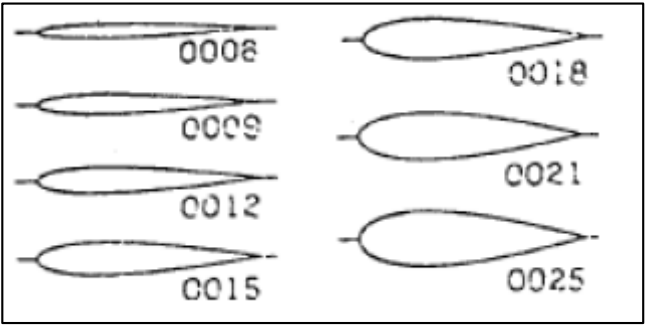


Figura 3-18. Perfiles de la serie NACA 00 utilizados por embarcaciones mercantes.

Fuente: Análisis operacional del sistema hidráulico de gobierno de un remolcador de puerto de 20 TM BP, autor: Augusto Elmer Cabello López. Lima, Perú, 2011.

La serie NACA para perfiles hidrodinámicos son los más utilizados en la mayoría de las embarcaciones la figura 3-18, muestra una porción de los perfiles usados por embarcaciones, los otros perfiles de esta serie son utilizados para las alas y alerones de aviones o submarinos, también para alabes de turbinas y hélices.

C. Ubicación de la pala timón

Los sistemas de gobiernos deben ser montados en la zona de popa del eje propulsor con su hélice. Sin embargo, las combinaciones de palas gemelas con una sola hélice o una pala simple con hélices gemelas son permitido. Para una velocidad mínima del buque, el flujo de empuje incrementa la efectividad de la pala hacia un punto extremo. El sistema con la pala timón en popa es efectivo para maniobras de avance (avance), debido a la dirección del ángulo de deriva donde se da mayor contribución en el rumbo de giro

del buque. No lo es así la pala timón en proa en donde en operaciones de avance el ángulo de deriva va en dirección opuesta reduciendo la eficacia de maniobrabilidad, en cambio para maniobras en marcha atrás la pala timón en proa si es efectiva por la misma razón que la pala timón ubicada en popa (López, 2011).

D. Área de la pala timón

El área de la pala dependerá la forma del casco del buque, en la que es seleccionada para tener estabilidad dinámica y un buen desempeño de maniobrabilidad. El tipo de embarcación y su navegación en aguas calmas o turbulentas también son determinantes del área necesaria para adquirir una estabilidad en el rumbo de la motonave (López, 2011).

E. Altura de la pala timón

Esta altura está restringida por la forma de la popa y el calado del buque (distancia vertical entre un punto de la línea de flotación y la línea base o quilla del barco), la altura de la pala timón debe ser lo más prolongada en lo posible de su diseño para mayor eficiencia, las bases de la pala deben estar ubicadas por sobre la línea de quilla para protección contra la fuerza del flujo de agua (López, 2011).

3.4.2 Rudder stock (mecha del timón)

Está ubicado en la zona de limera del sistema de gobierno, y es el eje encargado de transmitir el torque generado por el servo-motor hidráulico, hacia la estructura de la pala timón, para lograr la transmisión el Rudder stock tiene en sus dos extremos una terminación cónica, que se conectan con ajuste de interferencia con el actuador hidráulico (rotor de paletas) y la pala timón.

Sus dimensiones son diseñadas en base al torque a transmitir en (KN*m) y al momento flector en kilo newton metro (KN*m). Existen mechas de timón de variadas formas dependiendo del tipo de sistema de gobierno y de los requerimientos, algunos son huecos o macizos, de una sola pieza o de dos o más acoplados mediante flanges.

En otros sistemas de gobierno de embarcaciones no existen los Rudder stock debido a que tienen mecanismos como el Voith Schneider propeller, los que utilizan otros componentes mecánicos para lograr la maniobrabilidad e impulsión de la motonave. Para apreciar la mecha del timón ver figura 3-19.



Figura 3-19. Mecha montada en la pala timón de la embarcación mercante.
Fuente: Foto tomada en práctica profesional 2019.

3.4.3 Rudder pintle (pivote del timón)

El Rudder Pintle o Pinzote va situado en la timonera de la popa del barco, logra su funcionalidad a través del Rudder horn en donde se encaja el pivote, su propósito principal es brindar un soporte cuando la pala timón es accionada, además agrega estabilidad al sistema de gobierno al tener un soporte superior e inferior a lo largo del sistema, con esto se trasmite el torque fácilmente generado por el actuador hidráulico. Sus dimensiones y materiales están normados por alguna casa clasificadora dependiendo del fabricante, tiene su parte superior cilíndrica en donde se instala un cojinete de deslizamiento lineal para evitar el desgaste por su rodadura constante al momento que se acciona la pala timón, su parte inferior es cónica y acopla con la pala timón mediante un acoplamiento cónico y asegurada con una tuerca hidráulica. Ver figura 3-20 para ver ubicación del Rudder pintle.

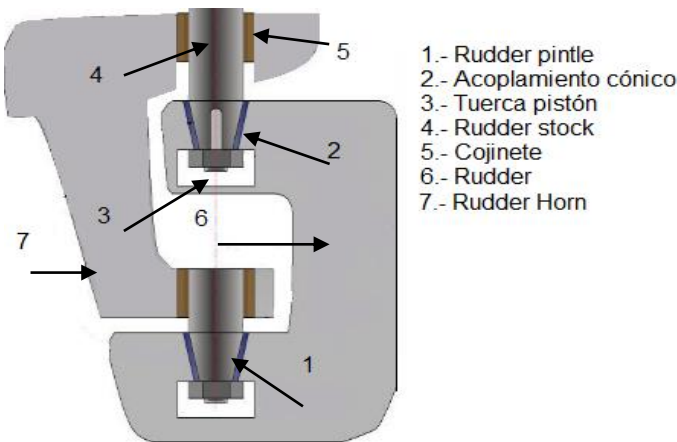


Figura 3-20. Diagrama de los componentes del timón.
Fuente: <http://marineinfobox.blogspot.com/2017/05/what-is-rudder-and-how-it-turns-ship.html>.

3.4.4 Acoplamiento cónico del eje

Los acoplamientos cónicos son estructuras de acero macizo, en la que tienen una perforación céntrica cónica con cierto diámetro para que pueda acoplar con la mecha y pivote del timón, la localización y número de los acoplamientos cónicos dependerá del tipo de timón, en el caso del semi-spade Rudder tiene dos acoples cónicos uno superior que conecta con la mecha, cabe mencionar que el extremo inferior de la mecha es la que conecta con este acoplamiento cónico superior del timón, y acople inferior del timón que conecta con el Rudder pintle. El acoplamiento en su superficie cónica tiene unas ranuras de sección cuadrangular (figura 3-21) de 10 mm que recorren cierto porcentaje de su perímetro, la función de estas es permitir el recorrido del aceite cuando se está montando con la Mecha o Pinzote mediante calado hidráulico.



Figura 3-21. Acoplamiento cónico.

Fuente: Práctica profesional 2019.

El montaje de la Mecha o Pinzote en los acoplamientos cónicos se logra a través de inyección de aceite a alta presión, el cono del macizo debe tener unos o'rings de cierto material y diámetro indicado por el fabricante, estos logran el sellado en la cámara de inyección cónica. Se introduce un extremo cónico de la Mecha en el macizo y se asegura en ese extremo por medio de una tuerca hidráulica (tuerca pistón) que se ajusta en la parte roscada de la Mecha, luego se inyecta aceite por medio de una unidad elevadora de presión (bomba eléctrica o manual) a la tuerca hasta cierta presión indicada por el fabricante, luego se inyecta aceite a presión a la cámara de sellado (acople cónico), esta última presión genera una fuerza de expansión dentro de la cámara mientras que el pistón de la tuerca

está generando una fuerza axial (empuje) de calado por lo que la Mecha se introduce unos milímetros dentro del macizo cónico, generando un ajuste de interferencia entre el acople y la Mecha haciendo que se comporten como una sola pieza. Para el desmontaje de esta sistema se suelta la tuerca pistón pero sin retirarla completamente, se inyecta aceite a presión a la cámara cónica en la que al tener un ángulo se generan fuerzas en el eje vertical y horizontal, cuando la presión alcanza una fuerza mayor a la fuerza del ajuste de interferencia, la Mecha sale con gran fuerza en dirección opuesta del acoplamiento cónico, la tuerca hidráulica asegura los componentes de gobierno en el montaje y desmontaje de estos.

3.4.5 Bocina o cojinete de deslizamiento lineal

Los cojinetes de deslizamiento permiten el movimiento lineal de alta precisión y absorben la dilatación estructural, el sistema de gobierno utiliza cuatro cojinetes que ayudan al movimiento del timón para darle la dirección a la embarcación, en otras motonaves existen distintas configuraciones de cojinetes, pero el sistema de gobierno analizado utiliza dos cojinetes de acero inoxidable 316L AISI que van montados en la mecha y pivote del timón, estos a su vez van alojados en el diámetro interior de cojinetes de algodón fenólico, que funcionan de manera estacionaria montados en el tubo limera y tintero de la popa del barco. Ver figura 3-22 para apreciar el casquillo de algodón fenólico y la figura 3-23 para reconocer las zonas llamadas limera y tintero.

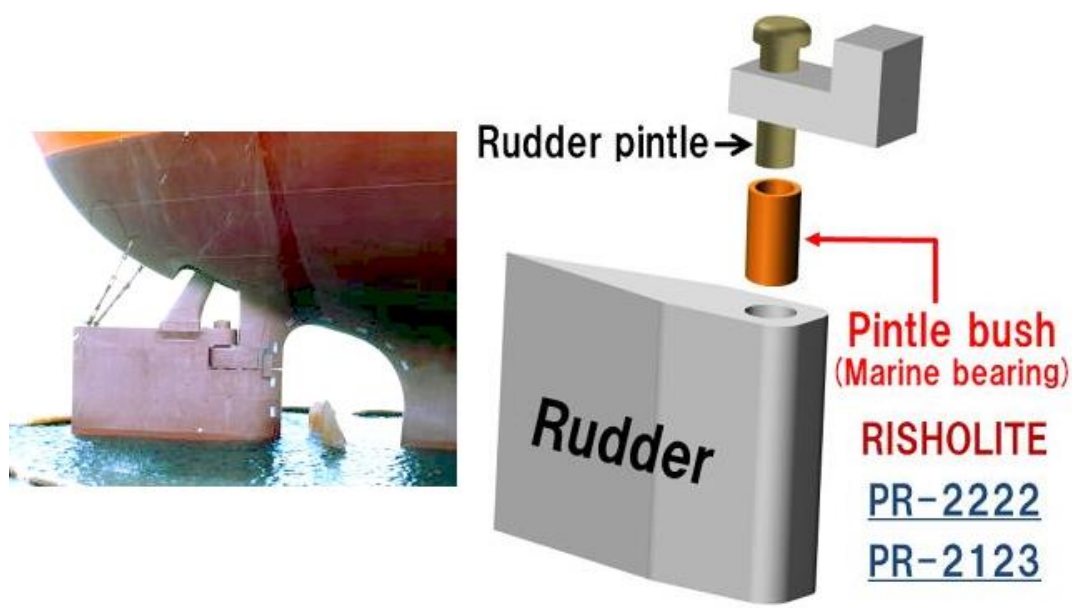


Figura 3-22. Disposición del cojinete de algodón fenólico en el pivote del timón.
Fuente: Catalogo RISHO KOGYO, 2019.

El tejido de algodón impregnado en resina fenólica es un material muy eficaz en la industria marina, gracias a sus propiedades útiles en esta área se le prefiere por encima de otros materiales que contenga hierro en su composición ya que estos son propensos a deteriorarse con el agua de mar si no están aislados.

El cojinete de algodón fenólico posee un bajo coeficiente de fricción, este lubricado por agua está entre 0,01 y 0,05. Buena resistencia al desgaste, y excelente resistencia mecánica.

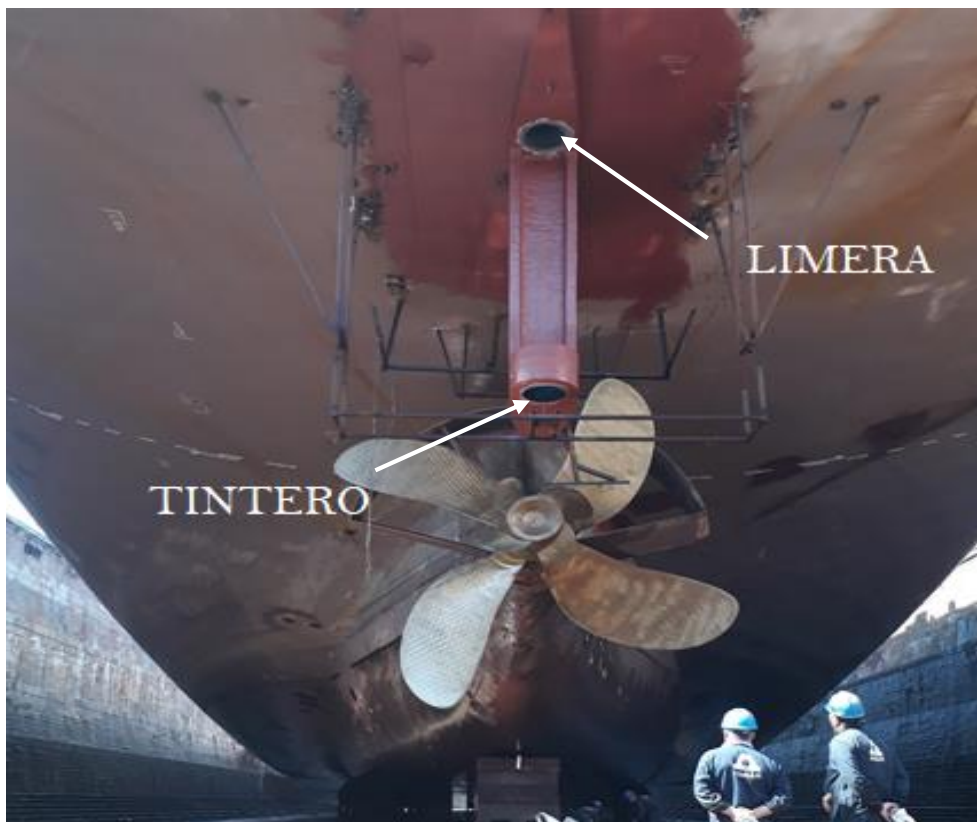


Figura 3-23. Ubicación del tintero y limera de la embarcación mercante.

Fuente: Imagen tomada en práctica profesional 2019.

3.4.6 Servo-motor hidráulico

El actuador del mecanismo de dirección es el componente principal que transfiere la presión hidráulica en el sistema en el torque del timón. La mecha (Rudder stock) del timón está conectada al actuador del mecanismo de dirección mediante una conexión cónica. El propio actuador es soportado por la base del mecanismo de dirección, a lo que todo el torque se transforma a través de una conexión atornillada. Además, el peso del actuador y la carga vertical del timón se lleva por la fundación. El actuador consta de las

siguientes partes principales³: rotor, carcasa, topes mecánicos, tapa de carcasa y tanque de expansión. Para identificar los componentes del servomotor y sus disposiciones, ver anexo A.

A. Rotor (tiller)

El rotor está hecho de fundición nodular, y es la parte móvil dentro del actuador. Está conectado a la mecha (Rudder stock) del timón con una conexión cónica. El método de inyección de aceite, se utiliza para el ajuste a presión del rotor a la mecha del timón. El rotor está encerrado por la carcasa, y la tapa. El rotor tiene dos o tres paletas dependiendo del modelo, y junto con los tapones (topes mecánicos), las paletas dividas en el interior del actuador en cuatro o seis cámaras. Diferentes presiones en cada lado de las palas del rotor hacen que el rotor se mueva. Ver figura 3-24 para apreciar el funcionamiento del rotor y anexo B, para identificar su estructura.

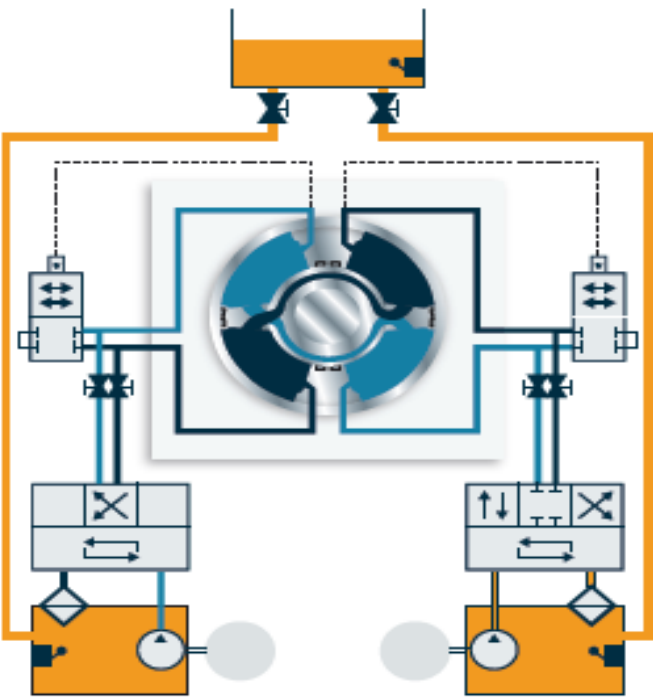


Figura 3-24. Esquema hidráulico del funcionamiento del servo-motor.
Fuente: Catálogo MACGREGOR.

El sistema de sellado de las cámaras del rotor se basa en barras de sellado de hierro fundido, para evitar que el aceite fluya del lado de alta presión al lado de baja presión, hay montadas barras de sellado de hierro fundido en las aspas del rotor y en los

³ Owner’s manual for Porsgrunn rotary vane steering gear, Huanghai, 2014.

tapones. Las barras de sellado están cargadas por resorte, para evitar que el aceite fluya sobre el cojinete superior al tanque de expansión, hay un hierro fundido cargado por resorte y un anillo de cierre en la tapa.

B. Carcasa (housing)

La carcasa o caja está hecha de fundición nodular y es la parte del actuador que está conectada a la estructura del buque. Normalmente se coloca sobre una base, se proporciona la conexión por los pernos de la fundación. En la parte inferior de la carcasa hay un portador de timón flotante y un cojinete radial inferior. Están hechos de una aleación de latón, el portador del timón toma la carga vertical completa del rotor, mecha y el timón. El cojinete inferior se encoge en la carcasa y toma las fuerzas radiales del lado inferior del rotor. En la parte inferior de la carcasa, hay una prensaestopas integrada en la entrada de la mecha (rudder stock) al actuador.

C. Topes mecánicos (mechanical stoppers)

Los topes mecánicos están hechos de fundición nodular y limitan el ángulo máximo del timón. Los topes se fijan en la carcasa mediante pernos de sujeción. Los pernos de sujeción pasan por la parte inferior de la carcasa, los topes y la tapa.

D. Tapa de la carcasa (the cover)

La cubierta está hecha de fundición nodular. El cojinete superior está hecho de una aleación de latón, encoge en la cubierta y toma las fuerzas radiales del lado superior del rotor. La tapa se sujeta a la carcasa mediante los pernos y los pernos de sujeción.

E. Tanque de expansión (expansion tank)

El tanque de expansión está montado en la parte superior de la cubierta. El tanque permite reponer las pérdidas de aceite en el sistema, absorber las variaciones de volumen del aceite por cambios de temperatura y rellenar la cámara de presión del servo-motor para su lubricación. También funciona como una cubierta superior y protege al cojinete. Los medidores de monitoreo de nivel de aceite están instalados en el tanque de expansión.

3.4.7 Sistema hidráulico

El sistema hidráulico⁴ consta de dos unidades de poder hidráulico (ver anexo C), bloques de válvulas y tuberías hidráulicas.

A. Unidades de poder hidráulico (hydraulic power units)

Las partes principales de la unidad de poder hidráulico están dispuestas juntas en una unidad compacta y consiste en un tanque de bomba con filtro, caja (carcasa) de la bomba, bomba, motor eléctrico y acoplamiento flexible.

Cada tanque de bomba tiene una unidad de filtro incorporada. La tubería de retorno del bloque de válvulas principal es conectada al filtro, donde se filtra el aceite de retorno del actuador del mecanismo de dirección. El filtro es una parte integral del tanque de la bomba, y la unidad está equipada con un filtro obstruido indicador, que controla la caída de presión sobre el filtro. Un contacto de alarma en el indicador está conectado al sistema de alarma del mecanismo de dirección.

En la parte superior del tanque de la bomba hay un interruptor de nivel bajo, que dará una alarma si el nivel de aceite baja, un contacto de alarma en el interruptor de nivel está conectado al sistema de alarma del mecanismo de dirección. También hay una conexión desde el tanque de expansión del mecanismo de dirección hasta la parte superior del tanque de la bomba, permitiendo que el exceso de aceite del sistema fluya libremente de regreso al tanque de la bomba a través de la expansión hacia la línea de tubería. Debajo del tanque de la bomba hay un tapón de drenaje para drenar el depósito de aceite.

La bomba es de tornillo de desplazamiento fijo, y se monta en el alojamiento de hierro fundido. Esta unidad está montada en el tanque de la bomba, de modo que el lado de succión de la bomba está sumergido en el depósito de aceite, en el tanque de la bomba. El lado de presión de la bomba está conectado por tuberías al bloque de válvulas hidráulicas.

La bomba está conectada al motor eléctrico a través del acoplamiento flexible, el inserto flexible reducirá cualquier corto período de choques torsionales, los extremos del eje de la bomba y el motor son montado en cada lado del acoplamiento.

⁴ Owner's manual for Porsgrunn rotary vane steering gear, Huanghai, 2014.

B. Bloque direccional de válvulas (directional valve block)

El flujo de fluido hidráulico en el actuador es controlado por los bloques de válvulas direccionales. Los bloques de válvulas direccionales están montados en el actuador del mecanismo de dirección. El bloque de válvulas consiste de la propia válvula direccional, válvulas piloto con solenoides, una válvula de ralentí y una válvula de retención. Ver figura 3-25.

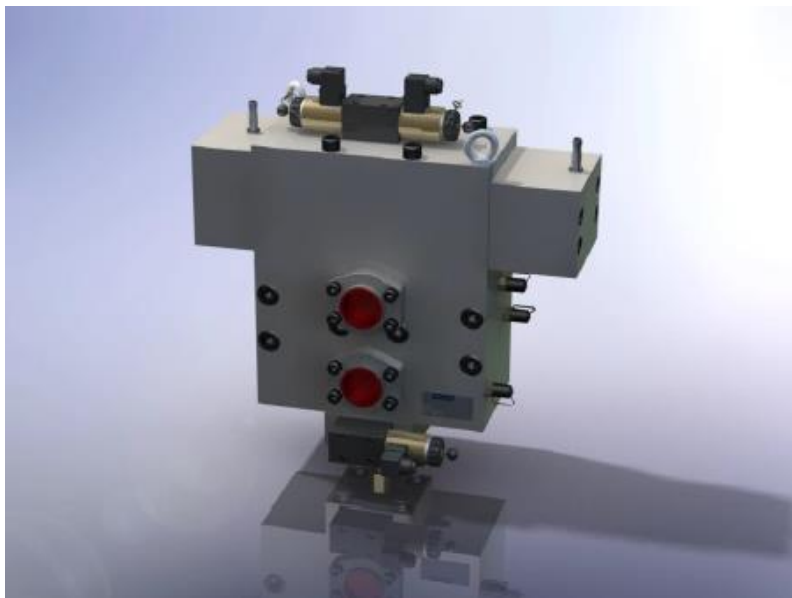


Figura 3-25. Bloque direccional de válvulas.

Fuente: Owner's manual for porsgrunn rotary vane steering gear, Huanghai, 2014.

C. Bloque de válvulas de alivio (relief valve block)

El actuador está protegido contra el torque excesivo del timón causado por fuerzas externas por los bloques de válvulas de alivio. La presión de alivio se establece de acuerdo con la clase de requisitos. Los bloques de válvulas de alivio se montan directamente en el actuador del mecanismo de dirección. Ver figura 3-26.

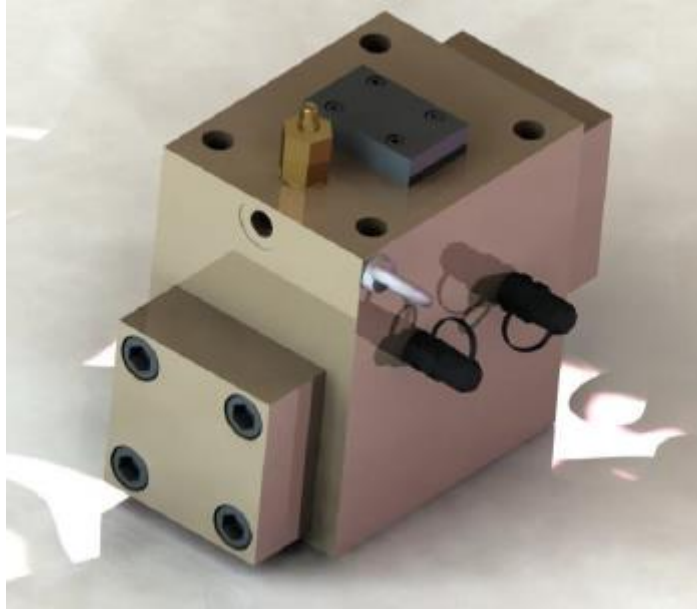


Figura 3-26. Bloque de válvula de alivio.

Fuente: Owner's manual for Porsgrunn rotary vane steering gear, Huanghai, 2014.

CAPÍTULO 4: PROCEDIMIENTO DE MANTENIMIENTO CORRECTIVO Y
SEGURIDAD AL SISTEMA DE GOBIERNO DE LA
MOTONAVE MERCANTE

4.1 RECEPCIÓN DE LA MOTONAVE

En primera instancia la motonave navega por aguas al sur de Chile sufre un siniestro aislado que produce una falla múltiple en su mecanismo de dirección, se trata de una colisión de una roca marina con el timón del buque la que produce el desprendimiento del Rudder horn (cuerno del timón), este funciona como apoyo para el timón, quedando el timón soportado por su acoplamiento con la mecha, todo el conjunto queda soportado finalmente por el porta timón (Rudder carrier) de la estructura del servo-motor.

La motonave es dirigida al astillero más cercano por medio de remolcadores de puerto, su destino el astillero y maestranza de la armada de Chile (ASMAR).

4.1.1 Procedimiento de trabajo del astillero ASMAR

Una vez recibida la embarcación por el departamento de administración, y el cliente ha aceptado los términos del proyecto pasa directo por la gerencia comercial de buques mercantes, se le da una cotización y estimación aproximada del tiempo que se necesitará para realizar el mantenimiento, se efectúa una programación (anexo D) que se entregará al cliente para que la información sea transparente, el proyecto de mantenimiento pasa a la gerencia de reparaciones la que se sub-divide en cinco departamentos estos son:

- Departamento de Ingeniería naval
- Departamento Sistemas de ingeniería
- Departamento Sistemas de armas
- Departamento Cascos y diques
- Departamento Planificación de reparaciones

El departamento de armas no será considerado por confidencialidad, dentro de los otros departamentos existen más subdivisiones las que se ven en la figura 4-1, después de entregarle la orden de trabajo a cada departamento estos se encargan de gestionar y coordinarse de acuerdo a la programación entregada, las horas hombres necesarias para el trabajo y materiales las asignará cada departamento.

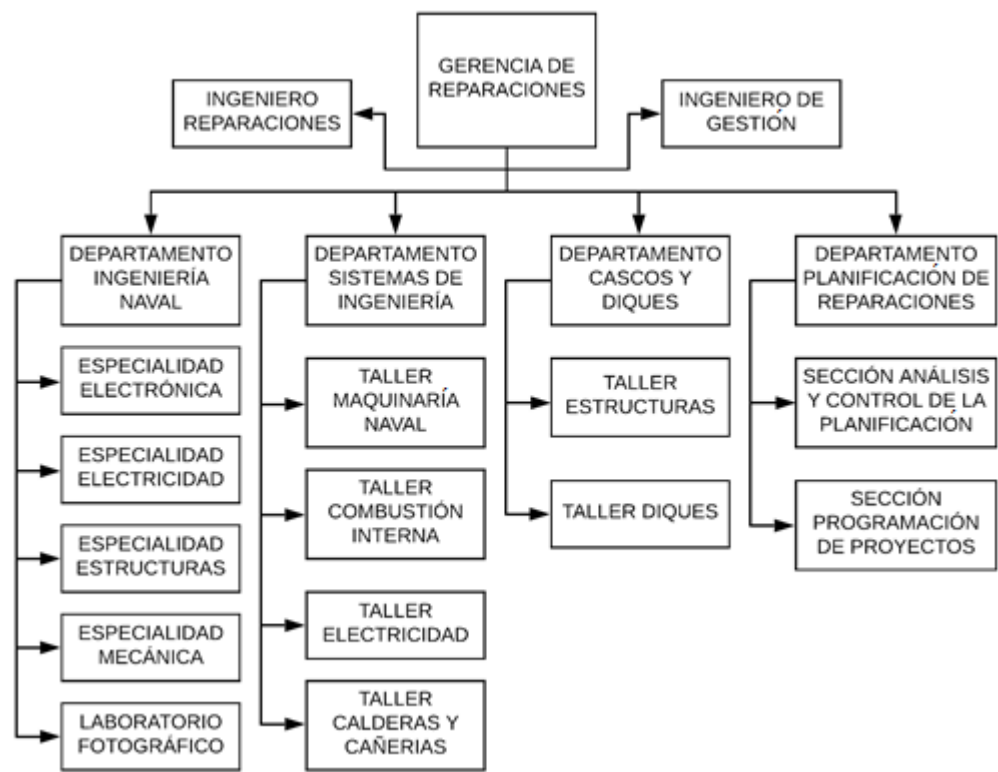


Figura 4-1. Organigrama de la gerencia de reparaciones de ASMAR.
Fuente: Elaboración propia en base a práctica profesional, 2019.

El taller de maquinaria naval será el protagonista en el mantenimiento de la motonave mercante, este se especializa en el sistema propulsor y gobierno de las embarcaciones, en la figura 4-2 se puede apreciar las áreas que abarca este taller.

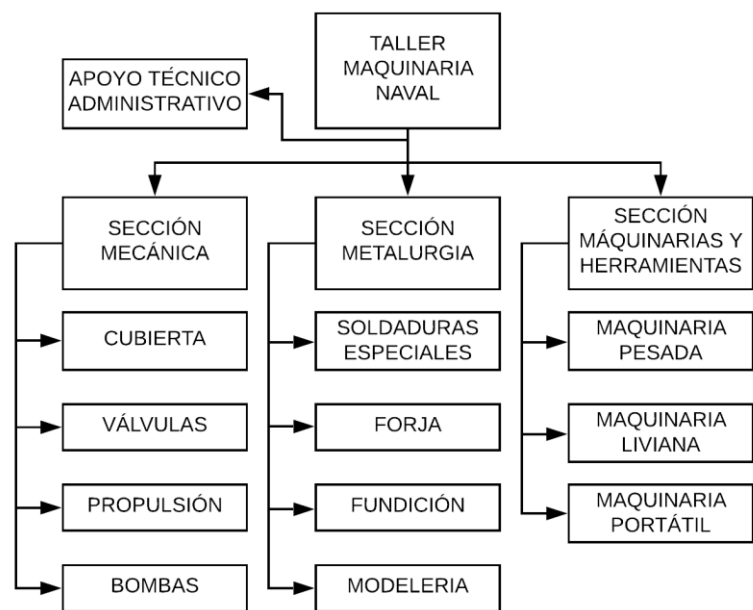


Figura 4-2. Organigrama taller de maquinaria naval de ASMAR.
Fuente: Elaboración propia en base a práctica profesional, 2019.

4.2 DATOS DE LA MOTONAVE

- Nombre: SUMATRA
- Bandera: Portugal (PT)
- Eslora (largo): 179,95m
- Manga (ancho): 31,99m
- Peso muerto: 38943t
- IMO: 9753260
- MMSI: 255805963
- Identificativo de llamada: CQIH7
- Estado: Activo
- Cantidad de timones: 1
- Cantidad de hélices: 1
- Tipo de acero del timón: ASTM A131 Grado B
- Tipo de sistema de gobierno: Servomotor de paletas rotativas, timón tipo semi-spade, semi-suspendido y semi-compensado. Una mecha (Rudder stock) y un Rudder pintle (pivote del timón)
- Tipo de acero de la mecha y Rudder pintle: AISI Inoxidable 316L

4.3 ANÁLISIS DEL PROBLEMA

Una vez trasladada la embarcación al dique seco del astillero se hace una inspección visual simple que consiste en verificar si hay alguna irregularidad en el mecanismo de dirección del barco, junto a un equipo evaluador de ingenieros y personal capacitado de la embarcación se determina la falla en el mecanismo de dirección, el material presenta evidentemente deformación plástica en la estructura Rudder horn (cuerno del timón) y fatiga mecánica en la base de esta misma, esto debido a que el golpe directo del timón con la roca marina produjo que se generara una fuerza de tipo cizalle, esta se puede definir como aquella fuerza que se ejerce de manera perpendicular al plano de anclaje también se llama fuerza de corte, la que tuvo una magnitud superior a la resistencia del límite elástico que es la tensión máxima que puede resistir un material antes de pasar a un estado deformable, en la que se modifica su estructura cristalina y a su vez cambia las propiedades mecánicas del acero ASTM A131 GR-B, como la pala timón está conectada a la mecha (Rudder stock) que acopla por medio de acoplamientos cónicos en

sus dos extremos uno en el servomotor hidráulico y el otro en la pala timón en este último lugar se evidencia visualmente una deformación plástica en el extremo de la mecha-timón, se finaliza en primera instancia la primera inspección visual para generar un informe de la evaluación en la que se recomendará las maniobras para la reparación. Ver figura 4-3 y 4-4 para ver el estado inicial del problema de la motonave mercante.



Figura 4-3. Zona de fatiga del Rudder horn.
Fuente: Fotografía adquirida en práctica profesional, 2019.



Figura 4-4. Estado del Mecanismo de dirección.
Fuente: Fotografía adquirida en práctica profesional, 2019.

4.3.1 Tablas de fallas en sistema de gobierno de la motonave mercante

En la tabla 4-1, se detallan las fallas por área en el sistema de gobierno de la embarcación, y las tablas 4-2, 4-3, 4-4, las causas probables de cada falla. Con ellas se podrá tener en cuenta las fallas que afectan al sistema, a las con más relevancia en el sistema de gobierno, se les aplicará una matriz de priorización para clarificar los problemas que tienen más importancia en el sistema de dirección.

ANÁLISIS DE FALLA	TIPOS DE FALLA
1. MECÁNICA	1.1 DESGASTE 1.2 FATIGA 1.3 DESALINEAMIENTO 1.4 ROTURA DE PIEZAS 1.5 CORTA DURACIÓN DE RODAMIENTOS 1.6 RUIDO
2. HIDRÁULICA	2.1 FUGAS 2.2 AGARROTAMIENTO 2.3 LA BOMBA NO GENERA PRESIÓN NI FLUJO 2.4 RUPTURA DE O’RINGS 2.5 VIBRACIÓN EN LA BOMBA 2.6 LA BOMBA CONSUME MAS POTENCIA 2.7 ROTURA DE CAÑERÍAS O VÁLVULAS 2.8 DISMINUCIÓN DE LA VELOCIDAD DEL ACTUADOR 2.9 LA BOMBA GENERA MENOS FLUJO DE LO ESPERADO
3. ELECTRICIDAD	3.1 RECALENTAMIENTO MOTORES 3.2 EXCESO DE RUIDO 3.3 AUMENTO DE CONSUMO DE POTENCIA 3.4 EL MOTOR NO GIRA 3.5 LA PROTECCIÓN POR CORTOCIRCUITO SALTA 3.6 LA PROTECCIÓN POR DERIVACIÓN SALTA 3.7 LA PROTECCIÓN POR EXCESO DE CONSUMO (TÉRMICO) SALTA

Tabla 4-1. Tipos de fallas por área en el sistema de gobierno de la motonave mercante.
Fuente: Elaboración propia basado en Owner’s manual for Porsgrunn rotary vane steering gear, Huanghai, 2014.

En la tabla 4-1 se mostraron los tipos de fallas, a continuación (tabla 4-2), se verán las causas de estas fallas en cada área, mecánica, hidráulica y electricidad.

TIPO DE FALLA MECÁNICA	CAUSA DE FALLA
1.1 DESGASTE	• Abrasión de partículas sólidas metálicas que tienen mayor dureza que el material que se desgasta, el movimiento entre superficies de distinta dureza genera desprendimiento de material (virutas) o deformación plástica. • Acción adhesiva, se conoce por fricción o deslizante, y se produce por el constante contacto deslizante entre superficies bajo presión entre ellas, genera ralladuras superficiales irregulares. • Actividad de la corrosión, se produce por la alta humedad en contacto con los equipos metálicos en los que se genera un ataque electroquímico que deteriora las propiedades del acero. • Vibraciones en piezas que se encuentran en contacto bajo cargas. • Mal montaje del equipo. • Tolerancias fuera del rango de las indicadas por el fabricante. • Desalineamiento en el sistema de gobierno.
1.2 FATIGA	• Exposición a cargas dinámicas cíclicas que provocan la ruptura del material. • El diseño del componente mecánico. • Temperatura, calidad superficial, tamaño de las dimensiones, carga (axial, corte torsión o combinación), material, concentraciones de tensión en donde es común que aparezcan grietas que debilitan la estructura de la pieza. • Desgaste abrasivo de la superficie.
1.3 DESALINEAMIENTO	• Mal montaje del equipo y/o sus componentes. • Vibraciones generadas por la operación de los equipos. • Deterioro de cojinetes o rodamientos. • Deformaciones plásticas. • Pandeo de ejes. • Falla en los sellos mecánicos.
1.4 ROTURA DE PIEZAS	• Inadecuada selección del material base de la pieza. • Irregularidades y discontinuidades internas (deformaciones, concentradores de esfuerzos, grietas). • Irregularidades superficiales por el mecanizado. • Geometría de la pieza (influye en la velocidad de propagación de grietas). • Termofluencia, al aumentar la temperatura el metal disminuye su resistencia, y al ser expuesto a altas temperaturas combinadas con una carga constante, sufrirá de deformación dúctil.

