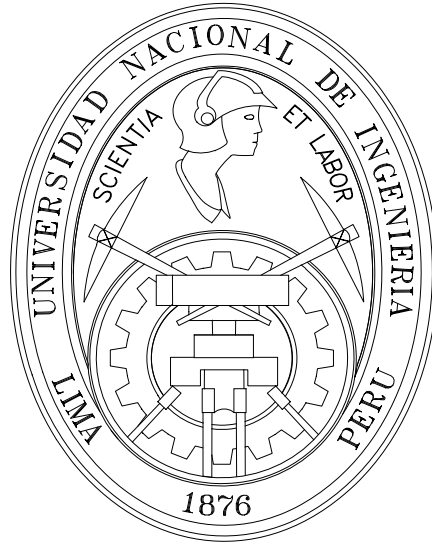


**UNIVERSIDAD NACIONAL DE INGENIERÍA  
FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA**



**ANÁLISIS OPERACIONAL DEL SISTEMA  
HIDRÁULICO DE GOBIERNO DE UN  
REMOLCADOR DE PUERTO DE 20 TM BP**

**TESIS**

**PARA OPTAR POR EL TÍTULO PROFESIONAL DE  
INGENIERO NAVAL**

**AUGUSTO ELMER CABELLO LÓPEZ**

**PROMOCIÓN 2010-II**

**LIMA-PERÚ**

**2011**

## INDICE GENERAL

PRÓLOGO..... (1)

### CAPÍTULO 1 – INTRODUCCIÓN.

1.1 Alcances generales..... (3)

1.2 Antecedentes relacionados..... (4)

1.3 Metodología..... (6)

1.4 Objetivos..... (7)

1.5 Enfoque del contenido del tema..... (7)

### CAPÍTULO 2 – INFORMACIÓN GENERAL SOBRE REMOLCADORES.

2.1 Definición de remolcador..... (10)

<b>2.2 Características generales y sistemas.....</b>	<b>(11)</b>
2.2.1 Consideraciones de diseño.....	(11)
2.2.2 Características fundamentales.....	(12)
2.2.3 Estructuración y sistemas del remolcador.....	(16)
<b>2.3 Acción y modos de operación.....</b>	<b>(22)</b>
2.3.1 Fuerzas actuantes en el remolque.....	(22)
2.3.2 Tiro directo.....	(23)
2.3.3 Tiro indirecto.....	(24)
<b>2.4 Tipos principales de remolcadores.....</b>	<b>(26)</b>
2.4.1 Remolcadores de puerto.....	(26)
2.4.2 Remolcadores de puerto y altura.....	(27)
2.4.3 Remolcadores de altura y salvamento.....	(27)
<b>2.5 Algunos ejemplos de remolcadores.....</b>	<b>(29)</b>

### **CAPÍTULO 3 - FUNDAMENTOS DE HIDRÁULICA MARINA.**

<b>3.1 Generalidades.....</b>	<b>(30)</b>
<b>3.2 Descripción de un sistema hidráulico típico.....</b>	<b>(35)</b>
<b>3.3 El aceite hidráulico.....</b>	<b>(39)</b>
3.3.1 Generalidades.....	(39)
3.3.2 Objetivos del fluido hidráulico.....	(40)
3.3.3 Propiedades del aceite hidráulico.....	(42)
3.3.4 Tipos de aceite hidráulico.....	(45)
<b>3.4 Ventajas de las instalaciones hidráulicas.....</b>	<b>(46)</b>
3.4.1 Velocidad variable.....	(46)
3.4.2 Adecuado para transformar energía.....	(46)
3.4.3 Reversibilidad.....	(46)
3.4.4 Protección contra las sobrecargas.....	(47)
3.4.5 Tamaños pequeños y capacidad.....	(47)

3.4.6 Problema de bloqueo.....	(47)
3.5 Procedimiento típico de instalación.....	(48)
3.6 Selección del entubado hidráulico.....	(52)
3.7 Ejemplos de instalaciones hidráulicas en buques.....	(54)
3.7.1 Aplicaciones generales de la hidráulica del buque.....	(54)
3.7.2 Equipamiento hidráulico en los buques pesqueros.....	(57)
3.7.3 Unidad hidráulica de gobierno de un yate.....	(58)

#### **CAPÍTULO 4 - ELEMENTOS DE UN SISTEMA DE GOBIERNO.**

4.1 Definición de gobierno de un buque.....	(59)
4.2 Funcionamiento del sistema.....	(60)
4.3 Componentes principales.....	(63)
4.3.1 Pala del timón de gobierno.....	(63)
4.3.2 Ejes de la pala de timón.....	(79)
4.3.3 Acoplamientos embridados horizontales.....	(81)
4.3.4 Acoplamientos embridados verticales.....	(82)
4.3.5 Acoplamientos cónicos del eje.....	(83)
4.4 Determinación de fuerza cortante y momento flector.....	(87)
4.4.1 Introducción.....	(87)
4.4.2 Para la pala de timón sin zapata.....	(87)
4.4.3 Para la pala de timón soportado por una zapata.....	(89)
4.4.4 Para los ejes de la pala de timón.....	(90)
4.4.5 Para los cojinetes.....	(92)

## **CAPÍTULO 5 - SISTEMA HIDRÁULICO DE GOBIERNO.**

<b>5.1</b>	<b>Conceptos generales.....</b>	<b>(93)</b>
<b>5.2</b>	<b>Disposición del sistema.....</b>	<b>(94)</b>
5.2.1	Servomotor principal.....	(94)
5.2.2	Servomotor auxiliar.....	(96)
5.2.3	Sistema de control del servomotor.....	(97)
<b>5.3</b>	<b>Componentes y diseño.....</b>	<b>(99)</b>
5.3.1	Componentes mecánicos.....	(99)
5.3.2	Componentes hidráulicos.....	(112)
5.3.3	Componentes eléctricos y electrónicos.....	(115)
<b>5.4</b>	<b>Materiales y ensayos realizados.....</b>	<b>(122)</b>
<b>5.5</b>	<b>Consideraciones y regulaciones adicionales.....</b>	<b>(124)</b>

## **CAPÍTULO 6 - DESCRIPCIÓN DEL GOBIERNO Y DEL SERVOMOTOR HIDRÁULICO DEL REMOLCADOR DE PUERTO DE 20 TM BP**

<b>6.1</b>	<b>Características generales del remolcador.....</b>	<b>(126)</b>
<b>6.2</b>	<b>Componentes del sistema de gobierno.....</b>	<b>(129)</b>
6.2.1	Sistema de palas del timón de gobierno.....	(129)
6.2.2	Eje barón.....	(138)
6.2.3	Acoplamiento embridado horizontal.....	(139)
6.2.4	Otros acoplamientos y componentes.....	(140)
<b>6.3</b>	<b>Componentes del servomotor hidráulico de gobierno.....</b>	<b>(142)</b>
6.3.1	Zona de lazareto del remolcador.....	(142)
6.3.2	Zona de sala de máquinas.....	(154)
6.3.3	Zona del puente o caseta de navegación.....	(155)
6.3.4	Componentes de control del sistema.....	(158)

6.3.5 Montaje de las tuberías hidráulicas.....	(160)
6.4 Cálculos de torque de transmisión.....	(162)
6.4.1 Torque máximo de transmisión.....	(162)
6.4.2 Torque permisible de transmisión.....	(163)

## **CAPÍTULO 7 - ANÁLISIS OPERACIONAL DEL MENCIONADO SISTEMA**

7.1 Requerimientos iniciales del sistema.....	(164)
7.2 Condiciones de operación.....	(165)
7.2.1 Giro hacia proa.....	(165)
7.2.2 Giro hacia popa.....	(165)
7.3 Determinación de los parámetros funcionales del sistema.....	(167)
7.3.1 Para el giro del <i>tiller</i> hacia proa.....	(167)
7.3.2 Para el giro del <i>tiller</i> hacia popa.....	(179)

## **CAPÍTULO 8 – RESULTADOS Y OBSERVACIONES**

8.1 Referido al torque transmitido.....	(191)
8.2 Referido al caudal del flujo hidráulico.....	(193)
8.3 Referido a la tabla de presiones.....	(194)
8.4 Referido a la potencia total del servomotor.....	(197)
8.5 Observaciones finales del sistema.....	(198)

<b>CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES.....</b>	<b>(202)</b>
--	--------------

<b>BIBLIOGRAFÍA.....</b>	<b>(205)</b>
--------------------------	--------------

**ANEXOS.**

<b>A. Plano de disposición general del remolcador de puerto.....</b>	<b>(208)</b>
<b>B. Maniobras con remolcador de puerto.....</b>	<b>(210)</b>
<b>C. Comprobación del Bollard Pull (BP) del remolcador analizado.....</b>	<b>(220)</b>
<b>D. Cálculo de la tobera de la hélice.....</b>	<b>(222)</b>
<b>E. Plano del sistema de gobierno del remolcador.....</b>	<b>(226)</b>
<b>F. Planos de disposición del sistema hidráulico de gobierno.....</b>	<b>(228)</b>
<b>G. Plano del sistema hidráulico de gobierno del remolcador.....</b>	<b>(232)</b>
<b>H. Plano del tanque hidráulico de 30 galones (lazareto).....</b>	<b>(234)</b>
<b>I. Plano del tanque hidráulico de 3 galones (timonera).....</b>	<b>(236)</b>
<b>J. Planos de acoples mecánicos del sistema hidráulico de gobierno.....</b>	<b>(238)</b>
<b>K. Hoja técnica del aceite hidráulico ISO VG 68.....</b>	<b>(244)</b>
<b>L. Consideraciones para las instalaciones hidráulicas en buques.....</b>	<b>(247)</b>
<b>M. Manual de componentes del servomotor de gobierno (parte I).....</b>	<b>(249)</b>
<b>N. Manual de componentes del servomotor de gobierno (parte II).....</b>	<b>(294)</b>

## PRÓLOGO

El presente trabajo va a mostrar el análisis operacional del sistema hidráulico de gobierno de un buque remolcador de puerto, en base a los parámetros hidráulicos de dicho sistema, con el fin de mostrar su influencia e importancia en el control de la maniobrabilidad de la embarcación, y sirva también de referencia para los operarios de este sistema. A pesar de los diseños modernos de sistemas de gobierno que existen en los remolcadores actuales, el sistema hidráulico aplicado resulta ser aún eficiente ya que no posee muchas restricciones de uso, comparado con los nuevos diseños de conjuntos propulsor-gobierno.

Se presentarán los fundamentos teóricos y técnicos acerca de los remolcadores, los sistemas hidráulicos instalados en los buques, el sistema de gobierno del buque y su sistema hidráulico de control (llamado también servomotor hidráulico de gobierno), empleando las normativas expuestas en las reglas de la **ABS (American Bureau of Shipping)** y parte de la experiencia técnica que se emplea en la instalación de este sistema. Luego, se mostrará los modos de operación, los componentes y características del sistema hidráulico de gobierno instalado en el **remolcador de puerto de 20 TM BP**, para poder llevar a cabo el desarrollo del análisis operacional en el sistema cuando se da la transmisión del torque y ángulo de giro a las palas del timón de gobierno del buque.



Después de desarrollar el análisis, se presentarán los resultados obtenidos para verificar los requerimientos del sistema y lo estipulado en las normas de la sociedad clasificadora **ABS**. A manera de complemento, se mostrarán las especificaciones de los componentes principales del sistema hidráulico de gobierno, junto con los planos respectivos que cumplen con las regulaciones de la clasificadora mencionada, incluyendo algunos cálculos complementarios para el sistema del remolcador de puerto.

Para el análisis operacional mencionado, en algunas oportunidades se van a emplear unidades del **Sistema Inglés** (como las **pulgadas, PSI, GPM**) debido a que la especificación del presente sistema se da mediante estas unidades, sin embargo, de todos modos se va a emplear como base al **Sistema Internacional (S.I.)**.

Mediante este trabajo de tesis, haré un aporte valioso con respecto al área de las instalaciones hidráulicas en los buques y/o artefactos flotantes, por ser un tema no muy tocado en la especialidad de Ingeniería Naval, y que dicho trabajo sea un punto de partida para futuras presentaciones relacionados a dicha área.

Agradezco profundamente el apoyo brindado por mi asesor, el **Ing. Víctor Nilo Acosta Pastor**, que sin su gran incentivo no hubiera sido posible el desarrollo de este tema de tesis, además agradecer a los ingenieros y técnicos de la empresa **MARCO PERUANA S.A.**, que me ofrecieron un valioso aporte para el desarrollo de este presente trabajo.

## CAPÍTULO 1 - INTRODUCCIÓN

### **1.1 Alcances generales.**

Para realizar el siguiente trabajo de tesis, iniciamos con la descripción de las generalidades del proyecto, referidos al sistema hidráulico de gobierno de un buque remolcador. El sistema de gobierno es un vital complemento del sistema propulsivo conformado de máquinas propulsoras propiamente dichas, debido a que el primero ofrece la direccionalidad o rumbo adecuado al buque que se mueve por medio de su sistema propulsivo.

El hombre, desde el inicio de los tiempos, siempre tuvo la necesidad de desplazarse en el medio marino, fluvial o lacustre, por diversas razones y necesidades en descubrir un mundo distinto, el cual en nuestra actualidad ya tenemos acceso mediante las embarcaciones propulsadas adecuadamente con un control o gobierno que nos permite maniobrar la embarcación y realizar la travesía deseada.

El trabajo se va a profundizar en el accionamiento hidráulico del sistema de gobierno de un buque remolcador, ver la influencia que tiene en el momento de maniobrar la embarcación con sus grupos de palas respectivas, instaladas de una forma especial, mediante una tobera que encierra a la hélice de propulsión (que en total son dos).

Se realizará un análisis operacional del sistema hidráulico de gobierno respectivo y mencionado, en sus condiciones de funcionamiento que se relacionan con el tipo de trabajo que realice el remolcador, determinando los parámetros del circuito hidráulico del sistema y cómo estos influyen en la generación del torque y ángulo de giro de las palas de gobierno.

Además, a manera de presentar este tema, se dará a conocer los principios de funcionamiento de este sistema de accionamiento hidráulico, mostrando los principales componentes que conforman la estructura del sistema hidráulico. Al haber muchos tipos de disposiciones de timones o palas, se hará el análisis operacional para una disposición especial de dos grupos de tres palas junto a una tobera de hélice cada una.

Siendo el buque a analizar un **remolcador de puerto**, se verá la influencia en la generación del denominado tiro o tracción a punto fijo (denominado **Bollard Pull**), ya que este parámetro es muy importante en el momento de hacer la maniobra de remolque del buque asistido, ya sea en su navegación, salvamento, etc.

## **1.2 Antecedentes relacionados.**

El sistema de gobierno de un buque tiene la función de mantener en rumbo adecuado y requerido a la embarcación respectiva con el fin que cumpla su propósito por el cual fue diseñado y construido. Efectivamente se sabe que los sistemas de gobierno han ido evolucionando desde tiempos remotos, comenzando con el uso de los remos que proporcionaban la fuerza de avance y además la direccionalidad de la embarcación, pasando por el primer diseño de un timón de gobierno que data de la Edad Media, hasta el sistema combinado de propulsión y gobierno (como el diseño de **Vort- Schneider**).

Posiblemente el primer timón instalado en su respectivo codaste se puede apreciar en un bajo relieve de la catedral de **Winchester** (año **1180 D.C.**) de una embarcación de tipo “coca anseática” de esa época (**Edad Media**). Pero antes de eso, existían las llamadas espadillas o remos grandes, instalado normalmente en estribor, siendo este costado del buque en donde se colocaba comúnmente la “plancha de gobierno” mencionada, además de la alusión de su significado en la palabra inglesa **steer board** (para estribor). Esto último se dispuso de esa forma debido a que la mayoría de las personas son diestras.

El sistema de gobierno se instalaba normalmente en estribor para que la embarcación, en el costado de babor, pueda atracar en puerto, y de allí viene su significado inglés **port** (para babor). Estos antiguos sistemas eran accionados de manera mecánica, con timones o palas ordinarios (con el área de pala en la zona de popa, respecto al eje de pala o barón), sin embargo, con el pasar de los años, se optaron por los timones compensados, en donde una pequeña parte del área de pala se encuentra en la zona de proa respecto al eje barón, cuya ventaja es que se realiza menos fuerza comparada con un timón ordinario con iguales dimensiones y medidas.

Ahora, en la actualidad, en las embarcaciones de recreo o placer, se optan por timones colgados eficaces en el momento de la maniobrabilidad, sin embargo como no poseen un apoyo de mecha de codaste, deben soportar demasiados esfuerzos que al final pueden provocarles averías y estar expuestos a ellas. Para embarcaciones más especiales, como los rompehielos, se incluyen timones en la proa debido a que el sistema de gobierno (normalmente ubicado en popa) puede averiarse por el medio gélido en donde realiza la travesía de la operación de dicho tipo de embarcación.