	• Fatiga térmica, al calentarse el material metálico de manera no uniforme se generan fuerzas de expansión y contracción térmica, que introducen esfuerzos opuestos y deformación del material.
1.5 CORTA DURACIÓN DE RODAMIENTOS	• Mala elección de rodamientos para las cargas requeridas. • Temperaturas elevadas. • Falta de lubricación. • Contaminación externa. • Montaje incorrecto. • Desalineamiento. • Fatiga. • Corrosión. • Humedad elevada. • Mal mantenimiento. • Ajuste con mucha interferencia. • Desgaste.
1.6 RUIDO	• Vibraciones del equipo. • Elevado contacto de fricción entre piezas. • Ajuste con mucha interferencia. • Sellos mecánicos mal montados o muy ajustados. • Zonas de rodadura con partículas sólidas.

Tabla 4-2. Causas probables de las fallas en el área mecánica.
Fuente: Owner’s manual for Porsgrunn rotary vane steering gear, Huanghai, 2014.

Las fallas de tipo mecánica son potencialmente críticas para el sistema de gobierno de la embarcación, al tener componentes de alto tonelaje que presentan fallas pueden traducirse rápidamente en una problemática para mantener el rumbo de la motonave. Por ende, se es crucial tener un mantenimiento preventivo para prevenir fallas de este tipo.

TIPO DE FALLA HIDRÁULICA	CAUSA DE FALLA
2.1 FUGAS	• Selección del aceite inadecuado con muy baja viscosidad. • Sellos mecánicos deteriorados o mal instalados. • Holgura entre piezas fuera del rango permitido. • Contaminación de elementos de precisión en el proceso de montaje.

	• Exceso o mal proceso de torque en conexiones flangeadas. • Erosión y corrosión en el sistema hidráulico. • Golpes en componentes mecánicos. • Rotura de o’rings. • Elevada temperatura en el sistema hidráulico. • Piezas internas desgastadas. • Mala estanqueidad en los retenes. • Piezas deformadas.
2.2 AGARROTAMIENTO	• Partículas abrasivas suspendidas en el aceite. • Oxidación del aceite hidráulico. • Corrosión en el sistema hidráulico. • Filtros en mal estado. • Impurezas en el sistema hidráulico. • Lubricación insuficiente.
2.3 LA BOMBA NO GENERA PRESIÓN NI FLUJO	• Motor eléctrico no enciende. • La bomba no fue cebada antes de accionarla. • Eje quebrado. • Acoplamiento mecánico desconectado.
2.4 RUPTURA DE O’RINGS	• Aplastamiento en el montaje. • Deformaciones de o’rings. • Exposición a bajas temperaturas. • Exceso de compresión.
2.5 VIBRACIÓN EN LA BOMBA	• Desalineamiento entre eje motor y eje bomba. • Rozamiento de piezas rotativas de la bomba y partes estacionarias. • Rodamientos en mal estado o mal instalados. • Sentido de giro de la bomba erróneo. • NPSH disponible muy bajo frente a lo requerido por la bomba para generar el flujo. • Impulsor dañado. • Aire entra en la bomba. • Desalineamiento de la tubería de succión y la brida de entrada de la bomba. • Desbalanceamiento de componentes rotativos. • Impulsor incorrecto para las dimensiones de la voluta.

	• Eje de impulsor deformado. • Bajo flujo en la bomba. • Mal diseño de fundaciones (base de bomba) o deterioro de esta por corrosión. • Pernos desaflojados. • Dilatación térmica no uniforme. • Cañería de succión o descarga obstruida. • Cavitación.
2.6 LA BOMBA CONSUME MAS POTENCIA	• La velocidad del motor eléctrico es muy alta. • El líquido bombeado tiene una alta viscosidad. • Desalineamiento del conjunto motor bomba. • Rodamientos agarrotados o en mal estado. • Sello mecánico incorrecto. • Instrumentos de medición malos o mal calibrados.
2.7 ROTURA DE CAÑERÍAS O VÁLVULAS	• Golpe de ariete dentro del sistema hidráulico. • Cierre repentino del flujo hidráulico. • Sobrecarga de presión. • Formación de corrosión. • Sedimentación en las tuberías. • Erosión provocada por la velocidad del material particulado del fluido. • Mala selección del calibre de la cañería. • Válvula incorrecta para el sistema hidráulico.
2.8 DISMINUCIÓN DE LA VELOCIDAD DEL ACTUADOR	• Válvulas de flujo atascadas. • Fallas en las bobinas de válvulas de flujo. • Presencia de contaminantes en el aceite. • La carga supera la fuerza del actuador. • Baja presión en el sistema. • Fugas importantes en los equipos. • Aire presente en el sistema hidráulico. • Alta viscosidad debido a la baja temperatura. • La bomba está en estado de falla. • Mangueras o cañerías rotas.
2.9 LA BOMBA GENERA MENOS FLUJO DE LO ESPERADO	• Aire en la succión de la bomba. • Bajas revoluciones por minuto del motor eléctrico. • Diseño de NPSH disponible incorrecto.

	• Instrumentos de medición funcionando erróneamente. • Recirculación del líquido a través de los anillos de desgaste. • Fugas en componentes, sellos mecánicos, conexiones bridadas, cañerías, empaquetaduras. • Viscosidad del aceite muy alta para el requerimiento. • Propulsor de la bomba con fallas. • Filtros sucios generando resistencia al flujo. • Válvulas agarrotadas. • Nivel de aceite bajo en el tanque de succión.
--	---

Tabla 4-3. Causas probables de las fallas en el área de hidráulica.
Fuente: Owner’s manual for Porsgrunn rotary vane steering gear, Huanghai, 2014.

El servo-motor del sistema de gobierno de la motonave es hidráulico, gracias a este el mecanismo produce el torque que hace mover el timón para darle la dirección de la embarcación, estas fallas deben ser controladas por inspecciones rutinarias en las que se detectan visualmente los síntomas de fallas, se debe tener especial cuidado en los despiches y limpieza de filtros para tener una calidad adecuada del aceite. La tabla 4-3 muestra las fallas del sistema y sus causas.

TIPO DE FALLA ELECTRICA	CAUSA DE FALLA
3.1 RECALENTAMIENTO DE MOTORES	• Mal diseño de las aletas para la disipación térmica. • Alabes quebradas en la hélice de ventilación. • Paso de entrada o salida del aire obstruida. • Rodamientos mal montados o deteriorados. • Suciedad excesiva en la carcasa del motor. • Falta de lubricación en rodamientos. • Sobrecarga. • Bobinas abiertas en el estator. • Tensión descompensada.
3.2 EXCESO DE RUIDO	• Eje doblado. • Rodamientos deteriorados. • Rozamientos entre rotor y estator.

	• Rozamientos en el ventilador. • Falta de lubricación en rodamientos.
3.3 AUMENTO DE CONSUMO DE POTENCIA	• Sobrecarga. • Aumento de la viscosidad del aceite. • Rodamientos con demasiada fricción.
3.4 EL MOTOR NO GIRA	• Bobinado roto o quemado. • Terminal de conexión de cable de alimentación defectuoso. • Fusibles primarios quemados o defectuosos. • Protectores de sobre carga abiertos. • Fusibles secundarios quemados o defectuosos. • Bobina de retención del contactor magnético defectuosa. • No cierra el contactor magnético. • El contactor magnético no hace buen contacto. • Terminales mal conectadas.
3.5 LA PROTECCIÓN POR CORTOCIRCUITO SALTA	• Elementos de protección en mal estado. • Bobinado roto o quemado. • Terminal defectuoso.
3.6 LA PROTECCIÓN POR DERIVACIÓN SALTA	• Falla en aislamiento, fase conectada a la carcasa del motor. • Puesta a tierra mal conectada. • Una de las fases está en contacto con la tierra.
3.7 LA PROTECCIÓN POR EXCESO DE CONSUMO (TÉRMICO) SALTA	• Sensor térmico mal calibrado o en mal estado. • Bobinado roto o quemado. • Rodamientos en mal estado. • Desequilibrios en las fases. • El motor se calienta por problemas en la hélice de ventilación.

Tabla 4-4. Causas probables de las fallas en el área eléctrica.
Fuente: Owner’s manual for Porsgrunn rotary vane steering gear, Huanghai, 2014.

Las fallas eléctricas de la tabla 4-4, son de baja probabilidad debido a que los equipos eléctricos están nuevos y se les aplica mantención de rutina como limpieza, además están aislados del entorno para mayor seguridad, por lo que rara vez producen una

falla, todo el sistema eléctrico está conectado a las computadoras de navegación por lo que si algo presenta una falla de comando se prende una alarma en el monitor de la sala de comandos, estas fallas normalmente necesitan de un reseteo manual para restaurar su función.

4.3.2 Matriz de priorización

Para la aplicación de esta matriz tendremos de referencia tres criterios que se relacionan entre sí, estos son; recurrencia, criticidad y gastos, este último se refiere a la inversión de dinero para restaurar a la normalidad el problema.

Para la utilización de la matriz se evaluarán ocho fallas que afectan al sistema de gobierno de la motonave mercante estas son:

- Desgaste
- Rotura de piezas
- Fugas
- Vibraciones en la bomba
- Agarrotamiento de válvulas
- La bomba consume más potencia
- Recalentamiento de motor eléctrico
- Corta duración de rodamientos

El propósito de la aplicación de esta herramienta de gestión es determinar que fallas entre estas ocho nombradas anteriormente, son las que tienen más probabilidad de recurrencia, criticidad y gastos. En la tabla 4-5 se muestran los valores de importancia que se asignarán a las tablas de criterios, en las que se evalúan cada falla respecto al criterio.

IMPORTANCIA RELATIVA	VALOR
IGUALMENTE IMPORTANTE	1
SIGNIFICATIVAMENTE IMPORTANTE	5
EXCESIVAMENTE MAS IMPORTANTE	10
SIGNIFICATIVAMENTE MENOS IMPORTANTE	0,2 (1/5)
EXCESIVAMENTE MENOS IMPORTANTE	0,1 (1/10)

Tabla 4-5. Valores referenciales para armar la matriz de priorización.

Fuente: https://www.youtube.com/watch?v=L0b_3SiiAKI.

En la tabla 4-6 se ve los valores obtenidos en la evaluación de la importancia relativa entre cada criterio.

CRITERIOS A EVALUAR	RECURRENCIA	CRITICIDAD	GASTOS	SUMA	PORCENTAJE
RECURRENCIA		1	1	2	22%
CRITICIDAD	1		5	6	65%
GASTOS	1	0,2		1,2	13%
			TOTAL	9,2	100%

Tabla 4-6. Valores obtenidos de la comparación de importancia relativa entre los criterios.
Fuente: Resultados generados por la utilización de la matriz.

De la tabla anterior 4-6, se obtiene que el criterio más importante es la recurrencia de alguna de las fallas que se evaluarán con la matriz de priorización. A continuación, se procede a evaluar su falla en función de cada criterio.

RECURRENCIA	1°	2°	3°	4°	5°	6°	7°	8°	SUMA	PORCENTAJE
1° DESGASTE		0,1	1	1	1	5	5	5	18,1	15%
2° ROTURA DE PIEZAS	10		5	5	10	10	10	10	60	48%
3° FUGAS	1	0,2		1	1	5	5	5	18,2	15%
4° VIBRACIONES EN LA BOMBA	1	0,2	1		1	5	1	1	10,2	8%
5° AGARROTAMIENTO DE VÁLVULAS	1	0,1	0,1	1		1	1	1	5,2	4%
6° LA BOMBA CONSUME MAS POTENCIA	0,2	0,1	0,2	0,2	1		1	1	3,7	3%
7° RECALENTAMIENTO DE MOTOR ELÉCTRICO	0,2	0,1	0,2	1	1	1		1	4,5	4%
8°CORTA DURACIÓN DE RODAMIENTOS	0,2	0,1	0,2	1	1	1	1		4,5	4%
								TOTAL	124,4	100%

Tabla 4-7. Valores obtenidos de la comparación entre de las fallas con respecto a su recurrencia.
Fuente: Resultados generados por la utilización de la matriz.

De la tabla 4-7, se obtienen los porcentajes de recurrencia de cada falla en las que encontramos tres con mayor porcentaje; rotura de piezas, desgaste y fugas. Por lo que estas fallas tendrían mayor probabilidad de ocurrencia entre el total de fallas analizadas en la embarcación.

CRITICIDAD	1°	2°	3°	4°	5°	6°	7°	8°	SUMA	PORCENTAJE
1° DESGASTE		0,1	1	1	0,2	5	0,2	1	8,5	5%
2° ROTURA DE PIEZAS	10		10	10	10	10	10	10	70	43%
3° FUGAS	1	0,1		10	1	5	0,2	5	22,3	14%
4° VIBRACIONES EN LA BOMBA	1	0,1	0,1		0,2	1	0,2	1	3,6	2%
5° AGARROTAMIENTO DE VÁLVULAS	5	0,1	1	5		5	5	5	26,1	16%
6° LA BOMBA CONSUME MAS POTENCIA	0,2	0,1	0,2	0,2	0,2		0,2	1	2,1	1%
7° RECALENTAMIENTO DE MOTOR ELÉCTRICO	5	0,1	5	5	0,2	5		5	25,3	16%
8° CORTA DURACIÓN DE RODAMIENTOS	1	0,1	0,2	1	0,2	1	0,2		3,7	2%
								TOTAL	161,6	100%

Tabla 4-8. Valores obtenidos de la comparación entre las fallas con respecto a su criticidad.
Fuente: Resultados generados por la utilización de la matriz.

De la tabla 4-8, se obtiene que las fallas más críticas del sistema de gobierno serian; rotura de piezas, recalentamiento de motores eléctricos. Seguidos por el agarrotamiento de válvulas y fugas.

GASTOS	1°	2°	3°	4°	5°	6°	7°	8°	SUMA	PORCENTAJE
1° DESGASTE		0,1	1	1	0,2	5	0,2	5	12,5	7%
2° ROTURA DE PIEZAS	10		10	5	5	10	5	10	55	33%
3° FUGAS	1	0,1		0,2	0,1	0,2	0,1	0,1	1,8	1%
4° VIBRACIONES EN LA BOMBA	1	0,2	5		0,2	5	0,2	1	12,6	8%
5° AGARROTAMIENTO DE VÁLVULAS	5	0,2	10	5		5	1	5	31,2	19%
6° LA BOMBA CONSUME MAS POTENCIA	0,2	0,1	5	0,2	0,2		0,2	0,2	6,1	4%
7° RECALENTAMIENTO DE MOTOR ELÉCTRICO	5	0,2	10	5	1	5		5	31,2	19%
8° CORTA DURACIÓN DE RODAMIENTOS	0,2	0,1	10	1	0,2	5	0,2		16,7	10%
								TOTAL	167,1	100%

Tabla 4-9. Valores obtenidos de la comparación entre las fallas con respecto a los gastos que implican.
Fuente: Resultados generados por la utilización de la matriz.

En la tabla 4-9, se ven los resultados de la comparación de los gastos entre cada falla, en las que las fallas de rotura de piezas, agarrotamiento de válvulas y recalentamiento de motores eléctricos arrojan los porcentajes mayores de gastos para la reparación de ellas en la motonave mercante.

Luego de haber analizado todas las fallas con respecto a los criterios, se agrupan los resultados finales para clarificar cada falla con el criterio respectivo. Ver tabla 4-10.

CRITERIOS/FALLAS	RECURRENCIA	CRITICIDAD	GASTOS
DESGASTE	15%	5%	7%
ROTURA DE PIEZAS	48%	43%	33%
FUGAS	15%	14%	1%
VIBRACIONES EN LA BOMBA	8%	2%	8%
AGARROTAMIENTO DE VÁLVULAS	4%	16%	19%
LA BOMBA CONSUME MAS POTENCIA	3%	1%	4%
RECALENTAMIENTO DE MOTOR ELÉCTRICO	4%	16%	19%
CORTA DURACIÓN DE RODAMIENTOS	4%	2%	10%

Tabla 4-10. Resultados de cada falla en función de los criterios.
Fuente: Resultados obtenidos de tablas de la matriz de priorización.

De la tabla 4-10, se retratan los resultados obtenidos de las tablas anteriores en donde se evaluaban las fallas respecto a su criterio, estos porcentos de cada criterio de su falla deben multiplicarse con la tabla 4-6 en donde se deben relacionar los porcentos con su criterio correspondiente. Un ejemplo en la tabla 4-10 el valor de recurrencia del desgaste se multiplica por el porcentaje de recurrencia de la tabla 4-6.

CRITERIOS/FALLAS	RECURRENCIA	CRITICIDAD	GASTOS	TOTAL
DESGASTE	3%	3%	1%	7%
ROTURA DE PIEZAS	11%	28%	4%	43%
FUGAS	3%	9%	0%	13%
VIBRACIONES EN LA BOMBA	2%	1%	1%	4%
AGARROTAMIENTO DE VALVULAS	1%	10%	2%	14%
LA BOMBA CONSUME MAS POTENCIA	1%	1%	1%	2%
RECALENTAMIENTO DE MOTOR ELECTRICO	1%	10%	2%	14%
CORTA DURACION DE RODAMIENTOS	1%	1%	1%	3%
SUMA	22%	64%	13%	100%

Tabla 4-11. Matriz de priorización aplicada a fallas comunes en sistema de gobierno de la motonave mercante.

Fuente: Resultados obtenidos de la utilización de la matriz de priorización.

De la utilización de la matriz de priorización (tabla 4-11) se obtiene que hay dos fallas que tienen mayor relevancia entre los criterios analizados, la rotura de piezas y fugas hidráulicas son las fallas que presentan mayor recurrencia, criticidad y gastos para el sistema de gobierno de la motonave mercante.

4.3.3 Análisis de Pareto

Tenemos la situación de la motonave mercante que debe enfocar su mantenimiento a equipos críticos del sistema de gobierno, se tienen las fallas que afectan a este sistema por lo que a través del grafico de barras se visibilizará en donde hay que enfocar el mantenimiento preventivo de la motonave.

FALLAS	PODERADO	ACUMULADO
ROTURA DE PIEZAS	43%	43%
AGARROTAMIENTO DE VALVULAS	14%	57%
RECALENTAMIENTO DE MOTOR ELECTRICO	14%	71%
FUGAS	13%	84%
DESGASTE	7%	91%
VIBRACIONES EN LA BOMBA	4%	95%
CORTA DURACION EN RODAMIENTOS	3%	98%
LA BOMBA CONSUME MAS POTENCIA	2%	100%

Tabla 4-12. Porcentaje acumulado de las fallas de la motonave mercante.
Fuente: Elaboración propia utilizando la matriz de priorización.

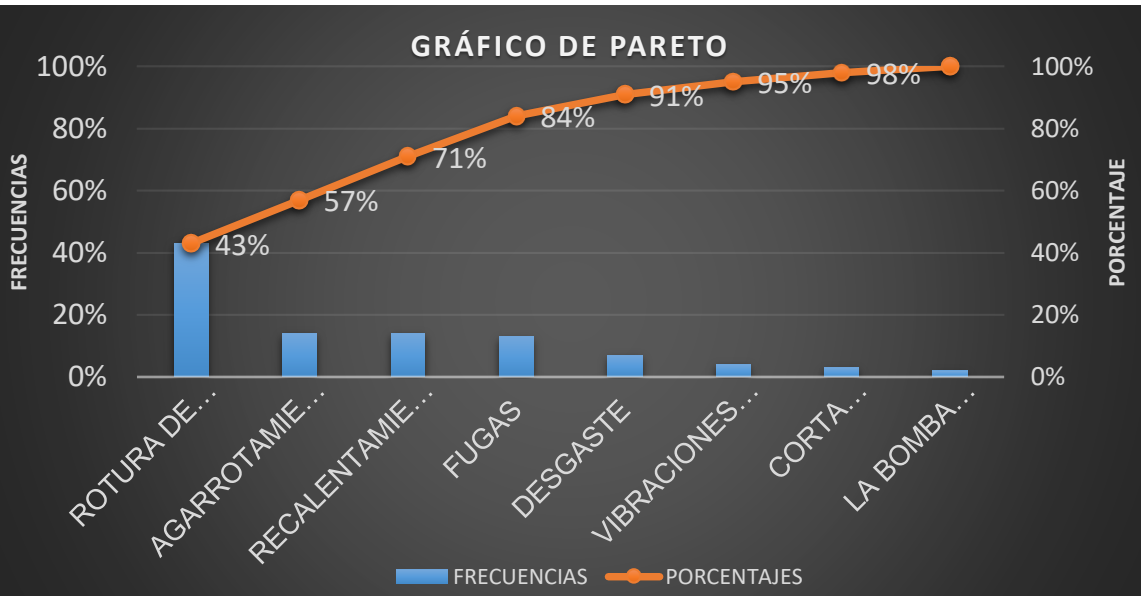


Figura 4-5. Diagrama de Pareto aplicado en fallas de la motonave mercante.
Fuente: Elaboración propia en software Excel.

Utilizando los valores de la tabla 4-12, se genera el diagrama de Pareto que demuestra que el 84% de las fallas analizadas corresponden a las que tienen mayor recurrencia, criticidad y gastos para la reparación en el sistema de gobierno de la motonave mercante, estas fallas corresponden a rotura de piezas, agarrotamiento de válvulas, recalentamiento de motores eléctricos y fugas. En la figura 4-5, se aprecia que la rotura de piezas es la falla más pronunciada en el gráfico de barras, debido a que las piezas del sistema de gobierno de la motonave mercante son de gran tamaño y sofisticada fabricación, el mercado de repuestos para el sistema está en el extranjero por lo que son de alto costo para su adquisición.

El diagrama de Pareto puede ser utilizado para implantar un plan de mantenimiento preventivo en los equipos analizados por la matriz de priorización, de ese modo se puede controlar el comportamiento de los equipos a través de inspecciones y pruebas no destructivas, alargando la vida útil de las piezas del sistema de gobierno.

4.3.4 Conclusiones del análisis del problema de la motonave

Después de hacer la inspección visual se determinó lo siguiente:

- Mecha doblada, reemplazar por repuesto nuevo
- Macizo (acoplamiento cónico) superior de la pala timón de ajuste con mecha deformado e inutilizable
- Macizo porta cojinete de zona limera deformado e inutilizable
- Cojinete zona limera deteriorado e inutilizable
- Retenes de grasa en mal estado y deteriorados
- Estructura de timón recuperable

Se toma la decisión de reparar los componentes y reemplazar los que presentan deterioro para ello se generará un informe (tabla 4-13) indicando la acción.

Los problemas de la motonave en el sistema de gobierno se deben principalmente a un colapso estructural del “Rudder Horn”, quedando el timón soportado por la mecha, esta va posicionada de forma vertical y tiene dos alojamientos para sus cojinetes. Al desprenderse el Rudder Horn el timón pierde su soporte funcional por lo que la mecha tuvo contacto con su alojamiento inferior (limera) produciendo deformaciones plásticas en esa zona y la misma mecha deformándose en su acoplamiento con el timón debido al peso de este mismo.

4.3.5 Generación de informe para la reparación

La siguiente tabla 4-13, describirá las tareas por áreas que se deben hacer para restaurar el funcionamiento del sistema hidráulico de gobierno de la motonave mercante.

Componente/Equipo /Sistema	Descripción	Motivo
Servo-motor hidráulico	Se debe fabricar una llave de copa (anexo E) con la finalidad de soltar la tuerca de ajuste entre la rosca de la mecha y el cuerpo del rotor de paletas.	Desmontaje
	Realizar alineamiento del servo-motor respecto a la zona limera de la popa.	Recuperación
	Realizar escariado de 57 mm en los agujeros de pernos base del servo-motor.	Escariar
	Confeccionar pernos base una vez escariado e instalar en AC.SAE-1045 con tuercas y contratuercas.	Confeccionar pernos guías
Cajera porta sellos	Verificar estado de la cajera porta sellos y reemplazar si es necesario.	Deformado
	Reemplazar retener de grasa.	deteriorados
Tubo limera	Desmontar macizo de tubo limera por deformaciones permanentes. Preparar calzo para instalar macizo nuevo e instalar pernos con objetivo centrar a línea de tubo limera.	Deformado e inutilizable Recuperación Preparación
	Adquirir macizo porta cojinete limera según plano de cliente.	Deformado e inutilizable
	Adquirir cojinete limera en material de algodón fenólico.	Deteriorada e inutilizable
	Instalar cojinete limera con nitrógeno líquido.	Instalación
	Realizar inspección a la recepción del cojinete y macizo de limera.	Inspección
Mecha	Adquirir mecha por repuesto nuevo, según plano cliente, anexo F.	Deformado e inutilizable
	Realizar inspección a la recepción según plano de cliente y emitir ficha dimensional.	Inspección
	Realizar una prueba de ajuste de los conos de acoplamiento y mejorar si es necesario.	Inspección
Rudder Horn	Inspeccionar deformaciones y evaluar.	Inspección
	Retirar estructura y hacer limpieza para repuesto nuevo.	Deformado e inutilizable
	Instalar estructura nueva (anexo R) una vez alineada y hacer una inspección de calidad.	Instalación e inspección

Pala timón	Realizar desmontaje de macizo con el objetivo de reemplazar por repuesto nuevo.	Deformación permanente
	Realizar medición de las dimensiones para comparar con las del plano del cliente, anexo G.	Inspección
	Preparar calzo para instalar macizo de repuesto.	Instalación
	Instalar cuerda piano a objeto de centrar macizo en una línea determinada según plano de fabricación del cliente.	Centrar macizo
	Aplicar soldadura a macizo y realizar control periódico de alineamiento.	Fijar macizo con soldadura
	Realizar armado de la mecha y pala timón en zona segura para verificar alineamiento entre mecha y pivote del timón.	Alineamiento
Conjunto pala timón	Realizar inspección no destructiva con líquidos penetrantes a todos los componentes necesarios e informar mediante informe con recomendación de reparación.	Inspección
	Trasladar los componentes de conjunto pala timón al fondo del dique a objeto de su posterior instalación.	Traslado
	Realizar instalación de retenes en zona de cajera de sellos.	Instalación de retenes
	Realizar instalación de la mecha, calar cono y amarrar tuerca gata en zona superior del servo-motor.	Instalar mecha, calar cono y asegurar
	Realizar calado de cono de mecha en cono de pala y asegurar tuerca gata.	Calado mecha
	Realizar calado de cono del pivote del timón y asegurar tuerca gata.	Calado Pinzote
Conjunto pala timón	Realizar pruebas de abatimiento en dique en presencia de cliente.	Pruebas
	Realizar pruebas de funcionamiento en navegación en presencia del cliente.	Pruebas

Tabla 4-13. Tareas planeadas para la reparación del sistema hidráulico de gobierno de la embarcación mercante.

Fuente: Elaboración propia basado en información adquirida en práctica profesional 2019.

4.3.6 Listado de materiales, equipos y herramientas a utilizar en las maniobras de montaje y desmontaje.

Para la generación de las herramientas y equipos se utilizará la tabla 4-14, para mantener un orden adecuado del nombre del equipo, descripción y cantidad.

Nombre del ítem	Descripción	Cantidad
Perno base servo-motor, acero SAE 10-45	De acuerdo a las normas del astillero se deben reemplazar los pernos bases (anexo H) que se des aflojarán para el desmontaje del servomotor.	12
Tuerca de perno base servo-motor. AC.SAE 10-20	Una tuerca asegura el perno base, y otra se usa de contratuerca para mantener la tensión del perno.	24
Tuerca pistón	Estas tuercas (anexo I) son nuevas debido al deterioro de las anteriores reemplazadas.	2
Tuerca con anillo pistón	Montaje y desmontaje de rotor con mecha.	1
Cojinete AC. AISI inoxidable 316 L	Para montarlos en mecha y Pinzote.	2
Cojinete de algodón fenólico	Montaje en limera y tintero de la embarcación mercante.	2
Llave de copa	Se fabricará en el astillero para desmontar la tuerca hidráulica que asegura la conexión el rotor con la mecha.	1
Cáncamo M64x100, acero A24-37ES	Sujeción para maniobras de montaje y desmontaje de la Mecha del timón.	1
Cáncamo M48x75, acero A24-37ES	Sujeción para maniobras de montaje y desmontaje de Pinzote del timón.	1
Cáncamo 5t, acero A131 GR-B ASTM	Se instalarán en la sala del servo-motor hidráulico para maniobras de izaje de la caja y rotor. Dimensiones cáncamo, anexo J.	3
Cáncamo 9t, AC.ASTM A131 GB-B	Se instalará en sala de servo-motor hidráulico para maniobras de desmontaje y montaje de la mecha. Dimensiones cáncamo, anexo J.	3
Cáncamo 24t, AC.ASTM A131 GR-B	Se deben instalar en el casco del buque en zona de popa, para maniobras de montaje y desmontaje de timón. A su vez el timón debe llevar cáncamos para la posterior elevación. Dimensiones cáncamo, anexo J.	17
Compresor de aire 14 Bar móvil	Para accionar tecles neumáticos.	1
Plataforma elevadora telescópica capacidad 230kg sin restricción	Se ocupara en la elevación de personas para el montaje de las tuercas pistón.	1
Máquina de resistencia a baja tensión	Se utilizara para dilatar los cojinetes de acero AISI inoxidable 316L, para su posterior montaje.	1
Tanque de nitrógeno líquido 110m^3	Para contraer cojinetes de algodón fenólicos instalados en limera y tintero.	1
Bomba manual de inyección de aceite 150MPa	Para el calado en los acoplamientos cónicos	2

Bomba eléctrica de inyección de aceite 150MPa	Para el calado de la mecha y Pinzote en acople cónico.	1
Acople rápido hembra 1” Tipo C	Repuesto de acople hembra para manguera neumática.	4
Acople rápido macho 1” Tipo F	Repuesto para acople macho para la conexión con manguera neumática.	4
Mangueras neumáticas 1”	Se utilizara para el funcionamiento de tecles neumáticos de capacidad 18t.	5
Manifold para acoples rápidos de 1”	Para distribución del aire comprimido en las mangueras de tecles neumáticos.	1
Eslinga sintética plana multiramal designación S-EE-4-6-6-10	Reforzadas para 22t, se usarán para montaje de timón y retiro de la mecha.	3
Eslinga sintética plana multiramal designación S-EE-4-6-02-01	Para maniobras de izaje del desmontaje y montaje del servo-motor.	2
Eslinga sintética plana multiramal designación S-EE-4-6-04-03	Se utilizaran para soportar la mecha en el izaje del rotor en el servo-motor.	5
O’rings de sellado	Van montados en los conos de la mecha para su posterior montaje, también las tuercas pistón utilizan de estos.	9
Llave francesa 12 pulg.	Se utilizara en desmontaje del servo-motor hidráulico.	2
Estrobo 1A-GU/GU-6x26-SC-ENGR-15/8”	Capacidad para 24t en toma axial, se usara para maniobras.	4
Juego de dados 10mm-24 mm y llaves Allen	Desmontaje de servo-motor hidráulico.	2
Juego de llaves punta corona de 10mm-24mm	Desmontaje de servo-motor hidráulico.	2
Llave corona de golpe 65mm	Desmontaje de pernos base del servo-motor hidráulico.	2
Cinzel	Desmontaje del servo-motor hidráulico.	2
Combo largo de 20 libras	Desmontaje de servo-motor hidráulico.	1
Combo corto de 8 libras	Desmontaje de servo-motor hidráulico.	1
Combo corto de 2,5 libras	Desmontaje de servo-motor hidráulico.	1
Tecle de cadena capacidad 5t	Para mover el rotor de paletas y caja del servo-motor hidráulico.	5
Tecle de cadena capacidad 3t	Para mover el rotor de paletas y caja del servo-motor hidráulico.	3
Tecle de cadena capacidad 18t	Para desmontar el conjunto timón.	1
Tecle neumático capacidad 18t	Para desmontar y montar, mecha del timón.	1
Tecle neumático capacidad 25t	Para las maniobras de izaje para el montaje y desmontaje del timón	4

Tecle de cadena capacidad 1t y 2t	Para instalación de otros tecles.	2 c/u
Grillete lira para 25t	Utilizado para maniobras de montaje y desmontaje del timón.	4
Grillete lira para 9,5t	Utilizado para maniobras de montaje y desmontaje del timón.	8
Grillete lira para 4,75t	Utilizado para maniobras de montaje y desmontaje de la caja del servo-motor hidráulico .	4
Cuñas de acero	Para alinear el servo-motor hidráulico.	16
Azul de Prusia 170g	Se usarán en el ajuste de los alineadores mecánicos.	8
Diluyente 1L	Para limpieza de piezas mecánicas.	10
Lima plana fina 10pulg.	Para ajuste de alineadores mecánicos.	3
Lima plana basta 10pulg.	Para ajuste de alineadores mecánicos.	3
Carda	Se usará para limpieza de limas.	2
Equipo de corte con gas oxiacetilénico	Se deberá utilizar en el corte de escorias en la popa del buque y para desmontar el macizo inutilizable de la limería.	1
Cilindro hidráulico para 30t de doble acción	Para levantar el timón en pruebas acoplamiento de los conos del Pinzote y Mecha.	1
Set de tintas penetrantes	Se utilizará para descubrir errores en uniones soldadas.	Indefinido
Mecha nueva	Este es el repuesto para reemplazar la mecha deteriorada, su composición es de AC.AISI inoxidable 316L.	1
Grúa terrestre 90t	Para maniobra de montaje del Rudder horn.	2
Grúa portal 50t	Para maniobras de montaje e izaje de conjuntos del timón.	1
Pie de metro rango de 0-300mm resolución de 0.01mm	Para mediciones simples en terreno.	1
Micrómetro de exteriores rango 0-25mm con graduación de 0.01mm	Para mediciones de telescopines interiores.	1
Micrómetro de exteriores análogo rango 525-550mm graduación 0.01mm	Se utilizará en la medición de la contracción térmica del diámetro externo de las bocinas fenólicas.	1
Micrómetro tubular de interiores rango 425-450mm graduación 0.01mm	Se utilizará en la medición de dilatación térmica del diámetro interno de las bocinas metálicas (AC.AISI inoxidable 316L).	1
Micrómetro de interiores digital rango 50-65mm	Para medición de agujeros de pernos base de servo-motor.	1
Juego de telescopines interiores	Para mediciones de cavidades en alojamientos de los alineadores mecánicos.	1

Alineador óptico con blancos y cuerda piano	Se fabrican dos blancos ópticos que en su centro alojaran un retículo en su centro pasa la cuerda piano utilizada para la alineación estructural.	2
Paño abrasivo scotch-brite designación 7447	Para limpieza y acabado superficial de superficies y piezas del servo-motor.	12
Paños de tela	Para limpieza de herramientas y/o superficies con aceites, grasas,etc.	Indefinido
Andamios	Se usará como plataforma para tareas.	Indefinido
EPP	Equipos de protección personal.	Indefinido
Tensionador hidráulico M64	Para desmonte de pernos de anclaje M64 que aseguran la tapa del servo-motor.	1
Par de radios portátiles	Utilización en maniobras de izaje.	1

Tabla 4-14. Elementos, equipos y materiales a usar en las maniobras de montaje y desmontaje del sistema de gobierno de la motonave mercante.

Fuente: Elaboración propia en base a práctica profesional 2019.

4.4 PROCEDIMIENTO DE DESARME Y SEGURIDAD DEL SISTEMA DE GOBIERNO DE LA MOTONAVE MERCANTE

Para proceder con el desmontaje de los componentes del sistema de gobierno se debe hacer una charla de seguridad al personal implicado en las maniobras de izaje. Se debe prestar atención especial en el estado de cada uno de los integrantes de los equipos de trabajo para evitar accidentes, si alguno se encuentra en mal estado de salud puede ser un peligro para él y las demás personas.

Primero que todo las maniobras del desmontaje estarán reguladas por la norma ISO 9001 Contando con un sistema de gestión de la calidad, entregando un servicio adecuado para la comodidad del cliente. Los trabajos deben llevarse a cabo en un ambiente de trabajo que sea seguro el desempeño de ello, se debe prestar atención a las condiciones del terreno físico y al clima ya que las grúas no pueden operar cuando hay mucho viento, también la lluvia dificulta la visibilidad del operador de grúa pudiendo producirse un accidente, otros factores que afectan al desempeño de la operación de la grúa son; frio extremo, niebla, iluminación artificial, mal estado físico o mental del operador de la grúa. Además, la operación de la grúa cerca de tendidos eléctricos presenta un peligro para su operación.

Las tareas realizadas por el astillero se detallan a través de un informe final que se entrega al cliente. Además, estas tareas serán supervisadas por un líder que tiene las aptitudes técnicas y experiencia en área desempeñada.

4.4.1 Protocolo de seguridad para el trabajo con grúa

Las maniobras de izaje deberán seguir la norma ASME B30.5 que regula el uso seguro de grúas.

El propósito de esta norma es:

- Prevenir o minimizar lesiones a trabajadores, y por otra parte proporcionar para la protección de la vida, extremidades, y propiedades por requerimientos de seguridad prescritos.
- Proporcionar dirección para fabricantes, propietarios, empleadores, usuarios y otros relacionados con, o responsables por, su aplicación.
- Guiar a los gobiernos y otros cuerpos regulatorios en el desarrollo, promulgación y aplicación de directivas apropiadas de seguridad.

Los equipos abarcados por la Norma B30 están sujetos a riesgos que no pueden ser suprimidos por medios mecánicos, tan sólo por el ejercicio de la inteligencia, cuidado y sentido común. Por lo tanto, es esencial tener involucrado en el uso y operación del equipo personal que sea competente, cuidadoso, física y mentalmente calificada, y entrenada en la operación correcta del equipo y el manejo de las cargas. Los riesgos serios incluyen, pero no están limitados a, inapropiado o inadecuado mantenimiento, sobrecargado, caída o deslizado de la carga, obstruyendo el libre paso de la carga, y usando el equipo para propósitos para el cual no fue destinado o diseñado.

A. Inspección general de grúa

Las grúas a utilizar deben tener una inspección frecuente o periódica dependiendo del plan de inspección que utilice la administración, la inspección debe realizarse por una persona calificada y deberá inspeccionar los siguientes elementos:

- Todos los mecanismos de control por desajustes que interfieran con la operación correcta: diariamente, cuando se use.
- Todos los mecanismos de control por desgaste excesivo de los componentes y contaminación por lubricantes u otra materia extraña.
- Las ayudas operacionales por mala función: diariamente, cuando se use.

- Todas las mangueras hidráulicas, particularmente esas que se flexionan en operación normal de las funciones de la grúa, deberían ser inspeccionadas visualmente una vez cada jornada, cuando se use.
- Los ganchos y pestillos por deformación, daño químico, grietas y desgaste.
- El asegurado del cable por el cumplimiento con las especificaciones del fabricante de la grúa.
- Los aparatos eléctricos por mal funcionamiento, señales de deterioro excesivo, suciedad, y acumulación de humedad.
- El sistema hidráulico por apropiado nivel de aceite: diariamente, cuando se use.
- Los neumáticos por presión de inflación recomendada

Los registros fechados por inspecciones periódicas deberán ser hechos sobre elementos críticos tales como frenos, ganchos de grúa, cables y válvulas de relevo de presión hidráulica y neumática. Los registros deberían ser guardadas donde estén disponibles para un personal determinado.