Al conocer acerca de los orígenes del sistema de gobierno, el estudio se basa en el sistema hidráulico que lo acciona (llamado comúnmente servomotor), que en un inicio fue una maquinilla de vapor ubicada en popa y bajo cubierta, que poseía un sistema de frenado de timón en el caso que dicha maquinilla tuviera alguna avería de funcionamiento, sin embargo,

esto resultó ser ineficiente ya que si por un lado, el sistema de frenado permitía hacer la reparación del timón y conectar el gobierno a un sistema mecánico disponible, esto solo era permitido en buques menores. Para embarcaciones grandes, no es factible usar un sistema de frenado de timón debido a los daños severos e irreparables que puede ocasionar a la parte mecánica del servomotor. Es por eso que los servomotores son diseñados para que sean continuos en su funcionamiento, con un accionamiento auxiliar en caso de averías.

### **1.3 Metodología.**

El tipo de metodología usado para el desarrollo de la tesis es analítica y experimental, ya que primero se va a mostrar las fundamentaciones relacionadas con el sistema de gobierno de accionamiento hidráulico en los buques, para luego hacer el análisis experimental del funcionamiento del sistema hidráulico de gobierno para la operación de un remolcador de puerto. Mediante este método se pretende mostrar la forma cómo funciona el sistema del servomotor operado hidráulicamente en una embarcación y la influencia que tiene al momento de realizar la maniobrabilidad del buque ante un cambio de rumbo.

La parte analítica de este tema de tesis se basa en el estudio del sistema hidráulico de gobierno del remolcador, mostrando sus componentes, la forma cómo actúan, entre otras, y la parte experimental corresponde al funcionamiento de dicho sistema y la forma cómo influye en el movimiento de las palas de gobierno cuando se le imprime un determinado ángulo de giro con su respectivo torque (el cual es soportado por las palas o timones). Este estudio va a mostrar la manera adecuada de usar el servomotor del sistema de gobierno para que no haya problemas en la operacionalidad del remolcador de puerto, y saber los parámetros adecuados y vitales del sistema hidráulico mencionado.

#### **1.4 Objetivos.**

Los fines de este trabajo se muestran a continuación:

- Determinar los parámetros fundamentales del sistema hidráulico de gobierno que dan origen al valor del ángulo adecuado de giro de las palas de gobierno, junto al torque generado que se relaciona con el diseño de dichas palas del timón.
- Evaluar los fallos que pueda presentar el sistema hidráulico de gobierno al momento que opera y la forma cómo afecta a las palas, y de manera regresiva, la acción de las palas hacia el mismo sistema hidráulico.
- Mostrar los componentes de un sistema hidráulico típico usado para el gobierno de los buques y ver la forma cómo actúan en el funcionamiento y operación.
- Conocer acerca de la operación de los sistemas hidráulicos instalados en una embarcación, que son muy importantes para el desarrollo de sus actividades, y que el tema presentado sirva de guía para los operarios del gobierno del buque.

#### **1.5 Enfoque del contenido del tema.**

- El primer capítulo del presente tema de tesis, denominado **INTRODUCCIÓN** ya está desarrollado en esta sección, en donde ya se han presentado los alcances generales, los antecedentes relacionados, los objetivos que se deben lograr y el contenido del trabajo realizado.

- En el segundo capítulo, denominado **INFORMACIÓN GENERAL SOBRE REMOLCADORES**, se va a mostrar la información referente a la composición de un buque tipo remolcador en sus distintas variedades y consideraciones de diseño. Además, se pretende mostrar información referencial de la flota actual de remolcadores en nuestro país.
- Para el tercer capítulo, que se denomina **FUNDAMENTOS DE HIDRÁULICA MARINA**, se verán los conceptos relacionados a los sistemas hidráulicos instalados en los buques, la importancia que tienen al momento que realizan su propósito de diseño, para enfocar luego al estudio del sistema hidráulico de gobierno del remolcador de puerto a analizar.
- En el cuarto capítulo, llamado **ELEMENTOS DE UN SISTEMA DE GOBIERNO**, se pretende mencionar los componentes de un sistema de gobierno típico (o también llamado sistema de fuerza), enfocado de manera especial al de un remolcador. Van a mostrarse tanto los componentes mecánicos (como ejes, bridas, camisas, acoples, etc.) como la pala o timón de gobierno, cuya selección se hace en base a las normativas de la **ABS (American Bureau of Shipping)**.
- En el quinto capítulo, llamado **SISTEMA HIDRÁULICO DE GOBIERNO**, se presentarán los componentes y funcionamiento del sistema hidráulico que pone en marcha el gobierno del remolcador mencionado, cuya fundamentación proviene de las consideraciones y normativas relacionadas a este sistema, dadas por la **ABS (American Bureau off Shipping)**.
- Para el sexto capítulo, denominado **DESCRIPCIÓN DEL GOBIERNO Y DEL SERVOMOTOR HIDRÁULICO DEL REMOLCADOR DE PUERTO DE 20 TM BP**, se hará primero la notación de las características principales del remolcador mencionado, para luego mostrar el sistema hidráulico de gobierno o servomotor

electro-hidráulico, con sus componentes y especificaciones tanto para el sistema mecánico como el sistema hidráulico de la transmisión del torque hacia las palas del timón de gobierno de la mencionada embarcación de puerto.

- En el séptimo capítulo, denominado **ANÁLISIS OPERACIONAL DEL MENCIONADO SISTEMA**, se hará el estudio analítico del sistema hidráulico que hace funcionar el gobierno del remolcador de 20 TM BP, mostrando la importancia que tienen los parámetros hidráulicos en el desarrollo del torque hacia las palas del timón de gobierno del remolcador de puerto analizado.
  
- En el octavo capítulo, llamado **RESULTADOS Y CONCLUSIONES**, se van a mostrar los puntos observados luego de realizar el análisis operacional del sistema del servomotor, cumpliendo con los objetivos trazados al inicio de este trabajo de tesis. La tablilla de datos resultantes va a ser una importante referencia para los operarios del sistema de gobierno del remolcador de puerto.

Luego de mostrar los ocho capítulos de este trabajo, se darán a conocer las conclusiones y recomendaciones, la respectiva fuente bibliográfica y los anexos correspondientes al proyecto del **sistema hidráulico de gobierno** del remolcador de puerto, que proviene de diseños de remolcadores similares a los empleados en la **Base Naval del Callao - Perú**. Estos anexos son referentes a los planos realizados, cálculos relacionados, notas adicionales y las especificaciones de los componentes del mencionado sistema.



## **CAPÍTULO 2 - INFORMACIÓN GENERAL SOBRE REMOLCADORES**

### **2.1 Definición de remolcador.**

Los remolcadores son tipos de buques auxiliares que asisten a otros buques o artefactos flotantes en la navegación y maniobras, ya sea en la asistencia en atraque, desatraque, permanencia, ayudar a un buque asolado en un área reducida, contrarresta la acción del viento, del oleaje, de las corrientes marinas a favor del buque asistido que viaja a velocidad mínima (con los sistemas de propulsión y gobierno a bajos desempeños).

Se entiende que estos tipos de embarcaciones poseen funciones múltiples, entre ellas el de remolcar, empujar o auxiliar a un buque que se ha quedado sin medios de propulsión o gobierno, el transporte de barcasas o artefactos flotantes sin movimiento propio, además de dar guardia a buques con cargamento que sea riesgoso, y que hayan perdido su gobierno.

Los tipos de sistemas que posee un remolcador están en función de su labor o propósito para el cual ha sido diseñado. Por ejemplo, los remolcadores de anti-polución, que llevan sistemas de bombeo de contaminantes que se dispersan en el medio marino; o también los remolcadores de prevención de incendios, que llevan un sistema de extinción de incendios mediante bombeo de CO<sub>2</sub> para rociar sobre el siniestro ocurrido en el buque asistido.

## **2.2 Características generales y sistemas.**

Los remolcadores son embarcaciones cuya función primordial es en ayudar o asistir a otros buques más grandes con menos facilidades de maniobrar por sí mismos. Es por eso que se van a presentar las características generales de diseño, junto con la estructuración y sistemas que posee este tipo especial de embarcación.

### **2.2.1 Consideraciones de diseño.**

- La estabilidad de un remolcador es de vital importancia, ya que aparecen grandes esfuerzos mediante el tiro de remolque, además de estar expuesto a momentos escorantes o de vuelco ocasionados por el mismo tiro o tracción. Es por eso que para toda condición de carga y remolque presentados, el remolcador debe tener una buena estabilidad transversal (en especial, para los efectos del remolque).
- Al necesitar una estabilidad inicial muy amplia, es importante la elección correcta de la manga del remolcador, debido a la gran influencia que posee en la estabilidad, siendo la mayor posible, sin afectar los demás parámetros relacionados.
- La maquinaria principal de propulsión y la auxiliar deben poseer la capacidad necesaria para facilitar la fuerza máxima cuando se remolque o empuje una cierta embarcación. Además, la eficiencia máxima debe estar disponible para ser accionada en el menor tiempo posible ante alguna eventualidad de operación.
- Los equipos de remolque deben ser capaces de soportar unas tensiones superiores al tiro o tracción a punto fijo (denominado Bollard Pull), esto junto con una sólida

construcción del casco para soportar los esfuerzos a los que va a estar sometido el remolcador al momento que realice su tarea o labor.

- Los equipos de propulsión, gobierno y auxiliares deben ser redundantes en su funcionamiento, para poder conseguir altos niveles de seguridad, fiabilidad y no impedir la operatividad del buque.
- Para los remolcadores de tipo salvamento y para todos los tipos en general, debe haber una buena visibilidad desde el puente de mando, para poder ofrecer una rápida respuesta de auxilio y que las labores de socorro se realicen de la forma adecuada.
- Según el tipo de remolcador que se van a mencionar, debe poseer los sistemas necesarios y adecuados para realizar su propósito y resulte rentable el equipamiento de los mismos, con el mínimo de merma posible.

### **2.2.2 Características fundamentales.**

Las características fundamentales que debe cumplir el remolcador son:

- a. **Maniobrabilidad:** La capacidad y facilidad de maniobra de un remolcador son fundamentales para el desarrollo de sus funciones y propósitos, ya que en maniobras con grandes buques en espacios estrechos será necesario poder moverse en todas las direcciones. Esta característica depende de la forma del casco del remolcador, como la forma especial hidrocónica a popa o de fondo plano, a fin que las corrientes de aspiración lleguen a las hélices sin turbulencias. Además, se debe considerar la disposición del sistema de gobierno para este punto.

Los sistemas de propulsión y gobierno son determinantes en la maniobrabilidad del remolcador. Existen sistemas combinados de estos como el de **Schottel** y el de **Voith-Schneider**, que proporcionan una movilidad en todas las direcciones al remolcador, sin embargo, estos sistemas resultan en la actualidad ser no tan rentables debido a su complejo diseño y forma de operación.

Otro factor influyente en la maniobrabilidad es la posición del **gancho** con el **winche de remolque**, que deben estar muy cerca hacia popa del centro de resistencia lateral, además de la influencia de la capacidad que posea el remolcador en pasar de una situación de avance total a la de completamente parado o frenado. Ese tiempo de parada debe ser menor de 25 segundos.

- b. **Estabilidad:** La curva de estabilidad estática para un remolcador deberá ser positiva hasta los 60° o 70°, con un brazo de estabilidad (que es la distancia entre el metacentro y el centro de gravedad) de unos **0.6 m**, por lo que será necesario que las puertas de los alojamientos y entrada hacia la sala de máquinas sean estancas ante la posibilidad de alcanzar grandes escoras y embarque de agua al momento que se realice el tiro del cable de remolque en dirección del través.

Los métodos por los que se puede mejorar la estabilidad estática de estos tipos especiales de buques se basan en el aumento de la manga, por lo que los remolcadores poseen una relación de eslora-manga (L/B) menores a 3.0, también en la reducción de la resistencia transversal del casco, de la altura del gancho o punto de tiro y de la altura del punto de empuje, además de la utilización de líneas de amarre o cabos de remolque con buenas características de absorción de cargas dinámicas y de impacto.

- c. **Potencia:** Esta cualidad deberá ser aquella que le permita acometer de una forma segura la función o propósito por el cual fue diseñado el remolcador, como por

ejemplo: Para operaciones de transporte (arrastre o empuje de barcos, pontonas, plataformas, etc.) la potencia del remolcador debe ser como mínimo la necesaria para remolcar o empujar al buque o artefacto flotante de un determinado desplazamiento a una cierta velocidad mínima que le permita gobernar en las peores condiciones meteorológicas predecibles durante el transporte. Esta potencia necesaria para lograr una determinada velocidad dependerá del rendimiento del motor propulsivo, de la línea de ejes, de la hélice y del casco del remolcador y del buque asistido (o buque remolcado).

La potencia requerida para el remolcador será la suma de la potencia necesaria para mover el remolque (o buque asistido) y la potencia del propio remolcador para desplazarse sin remolcar a la velocidad de remolque. Por ejemplo, la potencia necesaria del remolcador para alcanzar una determinada velocidad es del 9 al 10 % de la potencia total necesaria para efectuar el remolque. Sin embargo, el factor o función más determinante para hallar la potencia necesaria de remolque del buque asistido es a través del tiro o tracción a punto fijo (Bollard Pull), en comparación de las restantes funciones desarrolladas por ellos y en especial con las maniobras realizadas con los buques en puertos y áreas restringidas.

- d. **Tracción a punto fijo (*Bollard Pull*):** Es la cantidad de fuerza horizontal que puede aplicar el remolcador trabajando en marcha avante, en el supuesto de estar a velocidad nula de desplazamiento, coincidiendo con la tracción que el remolcador produciría en una amarra que le fijase a un bolardo fijo de un muelle. Este tipo de tracción va a depender del área de giro de la hélice, su paso, la potencia al freno (BHP) y la potencia en el eje (SHP), además del desplazamiento, forma del casco y tipo de propulsor. De una forma resumida puede determinarse la tracción a punto fijo suministrada por un remolcador mediante la siguiente formulación:

$$T_{PF} = K_{PF} \cdot \frac{W_R}{1000} \quad (I)$$

Donde:

$T_{PF}$ : Tracción a punto fijo (en toneladas).

$W_R$ : Potencia al freno del remolcador (en CV).

$K_{PF}$ : Coeficiente que depende de las características del remolcador. Para remolcadores en los rangos desde 500 HP hasta 4000 HP, que son habituales en las maniobras portuarias, pueden usarse los siguientes valores de dicho coeficiente, en función del sistema propulsivo.

Disposición de hélices	De 500 a 2000 HP	De 2000 a 4000 HP
Hélices de paso fijo.	10.0 – 11.0	9.0 – 10.0
Hélices de paso fijo con tobera.	11.5 – 13.0	10.5 – 12.0
Hélices de paso variable.	10.5 – 11.5	9.5 – 10.5
Hélices de paso variable con tobera.	12.5 – 13.5	11.5 – 12.5
Hélices con sistema Schottel.	9.0 – 10.0	8.0 – 9.0
Hélices con sistema Voith-Schneider.	9.0 – 9.5	8.5 – 9.0

**Tabla 2.1 Valores de  $K_{PF}$  para hallar el *Bollard Pull* del remolcador.**

Al conocer el tiro o tracción a punto fijo, puede determinarse la tracción o el empuje en avance (o marcha avante) suministrado para otras velocidades. Se recuerda que los empujes con el remolcador trabajando en otras direcciones distintas de avante pueden presentar reducciones muy significativas según sea el tipo de remolcador. Deben manejarse los valores de potencia para los remolcadores que actúen en la maniobra de asistencia y salvamento de una embarcación, según las condiciones en que se presenta dicha acción de remolque.

### **2.2.3 Estructuración y sistemas del remolcador.**

A continuación, vamos a mencionar los componentes principales de un remolcador típico, a manera de una memoria descriptiva de un proyecto de remolcador.

#### **a. Disposición general.**

Los remolcadores suelen poseer una sola cubierta, la cual no suele tener arrufo (curva levantada desde los extremos de proa y popa) para facilitar las operaciones que se realizan en ella. Normalmente, la zona de popa corresponde a la zona del winche (o chigre) de remolque, junto al gancho respectivo. En la zona de proa se ubica el castillo en donde se opera al remolcador desde el puente de mando (mediante el servomotor o sistema hidráulico de gobierno).

Los remolcadores se diseñan en la actualidad con planchas en doble fondo para la ubicación de tanques de combustible, agua, aceite, etc. También disponen de tanque laterales verticales a proa y a popa, así como los tanques de lastre ubicados tanto en los piques de proa y popa como en los costados del buque.

La habilitación se da sobre la cubierta principal y según el número de tripulantes se dispone de una o varias cubiertas, mientras que la cámara principal de máquinas se sitúan en la zona central del remolcador, con los motores principales, grupos electrógenos, sistema auxiliar de gobierno, entre otros equipos.

#### **b. Sistema de remolque.**

Este sistema es el más importante del remolcador, ya que con este realiza el remolque o empuje del buque a ser asistido. Las variantes de este sistema son de

acuerdo al tipo y operación del remolcador, además de su potencia de tiro y su tracción a punto fijo (llamado **Bollard Pull**). Sus componentes principales son:

**Bitas u horquillas:** Son apoyos de soporte que se usan para pasar y ajustar los cables de remolque. En la cubierta debe haber las suficientes bitas para hacer firmes dichos cables, y colocadas en los lugares apropiados para ser usadas en diversos tipos de remolques, ya sea por la popa, por la proa o abarloado. Existen diversos tipos de bitas como las normales y bitas en forma de "H".

**Gancho de remolque:** Consiste en un gancho de construcción especial que permite desenganchar el cable de remolque automáticamente desde el puente de mando. La situación del gancho debe ser coincidente con el centro de resistencia lateral o algo hacia popa del mismo, dependiendo del sistema propulsor instalado, con la finalidad de dar la máxima maniobrabilidad al remolcador, y su altura debe ser mínima posible para poder evitar una pérdida de estabilidad de la embarcación remolcadora. Puede ser giratorio e hidráulico, y suele tener movimiento vertical y de babor a estribor sobre una guía semicircular. El sitio más adecuado para colocarlo es un poco más a popa del centro de la flotación del remolcador, siempre en la cubierta principal del buque mencionado.

**Winche o chigre de remolque:** Este equipo, de accionamiento hidráulico, posee uno o dos tambores donde se aferra el cable de remolque. Está situado en la cubierta principal, específicamente en la línea central, cerca del gancho de remolque, pudiendo estar lo más bajo posible para no disminuir la estabilidad y que su ubicación pueda coincidir con el centro de resistencia lateral para facilitar la maniobrabilidad del remolcador. Su función es manejar el cable de remolque para la operación respectiva. Puede disponer de un estibador automático de accionamiento mecánico y control remoto desde el puente de mando. El inconveniente de este



sistema es que no se puede cambiar la maniobra de remolque en marcha avante a marcha atrás, mucho menos en zonas estrechas del medio acuático.

El sistema puede ser automático de tensión (a longitud constante), o no automático o manual. El winche de tensión constante mantiene en todo momento el cable en la tensión programada, desvirando cuando entra en excesiva fuerza y virando cuando queda en banda; de esta manera, una vez fijada la longitud del cable del remolque o la tensión máxima, automáticamente se mantendrán estos valores. Mientras, el winche de remolque no automático es de accionamiento manual y requiere regular la distancia manualmente y estar atento a que no trabaje en exceso, siendo algo ineficaz en comparación con el primer tipo de winche.

**Cabos y cables de remolque:** Son aquellos que se emplean para remolcar al buque asistido. Pueden estar compuestos de metal, fibra natural, fibra sintética (como nylon, polipropileno, etc.). El cable de remolque se emplea para remolques largos, costeros y oceánicos, en donde se requiera mucha longitud y gran resistencia en la catenaria formada. El cable de remolque estándar tiene un diámetro de 5 a 6 cm, con un largo de más de 600 m, que va enrollado en el tambor o carrete de estiba del winche de remolque. Acerca de los cabos de material sintético, se emplean con el fin de absorber las cargas dinámicas, dando elasticidad a la línea de remolque. Estos se unen a la línea de cable de remolque en caso de hacer un mantenimiento estructural del cable principal (de mayor diámetro).

Como componentes complementarios, tenemos a los cables de seguridad, cabos mensajeros, guías o gateras, etc., que actúan en el remolque del buque asistido. Los grilletes de unión son dimensionados en base a las fuerzas que debe soportar el buque asistido, considerando un factor de seguridad de 5 para los cables de remolque a engrilletar, con una carga de rotura al menos de 2 veces la del tiro.

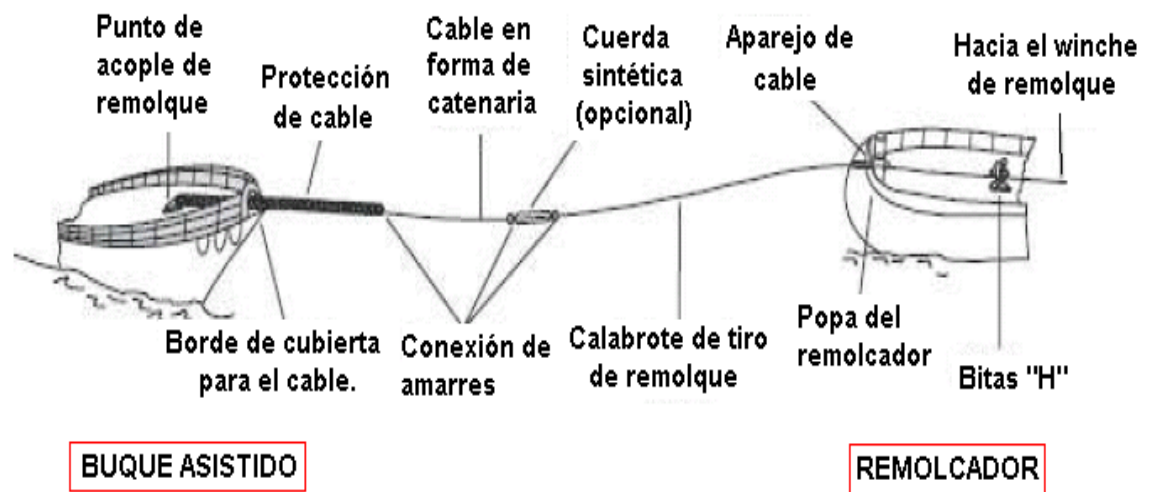


Figura 2.1 Componentes típicos de la línea o estacha de remolque.

c. Sistema de lucha contra incendios.

Según la clasificación de **ABS (American Bureau of Shipping)**, de tipo **FF1 (Fire Fighting 1)** para este tipo de sistema, indica que el barco posee una capacidad de combatir fuegos externos y posee un equipo de chorro de spray de agua mediante un sistema de enfriamiento. La superficie del buque permite operar en casos de lucha contra incendios y en operaciones de rescate y salvamento.

El equipo mínimo para la lucha contra incendio incluye dos sistemas monitorizados capaces de descargar  $1200 \text{ m}^3/\text{h}$  cada uno. Los barcos que poseen la **clasificación FF1** poseen un sistema permanentemente instalado de agua en spray. Este sistema sirve para proporcionar protección a todas las cubiertas expuestas, superestructuras y casetas, además que las tuberías, válvulas y boquillas deben estar adecuadamente protegidas de posibles daños durante las operaciones contra incendios. A continuación, se mostrarán los mínimos requerimientos de capacidad de agua para contra incendios:

Lugar o zona a proteger	l/min.m <sup>2</sup>
Acero expuesto o no insulado.	10
Cubiertas de acero con enchapado de madera.	10
Aceros aislados internamente con clase A-60.	5

**Tabla 2.2 Mínimos requerimientos de capacidad de agua contra incendio.**

La capacidad de las bombas del sistema de spray debe ser suficiente para abastecer una presión y volumen adecuados para su funcionamiento. Las bombas de aguas monitorizadas son empleadas con la capacidad suficiente para dar la presión y volumen en ambos sistemas de agua monitorizado y en spray. Los sistemas de agua en spray deben ser protegidos ante la corrosión y sus ductos de drenaje en la cubierta deben ser eficientes en la operación de dicho sistema.

Para la **clase FF1**, todos los límites exteriores al sistema mencionado, como mamparos expuestos, cubiertas expuestas y el casco en la línea de flotación a carga liviana deben ser de acero naval (como el **ASTM A-131**) y protegido mediante un sistema fijo de agua en spray. Según las normas de la **ABS**, el buque debe ser habilitado para emplear el sistema contra incendios, mantener su posición cuando los monitores de lucha contra incendios estén activos, que el mismo sistema esté abastecido de combustible (con una autonomía de un día) para su funcionamiento y también que esté auto-protegido ante la presencia de fuegos externos.

- d. **Sistema de lucha contra la contaminación o polución:** Normalmente los remolcadores poseen un tanque de recogida de residuos cuyas dimensiones son proporcionales al porte de la embarcación remolcadora (como por ejemplo, 150 m<sup>3</sup>). También posee una serie de “skimmers” (dispositivos de fibra absorbente y adherente del derrame de petróleo de alta viscosidad) y barreras para la contención de hidrocarburos. Existen dos medios para combatir la contaminación marina:

**d.1 Preventivas:** Son los controladores electrónicos que están localizados en las zonas de vertimientos, sirven para medir y regular el pH, el nivel de cloro, la temperatura, la conductividad, el oxígeno disuelto, entre otros agentes.

**d.2 Correctivos:** Existen varios de estos:

- **Dispersantes:** como el llamado *Seaklin*, un dispersante de manchas de hidrocarburos en el mar. También es efectivo en limpieza de tanques de carga o sentinas. El objetivo de los dispersantes es fraccionar las manchas de petróleo para facilitar su degradación y desaparición natural. Los parámetros a tener en cuenta en la elección de un dispersante son: la toxicidad para la vida marina, persistencia en el medio marino, eficacia en las condiciones dadas, el coste implicado, etc.
- **Absorbentes:** Como las barreras, mantas y cordones, que absorben hidrocarburos de gran capacidad formando cercos de cualquier longitud, aunque quedan limitados para pequeños derrames. Las barreras son hechas de planchas que flotan por sí mismas o por medio de flotadores y se mantienen en posición vertical mediante dos efectos mecánicos.
- **Cercos:** Son generalmente formados por flotadores cilíndricos que hacen un efecto estancador y a los que se le une una faldilla que cuelga en la parte inferior. La cualidad más resaltante de un cerco o de una barrera es su capacidad de contención del petróleo determinada por su comportamiento en relación con el movimiento del agua. Deberá poseer flexibilidad para adaptarse al oleaje del mar, pero también lo suficientemente rígido para retener todo el petróleo derramado que pueda.

## **2.3 Acción y modos de operación.**

### **2.3.1 Fuerzas actuantes en el remolque.**

La acción de remolque sobre el buque asistido se resume en una **fuerza horizontal resultante**  $F_{RI}$ , de intensidad variable, y que puede ser aplicable con una importante excentricidad respecto al centro de gravedad del buque para conseguir los mayores efectos evolutivos, según la **Figura 2.2**. Cada una de estas fuerzas se descompone en los siguientes efectos parciales:

- ✓ Una componente  $F_{LRI}$  en el **sentido longitudinal del buque**, que produce movimientos de avance o frenada del mismo, según el sentido de aplicación.
- ✓ Una componente  $F_{TRI}$  en el **sentido transversal del buque**, que produce movimientos de deriva (o de costado).
- ✓ Un momento resultante  $M_{TRI}$  debido a la excentricidad de la fuerza en relación con el centro de gravedad del buque, que produce movimientos de guiñada.

Las tres componentes mencionadas se deben aplicar en función de la maniobra que se desea realizar, con el fin de conseguir los efectos más favorables en cada caso:

- Mayor componente longitudinal  $F_{LRI}$  en el caso de un remolque.
- Mayor componente transversal  $F_{TRI}$  en el caso de compensar una deriva.
- Mayor momento evolutivo  $M_{TRI}$  para compensar un reviro del buque asistido.

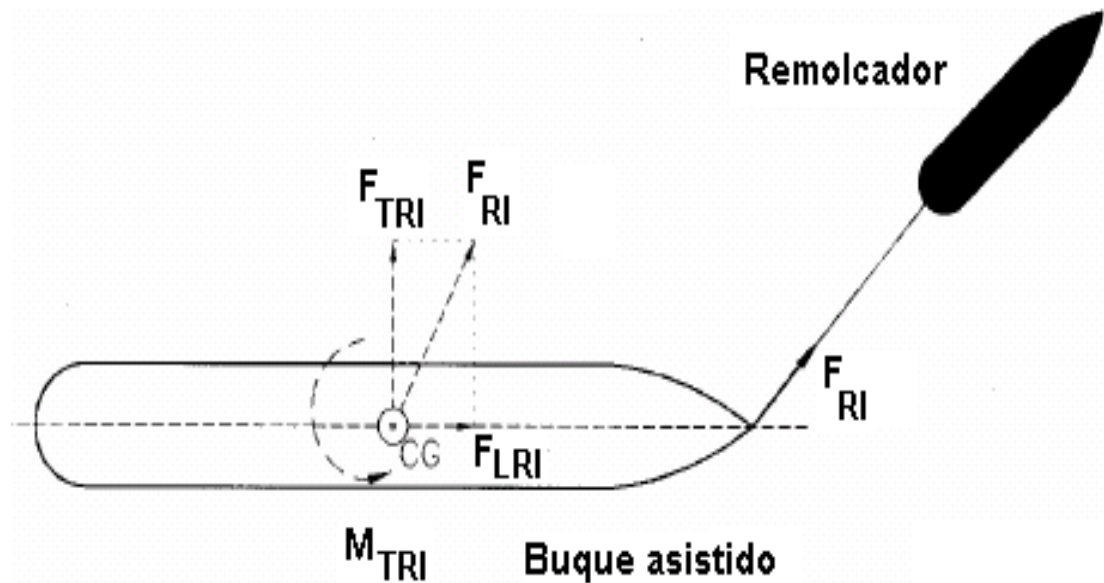


Figura 2.2 Diagrama de fuerzas de acción de los remolcadores.

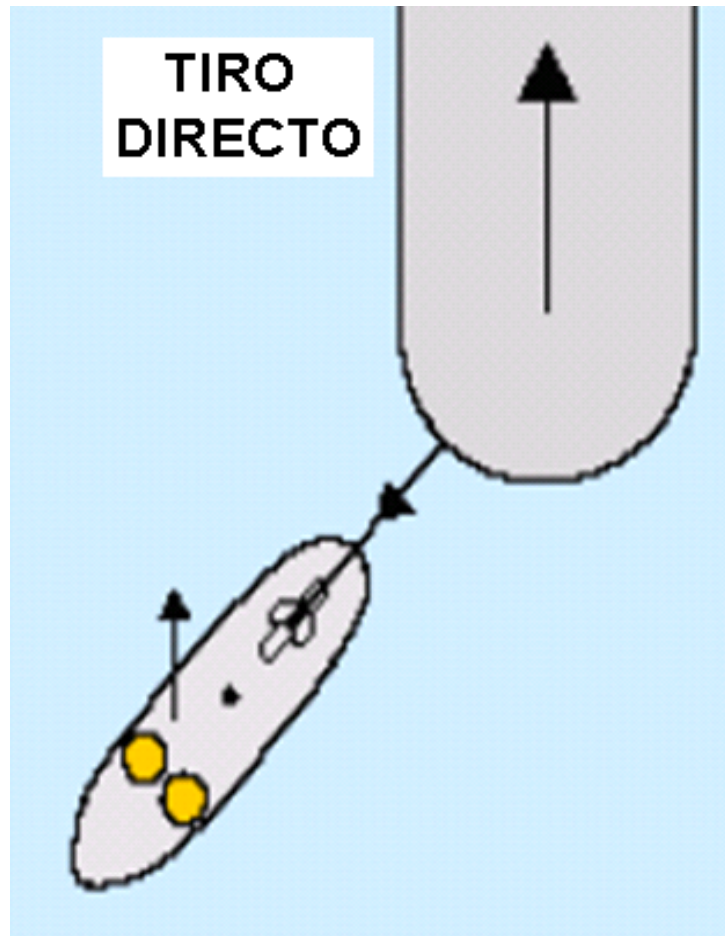
La acción de varios remolcadores debe ser de manera coordinada de tal forma que se potencien los efectos favorables a conseguir en la maniobra. Adicionalmente a estos esfuerzos principales se puede considerar la componente vertical al buque y los dos momentos sobre los ejes horizontal (*surge*) y transversal (*sway*) del mismo, cuyo efecto puede ser necesario para determinar los sobre-calados del buque asistido debido a la acción de los remolcadores. Sin embargo, estos efectos últimos son despreciables y poco importantes, salvo en el mismo remolcador o en embarcaciones de menor porte.

Luego de explicar las fuerzas que actúan en el proceso de remolque, pasamos a mostrar los dos modos importantes de maniobras de operación de los remolcadores:

### 2.3.2 Tiro directo.

Consiste en que el empuje del remolcador se produce mayormente por su sistema de propulsión, siendo la condición de tiro más frecuente. Este modo se aplica a bajas

velocidades (para menos de 5 nudos), ya que al momento de aumentar la velocidad, la mayor parte de la potencia se usa para mantener el remolcador en su posición, restando el poder de tiro en forma crítica hasta dejarlo neutralizarlo, para lo cual es recomendable utilizar el método de tiro indirecto.