B. Responsabilidad del operador

Respecto al operador de la grúa que será el encargado de realizar las maniobras de izaje tendrá las siguientes responsabilidades:

- Revisar los requerimientos para la grúa con el director de elevación antes de las operaciones.
- Conocer qué tipos de las condiciones del sitio podrían afectar negativamente la operación de la grúa y consultar con el director de elevación acerca de la posible presencia de esas condiciones.
- Entender y aplicar la información contenida en el manual de operación del fabricante de la grúa.
- Entender las funciones y limitaciones de la grúa tan bien como sus características operativas particulares.
- Usar las(s) tabla(s) de carga nominal y diagramas de la grúa y aplicar todas las notas y advertencias relacionadas a la(s) tabla(s) para confirmar la correcta configuración de la grúa adecuado a la carga, sitio y condiciones de elevación.
- Rehusar operar la grúa cuando cualquier porción de la carga o grúa entraría a la zona prohibida de líneas de poder energizadas.
- Realizar una inspección diaria.
- Reportar de inmediato la necesidad de cualquier ajuste o reparaciones a una persona designada.

- Seguir los procedimientos para el bloqueo aplicable fuera/jornada.
- No operar la grúa cuando no está en forma mental o físicamente.
- Asegurar que todos los controles están en la posición de apagado o neutral y que todo el personal está despejado antes de energizar la grúa o arrancar el motor.
- No participar en cualquier práctica que distraerá su atención mientras opera los controles de la grúa en el momento.
- Probar la función de los controles de la grúa que serán usadas y operar la grúa solo si la función de esos controles responde apropiadamente.
- Operar las funciones de la grúa, bajo condiciones normales de operación, en una manera suave y controlada.
- Conocer y seguir los procedimientos especificados por el fabricante o aprobado por una persona calificada, para el montaje, desmontaje, instalación y aseguramiento de la grúa.
- Conocer cómo trasladar la grúa.
- Observar cada estabilizador durante la extensión, colocación y retracción o usar un señalizador para observar cada estabilizador durante la extensión, colocación o retracción.
- Asegurar que el(los) peso(s) de la carga y aparejos han sido proveídos.
- Calcular o determinar la capacidad neta para todas las configuraciones que serán usadas y verificar, usando la(s) tabla(s) de capacidad nominal, que la grúa tiene suficiente capacidad neta para la elevación propuesta.
- Considerar todos los factores conocidos que podrían afectar la capacidad de la grúa e informar al director de elevación de la necesidad de hacer ajustes apropiados.
- Conocer las señales estándar y especiales (figura 4-6 y 4-7), y responder a tales señales de la persona que está dirigiendo la elevación o un señalizador nombrado. (Cuando un señalizador no es requerido como parte de la operación de elevación, el operador es entonces el responsable por el movimiento de la grúa. Sin embargo, el operador deberá obedecer una señal de detención en todas las veces, no importando quién la dé).
- Si la energía falla durante las operaciones: (1) Ajustar todos los frenos y dispositivos de bloqueo. (2) Mover todos los embragues u otros controles de energía a la posición apagado o neutral. (3) Descender cualquier carga suspendida debajo del gancho bajo control del freno si es practicable.
- Antes de dejar la grúa desatendida: (1) Descender cualquier carga suspendida debajo del gancho. (2) Desenganchar el embrague maestro. (3) Ajustar los frenos del aguilón, giro y traslado y otros dispositivos de bloqueo. (4) Poner los controles en la posición de apagado o neutral. (5) Detener el motor. (6) Considerar las recomendaciones del fabricante para asegurar la grúa, cuando existe un peligro de tormenta local.

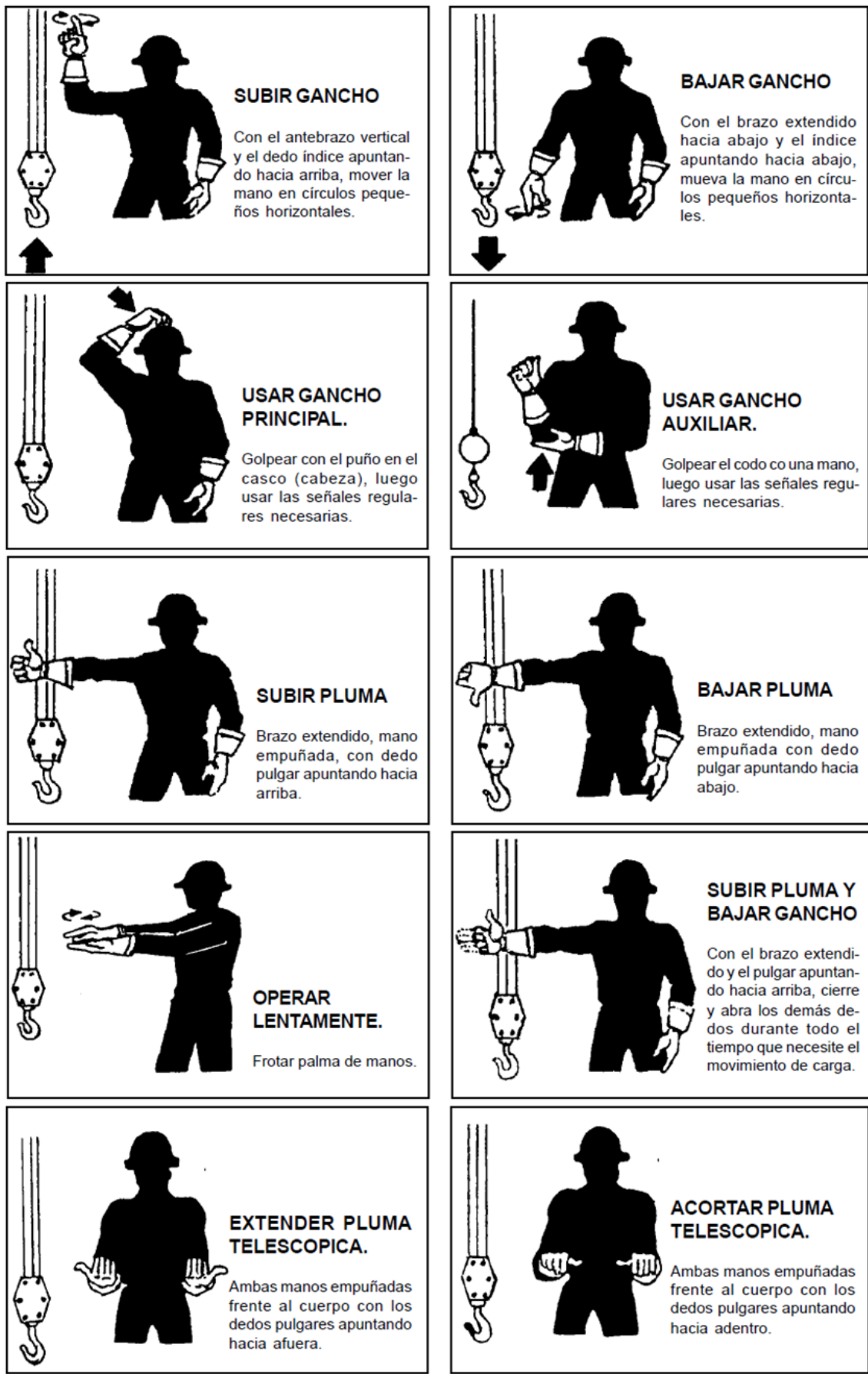


Figura 4-6. Señales estándares para maniobras de izaje con grúas.

Fuente: Norma ASME B30.



Figura 4-7. Señales estándares para maniobras de izaje con grúas.
Fuente: Norma ASME B30.

4.4.2 Protocolo de seguridad para trabajos con eslingas sintéticas, cables y cadenas

Al igual que en el punto 4.4.1 la regulación de trabajo con eslingas, cadenas y cables de acero están normadas por la ASME B30.9 tiene el mismo propósito que es resguardar la vida de las personas que se exponen a trabajos en los que deben utilizar equipos de izaje.

El personal que seleccionará las eslingas y otros equipos de izaje será el supervisor en línea, líder del equipo con las competencias necesarias para dar seguridad de su decisión en base a su experiencia. La regulación OSHA 1910.184 menciona que una persona calificada es aquel: “que, por la posesión de un grado reconocido o certificado de aptitud profesional en un campo de aplicación, o que, por un amplio conocimiento, la formación, y la experiencia, tiene éxito demostrando la capacidad para solucionar o resolver problemas en relación con el tema y el trabajo”.

A. Definiciones

Elemento de izaje: es todo dispositivo fabricado para elevar, bajar y trasladar una carga. Deben indicar; fabricante, capacidades de levante, ángulos y configuraciones de trabajo, factor de seguridad.

WLL: working load limit (carga límite de trabajo) es la carga máxima segura que puede soportar el elemento de izaje, con relación al ángulo de trabajo.

BLL: break load limit (carga límite de ruptura) es la carga límite del elemento de izaje en la que se produce su fatiga y posterior ruptura.

FS: factor security (factor de seguridad) es la capacidad de reserva teórica del elemento de izaje, con él se puede levantar de forma segura la carga límite de trabajo.

SWL: safe working load (carga segura de trabajo) es la carga segura con la que el elemento de izaje cumplirá todas las expectativas de funcionamiento respecto a su ángulo de trabajo.

Carga dinámica: es la carga que presenta una repentina aplicación de fuerza (tirones o tirones repentinos de una carga).

Configuraciones de izaje: son las distintas formas de utilizar el elemento de izaje para agarrar o enganchar la carga, las más comunes son en vertical (axial), lazo y en “U”.

B. Inspección

Para la inspección de los materiales de izaje el fabricante ofrece una serie de recomendaciones⁵ que están bajo la normativa americana (ASME B30) requiere que todas las eslingas sean inspeccionadas al menos una vez al año por personal competente y capacitado. Eslingas de cadena, de cable, sintéticas planas y tubulares, así como otros elementos y accesorios, pueden ser inspeccionados en un único proceso, asegurando la trazabilidad completa.

Cada eslinga, cable, cadena es individualmente identificada y registrada por área de trabajo, número de serie (si está disponible), dimensiones, carga, tipo, aplicación y condición. Los productos que no se encuentren en estado óptimo, de acuerdo a las normativas de seguridad internacionales, es decir, que representen un riesgo para la seguridad del trabajador o la empresa, será identificado con un sello de seguridad y etiquetado como no apto para su uso.

Al analizar, se emitirá un informe detallado del estado de cada producto y las acciones necesarias. Así mismo, incluyen recomendaciones específicas de trabajo y uso para mejorar la vida útil de los productos y su seguridad. La inspección de los elementos de izaje, no solo ayuda a mantener la seguridad de estos, sino que adicionalmente incrementa la confianza de los usuarios en la seguridad de los productos, creando ambientes de trabajo seguros y procesos más eficientes.

⁵ Catálogo de eslingas DISTINTEC

C. Prácticas seguras de trabajo

- El o los usuarios de las eslingas deben estar capacitados en el uso general, incluyendo selección, uso, inspección, prácticas de rigging (aparejo), cuidados al personal de trabajo y al medio ambiente.
- Inspeccionar las eslingas diariamente antes de cada uso y retirar si tienen defectos.
- Proteger las eslingas de cortes, daños en esquinas, cantos, puntas que no sean curvas.
- Usar las eslingas de manera adecuada respetar su carga segura de trabajo y siempre considerar el ángulo de trabajo y tensión de la eslinga.
- Almacenar las eslingas en un lugar seguro, evitando salpicaduras de soldadura, chispas, químicos, rayos UV.
- Jamás usar una eslinga o cualquier elemento de izaje que presente deterioro, sus resistencias mecánicas ya no serán las mismas.
- Trasladar la eslinga de forma adecuada, sin arrastrarla o deteriorarla.
- No exponer las eslingas de poliéster o nylon a fuentes de calor.
- No exponer eslingas a químicos o a vapores de estos.
- Las cargas deben estar estables respecto a su centro de gravedad, se debe tener especial cuidado con los aparejos para evitar accidentes.
- La carga inapropiada, golpes durante el izaje, desequilibrio, sobrecarga o la inadecuada consideración de los efectos de los factores en los ángulos de izaje, presentaran en un peligro para la seguridad de la maniobra.
- Siempre se debe conocer el peso de la carga a levantar y su centro de gravedad.
- Nunca debe haber trabajadores de bajo de la carga mientras se es levantada o trasladada, si algo falla puede terminar en un accidente grave.
- Las cargas suspendidas deben estar libres de obstáculos, y el lugar de descarga debe estar preparado.
- Las eslingas no deben sufrir aplastamientos, tampoco torcidas al momento de ejercer la fuerza, nunca se deben acortar las eslingas por algún método improvisado.
- Nunca deben tomar las eslingas con las manos mientras la carga se está elevando, se debe utilizar una cuerda guía para ayudar con la estabilidad de la carga.
- Las capacidades de cargas, configuraciones, designación y más información que debe llevar la eslinga en su etiqueta debe estar visible, si es el caso contrario no usar esa eslinga.

D. Criterios de rechazo del elemento de izaje según ASME B30.9

Según la norma generalizada, todo elemento de izaje que este sin su etiqueta o se encuentre ilegible, evidencia de daños por calor, estrobos torcidos, accesorios oxidados, con fisuras, muescas, hendiduras, corrosión o quebraduras (figura 4-8). Otras condiciones incluyendo daños visibles que hagan dudar de la utilización del elemento. En particular se debe inspeccionar lo siguiente en cada elemento:

- **Cable de acero:** (1) Exceso de alambres rotos en estrobos sencillos o en cable de grúa. Si tienen más de 10 alambres rotos en un paso, o 5 alambres rotos en un paso del cable. (2) Severa abrasión o roce localizado, dobleces permanentes, aplastamientos, jaulas de pájaro. (3) Corrosión severa del cable o de los accesorios en el extremo del cable. (4) Cualquier otro daño que deteriore la estructura del cable de acero.
- **Eslinga de cadena** (también es aplicable a cadenas de tecles): (1) Fisuras o roturas. (2) desgaste excesivo, muescas, hendiduras. (3) Eslabones o componentes elongados. (4) Eslabones o componentes doblados, torcidos o deformados. (5) Exceso de corrosión o picaduras. (6) Eslabones o componentes sin movimiento libre.
- **Eslingas planas sintéticas** (poliéster o nylon): (1) Quemaduras por ácidos o soda cáustica. (2) Derretido o chamuscado en el cuerpo de la eslinga. (3) Hoyos, roturas, cortes o telas deshilachadas. (4) Costuras rotas o desgastadas con el uso de la eslinga. (5) Desgaste por abrasión excesiva. (6) Eslingas decoloradas o quebradizas, o cualquier parte de la estructura que presente zonas tiesas producidas por químicos o rayos UV.

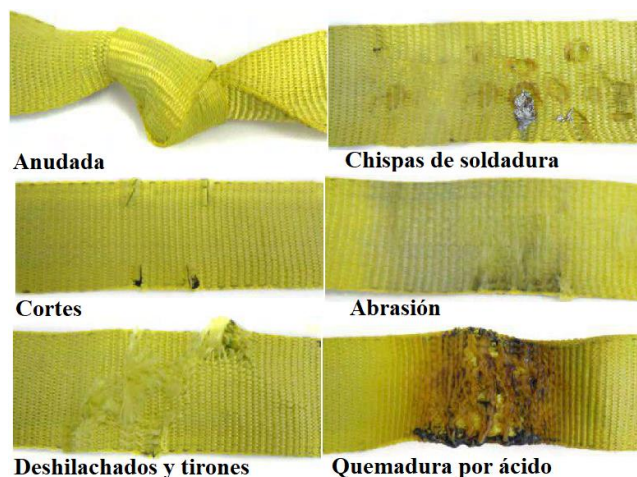


Figura 4-8. Visualización de criterios para retiro de eslingas planas sintéticas.

Fuente: Elaboración propia en base a catálogo DISTINTEC.

4.4.3 Procedimiento de desmontaje del sistema de gobierno

Teniendo claro el punto anterior (4.4.2) se puede sintetizar los puntos clave para una maniobra segura de izaje, siempre ocupar elementos de izaje que tengan una inspección adecuada, conocer los límites de carga de la grúa y eslingas, conocer el peso de la carga en el caso analizado el peso total es 35250 kg, su centro de gravedad es céntrico en el timón, material AC.ASTM A131 GR-B, y nunca debe haber o transitar personal de bajo de la carga mientras se eleva o baja, además las indicaciones de las maniobras de izaje al operador de la grúa, solo deben efectuarse por una sola persona que estará calificada para el mando, normalmente es el líder del equipo.

4.4.3.1 Especificaciones técnicas e instalación de Cáncamos para asegurar el izaje.

Antes de comenzar cualquier proceso de soldadura el supervisor a cargo debe verificar que estén claramente definidos en las especificaciones:

- a) Tipo de material a soldar.
- b) Tipo de material de aporte.
- c) Proceso de soldadura.
- d) Posición de los trabajos de soldadura

Para la aplicación de esta instrucción de trabajo se debe tener presente las características de cada trabajo, la importancia de la estructura y el nivel de inspecciones que se requiera. Posteriormente efectuar inspección de las zonas y biseles de soldadura, en esta etapa el preparador debe solicitar el apoyo del taller metalurgia, para inspecciones no destructivas., ante dudas del material base.

Una vez realizada la inspección de biseles y zonas de ajustes el ingeniero de terreno o supervisor general, debe confeccionar croquis explicativo con el detalle técnico de las juntas a soldar, la preparación de los biseles de las piezas a soldar debe ser realizado de acuerdo a lo indicado en planos (anexo J), croquis, según corresponda, los cuales deben ser uniformes con una terminación homogénea.

Como el método más recurrente para la fabricación de los biseles es el oxicorte, la superficie del bisel tiene que quedar libre de todo tipo de escorias y óxidos producidos por este proceso.

De los biseles efectuados en terreno, estos deben ser igualmente uniformes y homogéneos, con la precaución de no sobrecalentar mucho el material para evitar deformaciones y que cumplan con las indicaciones entregadas de ángulo y abertura entre las uniones.

Debido a que la soldadura es un proceso de unión por fusión en donde se mezclan el material de aporte y la plancha base, es que todos los biselos deben estar limpios de grasas y aceites, libres de escorias, óxidos, grietas superficiales por lo que deben ser prolijamente esmerilados a fin de eliminar las imperfecciones e impurezas producto del oxicorte u otro método de corte, para que no afecte la calidad de la unión soldada.

El desalineamiento permitido entre las uniones dependerá del espesor de las planchas donde “d” (desalineamiento máximo) y “e” (espesor de la plancha), ver figura 4-9.

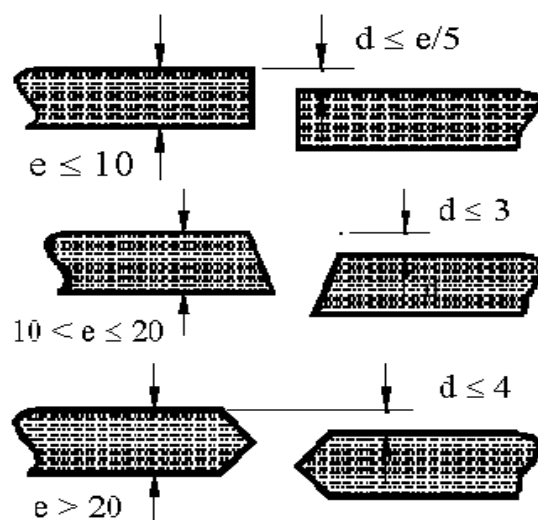


Figura 4-9. Desalineamiento máximo permitido en uniones de planchas.

Fuente: Instructivo de soldadura, ASMAR.

Para el proceso de armado se debe usar el mismo material de aporte y precauciones usadas para el proceso de soldeo, debiendo los pinchazos ser inspeccionados por el supervisor y/o el inspector de calidad, antes de colocar el cordón de raíz, excepto cuando los pinchazos y el cordón de raíz deben ser removido mediante el torchado.

Para el armado el personal que es el encargado de unir mediante pinchazos tiene que tener la calificación necesaria para el tipo de posición en la cual se efectuará el armado. De las calificaciones para este tipo de uniones el soldador tendrá que estar calificado para la posición en la cual tenga que soldar, las calificaciones serán:

- 1 G: Unión a tope en posición plana.
- 2 G: Unión a tope en posición horizontal.
- 3 G: Unión a tope en posición vertical ascendente.
- 4 G: Unión a tope en posición sobre cabeza.

Las aberturas máximas para este tipo de unión por ranura serán fijadas por las especificaciones técnicas especiales, tabla 4-15.

Separaciones máximas entre juntas					
Espesores	1 G	2 G	3 G	4 G	Tipo de bisel
$e \leq 5 \text{ mm.}$	$\leq 2 \text{ mm}$	$\leq 2 \text{ mm}$	$\leq 2 \text{ mm}$	$\leq 2 \text{ mm}$	N/A
$5 < e \leq 19 \text{ mm.}$	hasta a 5 mm	hasta a 5 mm	hasta a 5 mm	hasta a 5 mm	Y
$19 < e < 30 \text{ mm.}$	hasta a 5 mm	hasta a 5 mm	hasta a 5 mm	hasta a 5 mm	X

Tabla 4-15. Separaciones máximas entre uniones mediante pinchazos.
Fuente: Instructivo de soldadura ASMAR.

Las calificaciones de uniones de soldadura mediante filete son las siguientes:

- 1F: Unión en posición plana.
- 2F: Unión en posición horizontal.
- 3F: Unión en posición vertical.
- 4F: Unión en posición sobre cabeza.

Los cáncamos a soldar en el casco del buque y conjunto del timón tendrán que seguir procesos de limpieza, inspección y posterior preparación del material donde se soldarán los cáncamos, el acero de los cáncamos y casco del buque incluyendo al timón son de acero forjado ASTM A131 GB-B, es un acero estructural soldable con una resistencia a la ruptura de 490 MPa y límite de fluencia 235 MPa, la soldadura de los cáncamos necesitará de biseles en sus aristas inferiores de 50° máximo, y un precalentamiento entre 90°-150°C (por su porcentaje de carbono) en su zona posterior que ira unida al casco del buque y conjunto timón.

Se instalarán dieciséis cáncamos para 24 toneladas cada uno utilizando la plataforma elevadora telescópica y plataformas de andamios, se soldarán utilizando una máquina MIG con alambre grado E7T1-M21A2-CS1 H8 diámetro de 1.2 a 1.6 mm, seis de los cáncamos irán instalados en el casco de la popa de la embarcación en puntos estratégicos, para lograr sostenerlo al momento de separar el timón de la mecha, el Rudder horn será asegurado por cuatro placas metálicas de acero estructural de espesor de 50mm quedando unido a la estructura del timón. El resto de los cáncamos se soldarán en el cuerpo del timón y Rudder horn para lograr tomarlo de varios lados.

Para la seguridad del operador de soldadura y los demás trabajadores nunca se debe soldar en la presencia de líquidos inflamables, gases, vapores, metales en polvo o polvos combustibles, si es el caso se deben tomar todas las medidas de aislamiento de cualquier material inflamable o explosivo para poder proseguir con la soldadura. Se debe soldar en ambientes de trabajo con ventilación para evitar la intoxicación o la generación de enfermedades profesionales producidas por los gases tóxicos que emana la soldadura, si el lugar no tiene venteo se debe instalar algún medio artificial para ventilar. Nunca se debe soldar en presencia de humedad ya que puede inducir una línea a tierra que conduce la corriente al cuerpo de la persona que está soldando, el operador nunca debe estar sobre una poza o sobre suelo húmedo, además debe mantener su cuerpo seco al igual que sus vestimentas.

4.4.3.2 Instalación de tecles neumáticos para 18t y 25t

Después de pasar las pruebas no destructivas con tintas penetrantes e inspecciones correspondientes por parte del personal calificado, se procede a instalar tres grilletes de 1-3/4 de pulgadas con límite de carga de 25t, y 3 grilletes de 1-1/8 pulgadas con límite de 9t. Una vez instalados los grilletes se procede a utilizar tecles de cadenas para 1t, para izar los tecles neumáticos para 18t y 25t según corresponda, se deben usar 2 tecles para 1t, para instalar uno neumático para 25t o 18t ya que estos pesan 500kg, la secuencia de montaje de cada tecle es de proa a popa y se utilizará la plataforma elevadora telescópica, se necesita de dos personas o tres para cada montaje de tecle. Figura 4-10.

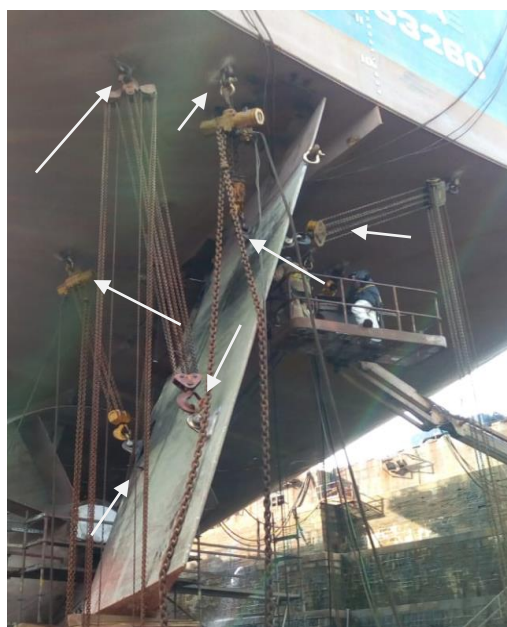


Figura 4-10. Posiciones de tecles de cadenas, neumáticos y cáncamos.

Fuente: Práctica profesional 2019.

4.4.3.3 Separación de conjunto timón de la mecha

Una vez instalados los tecles neumáticos y de cadena, se debe inspeccionarlos para prevenir cualquier falla exponencial, es importante que todas las personas que estén implicados en la tarea sepan las secuencias de trabajo y las prevenciones de seguridad, todos los trabajos son observados por un prevencionista de riesgos que está evaluando los riesgos constantemente, protegiendo y resguardando la vida de cada persona.

Aprobado el punto anterior se procede a tensar los tecles de forma simultánea de tal manera que quede soportado el conjunto de 35250 kg por 6 tecles en todas las direcciones para evitar efectos de inercia, además se le provee de una cama de maderos en la parte inferior del timón que ayudará a soportar el peso e impacto de la gravedad cuando se separe el timón.

Una vez que el supervisor a cargo está seguro de que las condiciones son favorables para la maniobra, se procede a desmontar el timón de la mecha que esta acoplado en el macizo superior del timón, este acople está asegurado por medio de una tuerca pistón la que tiene un cáncamo de sujeción para 4t, esta tuerca se asegura con un tecle para 2t y en su perfil opuesto se procede a separar la tuerca del conjunto por medio de corte oxiacetilénico para luego extraer la tuerca asegurada por el tecle de cadena para 2t.

El siguiente paso a proceder es descalar (desmote) el acoplamiento cónico que tiene ajuste por interferencia, para ello se necesitará de una bomba eléctrica, juego de dados, conexión rápida hembra y un niple hidráulico acoplador que se instala en la cámara de expansión (figura 4-11), se abren los dos tapones de la cámara de expansión del macizo superior y se ajusta el niple macho en uno de ellos, se le conecta la manguera de la bomba en él y se procede a inyectar aceite con baja presión, una vez que empieza a escurrir aceite por el tapón sobrante quiere decir que el aceite se esparció por el interior de la cámara cónica y a su vez boto el aire contenido en el interior, se procede a cerrar ese tapón mientras escurra el aceite para empezar aumentar la presión cuando se cierre. Antes de seguir la inyección de aceite es necesario verificar que no está escapando aceite por la conexión apernada del niple conectado a la cámara de expansión mientras sigue aumentando la presión, si es el caso se deberá retirar la presión y también el niple para agregarle teflón a su rosca y volver a repetir el proceso. De vuelta al procedimiento de descariado de la mecha se le inyecta presión hasta que las fuerzas generadas en la cámara de sellado separen la conexión de interferencia. El procedimiento de calado se hace a través de presiones indicadas por fabricante, pero el desmontaje se hace hasta que la presión genera el desacoplé en la cámara de expansión.



Figura 4-11. Niple hidráulico conectado a la cámara de expansión de macizo superior del timón.

Fuente: Práctica profesional 2019.

Ya desacoplada la mecha del timón se procede a bajarlo al suelo del dique, como el timón presenta una inclinación hacia el lado derecho se procede a bajarlo de ese mismo modo, primero se hace bajar los ganchos de los tecles que están a la derecha para luego hacer levantar los ganchos de los tecles de izquierda levemente, cuando se logra tener una posición de inclinación prolongada se comienza a descender todos los tecles hasta que el conjunto llegue a suelo plano del dique.

4.4.3.4 Retiro del conjunto timón del dique

Sabiendo que el peso del timón es 14500kg, el Pinzote que aun esta acoplado 1750kg y la estructura unida por placas de acero al timón 19000kg, se tiene un peso total de 35250kg que deben ser levantados desde el dique hasta una rampla de camión en la parte superior del dique, el centro de gravedad se encuentra centrado en el timón, para la toma del timón se usarán los cáncamos para 24t que están soldados en las cuatro esquinas de la cara opuesta al suelo, se usarán grilletes de 1-1/8" para 25t de trabajo. La grúa a utilizar es la grúa portal (anexo K, para ver su tabla de trabajo) con un WLL de 50t para un radio de 17m, el conjunto a izar se encuentra a menos de 15m de radio del punto de contra peso de la grúa por lo que se estaría dentro del rango de izaje seguro, se utilizarán estrobos de acero designación 1A-GU/GU-6x26-SC-ENGR-15/8" de capacidad 24t cada uno.

4.4.3.5 Cálculos de tensión en eslingas de cable

Para calcular la altura del izaje, grado de inclinación de eslinga y peso efectivo correspondiente de la carga, se tiene la siguiente figura 4-12, en la que se detallan las dimensiones del conjunto timón a levantar, los círculos en rojo serán las disposiciones para instalar los cáncamos de AC. ASTM A131 GR-B, conociendo su disposición se procede a calcular el ángulo entre la eslinga y base de la carga o conocido como ángulo de izaje.

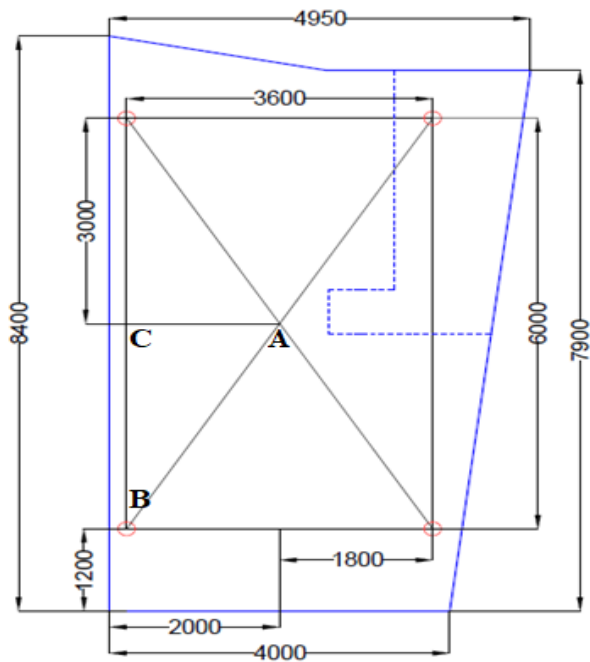


Figura 4-12. Plano para la instalación de cáncamos para el izaje.
Fuente: Elaboración propia en base a planos del timón, software AutoCAD.

Para el ángulo de izaje de la eslinga de cable, se utiliza la completación de cuadrados del teorema de Pitágoras para triángulos rectángulos, siguiendo las medidas de la figura 4-12 y teniendo el dato L_Es (largo eslinga) de cable 10m se procede a calcular:

Datos : $AC = 1,8m$ $BC = 3m$

$$AB^2 = AC^2 + BC^2$$
$$AB^2 = 1,8^2 + 3^2$$
$$AB^2 = 3,24 + 9 = 12,24$$
$$AB^2 = 12,24 \quad \Rightarrow \quad \sqrt{AB^2} = \sqrt{12,24}$$
$$AB = 3,498m$$

Conociendo la distancia AB y LEs se puede calcular la altura del izaje de la eslinga de cable mediante el mismo teorema de Pitágoras:

h = Altura de izaje

AB = Distancia de la eslinga al punto de izaje

LEs = Largo de eslinga de cable

$$h^2 + AB^2 = LEs^2 \quad \Rightarrow \quad \text{se reemplazan valores}$$

$$h^2 + 3,498^2 = 10^2$$

$$h^2 + 12,236 = 100$$

$$h^2 = 100 - 12,236$$

$$h^2 = 87,76 \quad \Rightarrow \quad \sqrt{h^2} = \sqrt{87,76}$$

$$h = 9,36m$$

Ahora agrupando los datos se tienen todas las medidas necesarias para calcular el ángulo de izaje que influye netamente en el peso total de la carga y en la tensión de la eslinga de cable, para el cálculo del ángulo se puede utilizar cualquier fórmula trigonométrica, $\text{Sen}(\alpha)$, $\text{cos}(\alpha)$, $\text{tan}(\alpha)$, estas fórmulas se descomponen en:

$$\sin(\alpha) = \frac{\text{Cateto opuesto}}{\text{Hipotenusa}} \quad \cos(\alpha) = \frac{\text{Cateto adyacente}}{\text{Hipotenusa}}$$

$$\tan(\alpha) = \frac{\text{Cateto opuesto}}{\text{Cateto adyacente}}$$

Estas funciones trigonométricas nos permiten saber los ángulos restantes de un triángulo rectángulo, para utilizarlas se deben saber las magnitudes de los lados del triángulo para el cálculo del ángulo de izaje utilizaremos la función:

$$\tan(\alpha) = \frac{h}{AB} \quad \Rightarrow \quad \tan(\alpha) = \frac{9,36m}{3,498m}$$

$$\tan^{-1}(\alpha) = \frac{9,36m}{3,498m} \quad \Rightarrow \quad \alpha = 69,5^\circ$$

Las eslingas de cables usadas son marca DISTINTEC con designación 1A-GU/GU-6x26-SC-ENGR-15/8", el catálogo de estas eslingas entrega el método para obtener la carga efectiva al momento del izaje, para conocer este dato se debe calcular el ángulo de izaje de la maniobra y buscar el factor de tensión en la tabla 4-16, luego se multiplica el factor por la carga y se obtiene la carga efectiva con ese ángulo de izaje.

Ángulo	90°	85°	80°	75°	70°	65°	60°	55°	50°	45°	40°	35°	30°
Factor	1	1,004	1,015	1,035	1,064	1,104	1,155	1,221	1,305	1,414	1,555	1,742	2

Tabla 4-16. Tabla de ángulo de izaje y su factor de tensión.

Fuente: Elaboración propia en base a catálogo DISTINTEC.

Como el cálculo del ángulo de izaje da 69,5°, se busca en la tabla 4-16 su factor de tensión más cercano e este ángulo y se calcula la carga efectiva del conjunto timón.

Carga efectiva = 1.064 * 35250kg = 37506kg

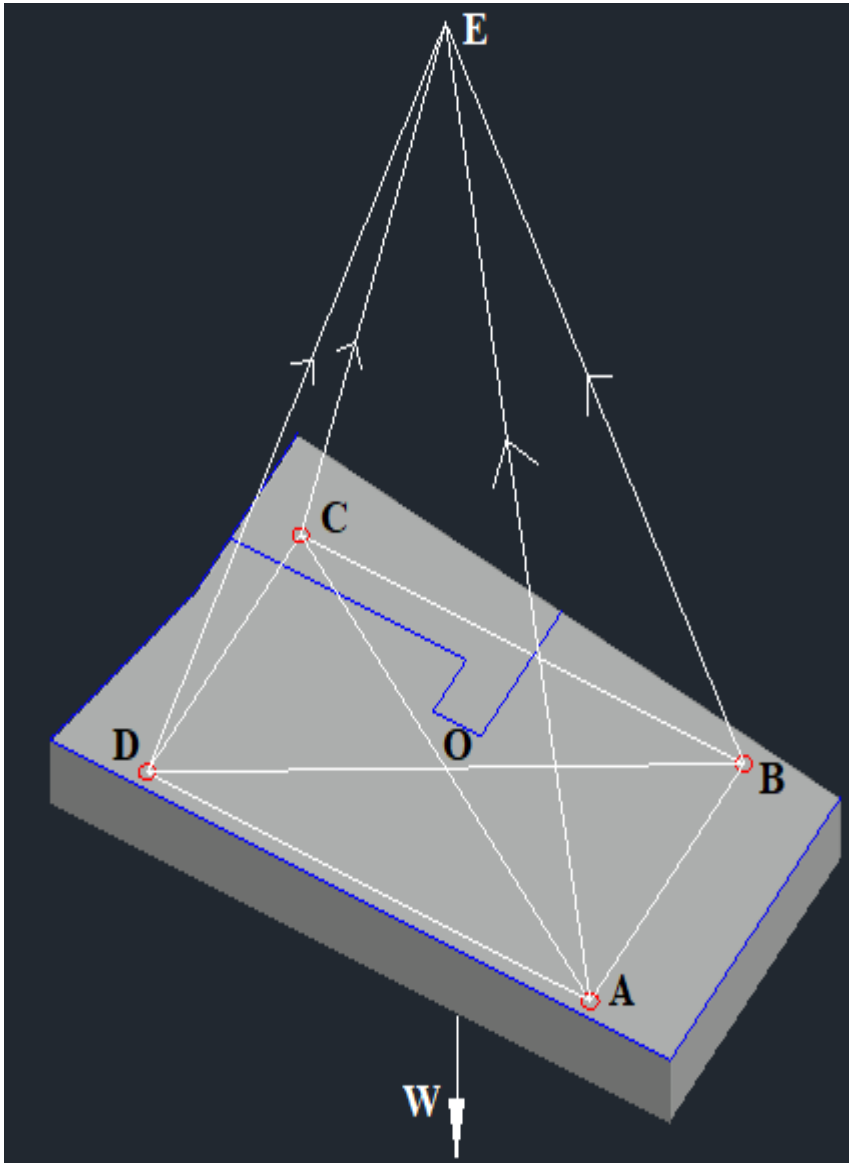


Figura 4-13. Boceto 3D de timón y Tensiones de eslingas en el espacio.

Fuente: Elaboración propia, software AutoCAD.