**Figura 2.3 Muestra de la maniobra de tiro directo de un remolcador.**

### **2.3.3 Tiro indirecto.**

En esta maniobra, el remolcador se ubica a popa del buque asistido, y ambos se ponen a la misma velocidad de avance (entre 5 y 10 nudos). El tiro se produce cuando el remolcador está ubicado al costado del buque y en un ángulo de ataque adecuado (en relación al flujo

de agua), generando un gran esfuerzo sustentador hidrodinámico en la obra viva del remolcador. Los propulsores en este modo sólo se usan para mantener la posición oblicua del remolcador y maximizar la fuerza sustentadora. En esta forma de tiro se crea una especie de pantalla hidrodinámica que forma el remolcador. La operación completa consiste en ir tirando desde ambos costados a la vez, si se realiza con dos remolcadores, o alternando, si es uno solo. Para realizar de manera óptima este tiro, la fuerza ejercida debe ser más del doble del tiro a punto fijo.

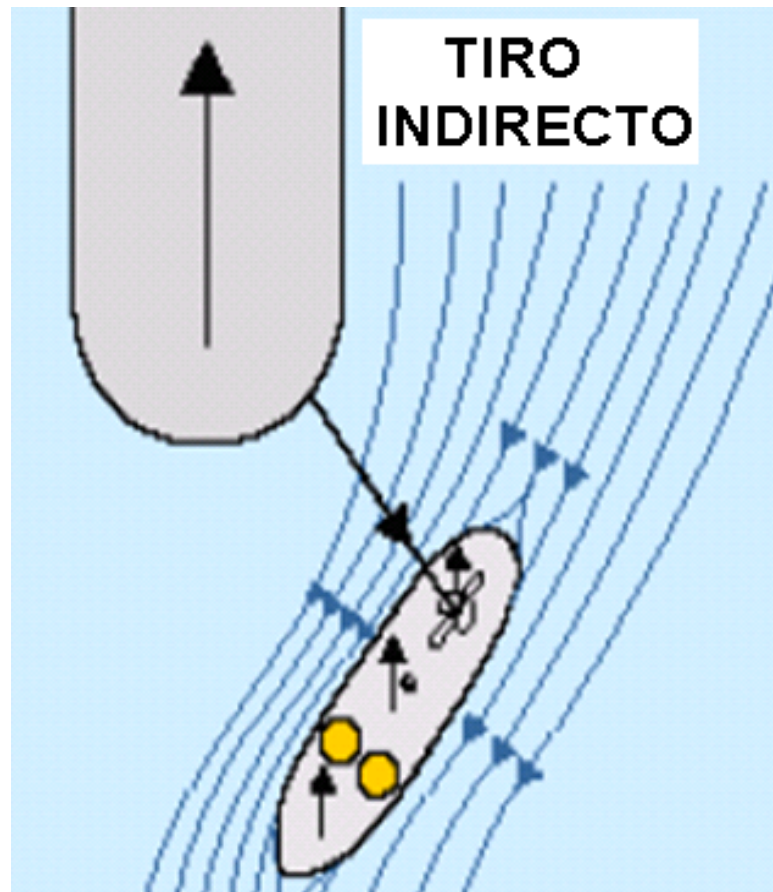


Figura 2.4 Maniobra de tiro indirecto (con flujo de agua) de un remolcador.



## **2.4 Tipos principales de remolcadores.**

El remolcador es un buque tan especial debido a su alta potencia requerida para su peso y tamaño relativamente mediano, adecuados para realizar las funciones mencionadas en el primer subcapítulo de esta parte. Es por eso que a razón de su funcionalidad y requerimientos de diseño, los tipos de remolcadores se dividen en:

### **2.4.1 Remolcadores de puerto.**

Es aquel que se emplea en el interior de un puerto determinado, para asistir al tráfico de embarcaciones. Su potencia puede oscilar entre los 400 a 3000 HP, con una tracción a punto fijo (o ***Bollard Pull***) de 6 a 30 toneladas. Las dimensiones principales de este tipo de remolcador varían de la siguiente forma: Una eslora comprendida entre 20 y 30 m, un calado entre 3 y 4.5 m y una velocidad que varía entre 5 y 13 nudos. Estos remolcadores se ubican en el tráfico portuario habitual o en puerto estratégicos para que puedan realizar funciones de asistencia, salvamento, o incluso de altura (alejado del puerto mismo). Poseen un sistema moderno de equipos contra-incendios y lucha contra la contaminación del mar.



**Figura 2.5 Remolcador de puerto listo para su botadura al mar.**

#### 2.4.2 Remolcadores de puerto y altura.

Llamados también remolcadores de altamar, son aquellos que pueden realizar operaciones normales en puerto y también brindan asistencia a grandes embarcaciones, en lo que es amarre de enormes buques tanqueros y/o porta-contenedores a las denominadas mono-boyas, remolques costeros de altura, entre otras operaciones. Sus dimensiones son más grandes que el de tipo anterior, siendo la eslora comprendida entre 25 a 40 m y su potencia varía entre los 1500 a 5000 HP, con un tiro o tracción a punto fijo de 20 a 55 toneladas.



**Figura 2.6 Remolcador de altamar operando cerca de los buques porta-contenedores.**

#### 2.4.3 Remolcadores de altura y salvamento.

Estos remolcadores debido a su tamaño y porte pueden realizar operaciones de remolque oceánico y prestar asistencia a embarcaciones varadas en altamar. Sus características son las siguientes: Una eslora de 40 a 80 m, una potencia que oscila entre 4000 a 20 000 HP, con una tracción a punto fijo de 55 a 180 toneladas, además de poseer una velocidad que varía entre los 15 y 16 nudos.

Aparte de su equipo de remolque, estas embarcaciones cuentan con sistemas contra-incendios de agua y agua/espuma, con monitores montados sobre plataformas elevadas a 15 o 20 m sobre la línea de flotación. Este sistema cubre grandes proporciones de siniestro debido a la altura en la que opera el sistema.

Otros sistemas que poseen estos remolcadores son su sistema de achique, para asistir a buques siniestrados que se hayan inundado por algún motivo, y también pueden brindar asistencia por medio de sus equipos auxiliares para poder facilitar el aire de arranque del motor principal del buque asistido o la reposición de energía eléctrica en él mismo.



**Figura 2.7 Remolcador de salvamento que posee una grúa hidráulica.**

## 2.5 Algunos ejemplos de remolcadores.

A continuación se va a presentar una lista de algunos remolcadores con sus características dimensionales y fuerza de tiro de remolque, que operan en las costas de nuestro país:

N°	Nombre	Capacidad	Eslora	Manga	Puntal
01	<b>MOCHE</b>	12 TM BP	22 m	6.7 m	2.9 m
02	<b>ORO NEGRO</b>	37 TM BP	36.65 m	8.9 m	4.25 m
03	<b>ILO</b>	19.3 TM BP	22.15 m	6.8 m	3.42 m
04	<b>BASNACA</b>	20 TM BP	19.5 m	6.2 m	3 m
05	<b>ISLAY</b>	50 TM BP	26 m	9.7 m	4.3 m
06	<b>CABO BLANCO</b>	40 TM BP	24.55 m	9.7 m	4.45 m
07	<b>MOCHICA</b>	42 TM BP	24.55 m	9.7 m	4.45 m
08	<b>CARAL</b>	42 TM BP	24.55 m	9.7 m	4.45 m
09	<b>HUARI</b>	52 TM BP	24.55 m	9.7 m	4.45 m
10	<b>SECHÍN</b>	52 TM BP	24.55 m	9.7 m	4.45 m
11	<b>REMOLCADOR ACP</b>	55 TM BP	29.7 m	12.4 m	4.9 m
12	<b>BAP SELENDON</b>	20 TM BP	19.5 m	6.2 m	3 m
13	<b>BAP MEDINA</b>	20 TM BP	19.5 m	6.2 m	3 m
14	<b>REMOLCADOR TUG</b>	60 TM BP	24.55 m	9.7 m	4.45 m

**Tabla 2.3** Lista de algunos remolcadores que operan en la costa peruana.



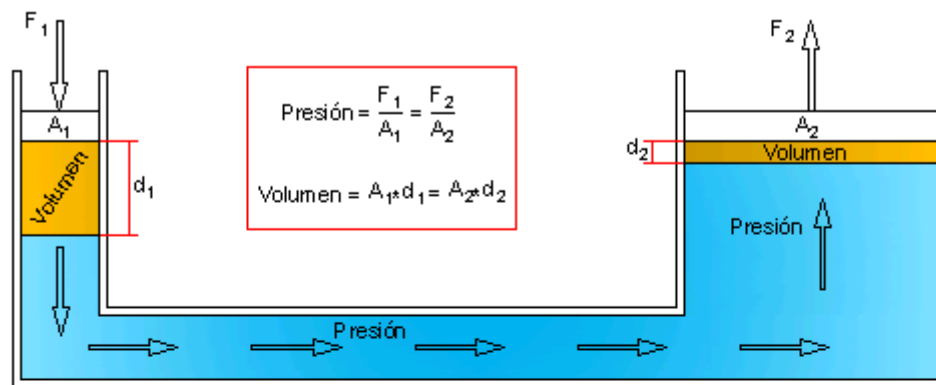
**Figura 2.8** Maniobra de remolque de un buque mercante con dos remolcadores.

## CAPÍTULO 3 - FUNDAMENTOS DE HIDRÁULICA MARINA

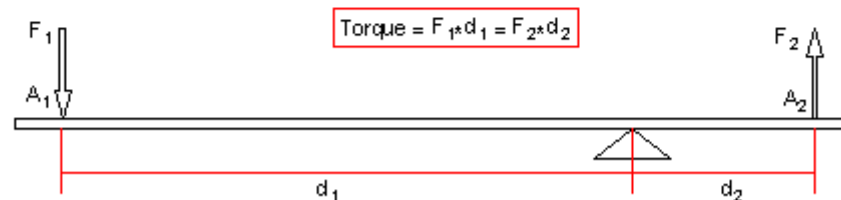
### 3.1 Generalidades.

Desde tiempos antiguos, el hombre se vio en la necesidad de emplear a los líquidos como fuerzas motrices para desarrollar diversas actividades. Los más antiguos vestigios históricos muestran que los sistemas como las bombas y norias eran empleados en épocas más antiguas, pero la rama de la **Hidráulica** comenzó a desarrollarse a partir del **siglo XVII**, por medio de la **Ley de Pascal** que como sabemos, consiste en que la presión aplicada a un fluido confinado se transmite en todas las direcciones siempre y cuando dicho líquido sea prácticamente incompresible. Su aplicación notoria fue en la famosa **prensa hidráulica** (desarrollada por el ingeniero **Joseph Bramah**).

Se sabe que esta prensa desarrolla mayor fuerza sobre un área grande a partir de una fuerza y área pequeña, y este principio se puede comparar con el de la **palanca mecánica**. No obstante, si por principio de conservación de energía, una fuerza pequeña da origen a una fuerza grande a través de la presión, la velocidad de avance para la fuerza grande es menor que el de la fuerza pequeña, debido a que el desplazamiento o distancia recorrida es inversamente proporcional al área de contacto de cada fuerza. En pocas palabras, lo que se gana en fuerza, se pierde en velocidad (Ver **Figura 3.1**).



PRINCIPIO DE LA PRENSA HIDRÁULICA



PRINCIPIO DE LA PALANCA MECÁNICA

**Figura 3.1 Relación de la prensa hidráulica con el principio de la palanca mecánica.**

La hidráulica se puede definir como un medio para transmitir energía al empujar un líquido confinado (siguiendo el mencionado **Principio de Pascal**), en donde el punto de entrada se da en la **bomba hidráulica** (que puede ser de pistones, de paletas, o engranajes) y el punto de salida se da en el **actuador** (que puede ser un cilindro hidráulico –lineal- o un motor hidráulico –rotativo-). Recordar que el sistema hidráulico no es una fuente de potencia, ya que la bomba principal es accionada por un **motor eléctrico** (por ejemplo), y que dicho sistema resulta ser más eficiente y versátil que otros métodos de transmisión de energía, dándonos a entender que no es factible conectar directamente el actuador primario (como el motor eléctrico) con el equipo o componente a accionar (definido como el punto final del sistema hidráulico). Este preliminar se ha elaborado para dar a conocer sobre las instalaciones hidráulicas en las embarcaciones.

En cada tipo de buque, artefacto flotante, plataforma off-shore, etc., existe una serie de tuberías que conforman un denominado sistema hidráulico, que es un conjunto de implementos que tienen la función de convertir la energía hidráulica que proviene de un fluido hidráulico (que generalmente es aceite a presión) en energía mecánica (ya sea para mover los aparejos de pesca, sistema de grúas, sistema de gobierno, etc.). Este sistema posee distintos componentes cuya función es vital para el buen funcionamiento y operación, y todo el sistema se basa generalmente en una unidad hidráulica de poder (donde está el reservorio y unidad de bombeo de flujo, junto a las tuberías de por medio).

En un 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 de aceite hidráulico, hasta llegar a la unidad principal de bombeo de flujo, siguiendo con la **línea de presión**, ubicada en la zona de descarga de dicha unidad de bombeo, para llevar la transmisión mecánica a cierto sistema o componente que se desea accionar, y finalmente, la **línea de retorno** culmina en el reservorio de aceite, completando el respectivo circuito cerrado, pudiendo haber ciertas variantes en el mencionado recorrido.

Además de las tres líneas principales mencionadas, existen dos líneas complementarias de flujo, que es la **línea de pilotaje** (que conecta con una válvula de control o de seguridad ante algún inconveniente en el flujo) y la **línea de drenaje** (que se encarga de enviar al tanque el aceite que ha fugado en algún equipamiento hidráulico).

Las ventajas principales de los sistemas hidráulicos son el desarrollo de grandes fuerzas debido a la transmisión mecánica generada y su sencillez de operación y manipulación por parte de operarios (mediante **consolas de mando, puente en caseta**, etc.), mientras que la desventaja más notoria es que estos sistemas resultan ser muy caros en general, existe presencia de suciedad en el recorrido hidráulico debido a las impurezas que se introducen en los equipos hidráulicos, y poseen una velocidad de respuesta muy reducida.

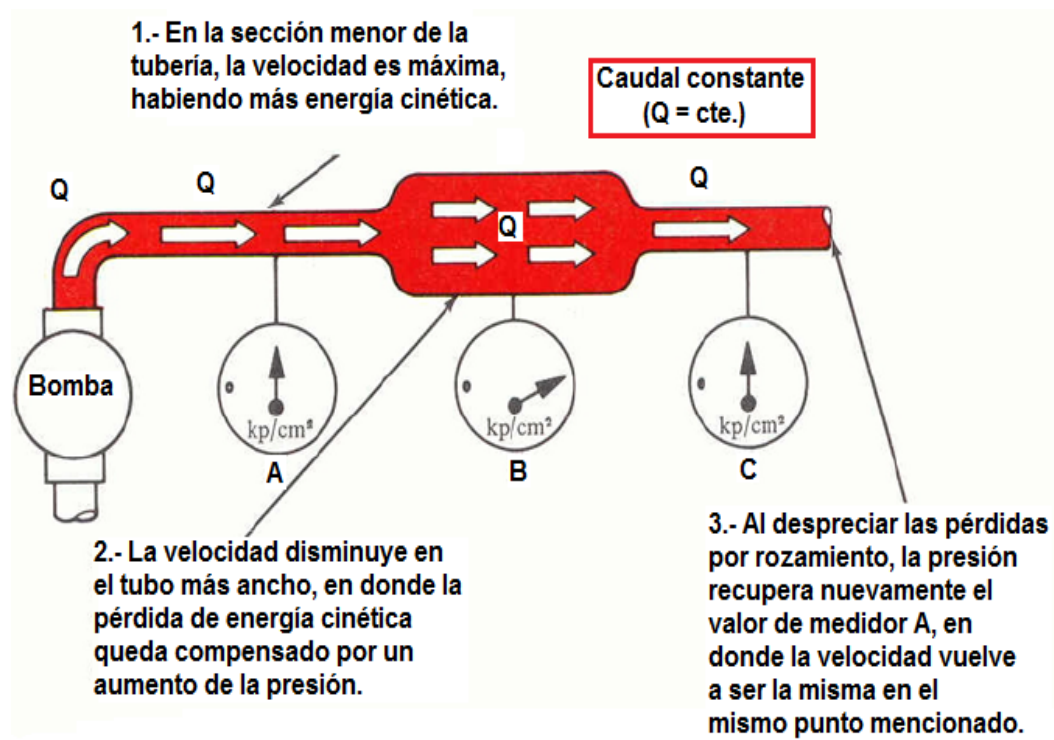


Figura 3.2 Esquema de un recorrido de tuberías mostrando la variación de parámetros de presión y velocidad de flujo (sustentado con la ecuación de Bernoulli).