De la figura 4-13 se conocen sus distancias de cáncamos instalados simétricamente desde el punto “O”. Para el cálculo de la tensión en cada eslinga utilizaremos ecuaciones de equilibrio de fuerzas estáticas en el espacio.

Como las fuerzas analizadas se encuentran soportando una carga equitativamente de igual manera cada una de ellas será igual a las demás. Datos:

AB: 2 m

AD: 6 m

OE: 9,368 m

❖ Cálculo de Tensión de eslinga

$$\sum Fy = 0$$

$$4Ty - 37506kg = 0$$

$$4Ty = 37506kg$$

$$Ty = \frac{37506kg}{4}$$

$$Ty = 9376,5kg$$

$$Ty = T * \frac{y}{\sqrt{x^2 + y^2 + z^2}}$$

$$T * \frac{9,368}{\sqrt{3^2 + 1,8^2 + 9,368^2}} = Ty$$

$$T * 0,9368 = Ty$$

$$T = \frac{Ty}{0,9368} = \frac{9376,5kg}{0,9368}$$

$$T = 10009,04kg ; \text{para 4 eslingas trabajando}$$

Como la distribución de la carga no es totalmente homogénea se puede dar el caso que solo trabajen 3 eslingas, también puede ser por diferencia de elasticidad entre una y otra en el momento del izaje, como medida de seguridad se tendrá el valor de tensión si fueran 3 eslingas.

$$Ty = 12502kg ; \text{para 3 eslingas}$$

$$T = \frac{Ty}{0,9368} = \frac{12502kg}{0,9368}$$

$$T = 13345,43kg$$

Como conclusión se deben ocupar eslingas que tengan una capacidad de WLL mayor que 13345,45kg, las eslingas a utilizar en el retiro del conjunto palan timón del dique seco, tienen una capacidad límite de 24t por lo que estaría dentro del rango de izaje seguro. Figura 4-14, retiro del conjunto timón.



Figura 4-14. Maniobra de retiro del conjunto timón.

Fuente: Práctica profesional 2019.

La estructura del timón no sufrió daños por lo que necesitará de una inspección no destructiva que serán tintas penetrantes para verificar que no hay discontinuidades externas que puedan producir fallas en el futuro, el conjunto timón se envía al taller 38 de maquinaria naval para su reparación del macizo superior, este se reemplazará por uno nuevo y se alineará tomando como referencia su línea cruzada para luego unirlo mediante soldadura MIG.

Mientras se efectúa la reparación del timón se procede a desmontar el servo-motor hidráulico para lograr bajar la mecha del timón y cambiarla por repuesto nuevo, para este procedimiento se instalarán tres cáncamos para 9t cada uno dispuestos en el techo de la sala (figura 4-15) del servo-motor hidráulico con el objetivo de levantar sus piezas y desplazarlas a un costado, dos cáncamos se usarán para levantar y el otro para desplazamiento horizontal. Aparte de estos cáncamos se instalará uno para 24t soldado en el techo de la sala ubicado precisamente arriba del servo-motor siguiendo su línea de centro. Antes de comenzar los trabajos de desarme los operarios del buque deben desconectar todo equipo motriz que accione componentes del servo, se deben destacar todos los peligros que pueden generar la intervención con el servo energizado, una vez que el equipo de mecánicos y eléctricos del buque confirman su desconexión de cualquier fuente de energía, se procede a liberar la presión del servo y el regreso del aceite al estanque de las unidades hidráulicas.

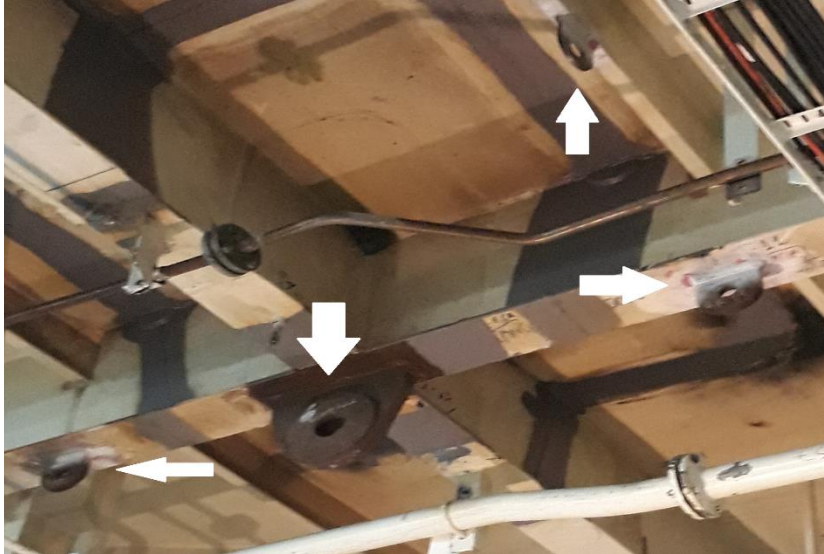


Figura 4-15. Disposiciones de cáncamos en sala de servo-motor hidráulico.

Fuente: Practica profesional 2019.

Para el drenaje el servo-motor tiene en su parte superior una cañería de drenaje de diámetro 18mm que se debe accionar para liberar el aceite y presión del estanque de expansión, además en su parte inferior de la carcasa del servo, hay un tornillo de drenaje M20X50 mm que debe soltarse lentamente para liberar presión en el compartimiento de las paletas rotativas del servo-motor.

Las medidas de llaves punta corona y dados serán de 24mm, 13mm y 17mm, para el desmontaje del estanque de expansión del servo-motor. Luego se procede a retirarlo mediante eslingas que se instalaran en pletinas de acero que se fijan en perforaciones roscadas que están dispuestos en la superficie radial de tanque de expansión, se fijan por tornillos para soportes M10x25. Se usan dos eslingas de 1m con capacidad de 4,99t las que estarán sujetas a tecles de cadena de 5t, se utilizan grilletes de 3/4" para la sujeción de los tecles.

Luego de remover el tanque de expansión se procede a soltar los pernos de zócalos M30x130mm con una llave Allen de 24mm, en total son treinta y seis pernos, se deben soltar 4 tuercas que están sujetas a pernos de anclaje M64 (tirantes) que aseguran el servo-motor desde abajo hacia arriba de la carcasa, para el desmonte de estas tuercas se utilizan tensionadores hidráulicos M64 accionados por pequeñas bombas manuales, la cantidad de presión que se debe ejercer para el montaje y desmontaje de las tuercas las entrega el fabricante de los tensionadores hidráulicos. Una vez retirados todos los pernos se procede a retirar la tapa (cover) de la carcasa, mediante dos eslingas de 1m, en su superficie superior hay dos agujeros para instalar dos grilletes de 3/4", una vez retirada la tapa con los tecles de 5t, se procede a desmontar el eje del indicador de ángulo, con una

llave M12 se sueltan los cinco pernos que sujetan este mecanismo, después se desmonta la arandela de seguridad que está instalada entre el eje y la tuerca de la mecha. En la figura 4-16, se verá el conjunto hidráulico para mayor apreciación del desmontaje.

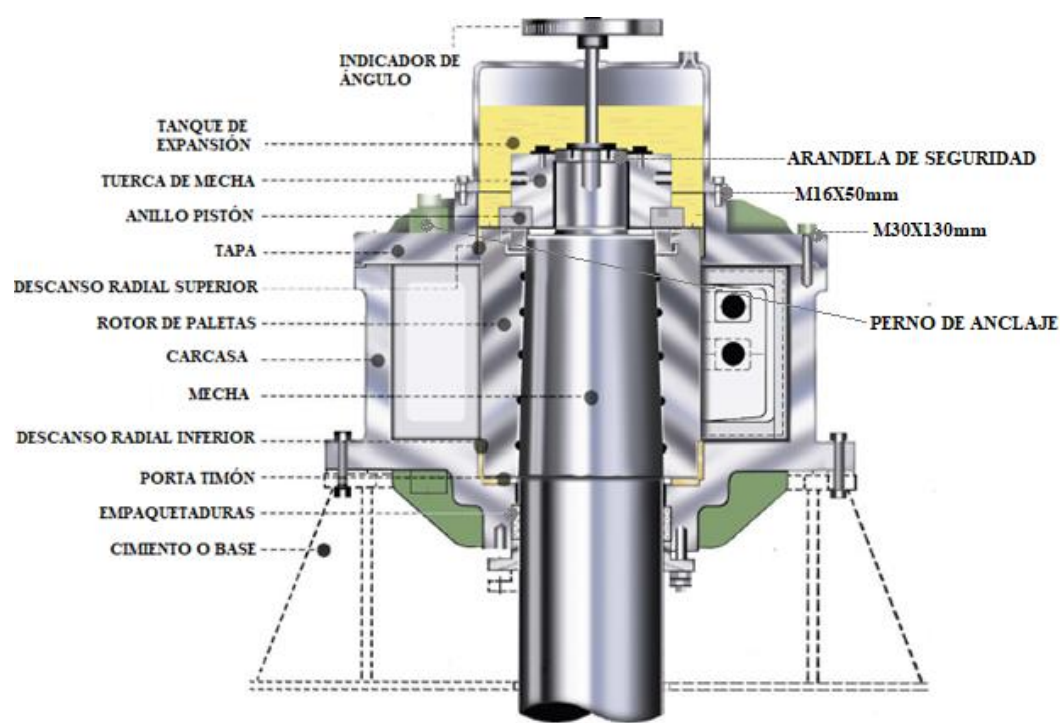


Figura 4-16. Partes del servo-motor hidráulico.

Fuente: Etiquetado propio en base a catálogo MACGREGOR.

El peso total de todo el conjunto del servo-motor hidráulico es de 6940kg, los cáncamos de soporte están alineados en 90° con los anclajes de levantamiento de la carcasa del servo-motor, como medida de seguridad se escoge un factor de tensión tomando como ángulo 80°, el peso efectivo del conjunto serán 7044,1kg, y las eslingas de 1m soportan 4,99t pero dado que no se levantará todo el conjunto armado se está dentro del rango de seguridad de la carga.

Ya desmontada la golilla de seguridad y tapa de la carcasa se debe desacoplar al rotor de la Mecha para poder retirarla del sistema de gobierno, el rotor y la mecha están unidos por medio de un ajuste de interferencia de sus conos, el interior del rotor y exterior de la mecha son cónicos.

Antes de comenzar el descalado del rotor de la mecha, se montara una llave de copa (anexo E) para lograr soltar la tuerca de la mecha, esta llave está diseñada para recibir los impactos de los combos de 20lb, 8lb y 2,5lbn funcionando como llave de golpe, una vez que la tuerca ceda se instala un cáncamo M64x100 con un grillete lira para 9t en la

Mecha, esta pesa 5850kg, para su izaje se instala un tecele neumático para 18t que se ancla por medio de un grillete lira para 25t en el cáncamo para 24t que está arriba del servomotor, este tecele soportará a la mecha en el momento que se desconecta del rotor, ya que el rotor se asienta en el porta timón (Rudder carrier) que resiste todo el peso de la mecha y rotor, también soporta al timón cuando está instalado en la mecha.

4.4.3.6 Descalado del rotor de paletas de la Mecha

Cuando la Mecha está asegurada por el tecele de 18t se procede al descalado. Las bombas y accesorios hidráulicos a utilizar deben tener una capacidad mínima de 1000bar, asegurar que ninguna viruta o partícula externa contamine el sistema de gobierno.

- A. Soltar y girar la tuerca en la mecha hasta que el espacio entre la cara inferior de la tuerca y la mecha sea igual a la longitud de calado más 2 mm, en este caso la longitud de calado es 6mm, entonces la distancia debe ser igual a 8mm.
- B. La longitud de calado del rotor en la mecha se encuentra en anexo M.
- C. Bombear fluido hidráulico en el pistón del anillo usando la bomba “A” hasta alcanzar una presión de 10bar.
- D. Bombear fluido hidráulico hacia el núcleo del rotor usando la bomba “B”. Aumentar lentamente la presión hasta que el rotor esté suelto de la mecha.
- E. Liberar presión lentamente en la bomba A.
- F. Ver figura 4-17.

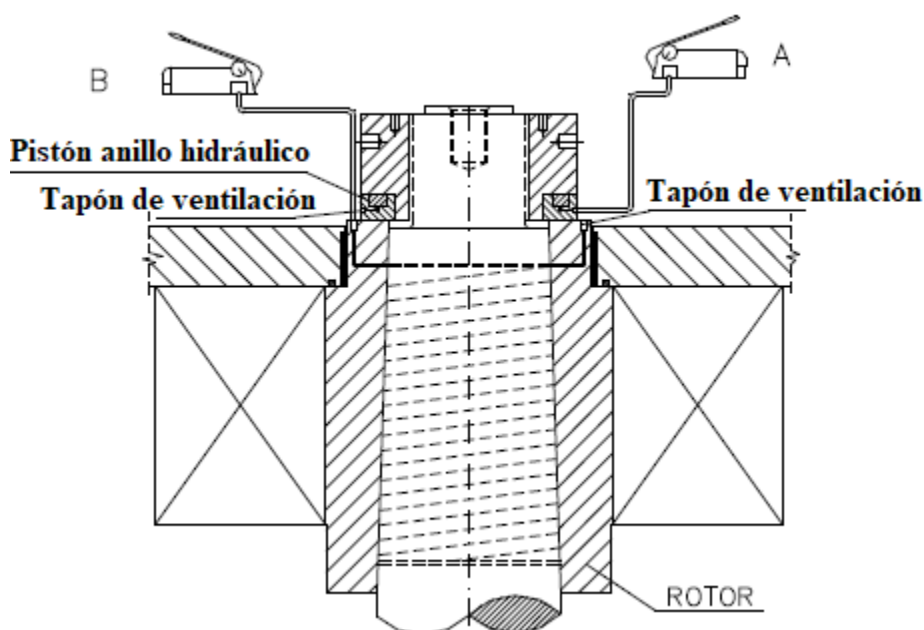


Figura 4-17. Esquema del calado del rotor y mecha.

Fuente: Planos del servo-motor hidráulico.

Antes de comenzar a bajar la Mecha se soltará la prensaestopas (figura 4-18) que aprisiona las empaquetaduras de teflón ubicadas en la zona inferior del servo-motor hidráulico, se necesita de dos llaves punta corona de 30mm para soltar la tuerca y contra tuerca de la prensa, la función de esta prensa es evitar fugas del aceite hidráulico entre el servo-motor y la Mecha.



Figura 4-18. Fotografía de la prensaestopas debajo del servo-motor hidráulico.
Fuente: Tomada en práctica profesional, 2019.

Luego se debe soltar la caja de sellos mecánicos (figura 4-19) que está debajo del servo-motor hidráulico al igual que la prensaestopas, pero la caja de sellos está un poco más debajo que la prensa, para su desmonte se necesita de una llave Allen de 14mm y una llave punta corona de 32mm. Su función es evitar la entrada del agua de mar.



Figura 4-19. Fotografía de la caja de sellos mecánicos de la bocina superior de la Mecha.
Fuente: Tomada en práctica profesional, 2019.

Cuando el rotor de paletas este desacoplado de la Mecha y se haya soltado la prensaestopas y caja de sellos se procede a retirar el rotor del servo-motor hidráulico, para esta maniobra se pretende estrangular a la mecha desde la zona externa del buque en la zona de popa, utilizando los mismos cáncamos para 24t que se usaron para bajar el conjunto timón, y tres eslingas de 3m con capacidad para 9,25t en conjunto con tres tecles de cadena para 5t y grilletes lira para 8t.

Se procede a instalar dos cáncamos M30 en el rotor que se montan en dos agujeros (anexo B) diseñados para su izaje, a estos cáncamos de soporte se les agregan dos grilletes de 3/4" para 4750kg de carga, el rotor pesa alrededor de 2t - 2,5t. Antes de comenzar a descender la mecha se hace girar la tuerca, mientras se gira esta tuerca se hace bajar la mecha de a poco a medida que se sigue soltando la tuerca, cuando la tuerca se haya desenroscado por completo de la mecha se le montan dos cáncamos M16 y se retirará la tuerca del servo-motor por medio de un tecla para 1t cuando se haya desmontado el tecla neumático para 18t. Se procede a descender la mecha hasta que se pueda ser soportada con tres eslingas para 9,25t que están en la parte externa del buque en la zona de popa, en donde hay dos personas en una plataforma elevadora telescópica que esperan para instalar las eslingas.

Las tres eslingas deben dar las vueltas necesarias en el cuerpo de la mecha en donde su estructura lo permita y se tensionan por medio de tres tecles de 5t, una vez que se logra tensionar las eslingas se sigue bajando la mecha desde la sala del servo-motor, cuando la mecha quede totalmente sostenida por la estrangulación de las eslingas se procede a soltar el gancho del tecla neumático que soporta la mecha y se hace subir hasta que tope en el tecla. Se conectan dos tecles de cadena para 2t para desmontar el tecla neumático para 18t, luego del desmonte del tecla neumático se utilizarán los tecles para 2t para retirar la tuerca y anillo pistón desde sus cáncamos M16.

Luego del retiro del tecla neumático se procede a levantar el rotor de paletas desde sus cáncamos M30 utilizando dos tecles de cadena para 5t y desplazándolo hacia los lados por medio de tecles de cadena para 3t, las maniobras anteriores se logran gracias a grilletes de 3/4" y eslingas planas sintéticas de 3m, se pretende dejar dispuesto el rotor en un pallet de madera cercano al servo-motor en donde se retirará al rotor abriendo un abertura sobre él desde la cubierta que permita que el rotor salga de la sala del servo para aplicarle pruebas de calidad y de calado en el repuesto nuevo de la Mecha. Para el retiro del rotor se enganchará este desde sus cáncamos M30 con estrobos de 6m por medio de grilletes de 3/4", una grúa portal levantará los estrobos retirando el rotor de la motonave hacia unos maderos sobre una rampla que esta fuera del dique seco.

Se procede a reconectar el tecele neumático para 18t en el cáncamo para 24t, se engancha en el grillete montado en el cáncamo de la Mecha y se inicia a bajar la Mecha dañada hasta que se asiente en el suelo del dique seco, luego se utiliza la misma grúa portal que retiro el conjunto timón, pero esta vez para retirar la mecha del dique, para su izaje se utilizará un grillete para 25t en el gancho de la grúa y otro para 8t en el cáncamo de la mecha, todo esto unido a una eslinga para 22t de 6m.

4.4.3.7 Desmontaje y reparación del macizo Limera con Rudder horn

Luego del retiro de la mecha se procede a inspeccionar los alojamientos donde se asientan las bocinas, se determina que la caja de sellos debe ser reemplazada por una nueva y el macizo Limera que corresponde a parte de la estructura del Rudder Horn también presenta deformaciones por lo que deberá ser retirado para reemplazar toda la estructura por una nueva, el método para retirar esta estructura será el corte por gas oxiacetilénico, para esta tarea se deberá llenar el formulario de trabajo en caliente especificando la tarea para obtener el permiso del astillero, se evalúan los riesgos y se toman las medidas necesarias de seguridad. Posteriormente al corte de la estructura se debe limpiar toda escoria que pueda afectar la soldadura del Rudder Horn, para su instalación se montarán blancos de alineamiento uno en la parte superior del servo-motor y el otro en la parte inferior del Tintero, entre estos blancos pasara una cuerda piano, esto para tener la línea de centro de referencia para que la soldadura se aplique cuando todo este alineado correctamente. Los repuestos del buque mercante son de importación por lo que su llegada tardara algunos meses, luego de la llegada se aplicarán las inspecciones correspondientes de calidad, cuando él repuesto es aprobado por el departamento calidad se debe tener preparadas las zonas donde se soldarán, ya que el macizo limera va unido al Rudder horn solo se hará una sola reparación en popa para instalar el macizo y cuerno de timón (Rudder horn), se debe biselar todas las zonas donde se efectuará unión por soldadura.

La primera etapa consistirá en armar el Rudder horn con el macizo Limera para ello se unirán por medio de soldadura MIG con tratamiento de precalentamiento, estas piezas son de acero estructural ASTM A-131 GR B por lo que el precalentamiento oscilará entre 90°-150°C, la calidad de las reparaciones serán inspeccionadas por personal capacitado, deberá pasar por una prueba de tintas penetrantes para corroborar que no hay imperfecciones en las reparaciones, luego de que el conjunto este armado se le diseñará una estructura para su posterior unión al casco del buque, esta estructura consistirá en planchas de acero ASTM A-131 GR B en 22mm y 12mm, perfil HP 180x9mm y cáncamos de izaje para 30t, el Rudder Horn tiene un peso de 19t mas la estructura del planchaje el

conjunto tendrá un peso de 27t, las planchas se unirán a la estructura de la popa de la embarcación, en primera instancia se harán pinchazos para fijarlo y se utilizarán pernos gata para movimiento de alineación, luego se medirá el alineamiento con respecto al tubo limera, cuando esté completamente alineado se aplica la soldadura MIG con alambre grado E71T1-M21A2-CS1 H8 diámetro 1,2mm a 1,6mm. Para el izaje del Rudder Horn se utilizarán dos grúas terrestres para 90t cada una, ver anexo R, para apreciar la estructura a montar.

El mantenimiento del sistema de gobierno no considera el desmontaje del servo-motor hidráulico ya que existen altas posibilidades de que se contamine el sistema, el caso visto en el proyecto se ejecutó su desmontaje para la reparación de las demás piezas, por ello es imprescindible el aislamiento de las piezas desmontadas, y su cuidado post desmonte.

4.5 PROCEDIMIENTO DE MONTAJE Y SEGURIDAD DEL SISTEMA DE GOBIERNO DE LA MOTONAVE MERCANTE

El montaje del sistema de gobierno consistirá en la instalación de los repuestos nuevos de la mecha y cojinetes de deslizamiento que deben montarse por dilatación y contracción térmica. La secuencia de armado será cojinetes, mecha, timón, Pinzote y por último el armado del servo-motor hidráulico.

El protocolo de seguridad serán los mismos de los puntos 4.4.1 y 4.4.2 para los trabajos de izajes, en síntesis estos párrafos se basan en la norma ASME B30, las que regula todo elemento de izaje ya sea motriz o mecánico, se deben aplicar inspecciones rutinarias antes y después de usar los materiales de izaje, a las personas que estarán implicadas en las maniobras se les debe dar una breve charla de las acciones y condiciones inseguras de trabajo, a los peligros que serán expuestos y de las prevenciones de seguridad que se deben tomar, todo el personal debe saber de qué trata la tarea, los pasos a seguir y que acciones no deben hacer que puedan poner sus vidas en riesgo, la utilización de los EPP en los trabajos de altura u bajo trabajos que estén efectuándose arriba de ellos.

4.5.1 Montaje de los cojinetes en Mecha y Pinzote

Los cojinetes o también conocidos como bocinas en la industria naval son usadas en el sistema de gobierno para permitir el libre movimiento del timón, la embarcación mercante utiliza tres bocinas de acero inoxidable 316L, dos en la mecha y la otra en el

Pinzote, la instalación de estas se lleva a cabo por medio de dilatación térmica, que se produce por una máquina de resistencias a baja tensión, se calculará cuanta será la temperatura que se necesitará para que se expandan lo que está estipulado en el astillero por una tabla de control dimensional para bocinas metálicas, esta tabla se encuentra en anexo N, esta tabla entrega el valor de expansión de la bocina para el montaje.

Como las bocinas son nuevas se utilizará un ajuste por interferencia de apriete medio de 0,21mm para la bocina metálica superior de la Mecha, y 0,22mm para la bocina metálica inferior de la Mecha y bocina del Pinzote. Los valores de interferencia se encuentran en anexo Ñ, en donde se ilustra una tabla, para la utilización de esta se tienen el diámetro de la mecha y Pinzote, con los que se busca en la tabla y se identifica el valor en milímetros que se utilizará para la interferencia, un apriete suave es para trabajos de la bocina estáticos, un apriete medio es para un trabajo más dinámico como el del movimiento del timón, y un apriete fuerte es para bocinas que tienen un trabajo completamente dinámico en que los ejes giran a altas revoluciones por minutos.

4.5.2 Cálculo de dilatación térmica para bocinas metálicas

Ver anexo F, para apreciar la disposición de las bocinas en mecha y anexo L, para el Pinzote. También ver anexo O, para ver las bocinas para Mecha y Pinzote. Primero se calculará dilatación de la bocina superior de la Mecha y luego la inferior, dado que el Pinzote tiene el mismo diámetro de la mecha en donde va su bocina inferior habrá un cálculo compartido para ambas bocinas. La bocina de la Mecha trabaja en el tubo Limera y la del Pinzote en el Tintero.

- **Datos:**

Diámetro alojamiento superior Mecha = 425 mm

Diámetro alojamiento inferior Mecha = 440 mm

Diámetro interior para bocina superior de Mecha = 424,79 mm

Diámetro interior para bocina inferior de Mecha = 439,78 mm

Coeficiente de dilatación lineal del acero AISI inox. 316L = $16,02 * 10^{-6} \text{ }^{\circ}\text{C}^{-1}$

- **Fórmula**

$$\Delta T = \frac{\Delta L}{\alpha * d}$$

- **Cálculo 1**

$$(190 - 12)^{\circ}\text{C} = \frac{\Delta L}{(16,02 * 10^{-6})^{\circ}\text{C}^{-1} * (424,79)\text{mm}}$$

$$(178)^{\circ}\text{C} * (16,02 * 10^{-6})^{\circ}\text{C}^{-1} * (424,79)\text{mm} = \Delta L$$

$$\Delta L = 1,211\text{mm}$$

La bocina con una temperatura ambiente de 12°C, luego de ser elevada su temperatura con la máquina de resistencias a baja tensión hasta 190°C su diámetro interior 424,79 se expandirá 1,211mm, esta distancia de dilatación está dentro del rango de la tabla del anexo N, se debe tener cuidado de no superar los 200°C ya que se cambia las propiedades de este acero inoxidable AISI 316L. La medición del diámetro interior de la bocina se hará con micrómetro de interior tubular con la medición fija de 426mm, y la temperatura se medirá con un pirómetro. Esta bocina metálica se instala en el alojamiento superior de la mecha en donde trabajará en contacto con la caja de sellos mecánicos, la función es evitar el desgaste de la mecha por el roce con la caja de sellos mecánicos.

- **Cálculo 2**

$$(195 - 15)^{\circ}\text{C} = \frac{\Delta L}{(16,02 * 10^{-6})^{\circ}\text{C}^{-1} * (439,78)\text{mm}}$$

$$(180)^{\circ}\text{C} * (16,02 * 10^{-6})^{\circ}\text{C}^{-1} * (439,78)\text{mm} = \Delta L$$

$$\Delta L = 1,268\text{mm}$$

La bocina inferior de la mecha tiene un diámetro interior de 439,78mm una vez que se comience la expansión con la temperatura de 195°C, deberá llegar a un diámetro interior de 441mm para su posterior montaje en el alojamiento de la mecha, las correspondientes mediciones de dimensiones y temperatura se harán con micrómetro interior tubular y pirómetro. La bocina inferior de la mecha tiene los mismos parámetros de montaje que la bocina del Pinzote por lo que el cálculo es el mismo, estas bocinas metálicas trabajan con su diámetro exterior deslizándose en los diámetros interiores de bocinas fenólicas, y su función es evitar el desgaste de la Mecha y permitir su libre deslizamiento cuando se acciona el timón. Cuando las bocinas metálicas se hayan montado completamente y a su vez enfriado, sus dimensiones interiores serán las del alojamiento del eje (mecha), en cambio sus dimensiones exteriores serán las de su mecanizado más el valor en milímetros del ajuste de interferencia que se le dio a las bocinas de la tabla de aprietes suave, medio y fuerte (anexo Ñ). Las dimensiones de las bocinas metálicas se encuentran en anexo O.

4.5.3 Montaje de cojinetes de algodón fenólico en Tintero y Limera

En el Tintero y Limera de la embarcación se instarán bocinas de tubo laminado de algodón fenólico, un material de buena resistencia mecánica y propiedades anticorrosivas, sus montajes serán por medio de contracción térmica utilizando nitrógeno líquido. Para ello el fabricante RISHO KOGYO, empresa japonesa, entrega el procedimiento de cálculo para la reducción del diámetro exterior de la bocina. La designación de las bocinas son PR-2222 lubricadas por agua de mar, a continuación, se detallan sus consideraciones:

A. Distancia de trabajo entre el eje y el diámetro interior de la bocina (claro)

El primer paso es identificar el claro para el trabajo de las bocinas de algodón fenólico. El fabricante recomienda usar las especificaciones de la sociedad clasificadora NKK para identificar el claro con el que debe operar la bocina, en la tabla 4-17 se refleja los valores del claro y el espesor (thickness) recomendado para la bocina, estos valores en función del diámetro del eje (shaft diameter), en este caso se hablaría de la Mecha. Ya que la Mecha tendrá instaladas bocinas de acero inoxidable, se debe tener en cuenta que el claro de la bocina fenólica estará entre el diámetro interior de esta y el diámetro exterior de la bocina metálica instalada en mecha y pinzote.

La tabla 4-17 se utilizaría en el caso de estar asegurando la embarcación bajo las normas de la casa clasificadora NK, si no se especifica la casa clasificadora el fabricante entrega otra tabla (4-18) con la misma lógica de la anterior tabla.

Shaft Diameter, Ds (mm)	Bush Wall Thickness (mm)	Clearance in Diameter (mm)
$150 \leq Ds \leq 180$	15	1,50
$180 < Ds \leq 250$	15	1,50
$250 < Ds \leq 315$	20	1,60
$315 < Ds \leq 400$	25	1,70
$400 < Ds \leq 500$	30	1,80
$500 < Ds \leq 600$	35	1,90
$600 < Ds \leq 800$	38	2,00
$800 < Ds \leq 1000$	40	2,00

Fuente: Tabla 4-17. Valores de espesor y claro de trabajo para bocinas de algodón fenólico en función del diámetro de Mecha (Ds).
Manual RISHO KOGYO en base a casa clasificadora NK.

Shaft Diameter, Ds (mm)	Minimun Clearance (mm)
$150 \leq Ds \leq 180$	0,50
$180 < Ds \leq 250$	0,55
$250 < Ds \leq 315$	0,60
$315 < Ds \leq 400$	0,70
$400 < Ds \leq 500$	0,80
$500 < Ds \leq 600$	0,90
$600 < Ds \leq 800$	1,00
$800 \leq Ds \leq 1000$	1,20

Tabla 4-18. Valores del claro de trabajo para bocinas de algodón fenólico en función del diámetro de Mecha (Ds).

Fuente: Manual RISHO KOGYO, 2006.

Al utilizar la tabla 4-18 se debe tener en cuenta la expansión dimensional que sufre la bocina de algodón fenólico al estar en contacto con el agua, el valor de esta expansión dimensional es el 1.0% del espesor de pared que tenga la bocina, por lo que al claro entre el diámetro de la mecha y la bocina fenólica se le debe agregar el 1.0% del valor de espesor de la bocina para contrarrestar este fenómeno físico.

B. Interferencia

El segundo paso es conocer el método a utilizar para el montaje de la bocina y el valor deseado para la interferencia. Para instalar la bocina fenólica en la carcasa, existen tres métodos: ajuste por congelación, ajuste por presión y ajuste a presión. La tabla 4-19, muestra los valores de interferencia para los rangos de diámetros de la mecha. Cabe mencionar que esta interferencia se presentará entre el diámetro exterior de la bocina y la carcasa (Limera y Tintero), para lograr el ajuste de interferencia se debe agregar ese valor como sobre medida en el mecanizado final del diámetro exterior de la bocina, ya que al sufrir contracción reducirá sus diámetros (externo e interno), pero luego con la temperatura ambiente se expandirá para volver a su forma inicial, como su expansión será en el alojamiento de la carcasa la sobre medida será el valor de interferencia que tendrá la bocina, el diámetro exterior de la bocina fenólica será el de la carcasa y el interior será el del mecanizado más el valor de la interferencia aplicada.

Shaft Diameter, Ds (mm)	Interference (mm)
$150 \leq Ds \leq 180$	0,15
$180 < Ds \leq 250$	0,175
$250 < Ds \leq 315$	0,20
$315 < Ds \leq 400$	0,28
$400 < Ds \leq 500$	0,35
$500 < Ds \leq 600$	0,42
$600 < Ds \leq 800$	0,53
$800 < Ds \leq 250$	0,65

Tabla 4-19. Valores de interferencia para bocinas fenólicas en función de la Mecha (Ds).
Fuente: Manual RISHO KOGYO, 2006.

Como el diámetro mayor de la Mecha es 440mm mas el espesor de la bocina metálica el rango de interferencia correspondiente a ese valor seria 0.35mm, el fabricante recomienda utilizar ese valor para que la bocina fenólica trabaje de manera correcta. El método para la instalación de la bocina fenólica será por congelación utilizando nitrógeno líquido a baja presión con una temperatura de -196°C.

C. Cálculo para contracción térmica de las bocinas fenólicas

Como dato importante los alojamientos de las bocinas fenólicas tendrán las mismas dimensiones tanto en Limera como en el Tintero de la embarcación, por lo que las bocinas fenólicas son idénticas para ello solo se necesitará un cálculo de contracción térmica para ambas. El espesor de la bocina fenólica considerará la expansión por hinchazón de ella cuando este en contacto con el agua de mar, esta expansión es del 1.0% del espesor de pared su valor es 0,5mm. Existe una tabla (anexo P) en el astillero en la que se muestran los rangos de claros mínimos y máximos para bocinas de neopren (sintéticas), esta tabla servirá para conocer los rangos de trabajos para las bocinas fenólicas de Tintero y Limera, las tablas vistas anteriormente 4-18 y 4-19 son recomendaciones del claro recomendado por el fabricante RISHO KOGYO, finalmente en el astillero se le dará un claro mínimo de 1,5 mm. A continuación, se mostrará los datos necesarios para los cálculos:

• **Datos**

Diámetro exterior de la bocina fenólica = 531,85 mm

Diámetro interior de la bocina fenólica = 481,65 mm

Interferencia = 0,35 mm

Relación de contracción de la bocina fenólica = $2,0 * 10^{-5} \text{ }^{\circ}\text{C}^{-1}$

Método de congelación = nitrógeno líquido a -196°C

Temperatura ambiental de trabajo = 20 °C

• Fórmula

*Contracción = Diámetro exterior * Relación de contracción * ΔT*

• Cálculo

*Contracción = 531,85 mm * (2,0 * 10⁻⁵)°C⁻¹ * (20 – (–196))°C*

*Contracción = 531,85 mm * (0,00002 * 216) ^{°C}/_{°C}*

*Contracción = 531,85 mm * 0,00432*

Contracción = 2,297 mm

Esto quiere decir que la bocina fenólica con una temperatura ambiente de 20°C, si se somete a congelación por nitrógeno líquido a baja presión extremadamente frio a -196°C sufrirá una contracción térmica de 2,2 mm de su diámetro exterior e interior lo suficiente para su instalación, ver anexo Q, “Planos de las bocinas en Limera y Tintero”. El recipiente donde se vierte el nitrógeno líquido es de forma circular con un vaciado en la periferia donde se asienta la bocina, es de acero y tendrá dimensiones que eviten que la bocina se atasque en él al experimentar la contracción.

D. Ranura de drenaje para lubricación

Para la lubricación por agua de la bocina fenólica el fabricante RISHO KOGYO recomienda el mecanizado de unas ranuras en el diámetro interior para el flujo del agua de mar, sus especificaciones se muestran en la tabla 4-20.

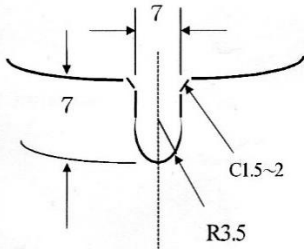
Shaft Diameter Ds (mm)	Number of gutter	Dimension (mm)
150 ≤ Ds ≤ 180	6	
150 < Ds ≤ 250	6	
150 < Ds ≤ 315	8	
150 < Ds ≤ 400	8	
150 < Ds ≤ 500	10	
150 < Ds ≤ 600	12	
150 < Ds ≤ 800	16	
150 < Ds ≤ 800	18	

Tabla 4-20. Especificaciones para ranuras de drenaje de bocinas fenólicas.
Fuente: Manual RISHO KOGYO, 2006.

En la instalación de la bocina metálica en la Mecha se utiliza una herramienta fabricada en el astillero sus dimensiones dependen de la bocina a instalar, debe tener un espesor de 3mm si es en acero y 4mm si es en aluminio, esta herramienta se aprecia en la figura 4-20 y para su uso se necesitan de cuatro personas con guantes y traje para altas temperaturas. La instalación de la bocina metálica en Pinzote (figura 4-21) se lleva a cabo por medio del posicionamiento de la bocina dilatada sobre una base y el izaje sobre ella del Pinzote, una vez centrado se hace descender hasta que tope. Montajes en taller de maquinaria naval.

En la instalación de las bocinas fenólicas se requieren de dos personas para el montaje de ellas en la Limera y Tintero de la embarcación, la manipulación de estas bocinas también requiere de guantes y traje para altas temperaturas ya que estarán a una temperatura de -196°C y su instalación es mediante la elevación de ellas por medio de la fuerza de estas dos personas que están sobre una plataforma elevadora telescópica y deben elevar la bocina por sobre su cabeza por unos minutos hasta que la bocina quede trabada por la expansión que sufrirá al ganar temperatura del ambiente. Los montajes de las bocinas metálicas se llevarán a cabo en el taller de maquinaria naval y las de bocinas fenólicas en el dique seco donde está asentada la embarcación.

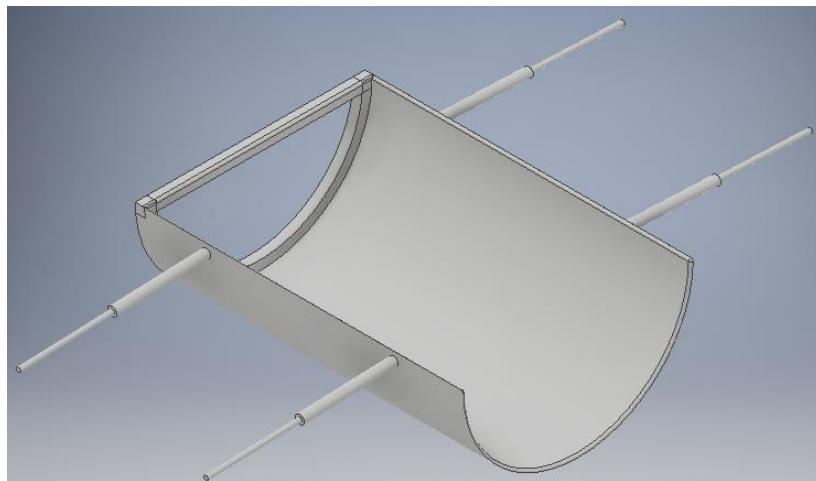


Figura 4-20. Boceto 3D de herramienta para la instalación de bocinas metálicas.