De la figura anterior (Figura 3.2), se aprecia el cumplimiento de la **Ecuación de Bernoulli**, mediante los parámetros de **presión**, **velocidad de flujo** y el **caudal** (asumido constante para el trayecto mencionado). Así que, según dicha ecuación se cumple que:

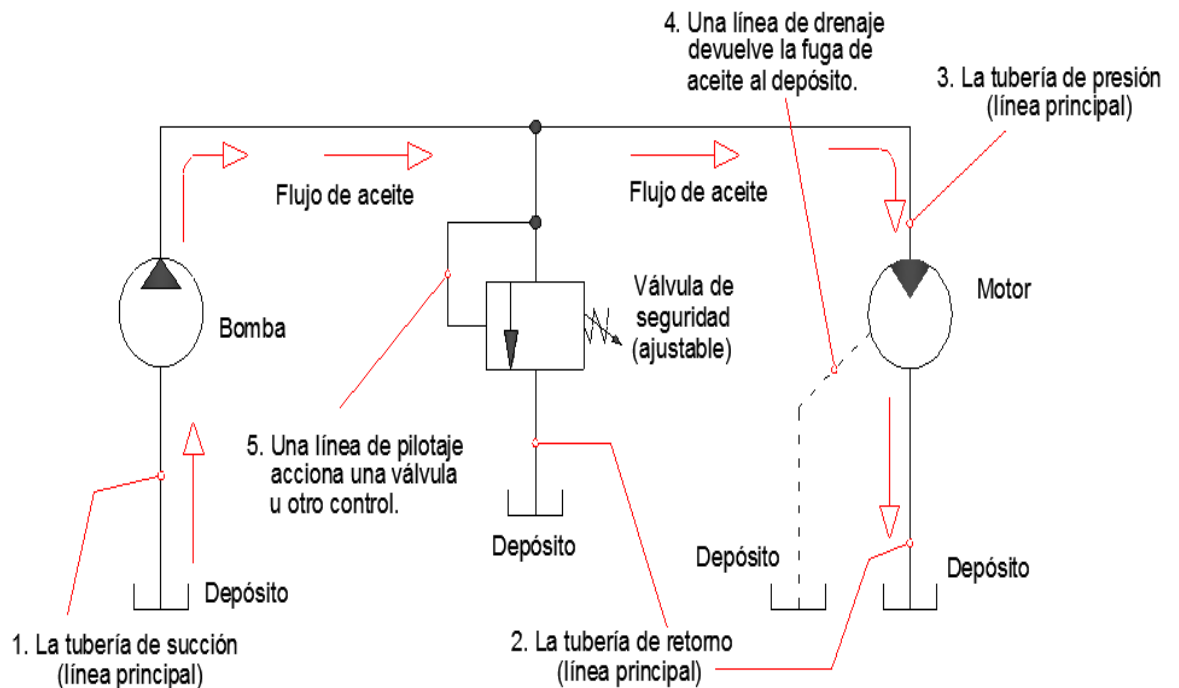
**Ecuación de continuidad:**  $Q_A = Q_B$ , que quiere decir:  $S_A \cdot V_A = S_B \cdot V_B$

**Ecuación de conservación de energía:** 
$$\frac{P_A}{\gamma} + \frac{V_A^2}{2 \cdot g} = \frac{P_B}{\gamma} + \frac{V_B^2}{2 \cdot g}$$

Donde  $P_A$  y  $P_B$  son las presiones en los puntos indicados (en  $N/m^2$ ),  $V_A$  y  $V_B$  son las velocidades de flujo hidráulico en los puntos indicados (en  $m/seg$ ),  $\gamma$  es el peso específico del fluido ( $N/m^3$ ) y  $g$  es la aceleración de la gravedad (en  $m/seg^2$ ).



En el siguiente esquema, se muestran las partes fundamentales de un **sistema hidráulico típico**, junto a sus respectivas líneas de tuberías principales y complementarias.



**Figura 3.3 Esquema hidráulico con sus componentes principales y líneas de flujo.**

Del diagrama anterior, se observa una **bomba hidráulica** instalada al lado izquierdo con sus líneas de succión y presión (o descarga), un **motor** (o **actuador hidráulico**) que recibe la fuerza hidráulica a través de la línea de presión, las **conexiones de tuberías** (con sus respectivas válvulas) y en forma especial, se hace mención a la **válvula de seguridad** (que es de tipo control y ajustable), que posee su línea de pilotaje accionado mediante presión para direccionar el flujo hidráulico desde la línea de salida de la bomba hacia la línea de retorno en caso que haya un aumento brusco de la **presión de trabajo**. Además, existen otros tipos de válvulas de control y otros accesorios que permiten el normal flujo hidráulico y presión de trabajo adecuados. El **motor hidráulico** mostrado en el esquema de la **Figura 3.3** puede ser reemplazado por un **actuador hidráulico** (como un **pistón hidráulico**, contenido en un cilindro, u otra especie de actuador que se emplee).

### **3.2 Descripción de un sistema hidráulico típico.**

La finalidad de un sistema hidráulico es transferir energía de un motor eléctrico o de un motor de combustión (mediante transmisión de fajas del motor principal) a algún punto en el que pueda ser usado para operar un equipo determinado. Un sistema hidráulico transfiere la energía a través de las bombas, tuberías, accesorios, motores hidráulicos, pistones, etc.

El fluido hidráulico es el vehículo que se utiliza para transferir la energía. Este fluido en realidad es un **aceite ligero** (de **tipo mineral**), que tiene ciertos aditivos para mejorar su rendimiento bajo condiciones de altas temperaturas y presiones. El fluido es forzado a través de las tuberías por la bomba hidráulica. Pasa a través de las tuberías, regresa al tanque, y luego nuevamente entra a ellas a través de la bomba.

El fluido circula constantemente mientras la bomba funcione sin ningún inconveniente. Las válvulas de control instaladas en las tuberías permiten desviar el fluido circulante de manera que pase a través del motor o el cilindro que se desea operar. También permiten que el fluido regrese al tanque sin pasar por ningún motor o cilindro.

A continuación se explicarán los ítems presentados en la **Figura 3.4**:

- (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.

- (2) La malla de la **válvula tipo *strainer*** 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.

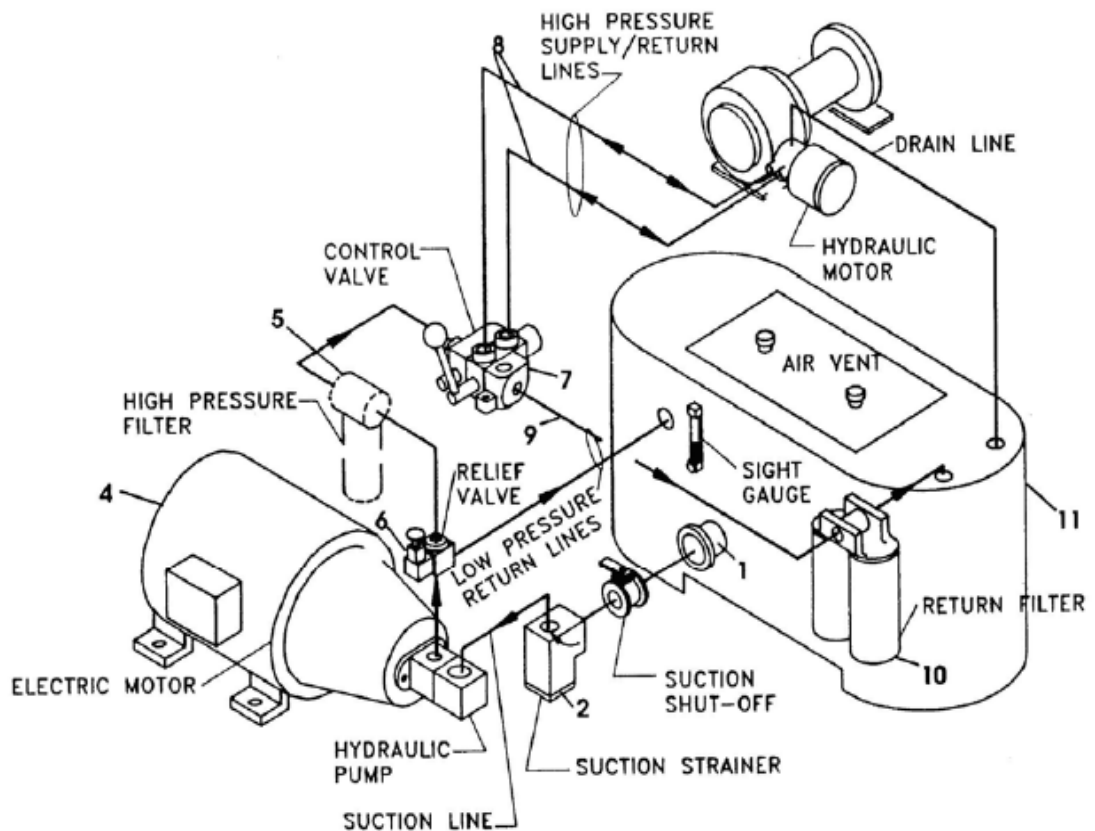


Figura 3.4 Sistema hidráulico típico y simple en una embarcación.

- (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.
- (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.

(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.
- ✓ 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.
- ✓ 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.
- ✓ 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.

- (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.
- (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.
- (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”.
- (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.
- (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).
- (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.

### **3.3 El aceite hidráulico**

#### **3.3.1 Generalidades.**

Todos los líquidos son esencialmente incompresibles y, por consiguiente, transmiten la energía de forma instantánea en un sistema hidráulico. La palabra **hidráulica**, de hecho, proviene del griego **Hydor** (que significa **agua**) y **Aulos** (que significa **tubo**). Al principio y hasta ahora, la prensa hidráulica (mostrada anteriormente) opera con agua como medio de transmisión de energía. Sin embargo, el líquido más empleado en estos sistemas es el aceite procedente del petróleo (**aceite mineral**). Este tipo de aceite transmite la energía fácilmente, debido a que es poco compresible. Se comprime aproximadamente 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. La capacidad más destacable del aceite es **la lubricación**, ya que el fluido hidráulico debe lubricar la mayoría de las piezas móviles de los componentes hidráulicos.

El **peso específico del aceite** varía con respecto a la **viscosidad**. Sin embargo, el peso específico de la mayoría de los aceites hidráulicos varía entre **55 a 58 libras por pie cúbico (8639.81 a 9111 N/m<sup>3</sup>)**, en condiciones de funcionamiento normales. Además, la presión por columna de líquido es de **0.4 (lb/pulg<sup>2</sup>)/pie (PSI/pie)**. Esto último es importante para determinar la **altura estática neta** entre la bomba y el tanque o reservorio, 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 está 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.

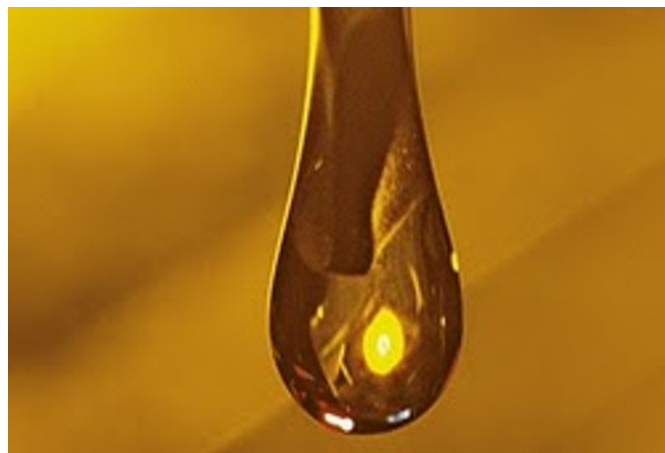
Para el caso de la entrada de la bomba (**línea de succión**), debe tener un **vacío parcial** o una **presión reducida** para que se pueda aspirar aceite en dicha entrada, siempre y cuando dicha reducción no genere demasiado vacío para evitar la evaporación del fluido y formación de burbujas que ocasionan 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.

### 3.3.2 Objetivos del fluido hidráulico.

- a. **Transmisión de potencia:** El fluido hidráulico debe ser capaz de poder circular fácilmente por las líneas y orificios de los elementos del circuito. Cuando hay demasiada resistencia al flujo se originan pérdidas de potencia considerables, además que el fluido sea activo instantáneamente cuando se ponga en marcha una bomba o entre en acción una válvula de control cualquiera.
- b. **Lubricación:** En la mayoría de los elementos hidráulicos, la lubricación interna la proporciona el fluido. Los elementos de las bombas y otras piezas desgastables se deslizan unos sobre otros en una película del fluido. Para que la duración de los componentes sea larga, el aceite debe contener los aditivos necesarios para asegurar buenas características de antidesgaste. No todos los aceites hidráulicos contienen estos aditivos, de ahí viene la correcta selección de aquellos.
- c. **Estanqueidad:** En muchos casos, el fluido hidráulico es el único cierre contra la presión dentro de un componente hidráulico, generando una especie de “**anillo de cierre**” (de fina película) entre una corredora de la válvula y su cuerpo, para reducir

las fugas entre los pasajes de alta y baja presión. El ajuste mecánico y la viscosidad del aceite determina el porcentaje de fugas posibles.

- d. **Enfriamiento:** La circulación del aceite a través de las líneas y alrededor de las paredes del depósito disipa parte del calor generado en el sistema hacia el medio ambiente, que se determina en función de la complejidad de las líneas y capacidades de los equipos y reservorios. A veces, esto origina un calentamiento prematuro en el compartimiento del buque donde se encuentra el sistema del tanque hidráulico y su circuito respectivo.
  
- 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 y, por consiguiente, reducir el costo del cambio del fluido; 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. Estos requerimientos presentados son el resultado de una composición especial y pueden no estar presentes en todos los fluidos.



**Figura 3.5 Aceite Shell Tellus 68 (ISO VG 68) empleado en sistemas hidráulicos.**



### 3.3.3 Propiedades del aceite hidráulico.

- a. **Viscosidad:** Se define como la medida de la resistencia del fluido a la circulación del mismo. Si un fluido circula con facilidad, su viscosidad es baja. También se puede decir que el fluido es fino, o que tiene poca consistencia y poco cuerpo. Sin embargo, un fluido que circula con dificultad tiene una alta viscosidad, es decir, dicho fluido es grueso o tiene mucha consistencia.

En cualquier maquinaria hidráulica instalada en las embarcaciones, la viscosidad de un fluido debe ser un compromiso, ya que se espera obtener una alta viscosidad para mantener la estanqueidad entre las superficies adyacentes, siempre evitando que su valor no aumente demasiado debido a que aumentaría la fricción, ocasionando una elevada resistencia al flujo, alto consumo de potencia debido a las pérdidas por rozamientos, elevación de temperatura, aumento de la caída de presión debido a la resistencia, lentitud de operación del sistema y dificultad en separar el aire del aceite en el depósito o tanque hidráulico.

Si la viscosidad fuera demasiado baja, genera un aumento de fugas en las conexiones, excesivo desgaste e incluso agarrotamiento bajo cargas elevadas que pueden producirse al destruirse la película de aceite entre piezas móviles, además de la reducción del rendimiento de la bomba (haciendo que el actuador funcione más despacio), y un aumento de temperaturas debido a las fugas mencionadas.

Existen distintos tipos de viscosidad, como la **viscosidad absoluta (en cP)**, **viscosidad cinemática (en cSt)**, **viscosidad Saybolt (en SUS)**, el **índice de viscosidad** y las denominaciones de la **ISO (International Standard Organization)** y la **SAE (Society of Automotive Engineers)**. La más empleada viene a ser la viscosidad cinemática (expresada en **centi-stoke** o **1 cSt = 1 mm<sup>2</sup>/s**).

- b. **Punto de fluidez:** Se define como la temperatura más baja a la que un líquido puede fluir. Es una especificación muy importante si el sistema hidráulico está expuesto a temperaturas muy bajas. Para razones de aplicación de estos fluidos, el punto de fluidez debe estar a **20° F (6.67 °C)** por debajo de la temperatura más baja de utilización de aceite hidráulico.
- c. **Capacidad de lubricación:** Es deseable que las piezas móviles del sistema hidráulico tengan una holgura suficiente para que puedan deslizarse sobre una película de fluido. Esta condición se llama **lubricación completa**. Si el fluido tiene una viscosidad adecuada, las pequeñas imperfecciones de las superficies de las piezas metálicas no se tocarán. Sin embargo, en equipos de alta precisión, las altas presiones y velocidades, juntamente con holguras finas, originan que la película de fluido se haga muy delgada, ocasionando una condición límite de lubricación. Aquí puede haber contacto metal-metal entre las crestas de las dos superficies en contacto y se necesita un aceite con propiedades químicas especiales.
- d. **Resistencia a la oxidación:** La oxidación es un factor determinante que disminuye la vida útil del fluido hidráulico. Los aceites de petróleo son particularmente vulnerables a la oxidación debido a la fácil combinación del oxígeno con el carbono y el hidrógeno que conforman la composición química de estos aceites. La mayoría de los productos de la oxidación son solubles en aceite y tienen lugar reacciones entre ellos, formándose goma, lodo o barniz, que, debido a su acidez, pueden causar corrosión en el sistema, además de aumentar la viscosidad del aceite. Los productos de la oxidación (que son insolubles) taponan orificios, aumentan el desgaste y hacen que las válvulas se agarroten. Hay siempre un número de catalizadores de oxidación en el sistema hidráulico, siendo éstos el calor, la presión, los contaminantes, el agua, las superficies metálicas y la agitación, aquellos que van a acelerar la oxidación una vez que ésta empieza.