Fuente: Elaboración propia en software Inventor.



Figura 4-21. Montaje de bocina metálica en Pinzote por medio de dilatación térmica.

Fuente: Fotografía adquirida en práctica profesional, 2019.

4.5.4 Instalación de los anillos tope de bocinas Limera y Tintero

Cuando las bocinas fenólicas hayan terminado de ser montadas y su temperatura de enfriamiento (-196°C) desaparecido, se procede a montar los anillos de retención o tope en Limera y Tintero de la embarcación, la función de estos anillos es evitar la entrada de cualquier organismo marino y evitar cualquier desplazamiento axial de la bocina fenólica. Para su instalación se necesita de la plataforma elevadora telescópica o de andamios, su transporte debe ser entre dos personas y necesitaran de una tercera para montarla, dos sostienen el anillo y la otra persona monta los ocho tornillos grado 8.8 engrasados M16x40 con una llave de punta corona de 24mm, una vez montados el apriete será con una llave de torque dándole 190 Nm. El plano de los anillos de retención se puede apreciar en anexo S.

4.5.5 Instalación del macizo superior del timón

El montaje del macizo superior del timón consiste en un procedimiento de alineamiento y soldadura, la función del macizo es mantener la conexión de la Mecha con el timón permitiendo la trasmisión del movimiento del rotor de paletas hacia el timón, el

macizo en su interior posee un cono con ranuras para la lubricación del aceite en el montaje y desmontaje con el cono de la Mecha. Para la instalación del macizo superior en el timón se deberá utilizar de una grúa portal para el izaje del macizo y su posicionamiento en el timón ubicado en el molo del astillero, se tiene como referencia el plano del timón (anexo G) el cual tiene las medidas del largo donde debe instalarse, en cuanto al ancho se instalará teniendo como referencia que el punto central del cono del macizo debe quedar en la línea cruzada del timón la que está ubicada en la mitad de la distancia del ancho del timón. Para la soldadura del macizo se deberá abrir una abertura en el cuerpo del timón, en la que un soldador instalará pernos gata en cuatro puntos para mover el macizo adelante, atrás, izquierda y derecha. El macizo es de acero ASTM A131 GR-B y tiene un peso aproximado de 1t para su izaje y posterior posicionamiento en el timón, se le instalarán dos cáncamos que permitan levantarlo de manera pareja luego se traslada por medio de un camión y se levanta con la grúa la que descende el macizo hasta su posición en el timón, el soldador debe estar dentro del timón y aplicará pinchazos de soldadura en el macizo quedando unido temporalmente con la estructura del timón, luego viene el procedimiento de alineamiento en el que se utilizarán dos blancos (figura 4-22) para que el macizo quede centrado en el timón.



Figura 4-22. Boceto 3D de blanco para alineamiento.

Fuente: Elaboración propia con software Inventor.

El blanco de alineamiento (figura 4-22) consiste en dos placas de acero de 3mm de espesor cada con perforaciones tipo ojo de gato las que permiten el movimiento de los

pernos de sujeción para mover el blanco hacia adelante, atrás, izquierda y derecha. Una placa (trasera) tiene una perforación circular de mayor diámetro que el de la otra placa, esta permite el movimiento del retículo montado en la perforación de la placa delantera, por el retículo pasa una cuerda piano (alambre de 0.7mm de diámetro) la que se estira mediante un tensor (figura 4-23), para lograr la tensión de la cuerda piano se necesitan de dos blancos de alineamiento, estos deben estar montados con los retículos de frente el uno del otro, la cuerda pasa por un retículo en el cual se hace un nudo ciego y el otro extremo debe pasar por el retículo del otro blanco en el que en su parte trasera estará posicionado el tensor, este consiste en un tornillo con una perforación pasante en su centro por el cual pasa la cuerda y se hace otro nudo ciego, el tornillo estará dentro del cuerpo tensor que tiene un vaciado parcial que termina con la perforación trasera roscada para lograr tensar la cuerda piano.

Para la instalación de los blancos se utilizan barras en ángulo de 40x40mm, se cortan dos barras para cada blanco, del largo de las placas y se soldan una a cada costado de la placa trasera de cada blanco, estas barras servirán para soldar otras barras de distintas dimensiones que serán los soportes para que los blancos queden suspendidos sobre y bajo el cono del macizo lo más centrado posible, luego se monta la cuerda piano y se tensa, después se utilizan los ojos de gatos de las placas en los cuales van pernos que hacen sujeción entre las placas estos se sueltan y se mueve la placa hasta que la cuerda piano quede centrada con respecto al plano del timón, con ello se tendrá la referencia para que el macizo quede centrado en la estructura del timón, para mover el macizo superior del timón se hará utilización de los pernos gatos instalados en el interior del timón, cuando se logre centrar el macizo se corrobora con personal capacitado para proseguir con la soldadura final que unirá el macizo de forma permanente al timón mediante soldadura MIG con alambre grado E71T1-M21A2-CS1 H8 diámetro 1,2mm a 1,6mm.

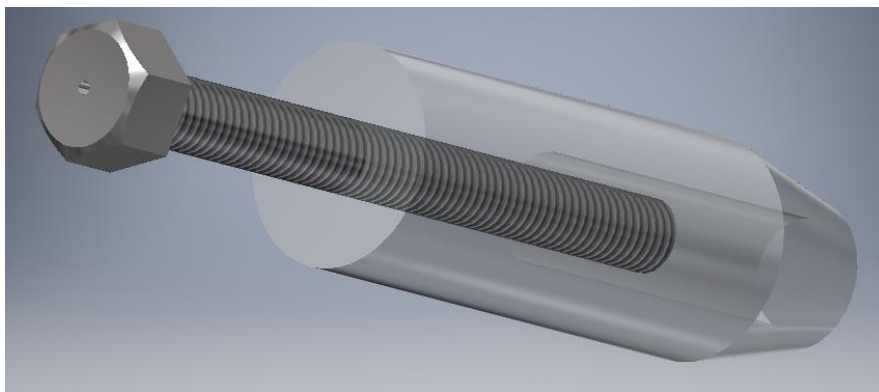


Figura 4-23. Boceto 3D del tensor de cuerda piano de blanco para alineamiento.

Fuente: Elaboración propia con software Inventor.

4.5.6 Pruebas de calado y alineamiento en los conos del timón

Las casas clasificadoras como DNV y ABS especifican como norma general para el tipo de acoplamiento cónico del timón, que el área de contacto entre los conos debe ser entre el 75% y 80% como mínimo para que funcione de manera segura y correcta al momento de hacer el ajuste por interferencia entre las caras de los conos, refiriéndose a los conos exteriores de Mecha y Pinzote acoplados en conos interiores del Timón.

Para hacer las pruebas correspondientes de los acoples cónicos se traslada el timón al molo del astillero en donde una grúa portal lo levantara y posicionara verticalmente (figura 4-24), para luego asegurar el timón con cubos base que pesan 1t cada uno aproximadamente, estos evitaran la caída lateral del timón si aumenta el flujo del viento o si hay actividad sísmica pudiendo dañar a las personas.

Cuando el timón este posicionado y asegurado se deben levantar cuerpos de andamios a los lados del timón, para permitir que los mantenedores puedan llegar al cono superior e inferior, la seguridad en estas maniobras debe ser imprescindible por lo que las personas implicadas en el trabajo deben estar al tanto de los riesgos asociados y de las medidas de resguardo que deben respetar para evitar lesiones leves o graves que puedan causar la muerte de ellos, para los trabajos en altura las personas deberán usar arnés de seguridad con una o dos colas ancladas a la estructura del andamio como mínimo, los cuerpos de andamios deberán tener puntales que aseguren la firmeza del andamio y evite que se generen oscilaciones o cualquier otro movimiento. Además, se deberá tener especial cuidado al momento de hacer las pruebas de calado al momento que estar la Mecha o el Pinzote izados por la grúa portal, ya que puede ocasionar golpes leves o graves al sufrir estos cambios de dirección por efecto de péndulo o por acción del viento, para contrarrestar estos movimientos se deben utilizar cuerdas flexibles amarradas a los elementos izados y en el extremo opuesto estarán personas tensionando levemente para contrarrestar oscilaciones de la Mecha o Pinzote.



Figura 4-24. Timón instalado verticalmente asegurado lateralmente con cubos de acero.

Fuente: Fotografía adquirida en práctica profesional, 2019.

Las pruebas del calado consisten en lograr un área de contacto mínimo entre las caras de los conos interiores y exteriores del 75%, para ello se debe utilizar pasta azul de Prusia en el cono exterior de la Mecha, los operadores deben utilizar guantes de latex para la aplicación de una fina capa de la pasta sobre el cono.

Las pruebas de calado solo serán mecánicas sin la utilización de energía hidráulica en los conos, se utilizará un cilindro hidráulico de 30t que se ubicará debajo del cono superior del timón para levantar la Mecha en caso de trabarse al hacer las pruebas del ajuste. El azul de Prusia aplicado en el cono exterior de la Mecha dejará marcada las áreas de contacto en el cono interior del timón al bajar y subir la Mecha (figura 4-25), luego se deberá desgastar con lijas finas abrasivas y scotch-brite las áreas resaltadas con azul de Prusia en el cono interior del timón, repitiéndose este procedimiento de calado hasta lograr un 75% de azul de Prusia en el cono del timón (figura 4-26).



Figura 4-25. Prueba de calado de Mecha en cono superior del timón.

Fuente: Fotografía adquirida en práctica profesional, 2019.



Figura 4-26. Marcas del azul de Prusia en el cono interior del timón.

Fuente: Fotografía adquirida en práctica profesional, 2019.

Las pruebas de alineamiento se hacen a través de un estudio topográfico en el que se utiliza un láser que deberá pasar por una línea central trazada por el conjunto (timón, Mecha, Pinzote). Si el láser reflejado en la línea trazada desde la Mecha hacia el timón se sale de la colinealidad quiere decir que existe un desalineamiento. Para la utilización del equipo topográfico se debe revisar el terreno donde está posicionado el timón, si presenta alguna inclinación vertical y horizontal se debe reflejar el láser con esa misma inclinación para estar midiendo en un mismo plano común.

Después de hacer las pruebas de calado en los conos del timón, se hará el mismo procedimiento entre el cono superior de la Mecha y el cono interior del rotor de paletas.

4.5.7 Montaje de la Mecha en el sistema de gobierno

La instalación de la Mecha en el sistema de gobierno de la motonave mercante, se hará mediante un tecele neumático para 18t instalado en un cáncamo para 24t, que se instaló en el techo de la sala del servo-motor sobre este, centrado con la línea de centro, la ubicación de este cáncamo se aprecia en la figura 4-15. El traslado del tecele para 18t hacia la sala del servo-motor se hace a través de una grúa portal la que hace ingresar el tecele por una escotilla de la embarcación que da acceso a la sala, y el montaje del tecele neumático para 18t se hace a través de dos tecles de cadena para 1t cada uno.

La mecha se traslada desde el taller de maquinaria naval donde se midió sus dimensiones y se corrobora su correcto maquinado en base al plano (anexo F), un tractor con una rampla ingresa al taller y un puente grúa posiciona la Mecha sobre unos maderos que están en la rampla y se inmoviliza la Mecha con eslingas que son tensadas por tecles de palanca. La Mecha es llevada al dique seco en donde una grúa portal la levanta y la posiciona en el fondo del dique seco de bajo del tubo Limera. Con la ayuda de cuerdas amarradas una en cada extremo de la Mecha se alinea con el tubo Limera y se deja el extremo que acopla al rotor del servo lo más cerca posible al tubo Limera (figura 4-27).

Se instala un cáncamo M64x100 de sujeción en cada extremo de la Mecha, a los cáncamos se le monta un grillete lira para 25t, para que el gacho del tecele neumático de 18t y el de la grúa portal puedan levantar la Mecha hacia el sistema de gobierno. Luego se procede a proteger el roscado de los extremos de la Mecha, se utilizan paños de goma de 50mm de espesor que abrazan el roscado y lo protegerán al momento en que se levante la Mecha, así se evitará que el roscado sufra deformaciones en el montaje, esto se debe hacer para evitar daños en los roscados de la Mecha en los que se montan tuercas que aseguran el acople cónico.

Cuando todo lo anterior esté listo para izar la Mecha, se debe preparar al servo-motor para evitar daños en su estructura al subir la Mecha para ello se retirará sus unidades de poder hidráulico (bombas) y se sueltan los pernos base de su fundación al igual que los pernos gatas horizontales, los pernos gata verticales no se deben mover en ningún momento y deben tener una línea trazada que marquen en la posición donde estaban inicialmente. Se montan dos tecles para 5t sobre el servo-motor y por medio de eslingas de 1m para 4,99t que pasan por grilletes lira para 5t montados en la estructura de la carcasa del servo-motor diseñados para su anclaje (figura 4-28).

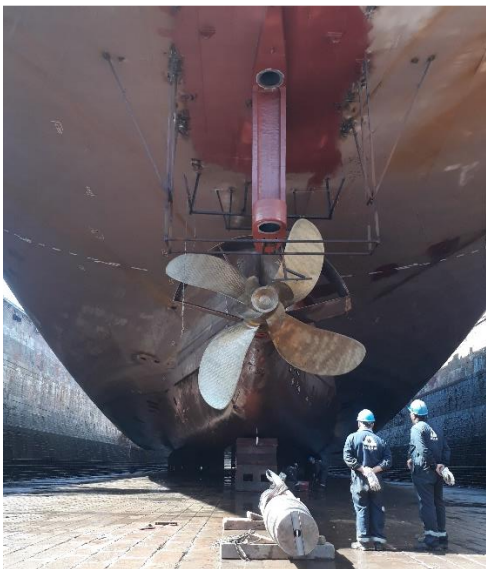


Figura 4-27. Mecha ubicada de bajo del tubo Limera para posterior montaje.
Fuente: Fotografía adquirida en práctica profesional, 2019.



Figura 4-28. Agujeros para el anclaje del servo-motor hidráulico.
Fuente: Fotografía adquirida en práctica profesional, 2019.

Ya que el servo-motor esta desarmado el izaje de su carcasa es simple, se levantará con los tecles de cadena para 5t de manera equitativa hasta 1 metro verticalmente, se debe tener cuidado con el izaje de la carcasa ya que puede tocar parcialmente al tecele neumático de 18t, por ello se debe tener cuidado de evitar el contacto del interior de la carcasa con otros elementos en este caso con el tecele neumático.

Para el izaje de la Mecha se tendrán las consideraciones de seguridad de la norma ASME B30 en los que se regula el uso de los elementos de izaje, luego de que se tenga

todo preparado y el área este despejada de personal se procede a bajar el gancho del tecele neumático para 18t que se enganchara en el grillete lira para 25 montado en el cáncamo M64x100 de la Mecha, antes de comenzar a levantar la carga se engancharan dos cuerdas en la punta opuesta de la Mecha para que al comenzar a subir lentamente se evite el efecto péndulo ocasionando daños en el repuesto, el largo de la Mecha es menor que la altura desde el suelo hasta el Tintero, la Mecha subirá debiendo pasar por el orificio del Tintero por lo que toda la maniobra deberá ser muy lenta y cuidadosamente, luego que empiece a subir desde el Tintero se comenzara a introducir por el tubo Limera, para la sincronización del izaje el operador del tecele neumático estará en la sala del servo-motor por lo que no tendrá vista de lo que sucede en el exterior, el jefe a cargo de la maniobra le dará las ordenes de subir o bajar por medio de radios portátiles. La Mecha debe subir hasta que solo se vea su punta del roscado inferior sobresaliendo desde el tubo Limera, antes que se introduzca el cono inferior de la Mecha por el tubo Limera se le retirara los paños de goma al roscado y se montarán los o’rings (figura 4-29) que sellan la cámara de expansión del acople cónico entre el cono exterior de la Mecha y el cono interior del macizo superior del timón, para el montaje de los o’rings se puede utilizar la una plataforma elevadora telescópica o estructuras de andamios. La grúa portal levanta la mecha desde el extremo inferior al mismo tiempo que el tecele neumático comienza a levantarla desde el extremo superior, cuando se acerca al tintero el extremo inferior debe descender para el montaje.



Figura 4-29. Montaje de o’rings en el cono inferior de la Mecha.

Fuente: Fotografía adquirida en práctica profesional, 2019.

4.5.8 Montaje del timón en la Mecha

Para el montaje del timón en el sistema de gobierno de la motonave mercante se deberá tener instalada la Mecha antes de comenzar a montar el timón, se necesitará de

tecles neumáticos para 25t cada uno, se ocuparán cuatro de estos tecles y para su anclaje se soldarán cuatro cáncamos para 24t en la popa de la embarcación ubicados en su casco, se ubicarán en cuatro puntos estratégicos que permitan el izaje del timón sin problemas, habrá un tecla detrás del cuerno del timón (Rudder horn) otro por delante de este y los otros dos uno en cada lado del cuerno del timón a 1m aproximadamente (figura 4-30).



Figura 4-30. Tecles neumáticos preparados para montar el timón.

Fuente: Fotografía adquirida en práctica profesional, 2019.

Los tecles neumáticos necesitan de una fuente de suministro de aire comprimido por lo que se hará utilización de una unidad compresora de aire de 14bar móvil, se deberá usar un manifold para acoples rápidos de 1" y repuestos de acoples rápidos macho (tipo F) y hembra (tipo C) de 1" ambos. Cuando se tengan preparados los tecles neumáticos y este planificada la maniobra resguardando la seguridad de las personas, se procede a trasladar el timón a un lado del dique seco, el timón tiene soldado los cáncamos que se usaron para su desmontaje y además otros por si se necesita anclar de otro ángulo, el timón es llevado sobre una rampla que es tirada por un tractor que conduce hasta un costado del dique seco, en ese lugar se instalarán cuatro estrobos (designación 1A-GU/GU-6x26-SC-ENGR-15/8") uno en cada esquina de la rampla para que una grúa portal enganche la rampla y la traslade junto con el timón al suelo del dique. Luego se engancha el tractor con eslingas y se baja al suelo del dique donde deberá ubicar la rampla con el timón en la línea crujida (medio) de la popa para poder proseguir con las maniobras de montaje, además de los tecles neumáticos se hará uso de la grúa portal a su vez para levantar el timón de manera pareja para evitar golpes. Cuando el timón este posicionado en la parte

trasera de la embarcación se levantará por medio de tres eslingas planas sintéticas para 22t que se engancharan en tres grilletes lira para 25t montados en los cáncamos del timón y el otro extremo de las eslingas se pondrá en el gancho de la grúa portal, se levanta el timón y al mismo tiempo el tractor retirará la rampla donde estaba el timón, se hace bajar el timón y se prepara la maniobra de montaje del timón por medio de los tecles neumáticos y grilletes lira para 25t. A continuación (figura 4-31), se presenta la secuencia de izaje para el montaje del timón en el sistema de gobierno: 1° se baja timón junto con rampla al dique seco. 2° se limpia ranura de o'ring y posterior instalación de él. 3° se posiciona timón en parte trasera de la motonave en su línea crujida (media). 4° se levanta timón con grúa portal y se retira la rampla. 5° se engancha la cola del timón donde tiene soldado dos cáncamos para 24t, el superior se sujeta al tecla neumático ubicado hacia popa de la motonave y el inferior es anclado por el gancho de la grúa portal. 6° se posiciona el timón para posterior anclaje diagonal. 7° se agarra timón por medio de los tecles neumáticos que están ubicados a los costados del cuerno del timón. 8° se comienza a levantar el timón de manera diagonal desde su posición vertical y horizontalmente se inclina más hacia un costado para luego utilizar el anclaje de la grúa portal para más elevación. 9° se engancha el timón con los cuatro tecles neumáticos para 25t y se desconecta del gancho de la grúa portal, se comienza a subir el timón hasta lograr posicionamiento del macizo superior de bajo de la Mecha.

Luego del posicionamiento del timón bajo la Mecha se procede a descender esta para comenzar el acoplamiento cónico entre estas dos piezas por medio de bombas hidráulicas. Para acoplar los conos del exterior de la Mecha e interior del timón se debe lograr un ajuste por interferencia, para ello se debe de instalar la tuerca pistón que va montada en el roscado inferior de la Mecha (figura 4-32), para el montaje de esta tuerca es necesario los o'rings que utiliza para hacer funcionar el pistón este utiliza dos, uno en su diámetro interior y el otro en el exterior, otro o'ring es montado en un alojamiento en la cara asentada en el macizo del timón. En la instalación de la tuerca se hará uso de tecles de cadena para 2t y 1t, dos eslingas de 1m y un tablón de madera, con dos tecles se levanta hacia la rosca y otro tecla se ancla del otro costado, entre estos tres tecles se maniobra para dejar la tuerca sobre el madero posicionado justo debajo del roscado de la Mecha. Esta tuerca tiene la particularidad de poseer un pistón en la cara que se asienta en el timón y se acciona por una bomba manual o eléctrica que se debe conectar a un niple instalado en la tuerca, el pistón al accionarse crea una fuerza de empuje del cono de la Mecha ya que el roscado está en ella, el fabricante entrega las instrucciones para lograr el calado y consiste en aplicar la fuerza de empuje inicialmente hasta cierta presión, luego en conjunto se debe utilizar una segunda bomba (manual o eléctrica) que ira conectada a un niple que se instala en el macizo superior del timón, esta será para la fuerza de expansión.



Figura 4-31. Secuencia de montaje del timón en el sistema de gobierno.
Fuente: Fotografía adquirida en práctica profesional, 2019.



Figura 4-32. Montaje de tuerca pistón en el roscado inferior de la Mecha.
Fuente: Fotografía adquirida en práctica profesional, 2019.

La secuencia de calado será primero posicionar un reloj comparador de tal manera que el palpador del instrumento mida el desplazamiento vertical de la Mecha (figura 4-33), luego se deberá tener la hoja con las presiones indicadas por fabricante de empuje y expansión (anexo T) , antes de comenzar con las presiones se debe quitar el aire

en la cámara de empuje (entre pistón y tuerca) y en la cámara de expansión (entre cono de Mecha y cono del timón), el aire se quita de la siguiente manera tanto como la tuerca pistón y macizo superior de timón tienen dos conductos cada uno para la inyección de aceite en los que se puede conectar un niple en cualquiera, pero siempre se debe conectar el niple esto para ambos casos y mantener abierta la otra vía y bombear aceite por la conexión con niple hasta que empiece a burbujear su vía libre, en ese momento se debe cerrar el agujero con su tornillo respectivo. Cuando se haya botado el aire en ambas cámaras hidráulicas se procede a comenzar el calado cónico por medio de inyección de aceite, utilizando las especificaciones de presiones comenzando con la fuerza de empuje hasta llegar a cierta medida para luego aplicar fuerza de expansión y después seguir con ambas fuerzas en conjunto hasta lograr la medida indicada por el fabricante (anexo T) que se ira midiendo con el reloj comparador, una vez llegado a la medida de calado quiere decir que se ha logrado generar un ajuste por interferencia entre los conos, el paso siguiente es liberar la fuerza de expansión por completo dejando la fuerza de empuje hasta 30 minutos, después de ese tiempo se deberá liberar la presión en la tuerca pistón, y la Mecha quedará unida al timón funcionando como una sola pieza única. Como último paso se debe soldar en la tuerca un seguro que asienta en la ranura del roscado que se aprecia en figura 4-33, este último paso también se repetirá cuando se asegure el acople de Pinzote.



Figura 4-33. Medición del desplazamiento del calado de conos mediante un reloj comparador.

Fuente: Fotografía adquirida en práctica profesional, 2019.

4.5.9 Montaje de Pinzote en el timón

En la instalación del Pinzote en el sistema de gobierno se deberán tomar las mismas medidas de seguridad en las normas de izaje y utilizar equipos certificados por la ASME B30, el montaje del Pinzote es simple se traslada desde el taller de maquinaria naval por medio de un camión, el que se estaciona a un lado del dique seco ahí el Pinzote es levantado por la grúa portal que se engancha en un cáncamo M48x75, que se instala en la perforación roscada ubicada en el extremo opuesto a la conicidad del Pinzote, se levanta y se posiciona en la zona trasera de la motonave en el suelo del dique seco. Para completar esta maniobra se utilizarán dos tecles para 3t y una eslinga plana sintética de 3m, la secuencia de montaje consistirá en levantar el Pinzote con un tecla enganchado al cáncamo M48x75, se levantará hasta estar en la zona superior del timón a un costado del Rudder Horn, luego se utilizará el otro tecla para maniobrar la eslinga que estrangulará el cuerpo del pinzote para posicionarlo en la parte superior del Tintero. El Pinzote tiene un peso de 1750kg y al momento de levantarlo se deberá proteger su roscado con paños de goma de 50mm de espesor e instalar los o'rings en el cono para el sellado hidráulico necesario en el procedimiento de calado mediante fuerzas de expansión y empuje, cuando se logre levantar del suelo del dique y se posicione sobre el Tintero mediante los tecles de cadena para 3t, se deberá comenzar a bajar el tecla enganchado al cáncamo del Pinzote mientras el otro tecla deberá ser operado para mantener en 90° al Pinzote, cuando se logre bajar el pinzote por completo hasta que su roscado se vea por la abertura del timón (figura 4-34) se debe proceder a la instalación de la tuerca pistón y con el procedimiento de calado mediante bombas hidráulicas, se hace el mismo procedimiento de calado que en el párrafo 4.5.8 pero las presiones y distancias de calados serán las indicadas en anexo U.

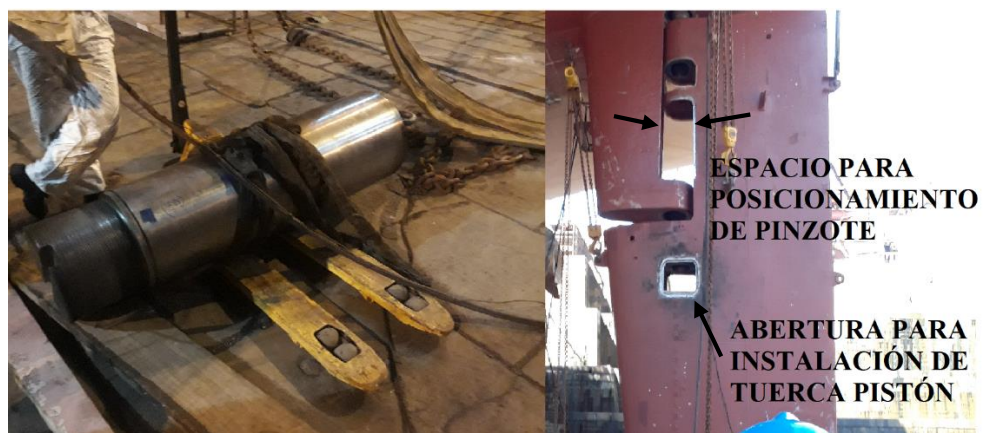


Figura 4-34. Pinzote preparado para montar y referencias de puntos clave en timón.

Fuente: Fotografía adquirida en práctica profesional, 2019.

4.5.10 Armado y alineamiento del servo-motor hidráulico

Antes de comenzar con el procedimiento de armado del servo-motor hidráulico se debe aprovechar el momento en que la carcasa esta levantada por los tecles, para pasar la caja de sellos y prensaestopas por el cono de la Mecha ya que al ingresar está en la carcasa del servo-motor no habría manera de instalar la caja de sellos y prensaestopas, ya que la caja y prensa funcionan con su diámetro interior en el diámetro exterior de la Mecha, por lo que deben entrar por arriba del cono superior de la Mecha.

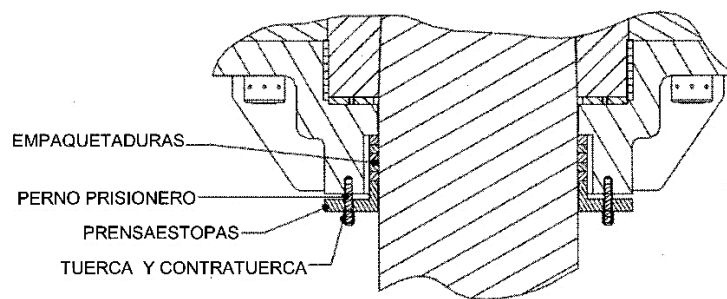


Figura 4-35. Plano en corte de la ubicación de empaquetaduras en el sistema de gobierno de la motonave.

Fuente: Owner's manual for porsgrunn rotary vane steering gear, Huanghai, 2014.

4.5.10.1 Montaje de prensaestopas en el sistema de gobierno

La instalación de las empaquetaduras inferiores del servo-motor (figura 4-35) designación 329 Lino Stern-Lon deberá hacerse antes de calar el rotor de paletas en la Mecha, para su instalación es necesario un lugar limpio libre de impurezas externas que entren al material sellante, los pasos a seguir para montar las empaquetaduras serán los siguientes:

1.- Cortar la empaquetadura a la longitud correcta

- Medir el perímetro de la Mecha.
- El extremo del anillo (empaquetadura) debe ser con un ángulo de 30 a 45 grados (figura 4-36).
- La longitud final del anillo debe ser la longitud del perímetro más 10mm.
- Los extremos del corte deben topar entre sí.
- Cortar solo un anillo y luego revisar la longitud del corte en la prensaestopas al ajustarla. Un pequeño ajuste a la longitud del corte puede ser recorrido. Solo

cuando el extremo del corte cierre correctamente, se pueden cortar los anillos restantes.

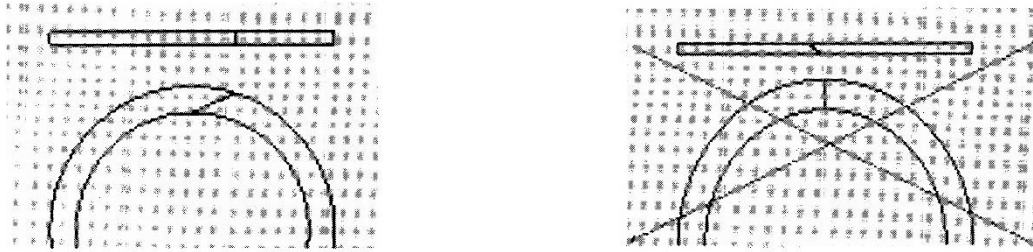


Figura 4-36. Descripción del corte.

Fuente: Owner's manual for porsgrunn rotary vane steering gear, Huanghai, 2014.

2.- Preparación para la instalación

- Con objeto de facilitar la instalación puede ser necesario re-dimensionar la empaquetadura, de manera manual sin problemas y mejorando la flexibilidad en la instalación, se debe evitar golpear la empaquetadura con una maceta, se puede usar una sección de cañería para usarla como rodillo sobre la empaquetadura, también se puede usar una prensa de tornillo que comprima la sección de manera equitativa.

3.- Instalación

- Cinco o seis anillos de empaquetadura son ajustados de forma separada y con el corte compensado a cada uno cuando se instala (90°-180° rotado).
- Instalación de cada anillo de empaquetadura (figura 4-37) es realizada como sigue: (1) Los extremos de corte son al principio presionados dentro de la prensaestopas. Poner atención que los extremos del corte topen entre si durante la instalación. (2) Comenzar insertando desde el punto de corte e ir alrededor de la Mecha hasta que la empaquetadura esté en el lugar correcto. (3) Se recomienda usar la prensaestopas para empujar los anillos uno por uno.
- En el estado de instalado, los anillos no deben sobresalir del eje de la prensaestopas. El collarín debe ajustarse a la prensaestopas con un receso de collarín de $>0.5x$ ancho de empaquetadura.

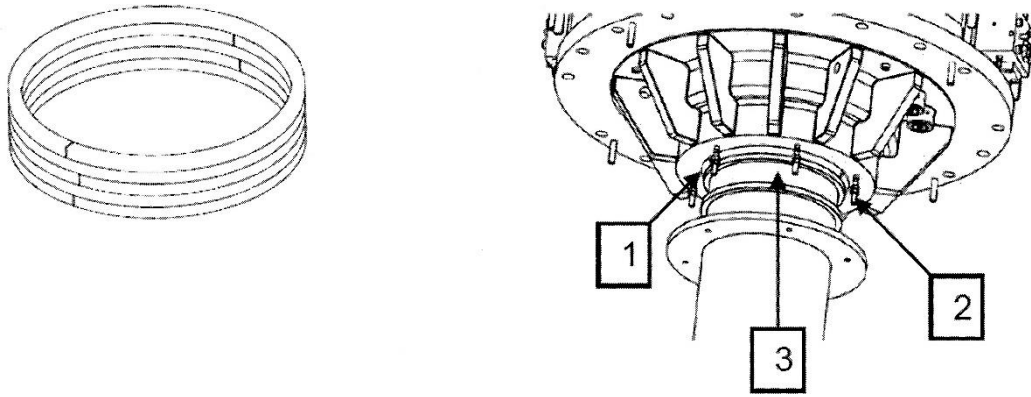


Figura 4-37. Descripción de instalación.

Fuente: Owner's manual for porsgrunn rotary vane steering gear, Huanghai, 2014.

4.- Poner en operación

- Revisar que hay un claro diametral mínimo de 1,5mm entre la Mecha y la prensaestopas.
- Apretar las tuercas del collarín en patrón cruzado y comprimir la empaquetadura.
- Los anillos pueden ser comprimidos hasta 20% de su tamaño original.
- Asegurar que el collarín esté alineado con la parte inferior de la cuña.
- Montar y apretar contratueras.
- Puede ser necesario apretar nuevamente la prensaestopas.
- Apretar nuevamente la prensaestopas hasta que la filtración se detenga.

4.5.10.2 Posicionamiento del rotor de paletas sobre la Mecha

El rotor de paletas antes de ser montado se debe desengrasar y limpiar la parte cónica de la Mecha y del rotor cuidadosamente. No debe haber bordes afilados que puedan raspar las superficies de contacto.

Existe una marca de posición “0” (al medio) en el rotor. Asegurar que haya una marca correspondiente en la Mecha. El rotor debe quedar conectado con la Mecha quedando sus marcas de posición alineadas.

Para comenzar el armado del servo-motor hidráulico se deberá bajar la carcasa del servo en la misma posición de origen, para ello se le hicieron marcas de posición en la carcasa y su fundación, se hace descender la carcasa por medio de los tecles para 5t, cuando la carcasa está asentada y alineada (marcas) en la fundación para el servo se pondrán cuatro pernos base, solo para evitar movimientos de la carcasa mientras se monta el rotor de paletas en la Mecha, para la maniobra del montaje del rotor es necesario retirar

el tecele neumático para 18t que está anclado al techo de la sala del servo y tiene su gancho en el cáncamo M64x100 instalado en la Mecha, el retiro del tecele neumático se hace mediante dos tecles para 2t cada uno. Finalizado el retiro del tecele neumático sobre la carcasa del servo-motor se procede a preparar la maniobra para posicionar el rotor de paletas sobre el cono superior de la Mecha, el rotor debe tener instalados dos cáncamos M30 que van enroscados en dos perforaciones en la zona superior del rotor a estos cáncamos se le montan dos grilletes de 3/4". El rotor de paletas es transportado desde el taller de maquinaria naval donde se le aplicaron pruebas de calado y calidad con tintas penetrantes, por medio de una rampla y tractor se lleva hacia un costado del dique seco en donde una grúa portal lo levantará desde sus cáncamos M30 mediante estrobos de acero unidos por los grilletes a los cáncamos y lo hará ingresar por una abertura que se hizo en el retiro del rotor desde la sala del servo-motor hidráulico, el rotor de paletas quedará a un costado de la carcasa del servo donde se desconectarán los estrobos y se utilizarán dos tecles para 5t que están anclados al techo de la sala sobre la carcasa, estos tecles se engancharán a los grilletes de 3/4" que están en el rotor y harán la función de levantarlo y bajarlo, ya que los tecles de cadena para 5t están sobre la carcasa del servo y el rotor a un costado de esta, al levantar al rotor se provocará un efecto de péndulo que podría dañar el cuerpo del rotor, por ello se utilizarán dos tecles de cadena para 3t que tensionarán dos eslingas planas sintéticas de 3m que se enlazarán por la estructura del rotor, los tecles para 3t estarán dispuestos para tensionar en la dirección opuesta del efecto péndulo provocado al levantar el rotor con los tecles para 5t.

Cuando el rotor de paletas del servo-motor hidráulico este posicionado sobre la carcasa se deben retirar las eslingas planas sintéticas que están enlazadas por su estructura, luego se comenzará a descender el rotor lentamente ubicando su marca "0" con la de la Mecha, debe bajar de manera pareja para ello las personas que están operando los tecles de cadena para 5t deberán coordinarse para ir bajando el rotor en una posición nivelada, se deberá tener cuidado al momento en que se vaya introduciendo el rotor en el cono superior de la Mecha, ya que si ingresa con ángulo puede trabarse y provocar ralladuras, desgaste o deformación entre los conos. El rotor deberá descender introduciéndose por la Mecha y hasta que asiente en el Rudder Carrier (porta timón), luego de estar asentado el rotor la parte superior roscada de la Mecha quedará a la vista, en ella se hará montaje de la tuerca con su anillo pistón, para la instalación de la tuerca con el anillo, se deberá posicionar el anillo con su pistón y o-rings en la cara superior del rotor mediante dos o tres personas, luego se instalarán dos cáncamos M16 en perforaciones a 180° diseñadas para el anclaje en la tuerca, se levantará y bajará comenzando a montarla en la rosca de la Mecha hasta que quede sobre el anillo pistón, esta maniobra se logra utilizando dos tecles para 1t teniendo mucho cuidado de no golpear la ranura donde aloja al anillo pistón.

4.5.10.3 Procedimiento de calado del rotor de paletas en la Mecha

Para el procedimiento de calado del rotor de paletas en la Mecha se necesitará de dos bombas hidráulicas para hacer las fuerzas de empuje y de expansión, los accesorios y equipos hidráulicos deben tener una capacidad mínima de presión de 1000bar, antes del calado se deben instalar todos los elementos de sellado del rotor como sus tapones, resortes y placas de sellado. El largo de calado se encuentra en las especificaciones técnicas de anexo M, en donde se detallan las presiones para las fuerzas de expansión y empuje.