La temperatura juega un papel fundamental en la formación de oxidación, ya que la experiencia ha demostrado que a temperaturas inferiores a **135°F (60°C)** el aceite se oxida muy lentamente, mientras que existe un aumento considerable de la velocidad de oxidación por cada aumento de **18°F (10°C)**. Los fabricantes de aceite hidráulico añaden aditivos para resistir a la oxidación, ya que muchos sistemas trabajan a temperaturas elevadas. Estos aditivos impiden inmediatamente que la oxidación continúe una vez iniciada o reducen el efecto de los catalizadores de la oxidación (como un desactivador metálico).

- e. **Prevención de la corrosión:** El fenómeno de la corrosión (que se define como la reacción química entre un metal y un ácido), existen ácidos resultantes de la combinación química del agua con ciertos elementos. Ya que es generalmente imposible impedir que el aire atmosférico y la humedad que contiene penetran en el sistema hidráulico, habrá posibilidad de que haya oxidación y corrosión. En la corrosión, las partículas de metal se disuelven y se desprenden del componente hidráulico. Tanto la oxidación como la corrosión contaminan el sistema y causan un desgaste indeseable, además de fugas excesivas y agarrotamiento de los componentes. Se puede evitar la oxidación y la corrosión incorporando aditivos al fluido, que protegen las superficies metálicas de los ataques químicos.
  
- f. **Desemulsibilidad:** Es la capacidad de un fluido para separar el agua, en donde las pequeñas cantidades del disolvente universal pueden ser toleradas en la mayoría de los sistemas. De hecho, algunos componentes antioxidantes promueven un cierto grado de emulsificación, o mezcla con el agua que se introduce en el sistema. Esto impide que el agua se deposite y rompa la película anti-oxidante. Sin embargo, demasiada agua en el aceite facilita la acumulación de contaminantes que pueden originar el agarrotamiento de las válvulas y la aceleración del desgaste. Para eso existen aditivos especiales que aumentan esta propiedad del aceite hidráulico.

### 3.3.4 Tipos de aceite hidráulico.

Como se trata del aceite industrial empleado en las **instalaciones hidráulicas** de las **embarcaciones**, vamos a mostrar los tipos de aceite hidráulico en base a su **grado de viscosidad** dado por la **ISO (International Standard Organization)**. La siguiente tabla muestra estos tipos de aceites que son clasificados en base a intervalos de viscosidad a diferentes temperaturas, siendo la temperatura base la de operación, que es de **40°C**.

Grado de viscosidad (ISO)	Viscosidad cinemática media, en cSt (a 40°C)	Límite de viscosidad cinemática, en cSt (a 40°C)	
		Mínimo	Máximo
ISO VG 2	2.2	1.98	2.42
ISO VG 3	3.2	2.88	3.52
ISO VG 5	4.6	4.14	5.06
ISO VG 7	6.8	6.12	7.48
ISO VG 10	10	9	11.0
ISO VG 15	15	13.5	16.5
ISO VG 22	22	19.8	24.2
ISO VG 32	32	28.8	35.2
ISO VG 46	46	41.4	50.6
ISO VG 68	68	61.2	74.8
ISO VG 100	100	90	110
ISO VG 150	150	135	165
ISO VG 220	220	198	242
ISO VG 320	320	288	352
ISO VG 460	460	414	506
ISO VG 680	680	612	748
ISO VG 1000	1000	900	1100
ISO VG 1500	1500	1350	1650

**Tabla 3.1 Clasificación ISO de viscosidades para los aceites industriales.**

El aceite más empleado en las instalaciones hidráulicas de los buques es el tipo **ISO VG 68** (con denominación de la marca **Shell Tellus 68**), teniendo un valor de viscosidad de **68 cSt** (**mm<sup>2</sup>/s.**) a una temperatura de operación de **40°C**.

### **3.4 Ventajas de las instalaciones hidráulicas.**

A continuación se van a mostrar las principales bondades de estas instalaciones:

**3.4.1 Velocidad variable:** La mayoría de los motores eléctricos, que se conectan y accionan a las bombas hidráulicas, funcionan a una velocidad constante. Sin embargo, el actuador (ya sea lineal o rotativo) de un sistema hidráulico puede moverse a velocidades infinitamente variables, variando el suministro de la bomba o usando una válvula de control de flujo o caudal, que permite el flujo a presión constante y lleva el flujo sobrecargado hacia la línea de retorno al tanque, evitando el deterioro de las tuberías y accesorios.

**3.4.2 Adecuado para transformar energía:** El sistema hidráulico se puede decir que es un intermediario entre la fuente del mismo sistema (que normalmente es eléctrico) y la energía transformada (que es el movimiento mecánico de un componente). Su papel como intermediario hace que la operación sea más eficiente que si se conectara de frente la fuente eléctrica con los equipos mecánicos.

**3.4.3 Reversibilidad:** Pocos actuadores primarios son reversibles. Los que son de ese tipo generalmente deben desacelerarse hasta una parada completa antes de invertirlos. Un actuador hidráulico puede invertirse, instantáneamente, en pleno movimiento, sin problemas. Una válvula direccional de 4 vías (puesta en un distribuidor) o una bomba reversible proporcionan el control de la inversión del flujo, mientras que una válvula de seguridad limitadora de presión (*relief valve*) protege a los componentes del sistema contra las presiones excesivas (que pasan el valor límite de la presión de ajuste o taraje).

**3.4.4 Protección contra las sobrecargas:** La válvula limitadora de presión (denominada *relief valve*) de un sistema hidráulico protege a éste contra las sobrecargas. Cuando la carga es superior al taraje o ajuste de la válvula, el caudal de la bomba se dirige al depósito o reservorio, limitando el par o la fuerza de salida (que transmite el actuador hidráulico). La válvula limitadora de presión también proporciona el medio de ajustar una máquina para un par o fuerza predeterminados, como en una operación de bloqueo, mediante una válvula de cierre o retención (llamada *lock valve*).

**3.4.5 Tamaños pequeños y capacidad:** Los componentes hidráulicos, debido a su elevada velocidad y capacidad de presión, pueden proporcionar una potencia de salida elevada con pesos y tamaños pequeños (referidos a sus componentes). Sin embargo, existe una proporcionalidad directa entre la capacidad del tanque hidráulico y el caudal total de las bombas hidráulicas conectadas, siendo que el reservorio o tanque se diseña a una capacidad de **2 a 3 veces** el caudal total de las bombas conectadas. Pero se puede considerar la capacidad de diseño del tanque igual al del caudal total de bombeo si es que el sistema hidráulico posee una serie de **enfriadores de aceite** eficientes que se conectan normalmente en paralelo en la línea de retorno del sistema hidráulico mencionado.

**3.4.6 Problema de bloqueo:** El bloqueo de un motor eléctrico causa daños o funde el fusible determinado. Igualmente, las máquinas no pueden bloquearse bruscamente e invertirse su sentido sin necesidad de arrancar de nuevo. Un actuador hidráulico, sin embargo, puede quedar bloqueado sin que se produzcan daños, al estar sobrecargado, y arrancará inmediatamente en cuanto disminuya la carga. Durante el bloqueo, la válvula de seguridad simplemente dirige el caudal de la bomba al depósito. La única pérdida experimentada es la potencia que se disipa inútilmente, pero que puede ser controlada para no afectar mucho en la eficiencia de la operación del sistema hidráulico.

### **3.5 Procedimiento típico de instalación.**

En esta sección se van a mostrar los pasos a seguir para instalar los componentes de un sistema hidráulico típico en las embarcaciones:

- (1) Se deben determinar la posición de los **equipos de ubicación fija**, tales como los winches, las bombas, los motores, etc., para la posterior disposición de los componentes hidráulicos que desempeñan el rol de accionar dichos equipos.
- (2) Determinar qué partes deben ser conectadas entre sí. Un diagrama de dimensiones y especificaciones de disposición correspondiente al equipo muestra los puertos de drenaje, de entrada, salida, y sello del motor. El diagrama del sistema hidráulico muestra todas las conexiones de puerto a puerto. Este diagrama se entrega sólo en los casos en que la bomba y el motor son comprados por una empresa.
- (3) Elegir una ubicación conveniente para las **válvulas de control o direccional**.
- (4) Escoger las rutas del entubado, haciendo todos los tramos más cortos y rectos posibles. Cada codo crea una fricción y turbulencia, que reducen la presión de fluido disponible para impulsar el equipo. Cuando hayan alternativas para la ubicación de las válvulas de control, elegir la que permita la mejor ruta de entubado.

<p><b>Nota preventiva:</b> Todos los fluidos hidráulicos basados en petróleo son inflamables cuando se exponen a las condiciones adecuadas. Los fluidos hidráulicos bajo presión, que escapen del sistema, pueden desarrollar una niebla o un spray fino que puede explotar al entrar en contacto con una fuente de ignición. Estas explosiones pueden ser muy severas, y podrían causar grandes daños a la propiedad, heridas graves o incluso la muerte.</p>
--

Si las líneas hidráulicas no pueden ser enrutadas lejos de estas fuentes, entonces deben instalarse desviadores, escudos o cubiertas, o de lo contrario, las mangueras y las uniones acopladas deben ser encerradas en estas áreas de riesgo.

(5) Decidir en qué lugar se van a usar los tubos, mangueras o tubos de pared delgada, siendo cada uno de los mencionados lo siguiente:

- **Tubos:** Son adecuados para los tramos largos. No pueden conectarse directamente a los componentes que generan ruido o vibración, como las bombas o los motores, ya que produciría un daño estructural al ducto. Las conexiones de tubo a tubo mediante bridas, reductores, adaptadores, etc., son permitidas de acuerdo al tipo y características de la tubería instalada.
- **Mangueras flexibles:** Deben usarse para conexiones directas a la bomba o al motor, donde pueden absorber las vibraciones, ruidos y golpes. También se pueden usar como conexión con cualquier equipo que se mueva durante la operación, o para facilitar el mantenimiento del sistema hidráulico.
- **Tubos de pared delgada:** Deben usarse en vez de los tubos gruesos para las conexiones y montajes complejos, que deban ser desensamblados para un mantenimiento en el futuro. Algunos astilleros entuban naves o embarcaciones enteras con tuberías de pared delgada (o llamados comúnmente “**tubing**” si se refiere a la **tubería de acero inoxidable**).

(6) Escoger el tamaño y la resistencia más adecuados para los tubos, mangueras y tubos de pared delgada, a partir de la **Tabla 3.2**. Si hay un diagrama de entubado del sistema hidráulico, utilizar los tamaños especificados en él. Pueden aceptarse tamaños más grandes, pero no más pequeños. Si no hay ningún diagrama elaborado, se debe consultar con el esquema de dimensiones y especificaciones de



disposición, para determinar qué flujo y presión se requieren para operar el equipo. A partir de los diagramas, escoger el entubado que pueda entregar el flujo y la presión requeridos en el sistema hidráulico del buque.

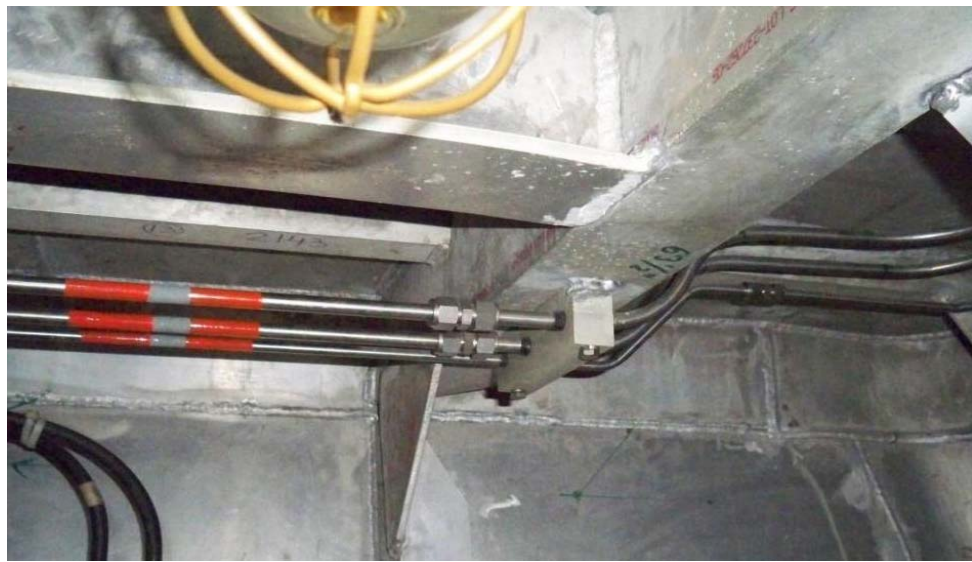
(7) Todos los sistemas hidráulicos se basan en el flujo del aceite para transmitir energía. Si éste contiene alguna sustancia o partícula extraña, los contaminantes pasarán a través de las bombas, los motores y las válvulas de control, y pueden causar daños. Es imposible que la limpieza de un sistema hidráulico sea excesiva. Aunque los motores y las bombas de paletas son más tolerantes al aceite contaminado que las bombas de pistones y los equipos de motores, los criterios generales son simples:

- La limpieza comienza con la instalación. Todas las tuberías deben ser lavadas con un baño químico, neutralizadas, y aceitadas antes de la instalación. Este baño químico es conocido como **flushing**. Los extremos de los tubos, durante el almacenamiento y la instalación, deben ser tapados para evitar alguna impregnación de impurezas en el interior. En lo posible, no se recomienda usar tuberías laqueadas. La laca es extremadamente difícil de penetrar cuando se den otros baños de limpieza.
- El método preferido para instalar tuberías hidráulicas consiste en colocar uniones mecánicas a intervalos frecuentes (que pueden ser **abrazaderas**), de manera que el entubado pueda ser retirado después de la fabricación y tratado en un baño de limpieza industrial, tratamiento químico, y neutralización. Cuando las tuberías penetran y son soldadas a los mamparos y plataformas, deben usarse secciones cortas y rectas en la penetración, para facilitar la desincrustación mecánica, la limpieza y la inspección (mediante las conexiones denominadas **pasa-mamparos** o **pasa-muros**). Después de la limpieza y durante la reinstalación, debe

tenerse mucho cuidado de mantener las líneas cerradas en forma segura y evitar trabajar en las cercanías de operaciones de esmerilado o arenado.

- Si no es posible retirar las tuberías y limpiarlas, existen algunos métodos aceptables para realizar la limpieza del sistema de entubado en su lugar. Muchas áreas industriales tienen un servicio con mucha experiencia en la limpieza de tuberías de sistemas enteros instalados en los buques.

(8) Después de completar la instalación y la limpieza del sistema, puede comenzar la preparación para la puesta en operación, que será manejada paso a paso. Es importante que una falla del equipo durante la puesta en operación podría recontaminar el sistema y posiblemente requerir otra operación de **flushing**. Los mejores seguros contra este tipo de problemas son el cuidado y el planeamiento. Una vez completadas la instalación y la puesta en operación, tendrá que realizarse un mantenimiento regular, y algunas veces, la identificación de problemas.



**Figura 3.6 Muestra de la instalación de tuberías con abrazaderas en el compartimiento de una embarcación.**

### **3.6 Selección del entubado hidráulico.**

Las tuberías que se van a instalar se pueden escoger usando los tamaños de las líneas especificadas en el diagrama de entubado de los sistemas hidráulicos. Si no existe tal diagrama, se puede escoger dicho entubado en base a las tasas de flujo (caudal) y presión requeridas para la operación del sistema. En cualquier selección de tuberías, la presión de trabajo del montaje completo de tuberías debe ser igual a la presión de trabajo que dicha línea va a soportar, asegurando que el factor de seguridad, proporcionado en las especificaciones de las tuberías (por parte del fabricante), sea superior al de la presión de trabajo requerida en el sistema hidráulico. Para los accesorios, no se recomienda las conexiones comunes de uso casero para las líneas de alta presión (**HP**) ni las tuberías o accesorios galvanizados, ya que no soportarían las condiciones de flujo en dichas líneas.

Las tuberías más empleadas son: Acero **A53**, tipo **E** (con soldadura de resistencia eléctrica), Acero **A106**, grado **B** (con uniones soldadas), Acero al carbón, grado **B** (sin uniones), entre otros, Los números de **Schedule (SCH)** pueden ser de **40**, **80 (ASA Extra Fuerte)**, **XXS (Doble Extra Fuerte)** y **160**. Se emplean tuberías de acero inoxidable (**tubing**) para las áreas expuestas a la corrosión del mar y compartimientos no muy estancos en el buque.

Tamaño nominal de las tuberías SCH 40 (pulgadas)	Succión (gal/min)	Retorno (gal/min)
3/8"	1.25	4
1/2"	2.5	7
3/4"	5.5	15
1"	10	28
1 1/4"	16	43
1 1/2"	23	62
2"	40	110
2 1/2"	60	172
2"	90	250
4"	160	440

**Tabla 3.2 Tamaños nominales de tuberías SCH 40 junto a valores de gal/min.**

Tamaño nominal	SCH. (A.S.A.)	O.D. (")	I.D. (")
1/4"	40	0.540	0.364
	80	0.540	0.364
3/8"	40	0.675	0.493
	80	0.675	0.423
1/2"	40	0.840	0.622
	80	0.840	0.546
3/4"	40	1.050	0.824
	80	1.050	0.742
	160	1.050	0.614
1"	40	1.315	1.049
	80	1.315	0.957
	160	1.315	0.815
1 1/4"	40	1.660	1.380
	80	1.660	1.278
	160	1.660	1.160
1 1/2"	40	1.900	1.610
	80	1.900	1.500
	160	1.900	1.338
	XXS	1.900	1.100
2"	40	2.375	2.067
	80	2.375	1.939
	160	2.375	1.689
	XXS	2.375	1.503
2 1/2"	40	2.875	2.469
	80	2.875	2.323
	160	2.875	2.125
	XXS	2.875	1.771
3"	40	3.500	3.068
	80	3.500	2.900
	160	3.500	2.624
	XXS	3.500	2.300
<b>NOTA (1):</b> Menos de <b>1000 PSI</b> por tubo normal.			
<b>NOTA (2):</b> Menos de <b>850 PSI</b> por tubo de pared delgada.			

**Tabla 3.3 Lista de diámetros nominales para tuberías de baja presión.**

Para tubos normales, su especificación se da a través de su **diámetro interior (I.D.)**, por medio de la notación **SCH (Schedule)**, que puede ser **40, 80, 120, 160** (que están en relación a valores de presión de trabajo del flujo hidráulico). Mientras que, para tubos de pared delgada, siendo los más conocidos los tubos de acero inoxidable (o *tubing*), se denotan a través de su **diámetro exterior (O.D.)**, por medio del mismo término **O.D.**, para espesores de pared de **0.035" (O.D. 35)**, **0.049" (O.D. 49)** y **0.065" (O.D. 65)**.

### **3.7 Ejemplos de instalaciones hidráulicas en buques.**

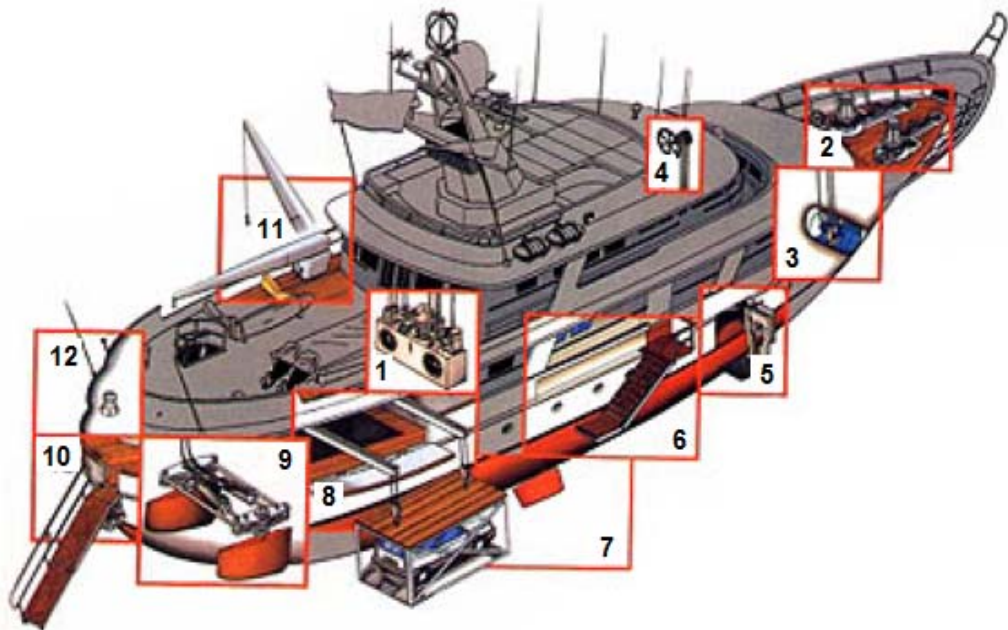
Existen diversos tipos de instalaciones hidráulicas hechas en las embarcaciones, que están en función de la actividad o propósito que realice la nave, es por eso que se deben emplear los equipos hidráulicos necesarios para cumplir con los requerimientos de operación.

#### **3.7.1 Aplicaciones generales de la hidráulica del buque.**

Según la **Figura 3.7**, tenemos las siguientes aplicaciones hidráulicas en un buque:

- (1) Unidad hidráulica central, que proporciona la energía necesaria para los diferentes componentes. Esta unidad (conformada por bombas, válvulas, filtros, tuberías, etc.) es accionada por los motores principales (mediante transmisión por fajas) o a través de la electricidad suministrada por un grupo generador o un motor eléctrico.
- (2) Cabrestantes o winches de proa (aplicados para el levante y soltada de las cadenas del ancla) que son capaces de desarrollar una fuerza de 5 TM a más (dependiendo de la capacidad que posea la embarcación).
- (3) Una hélice de proa que va a facilitar la maniobra en lugares restringidos, se aplica normalmente en **buques rompehielos**, y el control de dicha hélice se hace de manera electrónica desde la timonera o puente de gobierno.
- (4) Una volante de timón (o rueda de cabillas), que actúa directamente sobre el **sistema hidráulico de gobierno** (o llamado **servomotor**). Este sistema hidráulico se denomina también **telemotor**, ya que su operación es a distancia (principalmente desde la timonera o puente de navegación).

- (5) La energía hidráulica sirve para la abertura y cierre de las puertas estancas de los mamparos interiores, y en este caso, también para la puerta de acceso en el costado del buque, que incluso está provista de elevadores de cargas. Otra aplicación similar es en la abertura de compuertas tipo tolva mediante enormes pistones hidráulicos en algunas barcasas de dragado de fondo marino.



**Figura 3.7 Aplicaciones generales de la hidráulica en una embarcación.**

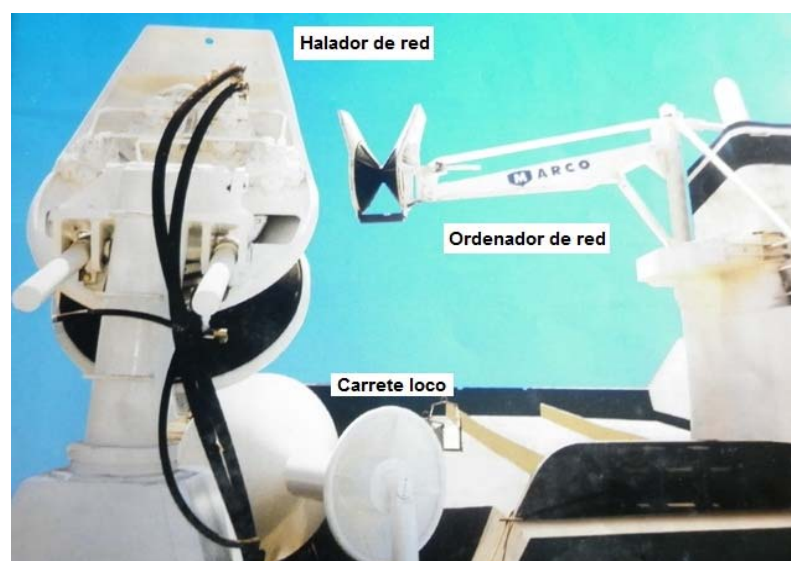
- (6) La escalera de subir a bordo es accionada a través de botones, gracias al empleo de cilindros con pistones hidráulicos ubicados en los puntos adecuados. Una aplicación parecida es en la abertura de compuertas de entrada y salida de carga rodante (como autos, camiones, etc.), aplicados para los **buques Ro-ro**.
- (7) Algunos grandes yates llevan estabilizadores (o **quillas de balance**) que reducen el balanceo durante la navegación en mal tiempo. Un ordenador programado se ocupa de sincronizar la orientación de las aletas estabilizadoras con el movimiento del barco y manda las órdenes a los respectivos servomotores hidráulicos.

- (8) Gracias a la energía hidráulica, los pescantes son capaces de levantar grandes cargas sin ninguna complicación para el encargado de la maniobra. Estos tipos de grúas se aplican en la mayoría de embarcaciones que lleven carga de un lugar a otro (como los **buques pesqueros, mercantes, porta-contenedores**, etc.).
- (9) Los cilindros hidráulicos, junto a los brazos de torque acoplados a las palas del timón, son activados de acuerdo a las órdenes recibidas directamente por el **sistema hidráulico de gobierno**, ya sea desde el **punte de navegación** (mediante una rueda de cabillas o un piloto automático instalado) o desde la **sala de máquinas** (por medio de una bomba hidráulica). La disposición de ese sistema se ubica en el compartimiento de lazareto, ubicado en la zona de popa del buque.
- (10) La pasarela de popa no solo es orientada sino que es accionada hidráulicamente para su pliegue al muelle o zona en tierra. Estos tipos de escaleras se emplean en embarcaciones de transporte de personas (como **cruceros, yates**, etc.).
- (11) Las embarcaciones de transporte de mercancías emplean muchísimo las **grúas de levante** que son accionadas hidráulicamente dentro de estos buques. El funcionamiento en conjunto debe ser tal que no haya ningún tipo de riesgo al momento de izar la mercancía (que puede estar almacenada en un contenedor) para la carga o descarga respectiva.
- (12) En algunos buques existen soportes de poleas manejados hidráulicamente para algunas aplicaciones de amarre o halado de cabos. En las embarcaciones grandes, se emplean muchos de estos sobre la cubierta principal para tal finalidad.

Luego de mostrar **las aplicaciones genéricas de la hidráulica marina**, vamos a presentar algunos ejemplos usuales de estas instalaciones hidráulicas en los buques.

### 3.7.2 Equipamiento hidráulico en los buques pesqueros.

Las embarcaciones pesqueras necesitan del funcionamiento adecuado de los equipos hidráulicos para el desarrollo de la faena de pesca. El montaje e instalación de estos equipos se da en forma enlazada con su unidad hidráulica de poder, mientras que su distribución en la cubierta del buque depende de la forma de operación de la red de cerco al momento de la captura pelágica. Cada equipo hidráulico es accionado con su respectivo actuador hidráulico (ya sea un motor o un pistón hidráulico). Los equipos hidráulicos constan generalmente de un **winche principal de cerco**, **winche de fricción**, **poleas hidráulicas** (llamadas **macacos**), **bomba absorbente de pescado**, **winche de ancla**, entre otros. En los buques de pesca de cerco se emplea el sistema denominado **triple halado** (o **triple haul**), que está conformado por un macaco tipo **ordenador de red** (que se ubica al extremo de la pluma principal), otro macaco más grande tipo **halador de red** (que se ubica en el costado de estribor del buque) y un **carrete loco** de extremos diferentes. En la siguiente página se van a mostrar algunas imágenes de la distribución de estos equipos fundamentales para la actividad de pesca de **anchoveta** (que en nuestro país se realiza en el segundo y cuarto trimestre del año).



**Figura 3.8 Sistema de halado triple (Triple Haul Marco).**



### 3.7.3 Unidad hidráulica de gobierno de un yate.

Un yate es una especie de buque que realiza transporte de personal en las zonas costeras de un país. Este tipo de embarcación requiere de un sistema de gobierno accionado hidráulicamente para que pueda maniobrar durante su travesía o rumbo establecido. El mencionado sistema consta de dos pistones hidráulicos conectados a los extremos de un brazo de giro de torque (llamado *tiller*), en cuyo centro se aloja el eje de la pala o grupo de palas que lleve dicha embarcación. A continuación se muestra la disposición del sistema hidráulico de gobierno de uno de los *tiller*, ubicado en el lazareto del yate (en popa).



**Figura 3.9 Imagen del sistema hidráulico de gobierno del yate mencionado.**

La distribución mostrada en la imagen de arriba se va a tomar como referencia para poder realizar el estudio del **sistema hidráulico de gobierno** que se instalará en un **remolcador de puerto** que va a operar en la **Base Naval de Callao**. En ese caso, la disposición de los componentes que integran dicho sistema será algo distinta que la mostrada en la figura anterior, y su análisis operacional estará enfocado a determinar los valores adecuados de los parámetros hidráulicos que influyen en el accionamiento de las palas del timón.

## **CAPÍTULO 4 - ELEMENTOS DE UN SISTEMA DE GOBIERNO**

### **4.1 Definición de gobierno de un buque.**

El sistema de gobierno, o comúnmente llamado sistema de fuerza, es aquel que permite mantener un rumbo adecuado a una embarcación con el objetivo que cumpla su propósito o misión para el cual fue diseñado y construido. No es suficiente que el buque tenga solamente un sistema de propulsión determinado, ya que no habría forma de controlar su travesía, es por eso que necesita un sistema de gobierno que le proporcione maniobrabilidad y pueda realizar su función. Si se aumenta la eslora de un remolcador (manteniendo constante las demás dimensiones), hay una reducción en la resistencia al avance (que es beneficioso) pero disminuye la capacidad de evolución o maniobra de rumbo (que es un factor muy importante para que el remolcador realice sus funciones).

Para el diseño del sistema de gobierno de una cierta embarcación, debemos tener en cuenta la disposición que se tiene en la zona de popa, junto con la hélice de propulsión. Además, se pueden tomar en cuenta las normativas de sociedades clasificadoras con respecto al diseño y consideraciones de cada componente del sistema de gobierno, ya sea en sus componentes mecánicos como el sistema del servomotor (que generalmente es de accionamiento hidráulico).

## 4.2 Funcionamiento del sistema.

El funcionamiento del gobierno de un buque esta centralizado en la acción de la pala o timón, que interactúa con el flujo de agua producido por la hélice en el empuje (mediante su área efectiva), dando la direccionalidad adecuada a la embarcación. Las palas o timones de gobierno funcionan de la siguiente manera:

- Al momento en que se genera el flujo de agua de empuje (por parte de la hélice propulsora), interactúa con el flujo generado por el paso del casco del buque, para luego hacer mover al mismo hacia una dirección determinada.
- Ahora, dicha dirección se puede cambiar por medio de los timones, ya que al momento que se giran a un determinado ángulo, los filetes o flujos de empuje actúan en el área efectiva del timón, en donde la fuerza resultante perpendicular a dicha área es la que desvía a la embarcación a una banda, ya sea que el giro de las palas sea anti-horario, el buque cae en la banda de estribor, y si dicho giro es horario, cae en la banda de babor.

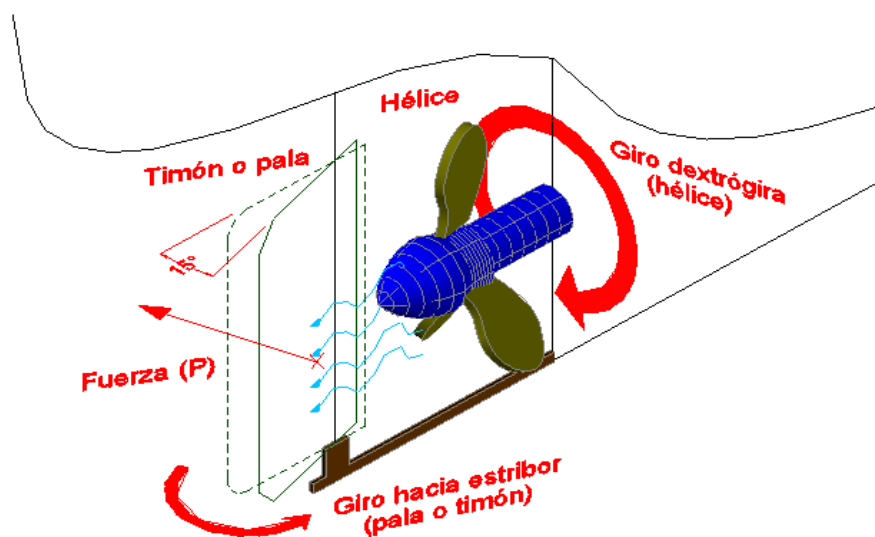


Figura 4.1 Esquema de operación del timón en el rumbo hacia estribor del buque.