- A. Primero se debe hacer instalación de las conexiones hidráulicas de 1/4" roscadas, una en el anillo pistón y otra en el rotor en esta última entre la conexión y el rotor va un sello unido de 1/4", ver anexo V, para apreciación de conexiones.
- B. Cuando las conexiones hidráulicas estén montadas y aseguradas, se conectan dos bombas de presión, una bomba A se usará para el anillo pistón y otra bomba B para la expansión en el rotor. Bombear fluido hidráulico hacia el pistón usando la bomba A, ver figura 4-17, hasta que el fluido hidráulico aparezca en el orificio de ventilación. Tapar el orificio (tapón).
- C. Usando la bomba A, bombear hasta que se obtenga una presión de 10bar en el pistón de anillo. Este es el punto "0" para medir la longitud de calado.
- D. Para la medición de calado se debe medir la distancia desde la parte superior del rotor hasta la parte superior de la Mecha. No medir desde la tuerca de mecha.
- E. Bombear fluido hidráulico hacia el área de rotor usando la bomba B, ver figura 4-17, hasta que el fluido hidráulico aparezca en el orificio de ventilación. Tapar orificio (tapón).
- F. Usando la bomba A, aumentar lentamente la presión en el pistón del anillo y usar la bomba B para aumentar la presión en el rotor.
- G. Continuar bombeando alternando con la bomba A y B, entonces la Mecha será forzada en el rotor. Notar la presión de A y B por cada calado de 1mm.
- H. Ocasionalmente, no será necesario usar la bomba B luego de que la presión este inicialmente elevada. La presión aumentará automáticamente cuando la Mecha sea metida en el rotor. En este caso, continuar usando la bomba A hasta que la longitud de calado final sea alcanzada.
- I. Continuar hasta que la Mecha sea sacada a la longitud de calado requerida. Cuando se mida desde la parte superior de la Mecha, es normal que la longitud sea de 0.1-0.2mm más larga que la longitud teórica. Esto se debe a que retrocede cuando la presión en el pistón de anillo es liberada.

- J. Luego del calado, se debe haber un claro de descanso diametral entre 0.15 – 0.25mm. si el claro diametral esta fuera del intervalo de 0.15 – 0.25mm, se debe contactar al fabricante para instrucciones y aprobación.
- K. Cuando se alcance la longitud de calado, la presión en la bomba B puede ser liberada lentamente y la bomba y el tapón en el rotor pueden ser removidos.
- L. Luego de aproximadamente 30 minutos, liberar presión en el pistón del anillo hidráulico, y remover la bomba A y el tapón.
- M. Comprimir lentamente el pistón de anillo al girar la tuerca de la Mecha.
- N. Apretar la tuerca de la Mecha.
- O. Cuando la tuerca de la Mecha este apretada, permitir que el actuador (rotor) descansa libremente en el cono de la Mecha.
- P. Posicionar la arandela con talón en la tuerca. Marcar la tuerca de acuerdo a los orificios en la arandela con talón. Perforar y roscar los orificios.
- Q. Asegurar que ninguna viruta en la perforación y roscado contamine el sistema de gobierno. Amarrar y asegurar la arandela talón (asegurar tornillos con alambre blando), ver figura 4-38.

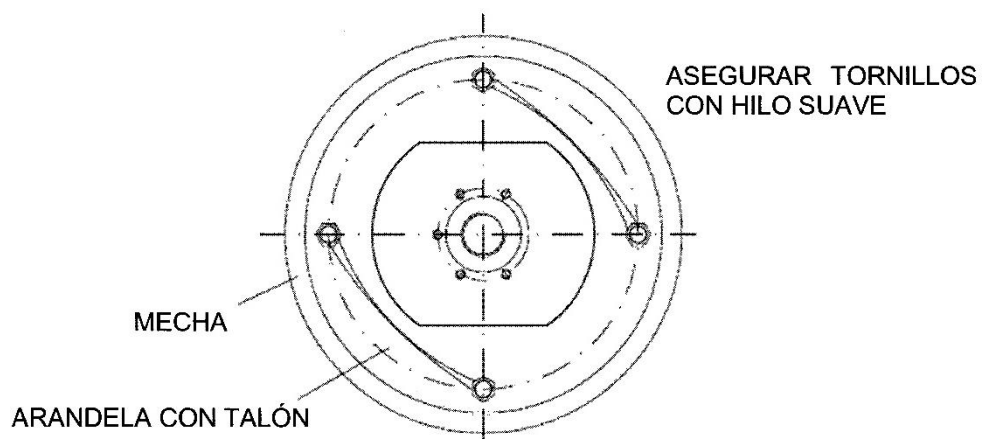


Figura 4-38. Plano de arandela con talón asegurada a la tuerca de Mecha.

Fuente: Owner's manual for porsgrunn rotary vane steering gear, Huanghai, 2014.

4.5.10.4 Montaje de la tapa (cover) del servo-motor hidráulico

En el montaje de la tapa de carcasa debe existir una marca que indique la posición de tapa alineada con la carcasa, si no se conservan las marcas originales de posición, el astillero a cargo del mantenimiento debió marcar los elementos del servo-motor para que todo quede alineado a como estaba originalmente. Entonces identificando las marcas de posición para que queden alineadas se procede a instalar la tapa de la carcasa con su anillo

de sellado, válvula de retención y o'ring que van instalados entre la cara inferior de la tapa y la parte superior de la carcasa, en el párrafo 4.4.3.5 se explica el método de desmontaje y las herramientas utilizadas al igual que las maniobras de izaje, para el montaje de la tapa del servo-motor se utilizarán las mismas herramientas y procedimientos del párrafo 4.4.3.5 para volver a montar la tapa, cuando la tapa esta puesta sobre la carcasa y las marcas de posición alineadas se procede a instalar los treinta y seis pernos de zócalos M30x130 grados ISO 12.9 que aseguran la tapa a la carcasa, para el apreté de estos pernos se utilizará una llave Allen de 24mm y una llave de torque para pernos de zócalo para dar el apreté final, el torque será en estrella de 2500 n-m por cada perno.

Se procede a instalar las tuercas de los cuatro pernos de anclaje M64, para montar las tuercas se necesitará de un tensionador hidráulico M64 que estire el cuerpo del perno de anclaje, en ese momento se instala la tuerca y se libera la presión de la bomba que acciona el tensionador hidráulico M64, el cuerpo del perno se contraerá quedando tensionado el roscado del perno con la tuerca, el torque a dar es suministrado por el fabricante del tensionador hidráulico M64.

4.5.10.5 Alineamiento del servo-motor hidráulico

Para proceder con el alineamiento del servo-motor se debe tener armado este con su tapa montada, a continuación, se enumerarán los pasos a seguir para alinear el servo-motor.

- A. Revisar que haya claro entre el rotor y el descanso en posición A, B, C y D. Ver figura 4-39. Usar un feeler largo para asegurar que haya claro en la altura total del descanso.

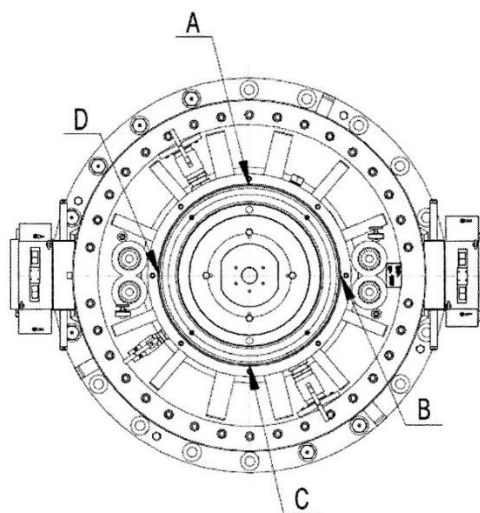


Figura 4-39. Puntos de medición para alineamiento del sistema de gobierno.

Fuente: Owner's manual for porsgrunn rotary vane steering gear, Huanghai, 2014.

- B. Si no hay claro en una dirección, apretar uno o dos de los tornillos para ajuste horizontal (pernos gata horizontales), hasta que haya claro, ver figura 4-40.

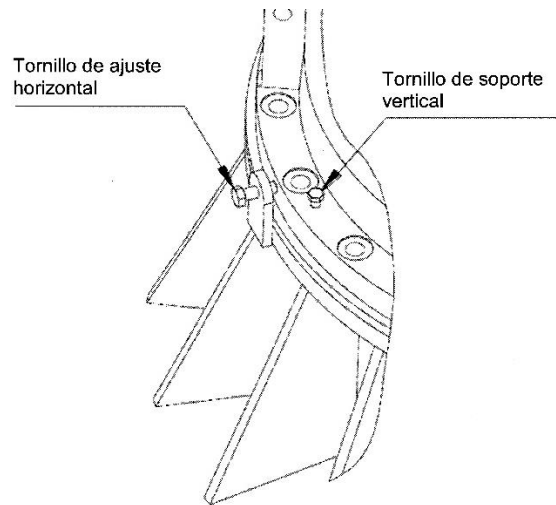


Figura 4-40. Tornillos de soporte y ajuste.

Fuente: Owner's manual for porsgrunn rotary vane steering gear, Huanghai, 2014.

- C. Desatornillar los tornillos para ajuste horizontal.
- D. Revisar claros de acuerdo al paso A. Si hay claro en A, B, C y D proceder con el paso siguiente.
- E. Para fijar la posición central del sistema de gobierno, apretar los tornillos para ajuste horizontal.
- F. Apretar los tornillos de soporte holgadamente contra la base.
- G. Revisar claros de acuerdo al paso A.
- H. Cuando las mediciones de los claros en los puntos A, B, C y D sean iguales, el servo-motor hidráulico estará alineado, en ese momento se ajustan los pernos de ajuste horizontal en forma cruzada. Los pernos de ajuste verticales no se deben mover ya que la altura de ellos se mantuvo intacta desde el momento del desmontaje del servo hasta el montaje, y si fuera necesario moverlos se hace una marca en el flange de la base y el tornillo de esta manera se conoce la posición original del tornillo.
- I. Se debe proceder al ajuste de los pernos base del servo-motor hidráulico.

Luego de tener el servo-motor hidráulico alineado se procede a armar las partes faltantes del servo. Se debe montar el eje del indicador mecánico de ángulo del timón este se monta en la Mecha mediante cinco tornillos M12x35 grado ISO 8.8 el torque correspondiente es de 91 N-m se utilizará una llave de torque, ver anexo A, para apreciar ubicación del eje indicador de ángulo del timón.

Cuando el eje del indicador de ángulo del timón sea montado y asegurado se procede a instalar el tanque de expansión del servo-motor hidráulico, para esta maniobra se debe revisar antes las marcas de posición que tiene originalmente el tanque, si no se encuentran el astillero es responsable de hacer estas marcas antes de aplicar cualquier desmontaje. Una vez identificadas las marcas se procede a levantar el tanque mediante dos eslingas de 1m que estarán sujetas a tecles de cadena para 1t, se utilizarán grilletes lira de 3/4" para el anclaje de las maniobras. Se ajustan los ocho tornillos M16x50 grado ISO 10.9 con un torque de 240 N-m. Luego se instala el mecanismo indicador de ángulo de timón utilizando el anexo W, se debe montar respecto al plano.

4.5.10.6 Instalación de cuñas de acero y pernos para base del servo-motor hidráulico.

Para el montaje de los pernos base del timón de deben fabricar cuñas de acero que harán la función de soportar el peso del servo-motor que a su vez tiene el peso de la Mecha y timón, para fabricar las cuñas se debe:

- A. Medir y preparar cuatro cuñas de acero.
- B. Montar y fijar las cuñas de acero.
- C. Preparar pernos base con tolerancia H7/m6 y montarlos. Todos los pernos base deben tener una tolerancia de H7/m6 y ser ajustados individualmente mediante limas.
- D. Medir y revisar que la distancia desde la base al flange del sistema de gobierno sea igual al espesor de las cuñas más el largo del calado del rotor en la Mecha.
- E. Asegurar que haya claro en las posiciones A, B, C y D (figura 4-39) antes de proceder al siguiente paso.
- F. El soporte de timón puede ser removido.
- G. Medir y preparar las cuñas de acero restantes.
- H. Montar y fijar cuñas de acero.
- I. Perforar y escarear los orificios restantes para pernos base.
- J. Preparar pernos base restantes y montarlos.
- K. Luego de apretar, no debería haber claros que excedan 0.05mm entre las cuñas de acero y sus superficies de contacto.
- L. Desatornillas los tornillos de soporte y de ajuste.

Finalmente, como último paso se termina de armar el servo-motor hidráulico con todos sus equipos de válvulas y conexiones guiándose por los planos de anexo X, y las unidades de poder hidráulico por anexo C. Montar caja de sellos mecánicos utilizando anexo Z.

4.5.10.7 Llenado de aceite

Luego de la instalación de los equipos hidráulicos viene el llenado del fluido hidráulico (aceite). Las especificaciones de esta tarea se detallan a continuación:

- 1 . El tipo de aceite recomendado debe tener una viscosidad clase ISO VG68. Ver tabla 4-21 para tipos de aceite recomendados.

PROVEDOR/ MARCA	TIPO	TIPO DE ACEITE: ISO 68Vi>130	
Shell	Tellus T 68	ISO grade 68	Índice de viscosidad 150
BP	Energol SHF HV-68	ISO grade 68	Índice de viscosidad 142
Esso Mobil	Univis N 68	ISO grade 68	Índice de viscosidad 151
	DTE 10 Excel	ISO grade 68	Índice de viscosidad 156
	SHC 526	ISO grade 68	Índice de viscosidad 158
Total	VISGA 68	ISO grade 68	Índice de viscosidad 155
	Equivis ZS 68	ISO grade 68	Índice de viscosidad 161
Statoil	HydraWay HVXA 68	ISO grade 68	Índice de viscosidad 156
SK	ZIC SUPERVIS X68	ISO grade 68	Índice de viscosidad 150
Chevron Texaco	Rando HDZ 68	ISO grade 68	Índice de viscosidad 155
	Mechanism LPS 68	ISO grade 68	Índice de viscosidad 154
Castrol	Hyspin AWH-M 68	ISO grade 68	Índice de viscosidad 150

Tabla 4-21. Tipos de aceites recomendados.

Fuente: Owner’s manual for porsgrunn rotary vane steering gear, Huanghai, 2014.

- 2 . El requerimiento para la pureza del aceite es de acuerdo a la ISO 4406 20/18/15. La temperatura en condiciones normales no debe ser mayor de 80°C.
- 3 . El llenado de aceite del actuador es realizado a través de los orificios de ventilación en la tapa (cover). Antes de llenar, asegurar que todos los orificios de ventilación estén abiertos y que los medidores/cañerías/válvulas de aire estén desatornillados. Para este proceso de llenado se asume que el aceite esta apropiadamente filtrado.
- 4 . Llenado de aceite del tanque de expansión y de las unidades de potencia hidráulicas es realizado desde el tanque de almacenamiento. Antes de llenar, asegurar que las cañerías de expansión están abiertas. El purgado de aire de los tanques de aceite es realizado al remover el tapón en la parte superior de las cajas de filtro.
- 5 . Cuando el nivel en la mirilla del tanque de expansión está aproximadamente a la mitad de lleno, el sistema de gobierno está listo para prueba.

4.5.11 Pruebas de funcionamiento y puesta en marcha de sistema de gobierno

Antes de iniciar las pruebas de funcionamiento del sistema de gobierno es necesario que el personal capacitado (capitán de la sala de máquinas) de la embarcación revise las conexiones hidráulicas, niveles, inclinaciones, claros y todo el equipo del servomotor para instalar las conexiones eléctricas y así comenzar las pruebas de arranque.

4.5.11.1 Pre-puesta en marcha

- A. Revisar que todas las cañerías estén correctamente conectadas, niveladas a ras y probadas por presión.
- B. Revisar el alineamiento del acoplamiento motor/bomba. Notar los valores para Kr (mm), Kw (°) y S (mm). Ver figura 4-41 y tabla 4-22.

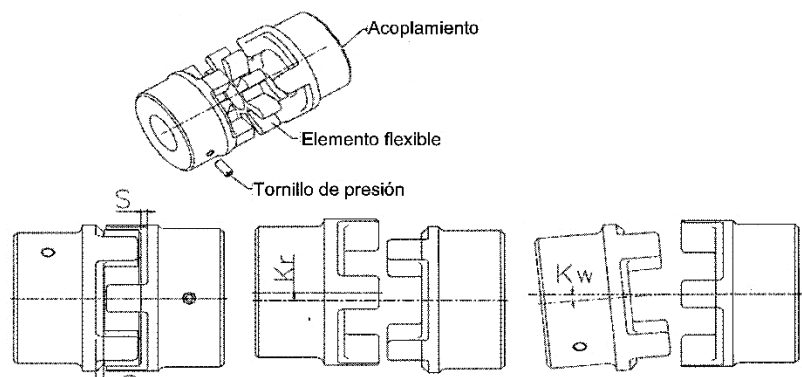


Figura 4-41. Dimensiones de acoplamiento flexible.

Fuente: Owner’s manual for porsgrunn rotary vane steering gear, Huanghai, 2014.

TIPO DE ACOMPLAMIENTO	Max Kr (mm)	Max Kw (°)	Min S (mm)	Max S (mm)
A 24/32 SINT	0,10	0,7	2,0	2,7
A 28/38 SINT	0,12	0,7	2,5	3,25
A 38/45 GG	0,12	0,7	3,0	3,9
A 42/55 GG	0,15	0,7	3,0	4,0
A 48/60 GG	0,17	0,8	3,5	4,55
A 55/70 GG	0,18	0,9	4,0	5,1
A 65/75 GG	0,20	0,9	4,5	5,8
A 75/90 GG	0,20	0,9	5,0	6,5

Tabla 4-22. Tabla de desplazamiento proporcional de acoplamientos flexibles.

Fuente: Owner’s manual for porsgrunn rotary vane steering gear, Huanghai, 2014.

- C. Revisar que la prensaestopas inferior esté apropiadamente empaquetada y apretada.

- D. Revisar que todo equipo en el tanque de expansión este ajustado de acuerdo al plano del arreglo (anexo Y).
- E. Revisar que los controladores/arrancadores eléctricos estén correctamente instalados (especialista en electricidad).
- F. Revisar que la Mecha este apropiadamente conectada a tierra.
- G. Revisar que el tipo y cantidad de aceite hidráulico llenado sea el correcto.
- H. Revisar que el indicador mecánico de ángulo de timón esté montado a la altura correcta.

4.5.11.2 Puesta en marcha

Por razones de calidad y seguridad se recomienda la presencia de uno de los ingenieros de servicio de Porsgrunn durante el arranque y la prueba de funcionamiento. La experiencia de la empresa fabricante asegura un mejor arranque para una larga vida útil del sistema de gobierno.

A. Arranque de las unidades de poder hidráulico

- Antes de iniciar las bombas, asegurar que el aceite es llenado de acuerdo a la sección 4.5.10.5.
- Revisar el alineamiento del acoplamiento de bomba de acuerdo a la figura 4-41 y tabla 4-22.
- Girar las bombas a mano un par de veces de acuerdo a la flecha de dirección antes de iniciar.
- Asegurar que la dirección correcta sea obtenida en el motor/bomba al dar un pulso corto al arranque, máximo de 1 segundo. Prestar especial atención cuando el método de arranques es estrella/delta para evitar cambio de dirección durante la transición desde estrella a delta.

B. Purgado del aire

Para esta operación el tornillo de aireación en los manómetros debe estar cerrado y el gabinete de arranque debe permanecer en modo local.

- Asegurar que haya suficiente aceite en el tanque de expansión durante toda la operación, al menos la mitad lleno.
- Iniciar bomba.

- Dar pulsos cortos a los botones rojos y verdes en sus gabinetes de arranque respectivos.
- Tomar pausas cortas durante la operación y dejar que el aire salga a través del tornillo de aireación en los manómetros.
- Girar 15° aproximadamente a ambos lados para que el aire salga mínimo tres veces.
- Durante la primera operación el nivel de aceite disminuirá. Rellenar si fuera necesario.
- Dejar que las bombas funcionen por alrededor de 30 minutos y detener las unidades de poder hidráulico si hay sonidos anormales, vibraciones, etc.

C. Ajuste de indicador mecánico de ángulo de timón

El aseguramiento final del indicador mecánico de ángulo de timón es realizado durante la puesta en marcha y se recomienda que un ingeniero de servicio de Porsgrunn realice esta tarea.

1. Usar el dispositivo de gobierno de emergencia en la válvula piloto para esta operación.
2. Girar el rotor de paletas a los tapones mecánicos a un lado, notar ángulo.
3. Girar el rotor de paletas completamente hacia el otro lado y notar ángulo.
4. Ajustar el indicador mecánico de ángulo de timón para obtener la misma rotación angular en cada lado.
5. Luego del ajuste, revisar nuevamente que el indicador mecánico de ángulo de timón tiene la misma rotación angular en cada lado.
6. Ajustar el tornillo de presión.
7. Cuando la posición “0” es correcta, amarrar el indicador mecánico de ángulo de timón al eje perforando un orificio de 8,0mm a través de ambas partes y apernarlas juntas (asegurarse de que no haya virutas de la perforación que contamine el sistema de gobierno). Asegurar el perno con un pasador partido. Ver figura 4-42.

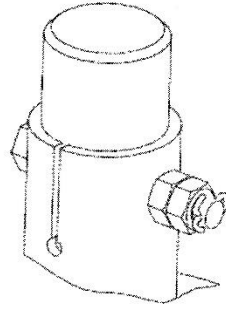


Figura 4-42. Aseguramiento del indicador mecánico de ángulo de timón.

Fuente: Owner's manual for porsgrunn rotary vane steering gear, Huanghai, 2014.

D. Ajuste de limitadores de carrera

1. Usar el control de gobierno NFU (el timón vuelve a la posición “0” si no se acciona un viraje en un joystick de comando timón) en el gabinete de arranque durante esta operación.
2. Los limitadores de carrera deben cortar la electricidad antes de que el rotor alcance los tapones mecánicos. Un ingeniero de servicio de Porsgrunn debe aplicar esta tarea conociendo el punto de ajuste de la limitación de ángulo correcto.
3. Si un segundo conjunto de limitadores de carrera para ángulo reducido es instalado, repetir punto 2.
4. El mismo procedimiento se debe seguir hasta que todos los limitadores de carrera estén ajustados al punto de ajuste correcto.

E. Instalación de brazos conectores

La instalación de los brazos conectores no debe ser realizada antes de que el indicador mecánico de ángulo de timón sea montado y ajustado a la posición “0”.

1. Montar los brazos conectores. Perforar orificios roscados (limpiar cualquier viruta del sistema de gobierno) para los brazos conectores en el indicador mecánico de ángulo de timón. Ajustar la longitud de los brazos conectores. Es muy importante que los brazos conectores formen un perfecto paralelogramo, y estén horizontal, $A_1=A_2$ y $B_1=B_2$, ver figura 4-43.
2. Revisar que los brazos conectores se pueden mover libremente sobre el total del rango de ángulo de timón.

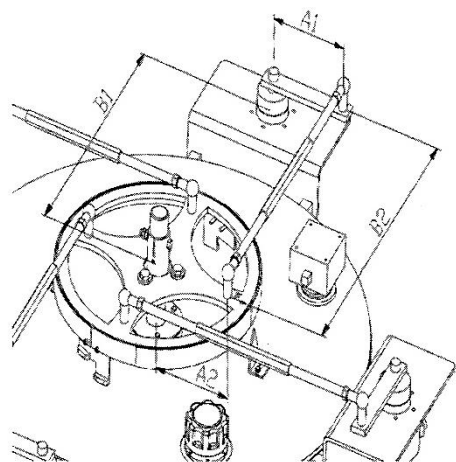


Figura 4-43. Posición de brazos conectores en el sistema de gobierno.
Fuente: Owner’s manual for porsgrunn rotary vane steering gear, Huanghai, 2014.

F. Lista de chequeo para todos los tipos de actuadores de sistemas de gobierno

Numero de ítem	Inspección, Chequeo, Acción
1	Se revisó que el aceite este lleno (caja de actuador, tanque de expansión y tanques de unidades de poder hidráulicas).
2	Se revisó claro entre la Mecha y la prensaestopas.
3	Se revisó alineamiento motor/bomba.
4	Se revisó que motores estén eléctricamente correctamente conectados, (se revisó que estrella y delta tienen la misma dirección de rotación).
5	Se revisó que brazos conectores para transmisores y retroalimentadores se pueden mover libremente hasta un ángulo máximo de timón.
6	Se revisó que todo equipo mecánico este correctamente montado y todo equipo eléctrico esté conectado.
7	Se revisó que todas las válvulas están en correcta posición para arranque.
8	Inicio rápido/detener, se revisó dirección de rotación para ambas bombas.
9	Iniciar, se revisó y ajustó temporizador para arranque auto-trafo o estrella-delta.
10	Se ajustaron relés de sobrecarga de motores (valor nominal).
11	Test de corriente motor inactivo y temperatura con aceite frio.
12	Test de corriente motor inactivo y temperatura con aceite tibio.
13	Se revisó que las unidades hidráulicas de poder, blocks de válvulas y el actuador estén apropiadamente aireados.

14	Test de presión en actuador de válvula de seguridad.
15	Test de presión de bombas de válvula de seguridad.
16	Se giró timón contra detención mecánica a ambos lados y se encontró punto “0”. Se ajustó indicador mecánico de timón. Se cerró indicador con perno de seguridad.
17	Se ajustaron los limitadores de carrera de acuerdo a las especificaciones y se revisó una correcta operación al mover el timón de manera local para ambos arranques (NFU).
18	Test de presión regreso/trabajo desde babor a estribor. Bomba estribor.
19	Test de presión regreso/trabajo desde estribor a babor. Bomba estribor.
20	Test de presión regreso/trabajo desde babor a estribor. Bomba babor.
21	Test de presión regreso/trabajo desde estribor a babor. Bomba babor.
22	Test de presión de arranque (necesaria para comenzar a mover el timón) en ambas bombas.
23	Se revisó temperatura de motor en ambas bombas.
24	Test de tiempo de giro 35-30°. Bomba estribor.
25	Test de tiempo de giro 35-30°. Bomba babor.
26	Test de tiempo de giro 35-30°. En ambas bombas.
27	Luego de operar el sistema de gobierno por algunas horas, se revisó sistema de gobierno y las unidades hidráulicas de poder por filtraciones de aceite.

Tabla 4-23. Listado de chequeo del sistema de gobierno en puesta en marcha.
Fuente: Owner’s manual for porsgrunn rotary vane steering gear, Huanghai, 2014.

La tabla 4-23, es un listado de acciones de chequeo que se debe hacer según normas del astillero y recomendación del fabricante. Cuando el listado de chequeo se haya completado y se compruebe que el sistema de gobierno funciona correctamente se puede proceder a la prueba en altamar, que consistirá en maniobrar la motonave mercante por aproximadamente una hora, en la que se virará el timón a cada extremo de la embarcación (estribor y babor). Estas pruebas se consideran de suma importancia para corroborar el funcionamiento de los equipos, ya que la motonave recorrerá grandes distancias y dependerá del sistema de gobierno para llegar a su rumbo.

4.5.12 Tabla de costos asociados al mantenimiento correctivo

Ítem	Cantidad	Valor unitario (CLP)	Costo (CLP)
Horas hombre	624 horas hombre	25 000 x hora	15 600 000
Arriendo de grúas móviles	15 días	900 000 x día	13 500 000
Repuestos	2 unidades de importación	25 000 000 x unidad	50 000 000
Consumo de energías (petróleo)	1000 litros	601 x litro	601 000
Ingreso a dique seco para mantenimientos	2 veces	50 000 000 x vez	100 000 000
Asesoramiento de empresa fabricante MACGREGOR	1 semana	150 000 x día	1 050 000
Total			180 751 000

Tabla 4-24. Evaluación de costos aproximados para el mantenimiento correctivo de la motonave mercante.
Fuente: Elaboración propia en base a datos obtenidos en práctica profesional, 2019.

La tabla 4-24, evidencia los costos asociados a los gastos que hará el astillero para aplicar el mantenimiento correctivo a la motonave mercante, los ítems omitidos en la tabla son entregados por el cliente de la motonave, que consisten en los materiales y utensilios para los equipos del sistema de gobierno.

CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

Se puede concluir con el procedimiento de mantenimiento correctivo y seguridad al sistema de gobierno de una motonave mercante se podrá tener noción de las tareas a realizar para las reparaciones que consten del desmontaje y montaje del sistema de gobierno, además, con la lectura del proyecto se pueden analizar ciertas fallas e identificar su tipo de mantenimiento y así aplicar el más adecuado para prolongar la vida útil del sistema de gobierno.

Por medio de los planos y especificaciones técnicas del proyecto se podrán hacer trabajos de mantenimiento que consistan del desarme y armado de equipos que requieren inspeccionarse y/o desmontarse para llegar a otras piezas del sistema de gobierno, también ayudarán para el análisis y cálculo para las maniobras de montaje.

El aprendizaje esperado luego de la lectura será entender la mecánica en el sistema que comanda la dirección de una motonave mercante, sus piezas y función en el sistema, con ello, además, conocer otros tipos de timones del mercado que son similares en las reparaciones, pero que siempre se debe contar con las especificaciones técnicas para su mantenimiento.

Como recomendación leer sobre sistemas de gobierno de las embarcaciones para entender su mecanismo. El sistema visto es uno de los más usados por embarcaciones mercantes, ya que su mantenimiento es simple y solo requiere de inspecciones rutinarias, siempre se debe tener información del fabricante para implementar tareas de mantenimiento y nunca tratar de hacer algún trabajo en el sistema de gobierno que no esté estipulado, ya que su funcionamiento si bien es simple, pero sus piezas de repuestos son de alto costo en el mercado.

El procedimiento de mantenimiento correctivo y seguridad al sistema de gobierno visto en el proyecto se adecua a las motonaves mercantes, pero existen otras embarcaciones con otros tipos de maquinarias de dirección que utilizan otros procedimientos que se adecuan a la mecánica de esa embarcación, por ello es que se recomienda que este proyecto sea una referencia para mantenimientos a motonaves que tengan timones semi-suspendidos y semi-compensados con un actuador de timón hidráulico como el servo-motor de rotor de paletas.

BIBLOGRAFÍA

DISTINTEC. (s.f.). *Eslingas. Catálogo*. Concepción.

Enfasis logística. (2017). Mueve transporte marítimo más del 90% del comercio mundial.
Enfasis logística.

Henning Kuhlmann, D. L. (2019). *Becker Marine Systems*. Obtenido de <https://www.becker-marine-systems.com/products/product-detail/becker-twist-rudder.html>

Hernandez, A. M. (2015). *Hélices y timones de maniobra*.

ISOTools. (2019). *Blog Calidad y Excelencia*. Obtenido de <https://www.isotools.org/2018/03/08/que-es-un-checklist-y-como-se-debe-utilizar/>

Kulichevsky, R., Sacchi, M., & Martín Ghiselli, A. (2006). *MEDICIÓN Y ANÁLISIS DE VIBRACIONES: UNA HERRAMIENTA PARA*. Buenos Aires.

López, A. E. (2011). *ANÁLISIS OPERACIONAL DEL SISTEMA HIDRÁULICO DE GOBIERNO DE UN REMOLCADOR DE PUERTO DE 20 TM BP (Tesis de pregrado)*. Universidad Nacional de Ingeniería. Lima, Perú.

Pistarelli, A. J. (2013). *Manual de mantenimiento: ingeniería, gestión y organización*.

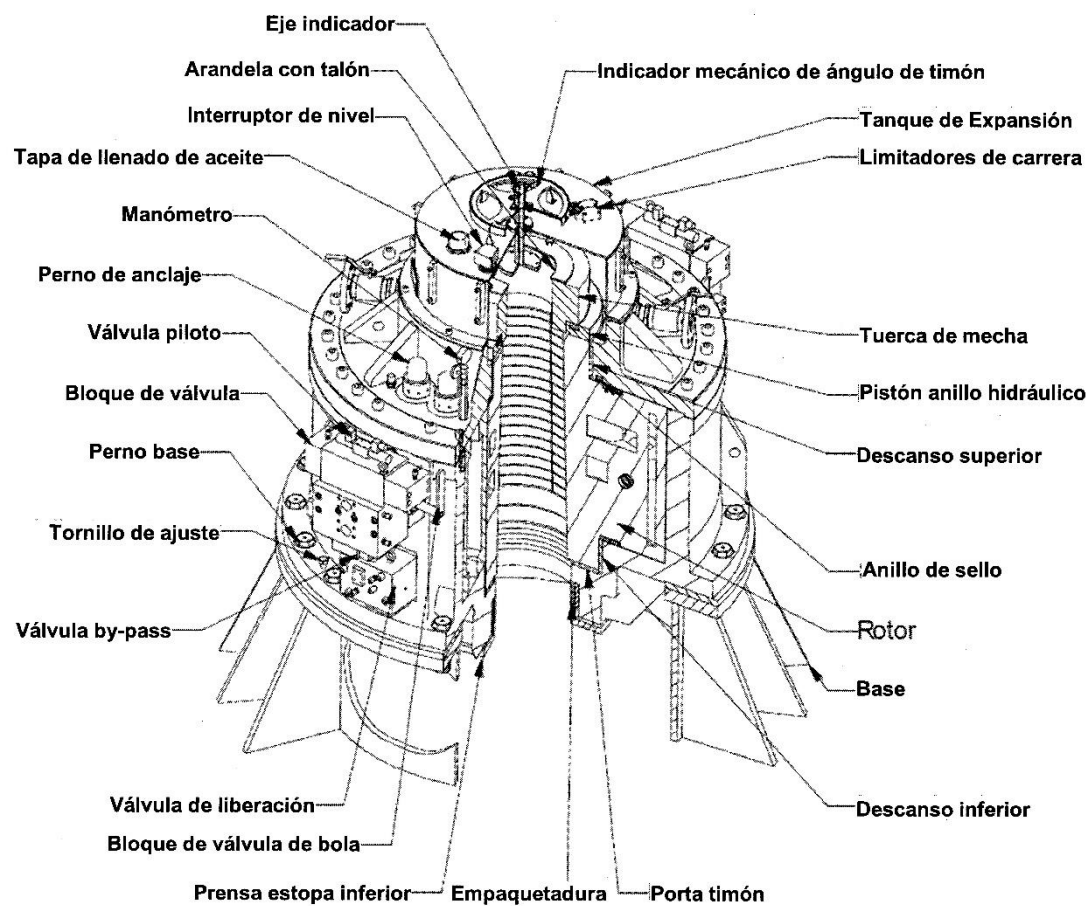
Porsgrunn, M. (2014). *OWNER'S MANUAL FOR PORSGRUNN ROTARY VANE STEERING GEAR*. HUANGHAI.

QUIC-CHECK. (s.f.). *Grilletes. Catálogo*.

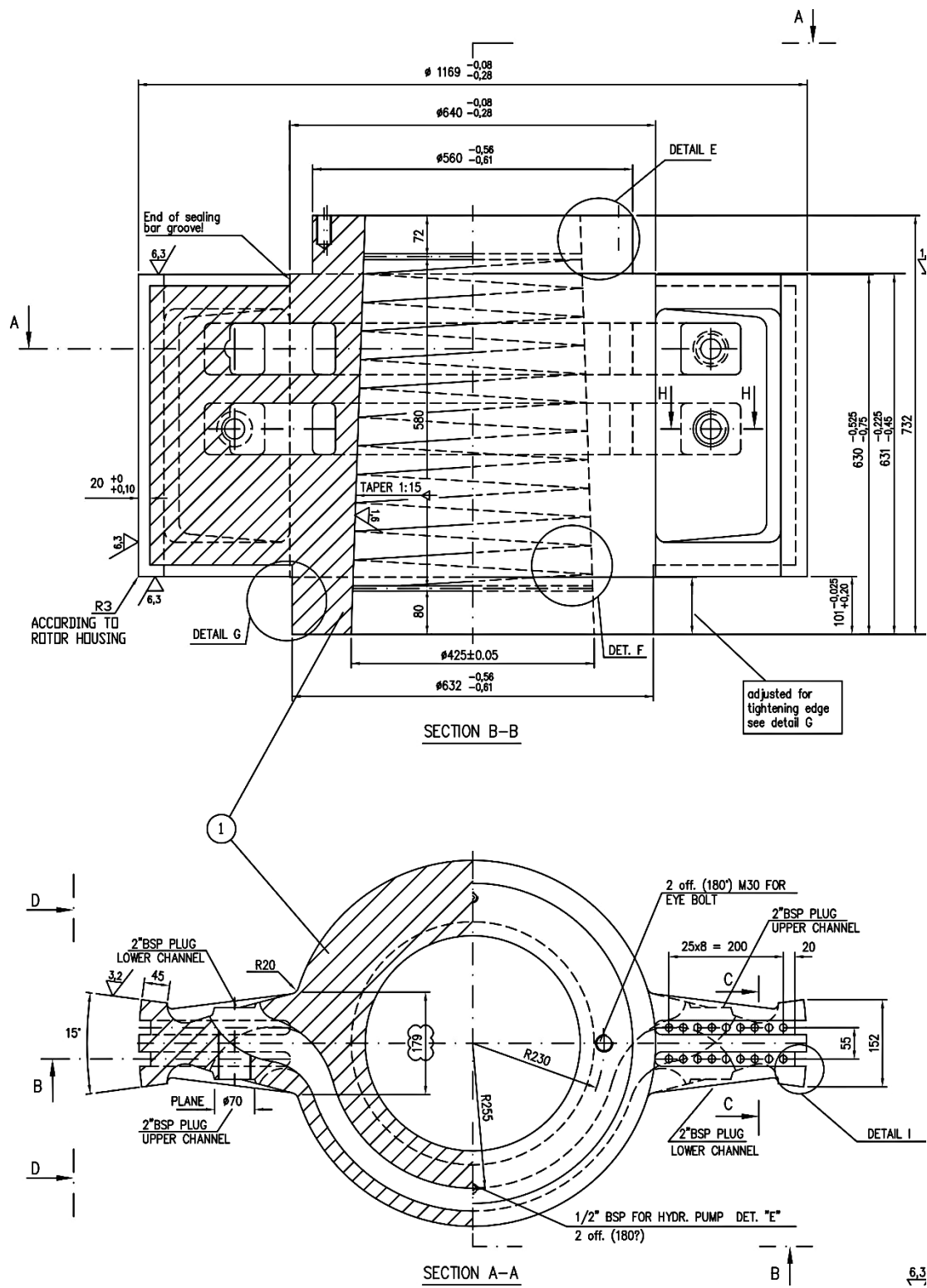
SKF. (s.f.). *Inyección de aceite. Catálogo*.

ANEXOS

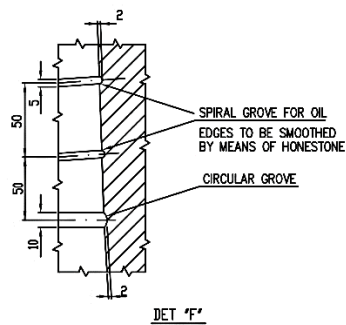
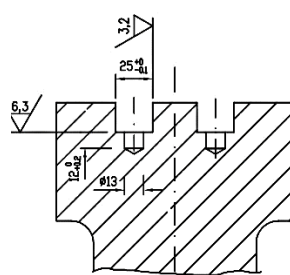
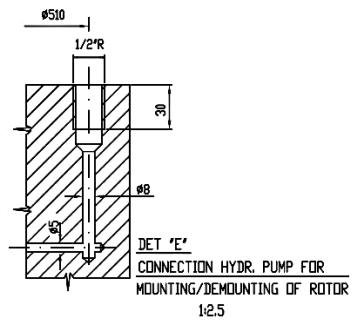
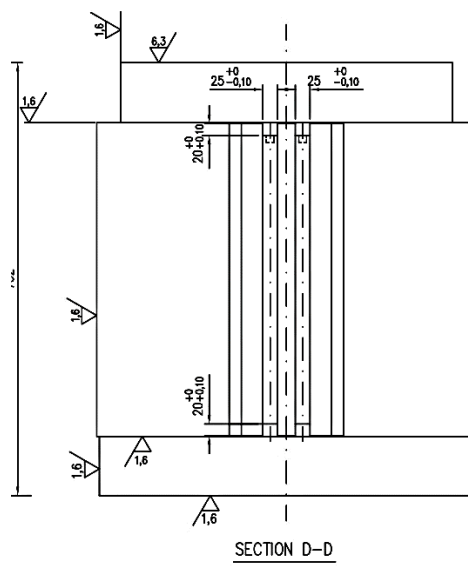
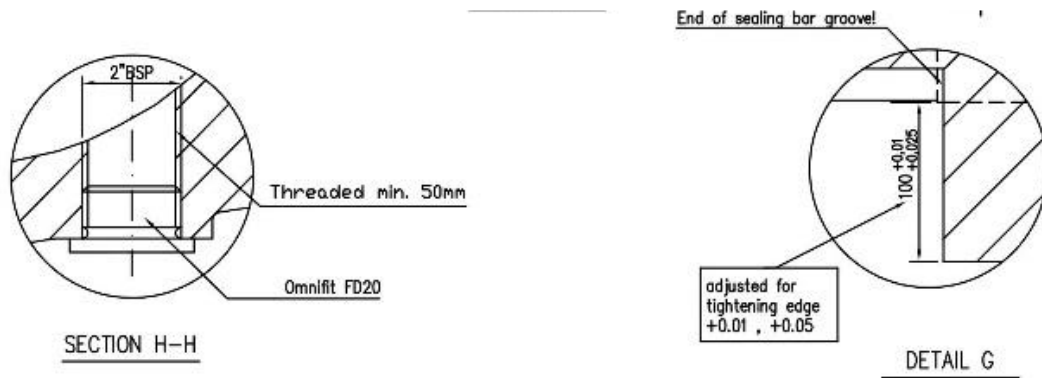
Anexo A: Servo-motor hidráulico



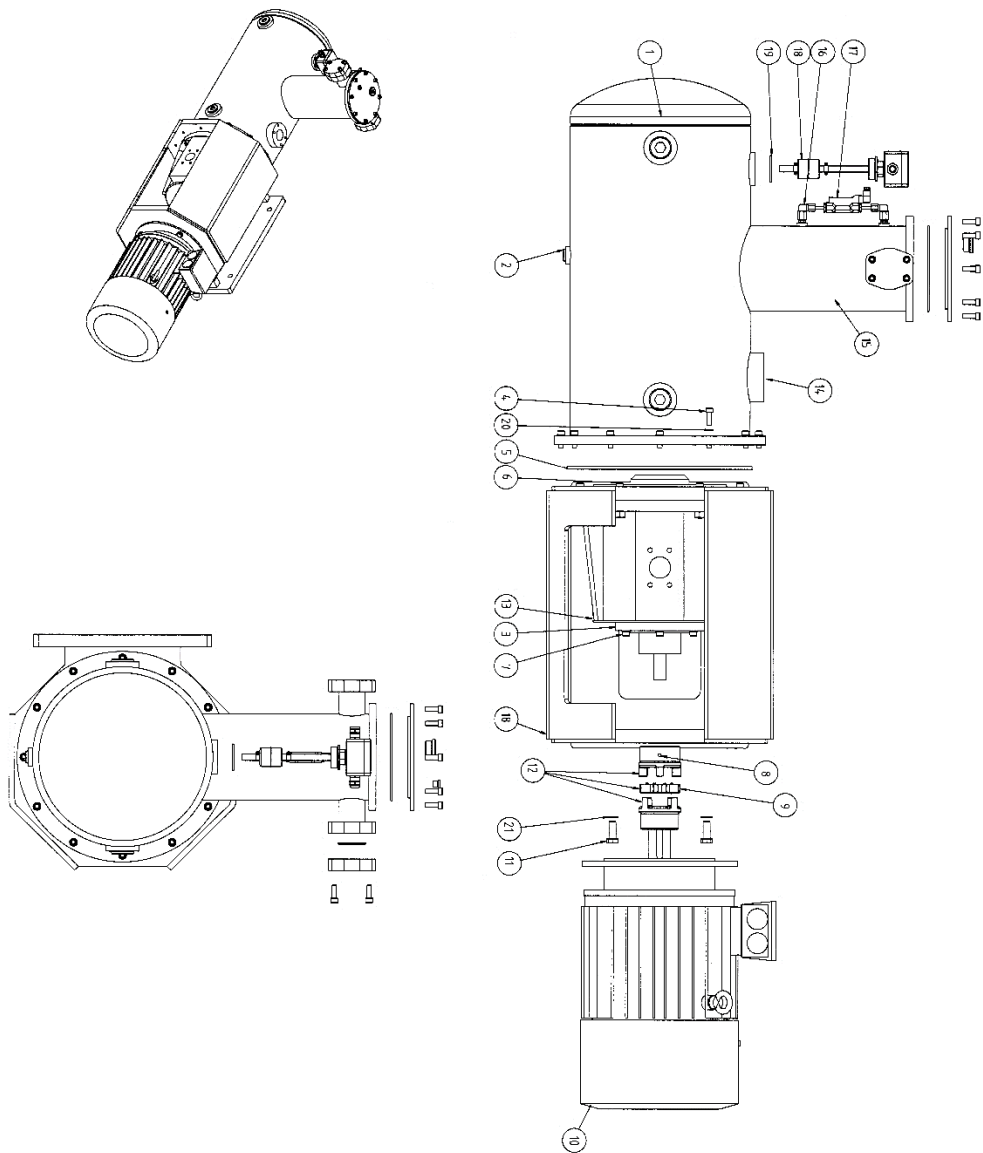
Anexo B: Plano rotor de paletas



Anexo B: Plano de rotor de paletas



Anexo C: Unidades de poder hidráulica

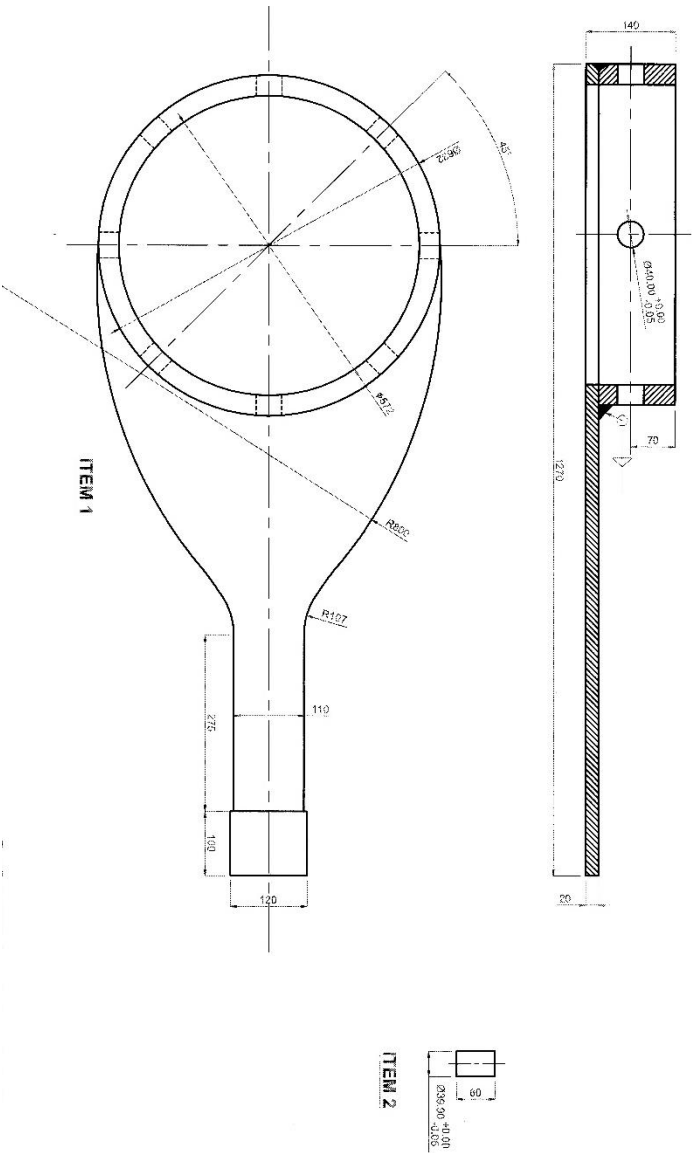


POSSGRUNN TYPE 425-80/2					
PART LIST HPU			S-15230		
Total number	Number Pr. unit	Item No.	Name Type Dim.	Code no.	Comments
2	1	1	PUMP TANK		024-502-30
2	1	2	PLUG		056-004-00
2	1	3	SCREW PUMP, L3ME 52/85	Ref. S-40650	
24	12	4	SOCKET SCREW		044-041-00
2	1	5	O-RING		060-257-70
12	6	6	STUD BOLT		041-011-00
16	8	7	SOCKET SCREW		044-062-00
4	2	8	SECURING SCREW, TREADED PIN		-
2	1	9	COUPLING INSERT		072-010-00
2	1	10	ELECTRIC MOTOR, 14BG 188-2		070-107-50
8	4	11	SOCKET SCREW		047-088-00
2	1	12	FLEXIBLE COUPLING, COMPLETE		072-023-12
2	1	13	PUMP HOUSING		014-005-00
2	1	14	CONN. FOR EXP. PIPE		-
2	1	15	FILTER COMPLETE, IN-AGB3 800	Ref. S-40638	
4	2	16	PIPE FITTING		052-040-00
2	1	17	FILTER INDICATOR		082-020-00
2	1	18	LOW LEVEL SWITCH		084-145-00
2	1	19	BONDED SEAL		063-010-00
24	12	20	SPRING WASHER		043-023-00
12	6	21	SPRING WASHER		043-025-00

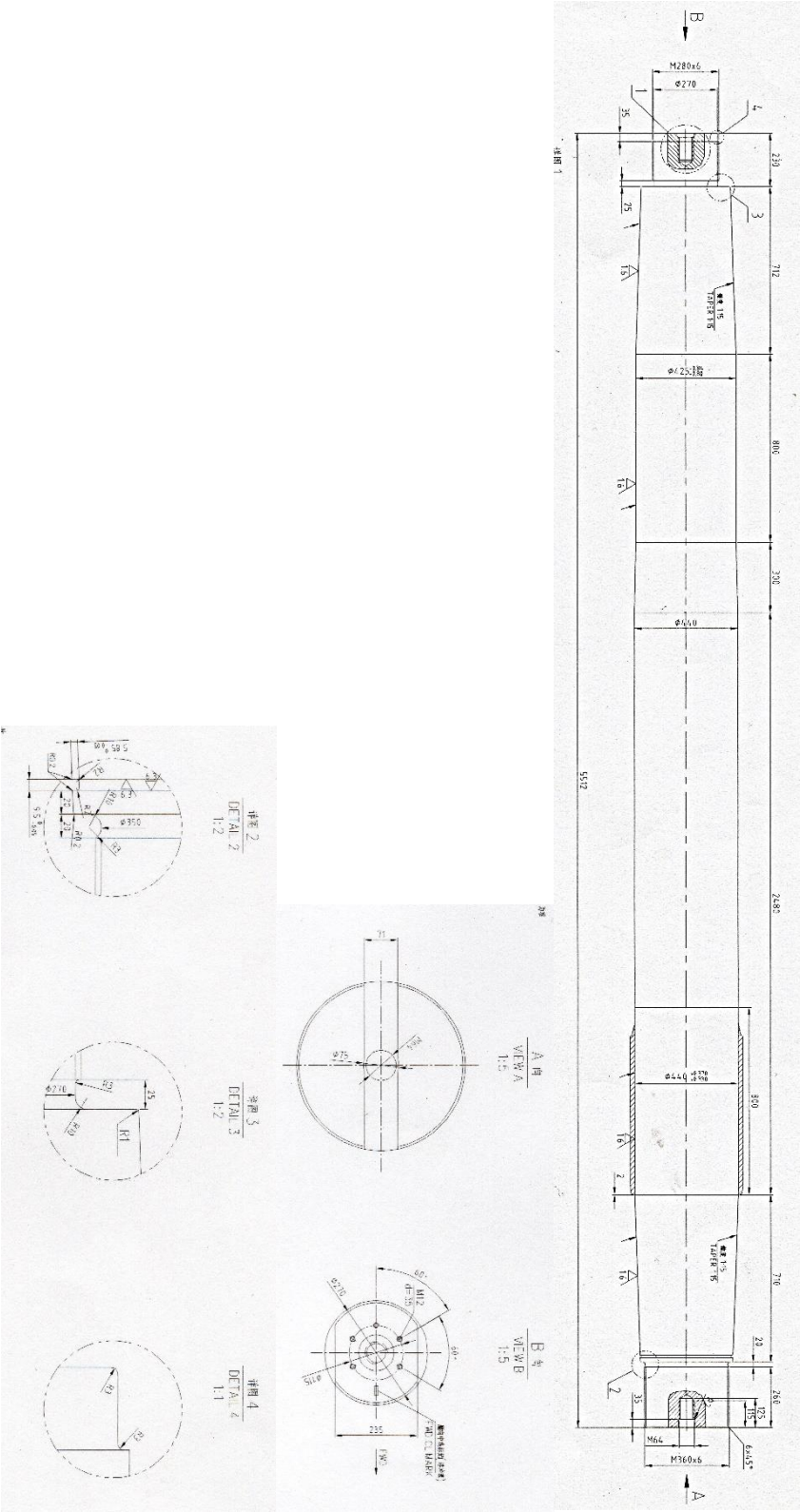
Anexo D: Programación del proyecto

Nombre de tarea	Duración
M.V. SUMATRA. AÑO 2018- PROYECTO N°9239	102,29 días
RESUMEN EJECUTIVO	102,29 días
SISTEMA GOBIERNO-MECÁNICA. RECEPCIONAR REPUESTOS. REACONDICIONAR	91 días
Fecha llegada de la Pata de Pingüino (Rudder Horn)	0 días
SISTEMA GOBIERNO. RUDDER HDRN. CONFECCIÓN (EN MAESTRANZA)	14,33 días
3ER. PERIODO EN DIQUE SECO N°2	11,38 días
SISTEMA GOBIERNO. RUDDER HORN. INSTALACIÓN (EN DIQUE)	10,92 días
SISTEMA PROPULSOR. INSTALACION	7 días
SISTEMA GOBIERNO. RUDDER HORN. TERMINO CONFECCIÓN E INSTALACIÓN (A FLOTE)	23 días
SISTEMA GOBIERNO-MECÁNICA. PREPARACIÓN E INSTALACIÓN MECHA DE PALA DE TIMON	12 días
SISTEMA GOBIERNO-MECÁNICA. INSTALACIÓN PALA DE TIMON	6 días
BOTE ESTRUCTURAL TERMINO INSTALACIÓN	4 días
F.T.T.	0 días
PRUEBAS FINALES	0,38 días
F.T.R.	0 días
ACTIVIDADES RELEVANTES	102,29 días
TABLAOS PREVIOS PERIODO DE DIQUE	91 días
SISTEMA PROPULSOR. RECEPCIONAR REPUESTOS. REACONDICIONAR	29,08 días
Completar perforaciones del machon del eje propulsor mediante torno barra en maestranza	6 días
SISTEMA GOBIERNO-MECÁNICA. RECEPCIONAR REPUESTOS. REACONDICIONAR	91 días
Efectuar procesos de mecanizado de la nueva mecha, incluye como hidráulico, confeccion e instalacion de afilleres, ademas de hilo y tuerca de amarne en ambos extremos.	13 días
Verificar y probar ajuste de conos del conjunto mecha-rotor del servomotor, mejorar de ser necesario	5 días
Verificar ajuste de conos del macizo de pala de timon y mecha, mejorar de ser necesario y entregar ajuste a cliente	2 días
Efectuar proceso de biselados e instalacion del macizo de la pala de timon en el timon, con el apoyo de optico y procesos termicos y prueba PND	18 días
Probar ajuste de conos final entre mecha de timon y pala de timon, mejorar de ser necesario	3 días
Efectuar la preparacion de superficie de la pala de timon y aplicar las capas de pintura según espectec	3,5 días
SISTEMA GOBIERNO. RUDDER HORN. CONFECCIONAR (EN MAESTRANZA)	42 días
Fecha llegada de la Pata de Pingüino (Rudder Horn)	0 días
Efectuar la inspeccion a la recepcion y aplicar PND	8 horas
Biselar y preparar la pata de pinguino y sus refuerzos y cuadernas como bloque para proceso de instalacion a bordo	13,75 días
Preparar superficie de la pata de pinguino y aplicar capas de pintura de acuerdo a espectec del buque	1,25 días
2DO. PERIODO DE DIQUE SECO N°2	17,8 días
Efectuar proceso de mecanizados de ambas bocinas del tubo codaste en maestranza	5 días
Trasladar maniobras e instalar ambas bocinas de codaste mediante proceso con hielo frio, dejar aseguradas	1,8 días
Proyectar linea de crujia hacia la popa y buscar punto de interseccion con la linea de alineamiento de sistema de gobierno, marcar y fijar este punto y tirar cuerda plano entre este y tapa superior de servomotor. Dejar referencias marcadas en buque.	10 horas
3ER. PERIODO EN DIQUE SECO N°2	11,54 días
3era. Entrada y Varada en Dique Seco N°2	4 horas
Efectuar traslado e instalacion de andamios en el buque en los sgtes sectores: Sala de Máquinas; Línea de eje; Timón; casco sector tubo codaste	10 horas
SISTEMA GOBIERNO. RUDDER HORN. INSTALACIÓN (EN DIQUE)	10,92 días
Instalar maniobras para centrar y asegurar posicion de cuerda plano	8 horas
Termino de biselar y preparar planchas y refuerzos a instalar en el sector siniestrado y que abarca hasta 400 mm. Sobre el cordón de soldadura superior de la pata de pinguino	1 día
Traslado, maniobras e instalacion y ajuste del bloque con la pata de pinguino incluida, peso app. 30 tons. Efectuar montaje de precalentamiento	2 días
Soldar planchas, refuerzos y la pata de pinguino, con el apoyo de centrado de cuerda plano, mantas electricas y pruebas PND con la correccion de defectos.	6,5 días
SISTEMA PROPULSOR. INSTALACION	9 días
Abrir ruta para ingresar eje intermediario y eje propulsor	1 día
Efectuar maniobras e ingresar a sala de maquinas eje propulsor y eje intermediario.	1 día
Realizar maniobras e instalar eje intermediario	1 día
Realizar limpieza quimica del tubo codaste	14 horas
Realizar maniobras e instalar eje propulsor con sus cajas de sellos	2 días
Efectuar maniobras instalar y calar helice propulsora	2 días
Limar tubo codaste con acenit y verificar estanquidad de sellos, instalar guardacabos. Reponer pintura sectores quemados	2 días
Instalar ruta, dejar estanco, para salida de dique. Reponer esquema pintura.	2 días
Lastrar Buque	10 horas
Efectuar retiro de andamios en el buque en los sgtes sectores: Cubierta: Sala de Máquinas, Línea de eje, Timón, casco sector tubo codaste	7 horas
3era. Desvarada y Salida de Dique Seco N°2	4 horas
Reponer elementos y cañerías desmontadas por ruta del casco y reponer esquema de pintura	4 días
SISTEMA GOBIERNO. RUDDER HORN. TERMINO CONFECCIÓN E INSTALACIÓN (A FLOTE)	26 días
Termino de los procesos de soldadura de los refuerzos interiores de la pata de pinguino, mantas electricas y PND con la correccion de defectos.	23 días
Efectuar procesos de recuperacion de zonas quemadas y aplicar esquema de pintura	3 días
SISTEMA GOBIERNO-MECÁNICA. PREPARACIÓN E INSTALACIÓN MECHA DE PALA DE TIMON	10,38 días
Efectuar traslado e instalacion de andamios en el buque en los sgtes sectores: Timón y plataforma en Rudder Horn	7 horas
Aplicar torno barra a los calzos de las bocinas de la pata de pinguino centrado por la cuerda plano del sistema de gobierno	5 días
Mecanizar e instalar bocinas de la pata de pinguino de acuerdo a centrado de la cuerda plano, dejar aseguradas	2 días
Efectuar maniobras de traslado e instalacion de la mecha de timon a flote	2 días
Asegurar instalacion de mecha de timon. Entregar trabajo a cliente	3 días
SISTEMA GOBIERNO-MECÁNICA. INSTALACIÓN PALA TIMON	6 días
Efectuar maniobras de traslado e instalacion de la pala de timon y su pinzote, dejar asegurado con sus tuercas y seguros	3 días
Reinstalar las tapas de registro y las marcas de calados del buque, reponer esquema de pintura y retirar maniobras dejando buque listo.	4 días
RUDDER ESTRUCTURAL COVER. TERMINO INSTALACIÓN	4 días
Termino de instalar el bote estructural, retirar maniobras, andamios y reponer esquema de pintura	4 días
F.T.T.	0 días
Pruebas de Navegacion Final	9 horas
F.T.R.	0 días

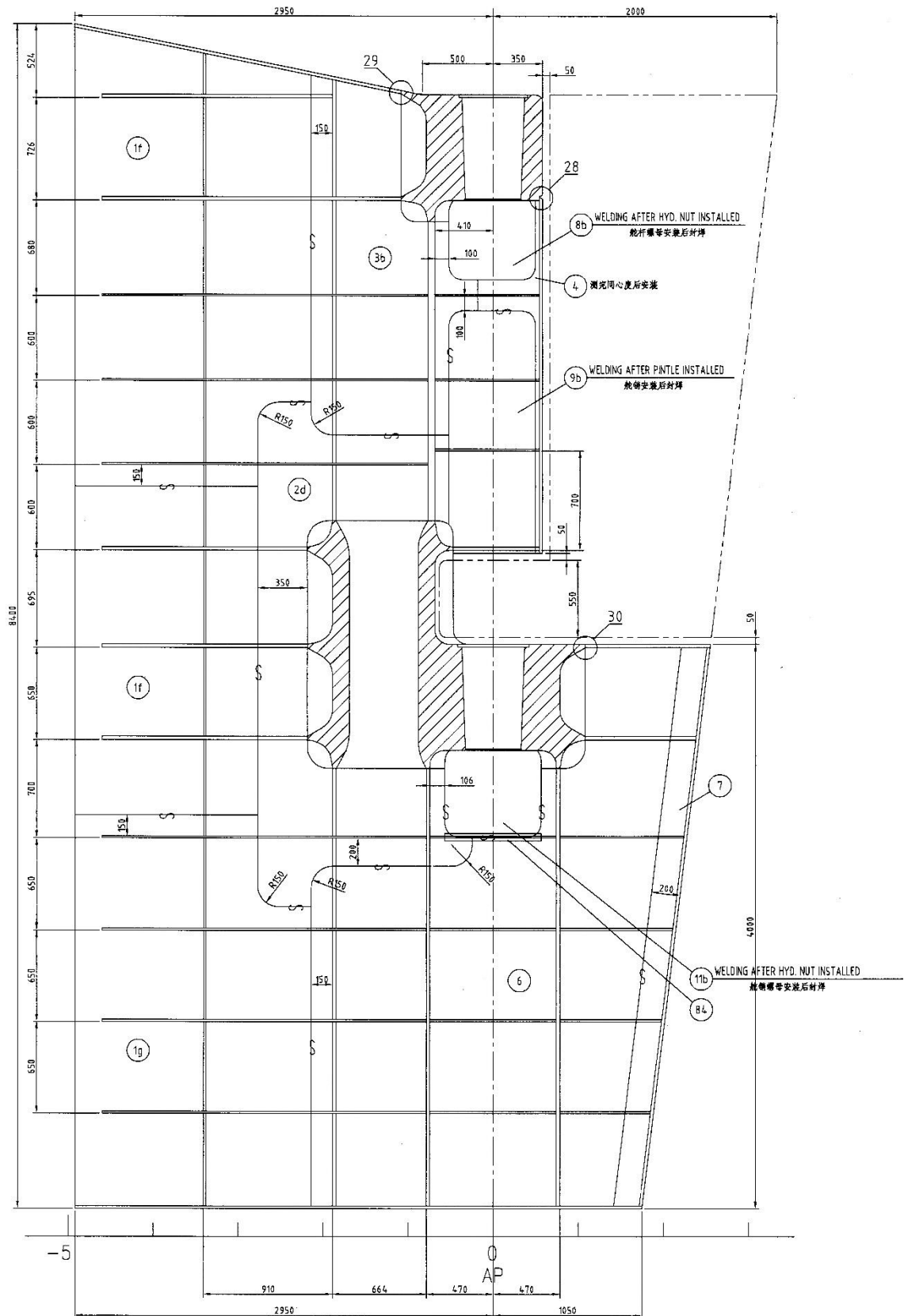
Anexo E: Llave de copa para tuerca superior de la mecha



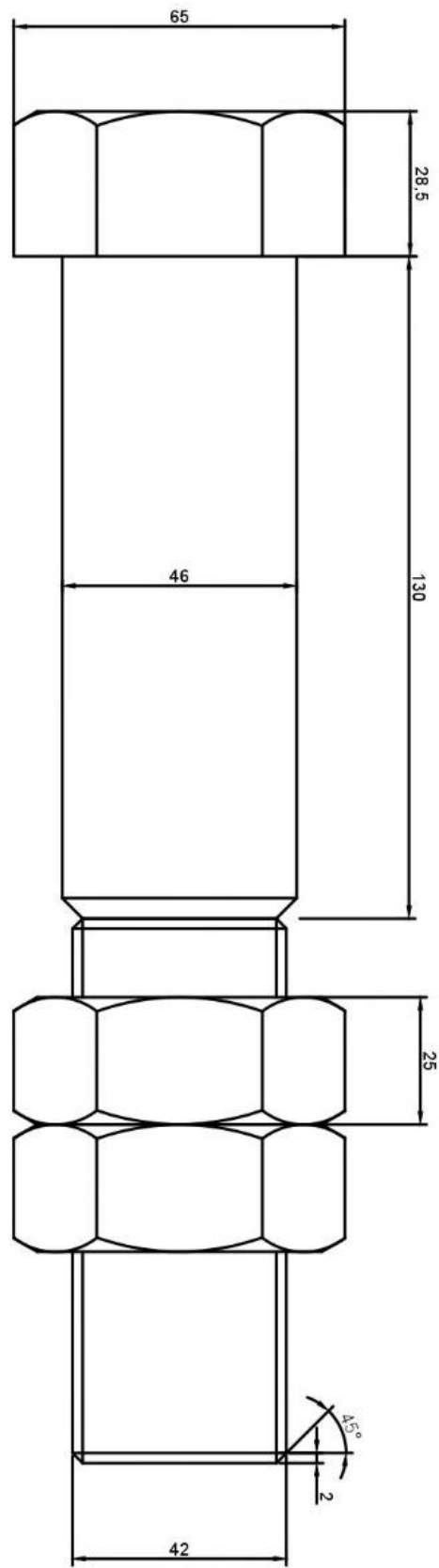
Anexo F: Plano mecha



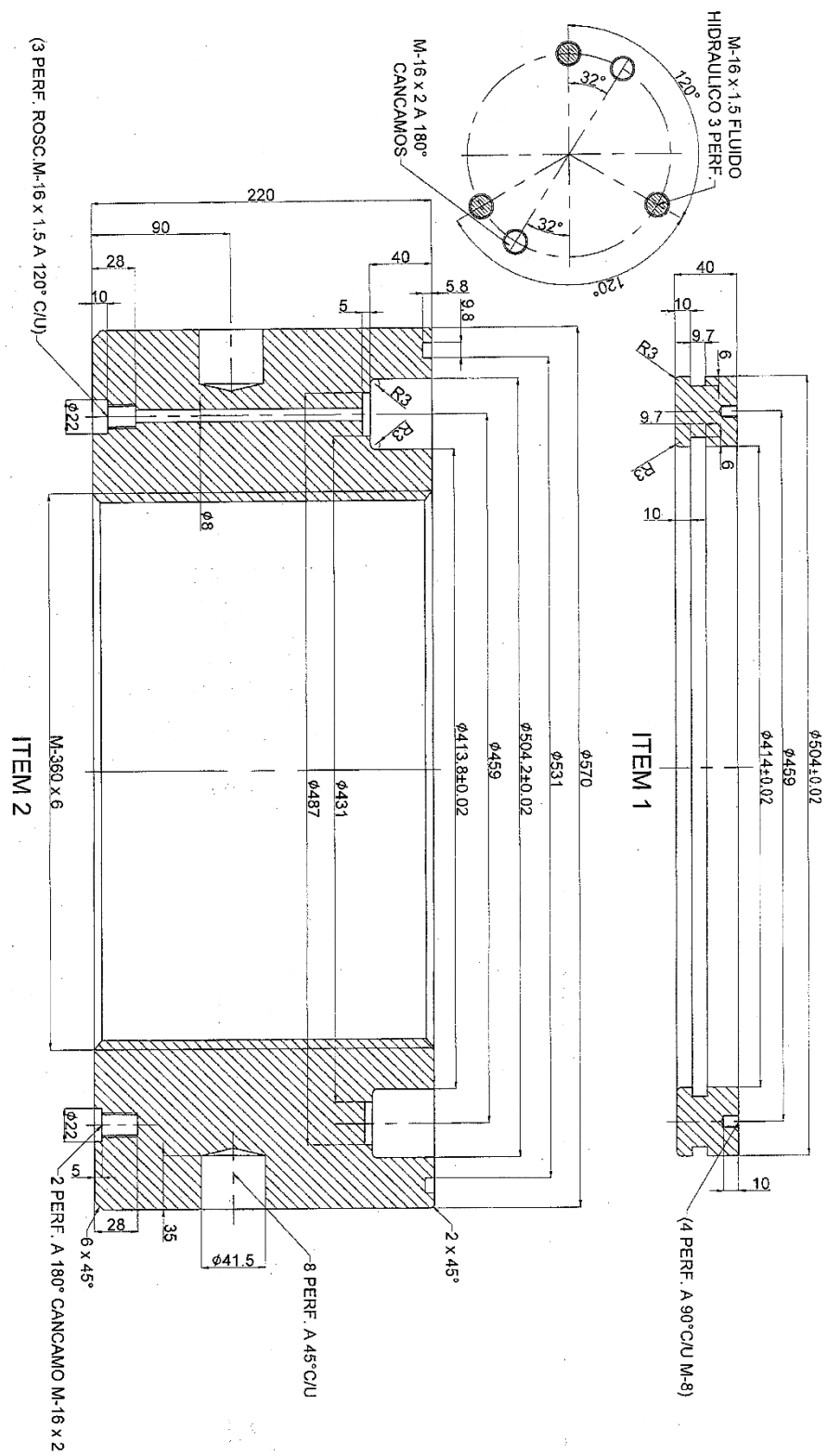
Anexo G: Plano timón



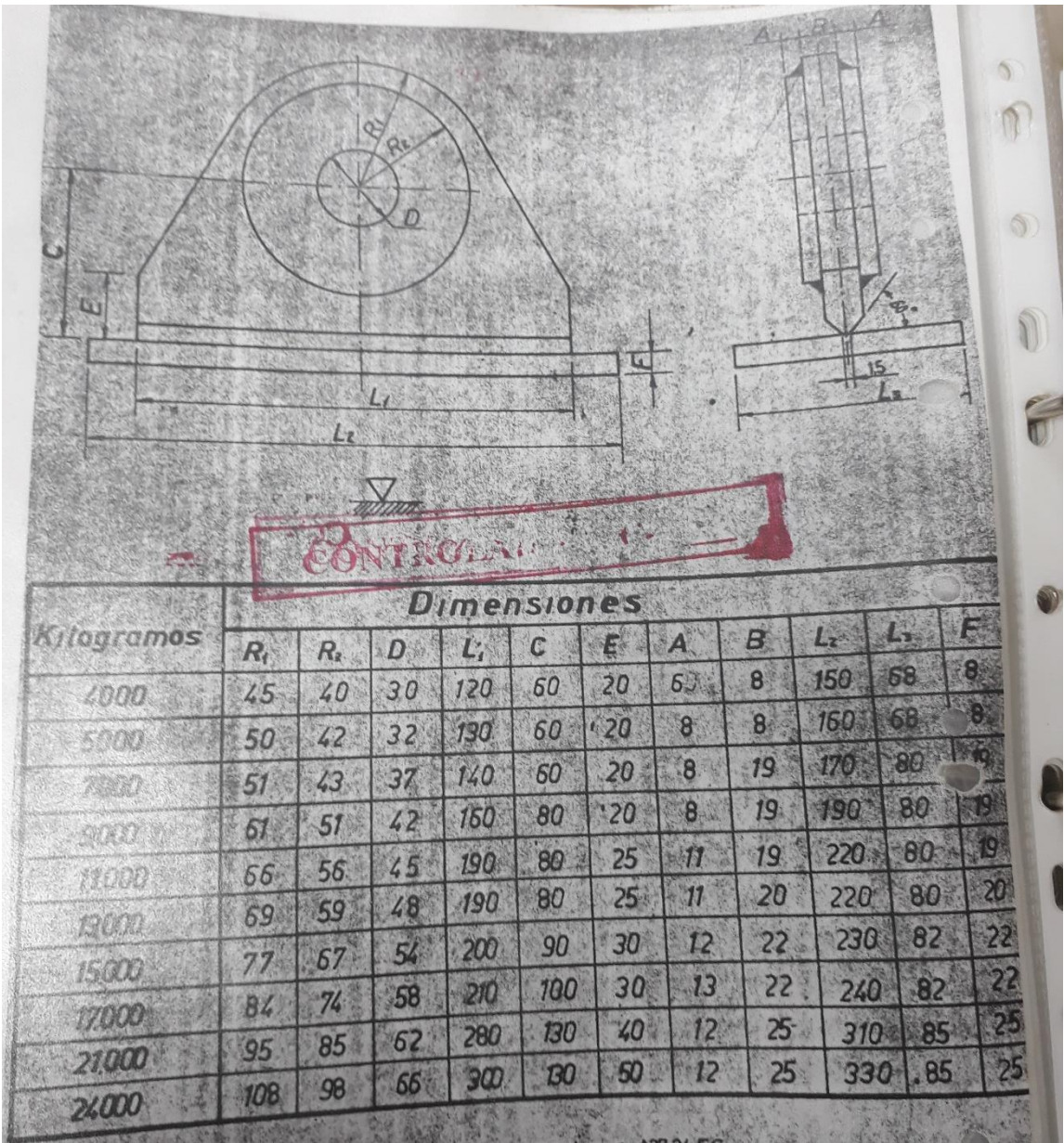
Anexo H: Pernos base para el servo-motor hidráulico



Anexo I: Tuerca pistón



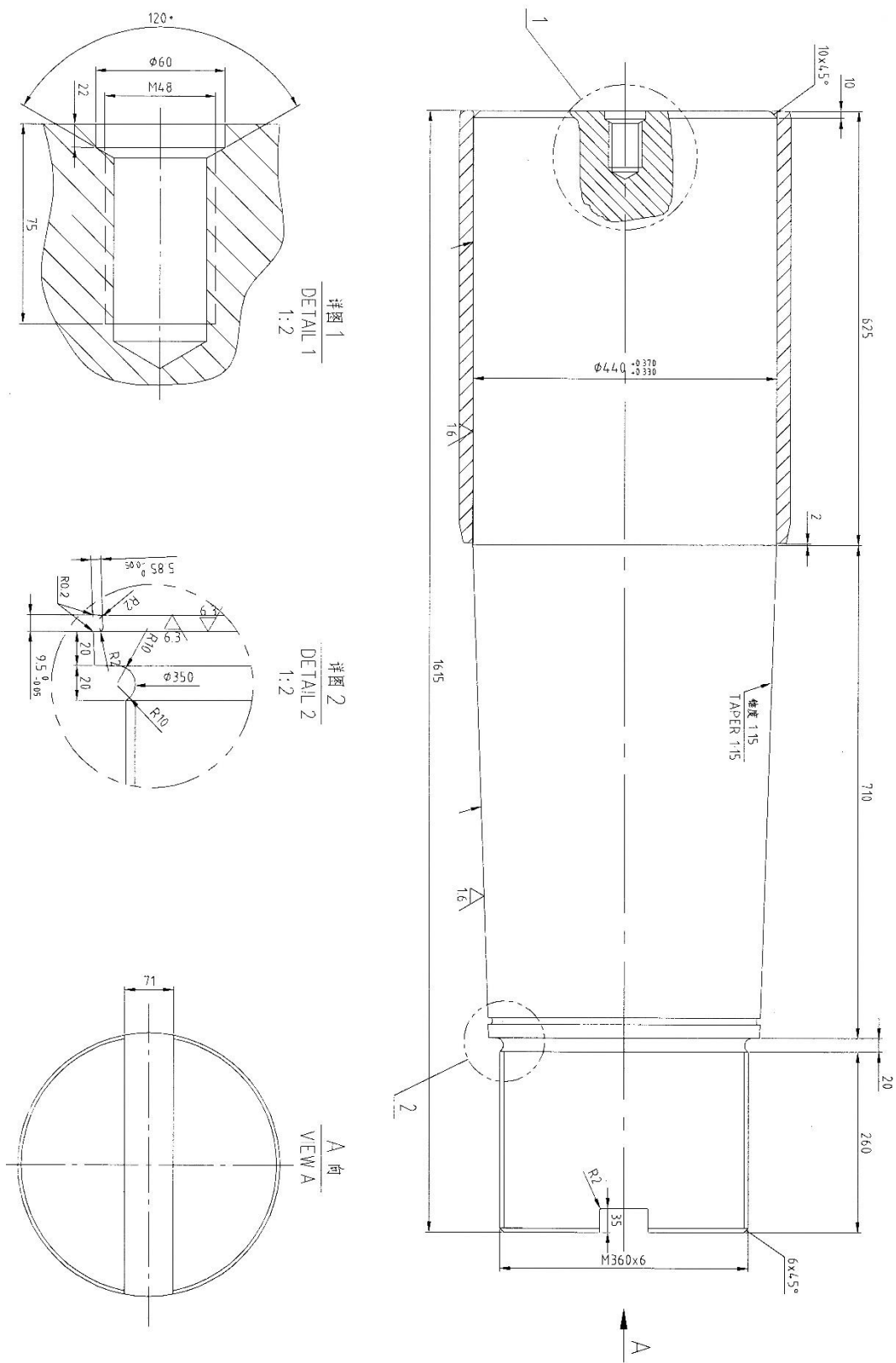
Anexo J: Tabla de dimensiones para cáncamos



Anexo K: Tabla de trabajo de grúa portal

CARGAS NO EN EXCESO DE WINCHE PRINCIPAL		
RADIO METRO	CARGA SEGURA DE SERVICIO	CARGA DE PRUEBA
17.5	50.0 TONNE	62.50 TONNE
20.0	42.5 TONNE	53.00 TONNE
25.0	32.5 TONNE	40.50 TONNE
30.0	25.0 TONNE	31.25 TONNE
35.0	19.0 TONNE	23.75 TONNE
38.0	12.0 TONNE	15.00 TONNE
WINCHE AUXILIAR		
41.5	5.0 TONNE	6.25 TONNE

Anexo L: Plano pinzote



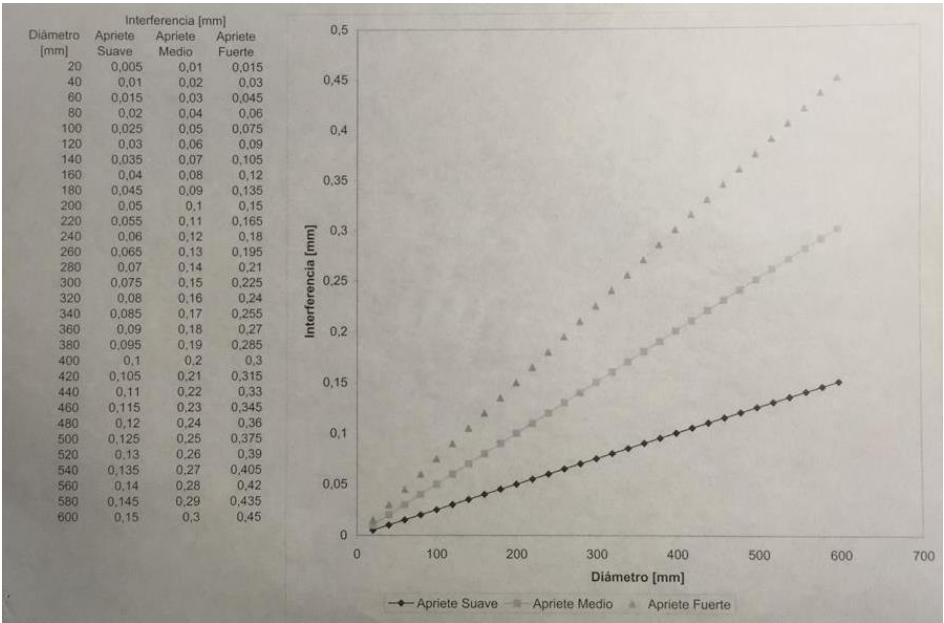
Anexo M: Especificaciones técnicas de calado rotor-mecha

PRESSED DISTANCE (MM)		0	0,5	1	1,5	2,0	2,5	3,0	3,5	4,0	4,5	5,0	5,5	6,0	6,5	7,0	7,5	8,0	8,5	8,4
OIL PRESSURE (Mpa)	AXIAL (EMPUJE)	1	5	8	12	16	20	24	28	31	34	38	42	46	49	53	56	60	65	
	RADIAL (EXPANSIÓN)	0	8	11	15	19	23	26	30	33	37	41	44	49	52	56	60	63	68	

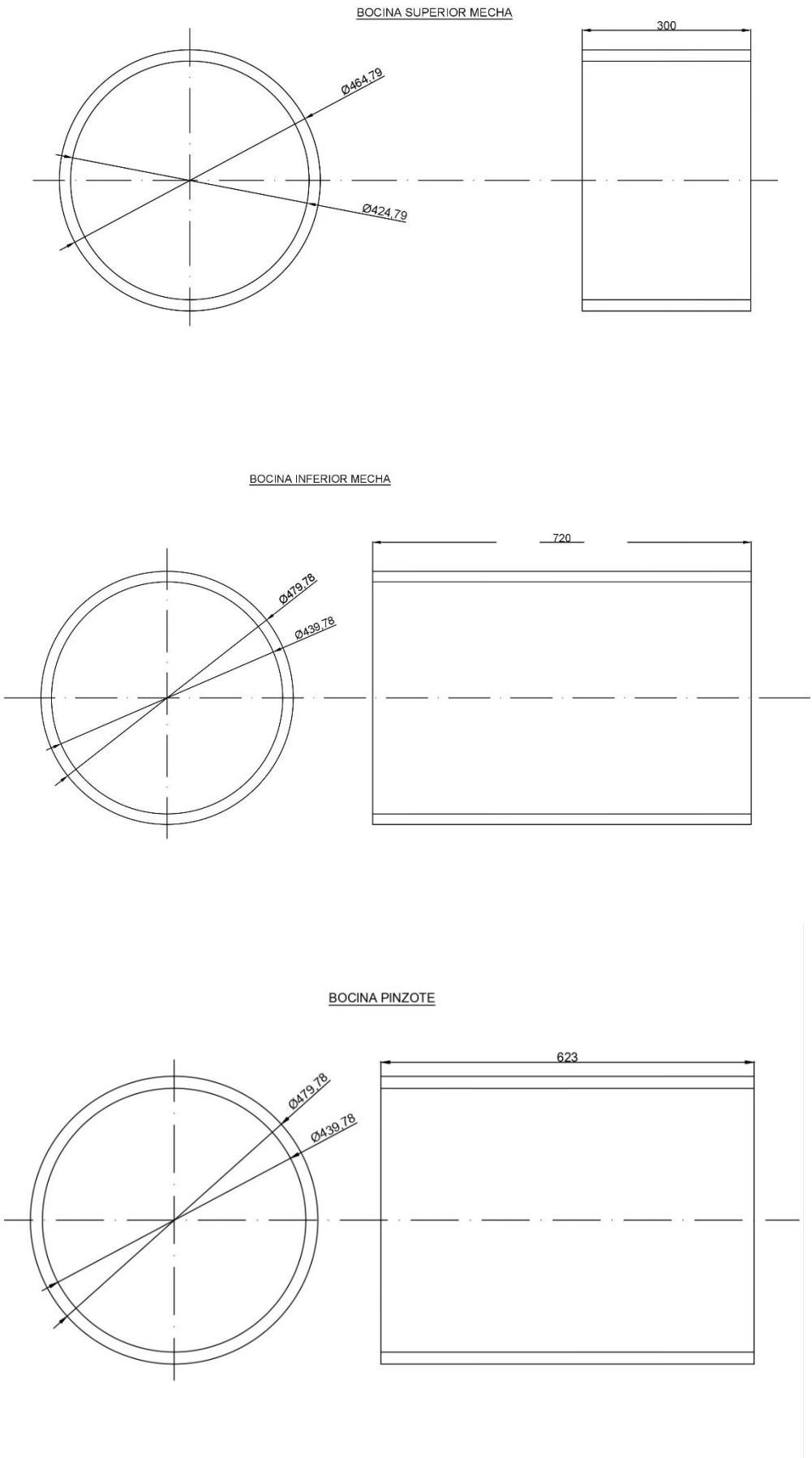
Anexo N: Tabla de control dimensional de bocinas metálicas

DIAMETRO INTERIOR BOCINA	DILATACION PARA EXPANSIÓN	AJUSTE PARA INTERFERENCIA	OBSERVACIONES
Hasta 3 “ diámetro	0,50 mm.	0,05 mm.	----- .
Entre 3 “ a 5 “ diámetro	0,75 mm.	0,08 mm.	Para espesores de pared delgados y longitudes superiores a 400 mm. utilizar interferencia 0,075 mm
Sobre 5 “ diámetro	1,00 mm.	0,10 mm.	Para espesores de pared delgados y bocinas de longitud superior a 400 mm.. utilizar interferencia entre 0,08 y 0,10 mm.

Anexo Ñ: Interferencias para ajustes de aprietes



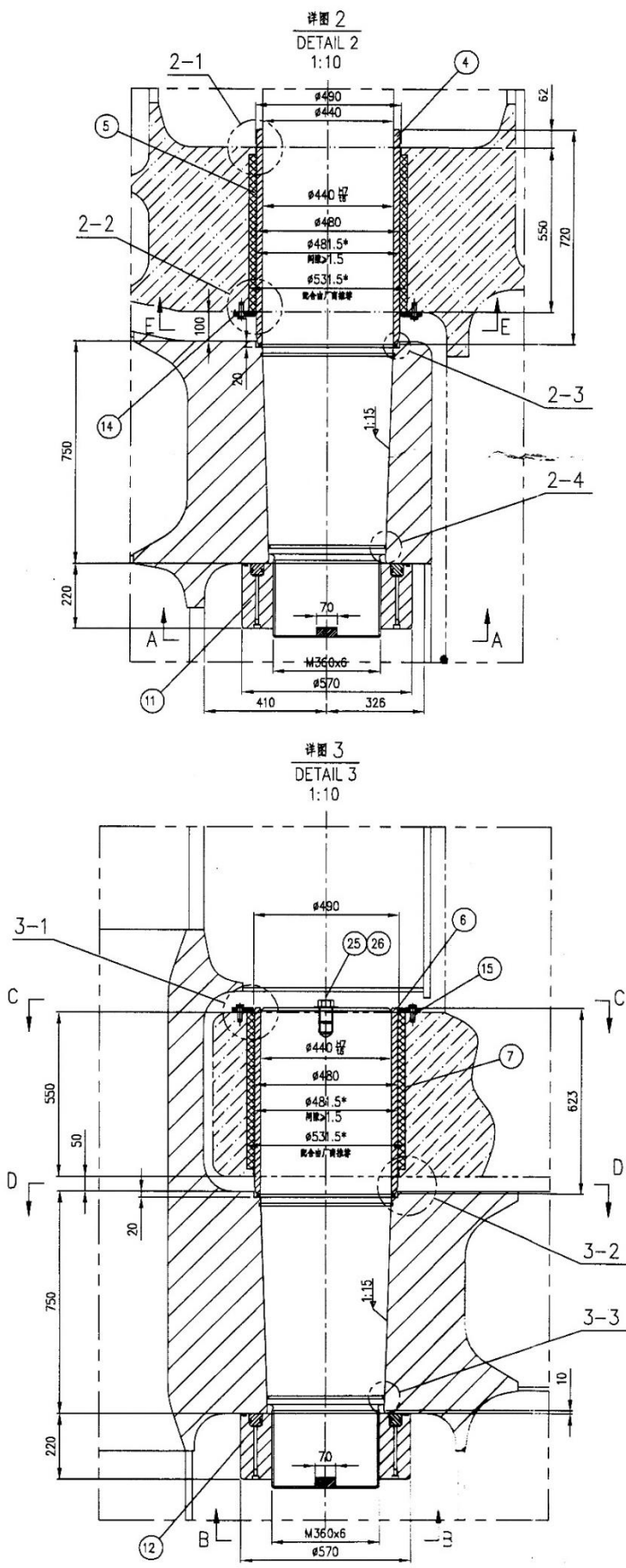
Anexo O: Bocinas de mecha y pinzote



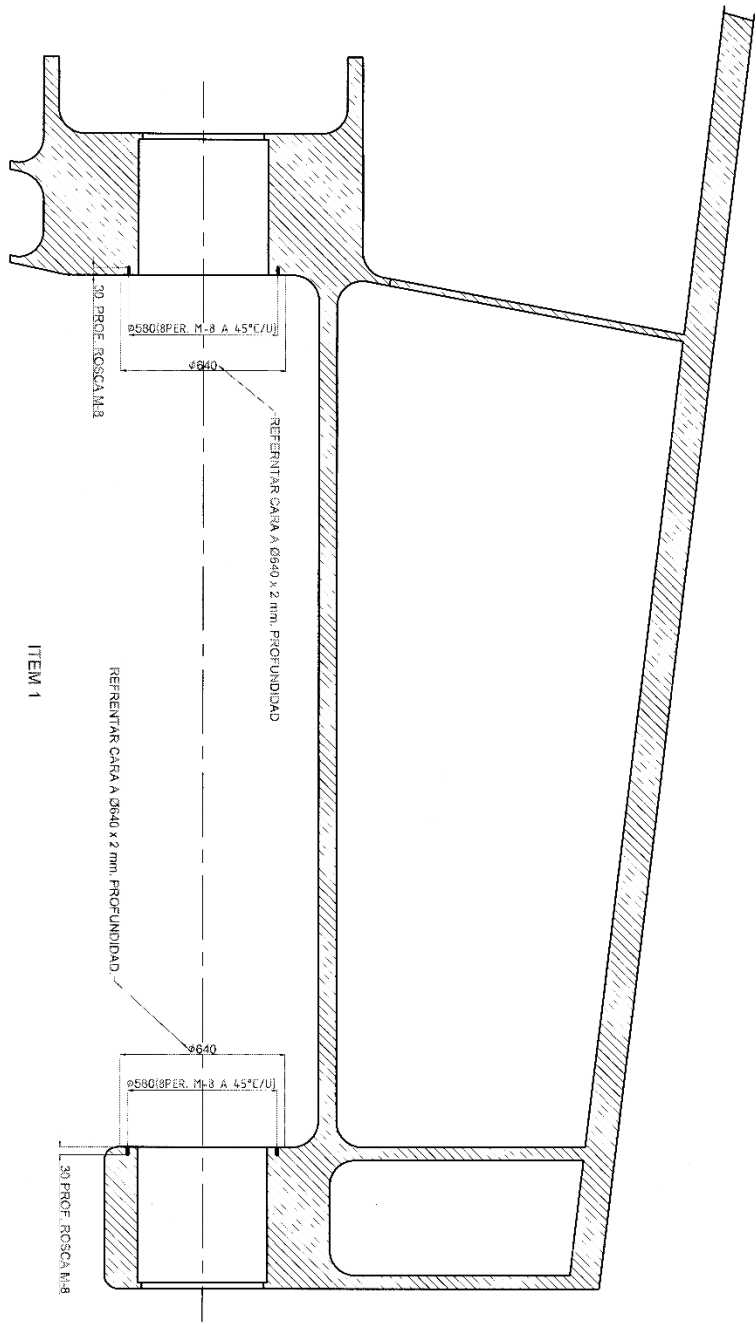
Anexo P: Claros de lubricación para bocinas de neopren (sintéticas)

DIÁMETRO BÁSICO DE TRABAJO		CLARO MÍNIMO POST MAQUINADO		CLARO LÍMITE DE TRABAJO		OVALIDAD LÍMITE DE TRABAJO	
PULGADAS	MILÍMETROS	PULGADAS	MILÍMETROS	PULGADAS	MILÍMETROS	PULGADAS	MILÍMETROS
1"	25.4	0.015"	0.38	0.070"	1.78	0.035"	0.89
1.5"	38.1	0.016"	0.41	0.081"	2.06	0.041"	1.04
2"	50.8	0.017"	0.43	0.091"	2.31	0.046"	1.17
2.5"	63.5	0.018"	0.46	0.100"	2.54	0.050"	1.27
3"	76.2	0.020"	0.51	0.107"	2.72	0.054"	1.37
4"	101.6	0.022"	0.56	0.120"	3.05	0.060"	1.52
5"	127.0	0.025"	0.64	0.131"	3.33	0.065"	1.65
6"	152.4	0.027"	0.69	0.142"	3.61	0.071"	1.80
7"	177.8	0.030"	0.76	0.153"	3.89	0.077"	1.96
8"	203.2	0.032"	0.81	0.164"	4.17	0.082"	2.08
9"	228.6	0.035"	0.89	0.175"	4.45	0.088"	2.24
10"	254.0	0.037"	0.94	0.185"	4.70	0.093"	2.36
11"	279.4	0.040"	1.02	0.196"	4.98	0.098"	2.49
12"	304.8	0.042"	1.07	0.206"	5.23	0.103"	2.62
13"	330.2	0.045"	1.14	0.216"	5.49	0.108"	2.74
14"	355.6	0.047"	1.19	0.226"	5.74	0.113"	2.87
15"	381.0	0.050"	1.27	0.235"	5.97	0.118"	3.00
16"	406.4	0.052"	1.32	0.244"	6.20	0.122"	3.10
17"	431.8	0.055"	1.40	0.253"	6.43	0.127"	3.23
18"	457.2	0.057"	1.45	0.261"	6.63	0.131"	3.33
19"	482.6	0.060"	1.52	0.269"	6.83	0.135"	3.43
20"	508.0	0.062"	1.57	0.275"	6.99	0.138"	3.51
21"	533.4	0.065"	1.65	0.281"	7.14	0.141"	3.58
22"	558.8	0.067"	1.70	0.286"	7.26	0.143"	3.63
23"	584.2	0.070"	1.78	0.290"	7.37	0.145"	3.68

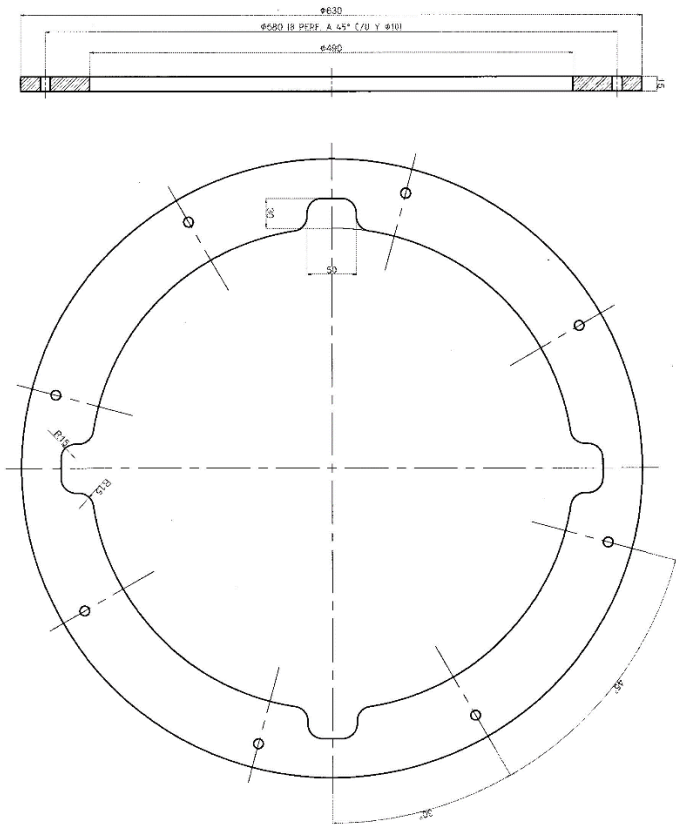
Anexo Q: Disposiciones y dimensiones de bocinas fenólicas en limera y tintero



Anexo R: Estructura rudder horn (cuerno del timón)



Anexo S: Plano anillo de retención para bocinas fenólicas



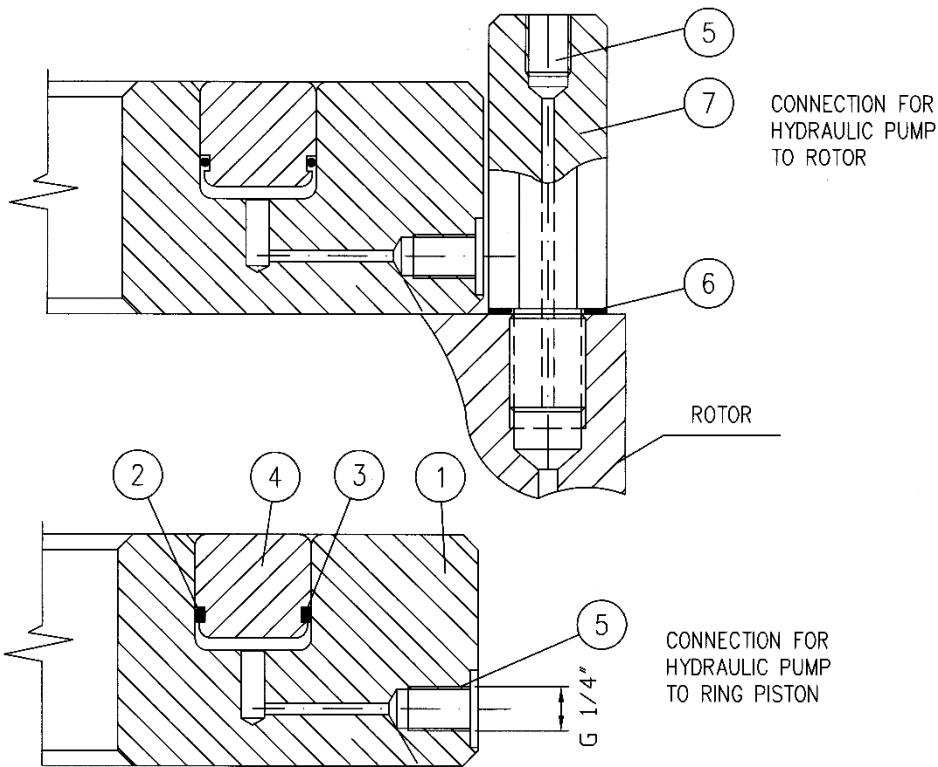
Anexo T: Especificaciones técnicas de calado timón-mecha

PRESSED DISTANCE (MM)		0	0,09	0,19	0,29	0,5	1	1,5	2	2,5	3	3,5	4	4,5	5	5,5	6	6,1
OIL PRESSURE (Mpa)	AXIAL (EMPUJE)	4	6	8	10	8	10	14	18	23	28	32	36	42	46	51	55	57
	RADIAL (EXPANSIÓN)					6	12	17	20	25	30	34	39	44	48	53	58	59

Anexo U: Especificaciones técnicas de calado timón-Pinzote

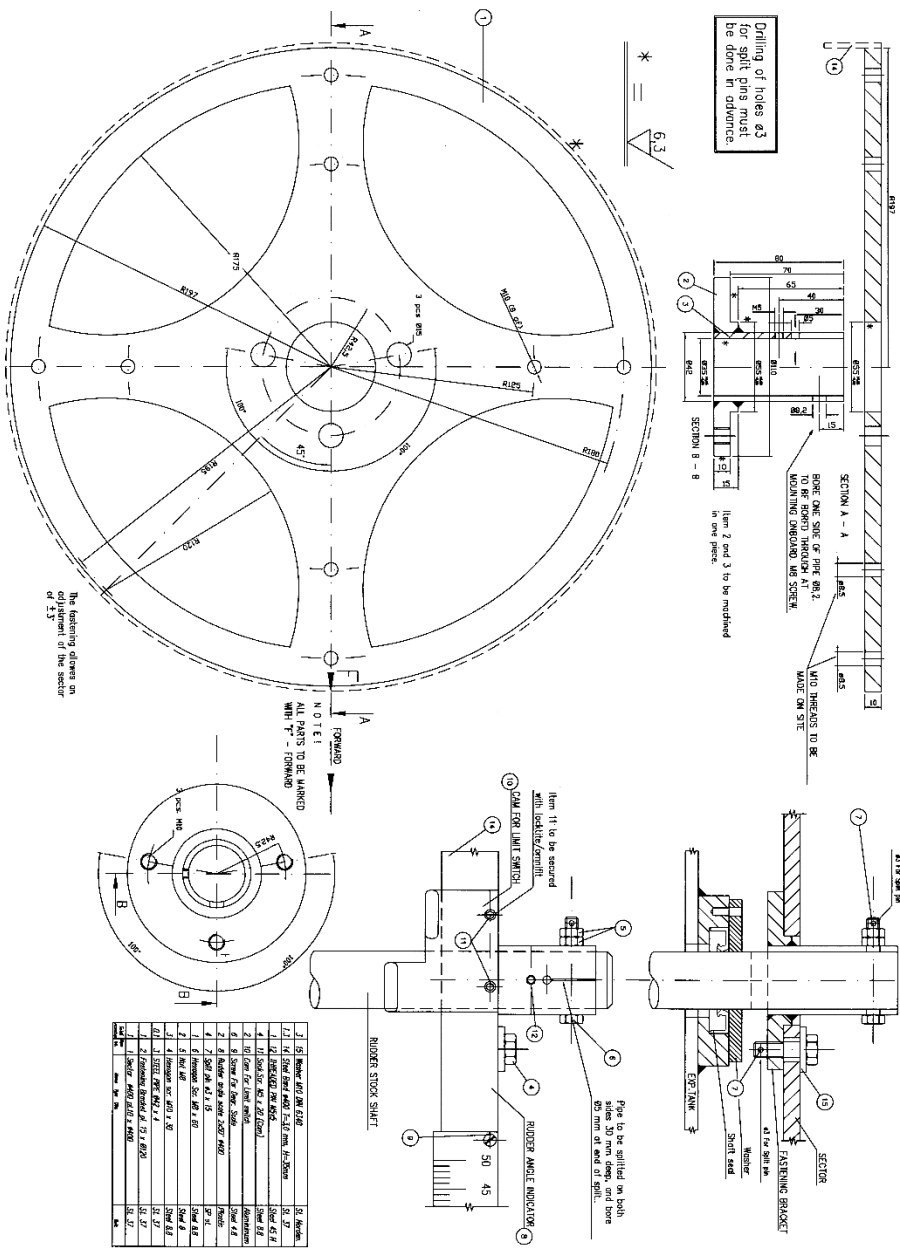
PRESSED DISTANCE (MM)		0	0,1	0,2	0,3	0,5	1	1,5	2,0	2,5	3,0	3,5	4,0	4,5	5,0	4,9
OIL PRESSURE (Mpa)	AXIAL (EMPUJE)	2	5	7	9	10	13	17	23	29	35	42	48	55	62	
	RADIAL (EXPANSIÓN)	0	0	0	0	12	16	21	26	32	38	44	50	57	65	

Anexo V: Conexiones hidráulicas para anillo pistón y rotor de paletas



2	7	CONN. 1/4"	-	S-31105
2	6	BONDED SEAL 1/4"	-	-
2	5	CONN. 1/4"R	DIN 912	-
1	4	PISTON	St.52.3	-
1	3	PACKING RING, OUTER	H-Ecopur	060-700-09
1	2	PACKING RING, INNER	H-Ecopur	060-700-10
1	1	CYLINDER	St.52.3	-
Total number	Number pr. mod.	Name Type Dim.	Matr.	Storagena.

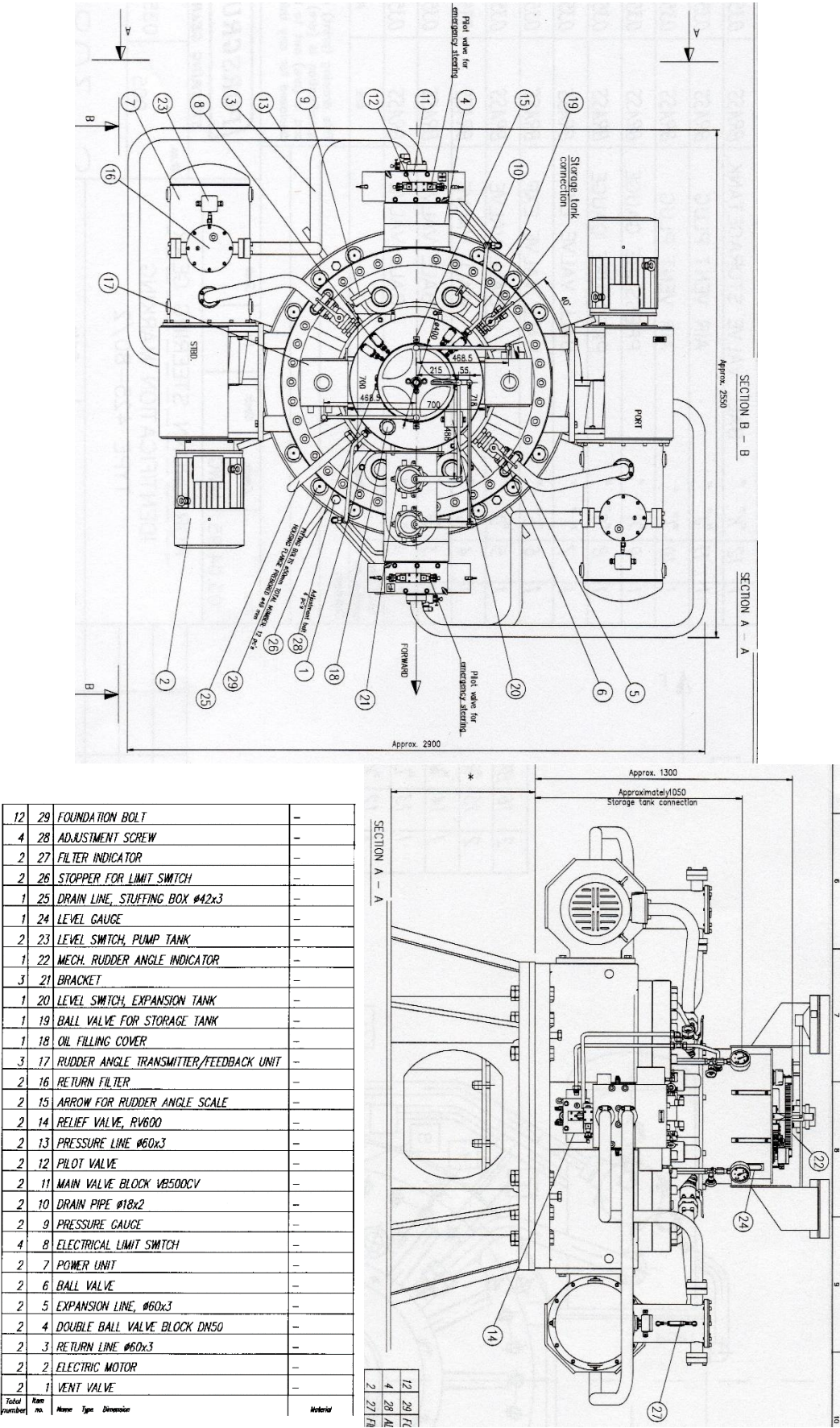
Anexo W: Indicador mecánico de ángulo de timón



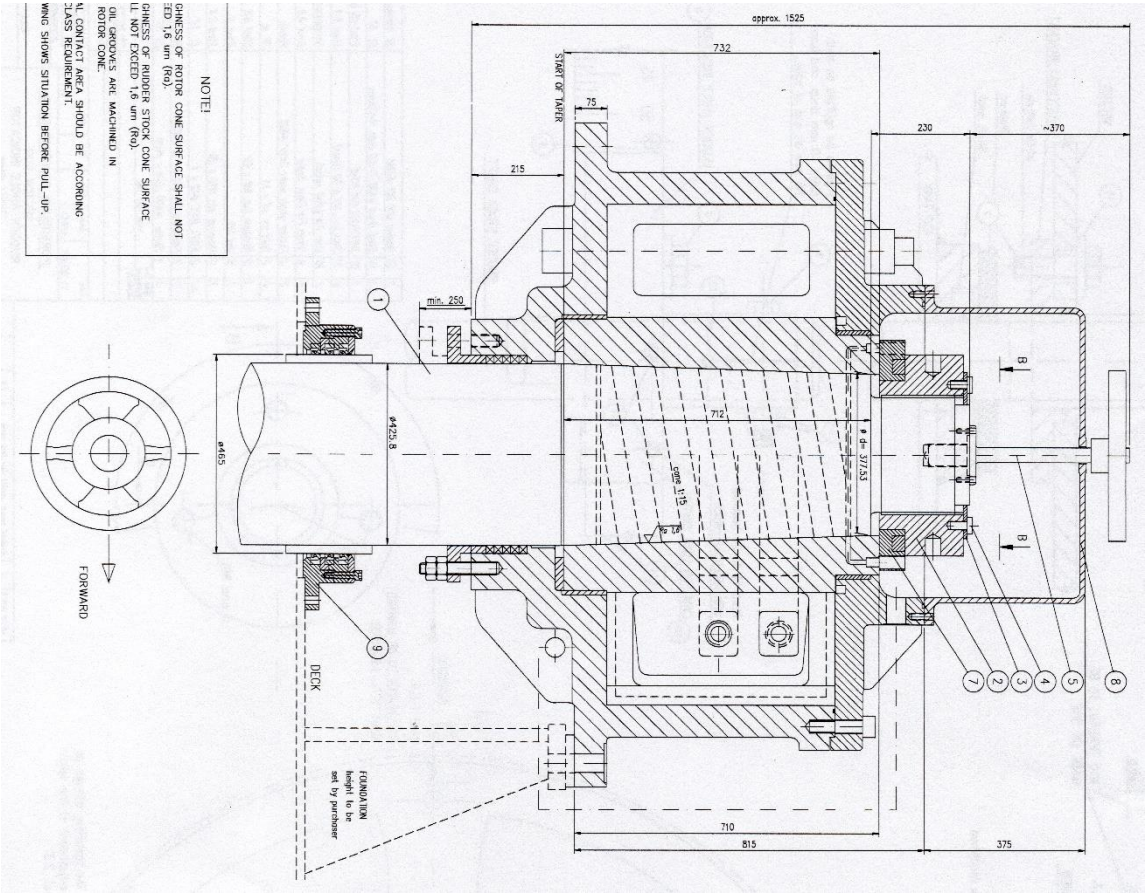
Anexo X: Plano en corte de servo-motor hidráulico

PORSGRUNN TYPE 425-80/2					
PART LIST ACTUATOR			S-15368		
Total number	Number Pr. unit	Item No.	Name Type Dim.	Code no.	Comments
1	1	1	Cover	013-005-15	
1	1	2	Expansion tank	019-510-70	
1	1	3	Level indicator	084-005-10	
1	1	4	Low level switch	084-146-00	
16	16	5	Screw's for brackets, M10x25	044-025-00	
2	2	6	Rudder indicator scale	033-013-50	
1	1	7	Mechanical rudder angle indicator		S-13500
1	1	8	Hexagon screw, M8x60		S-13500
2	2	9	Hexagon nut, M8		S-13500
4	4	10	Split pin, ø3,2x16		S-13500
3	3	11	Washer, M10		S-13500
3	3	12	Screw, M10x30. Locked by omnifit		S-13500
1	1	13	Washer ø105 for expansion tank	033-008-20	
1	1	14	Shaft seal	062-028-50	
5	5	15	Screws for rudder stock shaft	044-038-00	
1	1	16	Ring piston for pull up	085-015-45	
1	1	18	Upper bearing	030-033-02	
1	1	19	O-ring for top cover	060-264-65	
8	8	20	Screw, M16x50	044-062-00	
4	4	21	Non-return valve	081-080-00	
8	2	22	Nut for stay bolt, M64x4	038-032-00	
4	1	23	O-ring for stay bolt	060-111-00	
1	1	24	O-ring for housing	060-300-07	
38	38	25	Socket bolt for cover, M30x130	044-100-10	
4	2	26	Plug for stopper, 1"	056-007-00	
1	1	27	Rudder stock	-	Yard delivery
1	1	28	Rudder carrier	030-056-05	
1	1	29	Sealing for lower packing gland	061-023-50	
1	1	30	Lower packing gland	011-531-15	
12	2	31	Nut for stud bolt, M20	042-011-00	
6	6	32	Stud bolt, M20x110	041-018-10	
1	1	33	Housing	012-005-11	
1	1	34	Lower bearing	030-010-10	
4	2	35	Stay bolt	029-012-00	
4	1	36	O-ring for stay bolt	060-111-00	
4	4	37	Drain plug, M20x50	044-080-00	
4	4	38	Bonded seal for drain plug, M20	063-005-00	
2	4	39	O-ring for stopper	061-009-00	
2	2	40	Mechanical stopper	010-017-05	2x37 degrees
1	1	41	Sealing ring	031-100-03	Incl. lip seal 060-500-72
4	2	42	Sealing bar stoppers	-	S-21672
1	1	44	Tab washer	022-010-55	
4	4	45	Screw for tab washer	047-043-10	
2	2	46	Securing wire for tab washer		Yard delivery
12	6	48	Sealing bar for rotor		S-21762 Item 1, 2, 3
232	232	49	Spring for seal bars	034-002-00	
1	1	50	Rotor	010-005-19	Ø420mm
4	4	51	Electrical limit switch	232-014-00	
2	2	52	Arrow for rudder angle scale	033-010-01	
2	2	53	Connection for drain pipe, ½"	052-010-00	
1	1	54	Connection assembly for starage tank	-	
2	2	55	Manometer	084-001-00	
2	2	56	Manometer valve	054-020-00	
2	2	57	Air vent valve	084-041-12	
2	2	58	Connection assembly for exp. Line, 2"	-	
2	2	59	Cam for limit switch	033-004-50	
1	1	60	Filling cap	082-026-00	

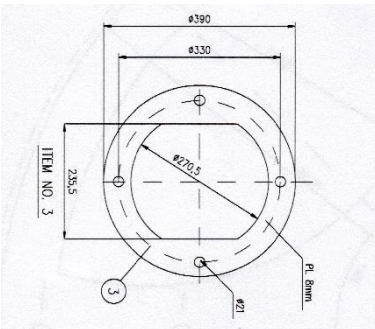
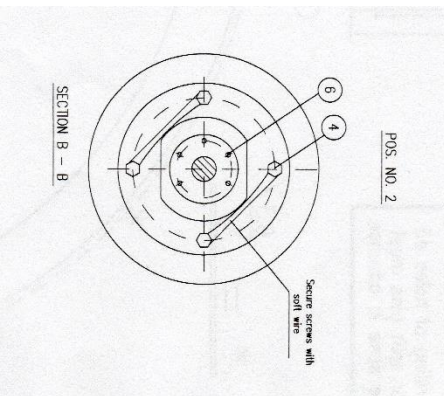
Anexo X: Plano en corte de servo-motor hidráulico



Anexo Y: Plano en corte de servo-motor hidráulico para su armado



1	9	STUFFING BOX IN DECK	
1	8	EXPANSION TANK	
1	7	IRING PISTON	ST
5	6	SCREW M12 x 35	8.8
1	5	SHAFT ROPEWAY	ST
4	4	SCREW M20 x 40	8.8
1	3	LEAKMASTER	ST
1	2	NUT (UNHARDENED)	ST
1	1	RODDESTOCK	ST



Anexo Z: Plano de caja de sellos mecánicos