- El control de giro de los timones se da mediante el funcionamiento del sistema mecánico-hidráulico de gobierno (o servomotor), el cual permite generar el torque y ángulo de palas respectivos. Se debe tener en cuenta que no se puede girar las palas por mucho tiempo ya que reducen el avance de la embarcación (por la “asimetría del casco” parcialmente generada).

Se tiene en cuenta que el elemento principal del gobierno de un buque es la **pala de timón**, sin embargo, se hace también una consideración a los acoples, bridas, ejes de pala, etc. Todo el conjunto será accionado por un **servomotor hidráulico (*steering gear*)**, cuya selección se debe hacer en base a los parámetros de diseño de la pala (con su perfil hidrodinámico adecuado) y la disposición de ésta junto al sistema propulsor (de acuerdo a normas de clasificación de buques).

Ahora, 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** (que es el movimiento rotacional del buque en el eje perpendicular a su cubierta principal, que se origina por la interacción del buque con las corrientes y olas del medio marino). El estudio de la disposición de la fuerza generada por el sistema de gobierno del buque, y sus efectos posteriores, fue realizado por **Crane (1973)**.

En las **Figuras 4.2 y 4.3** se van a mostrar 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.

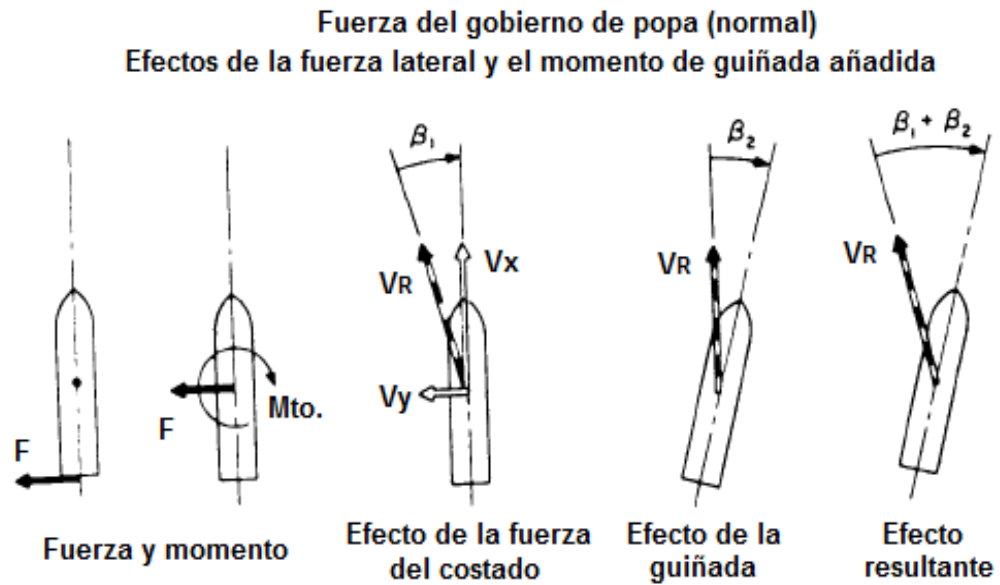


Figura 4.2 Efectos de la fuerza generada por el gobierno instalado en la popa.

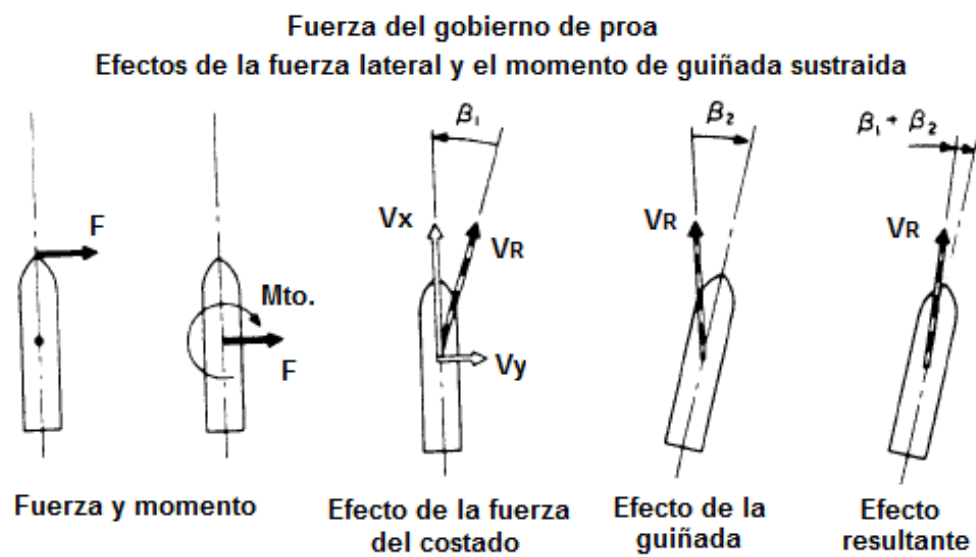


Figura 4.3 Efectos de la fuerza generada por el gobierno instalado en la proa.

La mencionada velocidad del flujo que llega a las palas de gobierno es una función del tipo del sistema propulsivo y su disposición en la embarcación, y no está relacionado directamente con el diseño de las palas del gobierno.

### **4.3 Componentes principales.**

En esta parte se va a mencionar a los elementos mecánicos que conforman el sistema de gobierno de un buque, cuyos diseños se pueden realizar en base a normas de sociedades de clasificación de buques, para la certificación respectiva. Aquí se va a mostrar cada componente con su respectivo diseño y consideraciones según las normas dadas en la **American Bureau of Shipping (ABS)**, del año **2010**, para buques de casco de acero.

#### **4.3.1 Pala del timón de gobierno.**

- a. **Definición:** La pala o timón de gobierno de una embarcación consiste en una especie de placa rectangular o de forma variada en cuya área va a tener acción el flujo de agua del empuje de la hélice con el fin de direccionar dicho flujo para dar a la embarcación un rumbo adecuado según su travesía y operaciones a realizar. Dicha área efectiva se asocia con un tipo especial de perfil hidrodinámico de pala.

Este componente tan importante se ubica normalmente en la popa de la embarcación, cerca al sistema propulsor, actuando en conjunto con el mismo para dar rumbo al buque. En algunos tipos de embarcaciones, los timones se instalan en proa (a manera auxiliar) para requerir más maniobrabilidad de la normal o para una travesía sin ningún impedimento geográfico (como rocas, objetos flotantes, etc.).

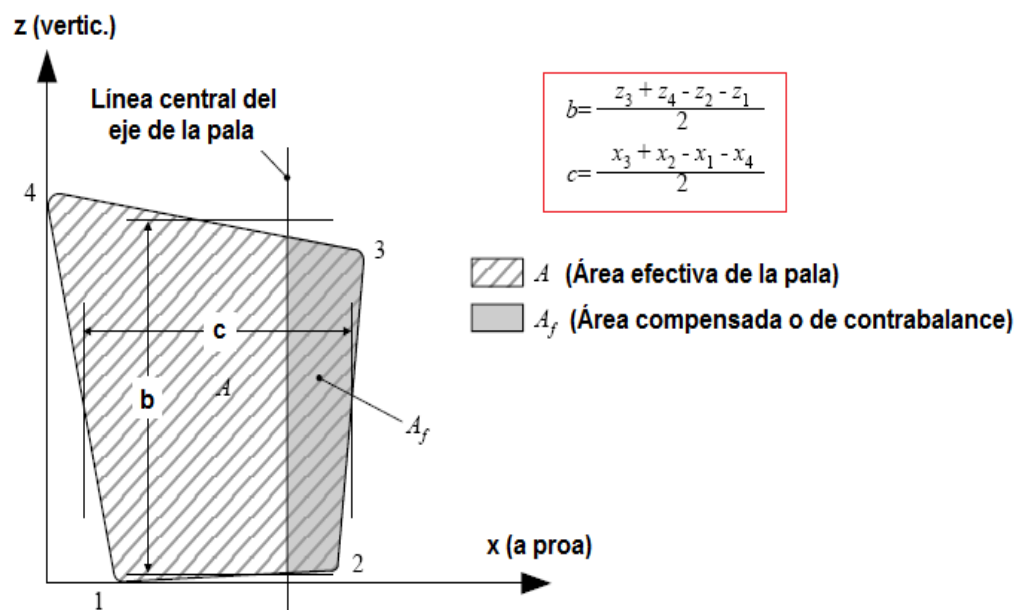
Diversos tipos de timones se han diseñado en base a las necesidades de maniobra que se requieran en una embarcación, como por ejemplo, el timón **Schilling**, cuyo diseño de perfil (en forma de pez) permite que se maniobre a ángulos mayores de **35°** (que es normalmente el máximo valor de giro de las palas) con una eficiencia muy considerable en relación a los demás diseños disponibles.

- b. **Diseño y características:** Esto se hace en base a las medidas que va a tener nuestra pala de gobierno, junto con la fuerza y torque que va a resistir en el momento de su operación. Al usar la normativa de la **ABS (American Bureau of Shipping)**, el diseño de la pala se hace de la siguiente forma:

El **área de la pala ( $A_t$ )** se determina según la geometría de la misma, definidas por su **altura media ( $b$ )** y su **ancho medio ( $c$ )**, normalmente dado en unidades de metros (m). En este caso vamos a centrarnos en el diseño simple de pala (sin ningún recorte), con las dimensiones dadas:

$$b = \frac{z_3 + z_4 - z_2 - z_1}{2} \quad c = \frac{x_3 + x_2 - x_1 - x_4}{2} \quad [\text{m}] \quad (4.1)$$

Donde los valores de  $x_1, x_2, x_3, x_4, z_1, z_2, z_3, z_4$  son dados en la **Figura 4.4**, que muestra el esquema de diseño de una pala simple, según la normativa **ABS**.



**Figura 4.4** Diseño de pala simple sin recortes (según la norma ABS).

Luego se procede a determinar la **fuerza aplicada ( $C_R$ )** hacia la pala de gobierno (de diseño simple y sin recortes) por medio de la siguiente ecuación:

$$C_R = nk_R k_c k_t A V_R^2 \quad [\text{kN}] \quad (4.2)$$

Donde:

$n$  = Es un factor equivalente a 0.132

$k_R = (b^2/A_t + 2)/3$ , que no debe ser mayor que 1.33

$A_t$  = Es el área total de la pala de gobierno, que resulta de la suma del área efectiva o proyectada  $A$  y del área de contrabalance hacia proa del eje de pala  $A_f$  (en  $m^2$ ).

$A$  = Área proyectada o efectiva de la pala de gobierno (en  $m^2$ ).

$k_c$  = Es una constante que depende de la disposición de la pala o palas de gobierno, dado en las **Tablas 4.1 (A) y (B)**.

$k_t$  = Es una constante dada en la **Tabla 4.2**

$V_R$  = Es la velocidad de rumbo del buque (en nudos). Para la condición de avance, esta velocidad será  $V_d$  o  $V_{\min}$ , cualquiera sea el mayor; mientras que para la condición de retroceso, esta velocidad es de  $V_a$ ,  $0.5 V_d$  o  $0.5 V_{\min}$ , cualquiera sea el mayor de estos valores.

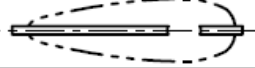

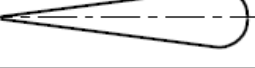

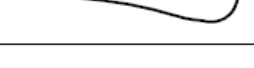
$V_d$  = Es la velocidad de diseño del buque (en nudos), navegando a máxima revoluciones del eje de cola y a una línea de flotación de verano.



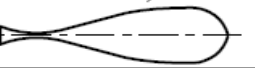
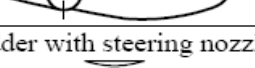
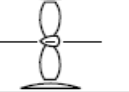
$V_a$  = Es la velocidad máxima hacia popa o en retroceso (en nudos).

$V_{\min}$  = Es la velocidad mínima del buque, en nudos, siendo igual a  $(V_d + 20)/3$

Las tablas necesarias para determinar los coeficientes  $k_c$  y  $k_l$  son:

	<i>Profile Type</i>	$k_c$	
		<i>Ahead Condition</i>	<i>Astern Condition</i>
1	Single plate 	1.0	1.0
2	NACA-OO Göttingen 	1.1	0.80
3	Flat side 	1.1	0.90
4	Mixed (e.g., HSVA) 	1.21	0.90
5	Hollow 	1.35	0.90

**Tabla 4.1 (A) Valores de  $k_c$  para palas ordinarias.**

	<i>Profile Type</i>	$k_c$	
		<i>Ahead Condition</i>	<i>Astern Condition</i>
1	Fish tail (e.g., Schilling high-lift rudder) 	1.4	0.8
2	Flap rudder 	1.7	1.3
3	Rudder with steering nozzle 	1.9	1.5

**Tabla 4.1 (B) Valores de  $k_c$  para palas de alto desempeño.**

<i>Rudder/Propeller Layout</i>	$k_r$
Rudders outside propeller jet	0.8
Rudders behind a fixed propeller nozzle	1.15
All others	1.0

**Tabla 4.2 Valores de  $k_r$  para los tipos de palas especificados.**

**Nota:** *Ahead condition* (es condición de avance o hacia proa) y *Astern condition* (es condición de retroceso o hacia popa).

Al tener la fuerza aplicada en la pala, se procede a determinar el **torque de diseño** ( $Q_R$ ) para el escantillonado del timón, mediante la siguiente formulación:

$$Q_R = C_R r \quad [\text{kN}\cdot\text{m}] \quad (4.3)$$

Donde:

$C_R$  = Es la fuerza aplicada a la pala (en kN), ya sea en avance o retroceso.

$r$  = Es el brazo del torque desarrollado, que es igual a  $c \cdot (\alpha - k)$ , cuyo valor no debe ser menor que  $0.1 \cdot c$  (para condición de avance del buque).

$c$  = Es el ancho o manga media del área total de la pala del timón (en m).

$\alpha$  = Es un coeficiente según el tipo de pala (ver **Tabla 4.3**).

$k$  = Es una relación de áreas de la pala de gobierno, igual a  $A_r/A$ .

$A_f$  = Es el área de contrabalance de la pala o timón (en m<sup>2</sup>).

$A$  = Es el área efectiva o proyectada de la pala o timón (en m<sup>2</sup>).

<i>Rudder Position or High-lift</i>	$\alpha$	
	<i>Ahead Condition</i>	<i>Astern Condition</i>
Located behind a fixed structure, such as a rudder horn	0.25	0.55
Located where no fixed structure forward of it	0.33	0.66
High-Lift Rudders	Special consideration (0.40 if unknown)	Special consideration

**Tabla 4.3 Valores de  $\alpha$  según el tipo de pala y condición de rumbo.**

También se puede determinar el espesor de la **pala del timón de gobierno ( $t_p$ )**, cuyo valor debe ser mayor o igual que la siguiente expresión:

$$t_p = 0.0015 \cdot s \cdot V_R + 2.5 \quad [\text{mm}] \quad (4.4)$$

Donde:

$s$  = Brazo de refuerzo de la pala (en mm), que no debe ser mayor de 1000 mm.

$V_R$  = Velocidad del buque (en nudos).

En algunos diseños de palas existen arreglos de brazos de refuerzo, cuyo espesor no debe ser menor que el espesor calculado para la pala, y el módulo de sección ( $SM_{arm}$ ) de cada juego de brazos, que se disponen respecto al eje de la mecha de timón, debe ser mayor o igual que el valor denotado en la siguiente ecuación:

$$S.M. = 0.0005 \cdot s \cdot C_1^2 \cdot V_R^2 \cdot Q \quad [\text{cm}^3] \quad (4.5)$$

Donde:

$C_1$  = Es la distancia horizontal desde el extremo de popa del timón hasta la línea central del eje de la pala de timón (en m).

$Q = 1.0$  para aceros ordinarios usados en el casco del buque; **0.78** para **acero tipo H32**; **0.72** para **acero tipo H36**; **0.68** para **acero tipo H40**. Todos los aceros mostrados son de alta resistencia.

$s$  = Brazo de refuerzo de la pala (en mm), que no debe ser mayor de 1000 mm.

$V_R$  = Velocidad del buque (en nudos).

Normalmente, las palas del timón de gobierno poseen en su parte inferior un acople en el codaste del buque, llamado **zapata de timón**, que va a servir de punto de apoyo para que la estructura de la pala no sufra averías ni esfuerzos externos al momento que realiza su movimiento de maniobra.

El **esfuerzo equivalente** ( $\sigma_e$ ) de la zapata de timón, en cualquier sección de ésta, no debe exceder de **(115/ $K_g$ ) N/mm<sup>2</sup>** y es obtenido por la siguiente expresión:

$$\sigma_e = n\sqrt{\sigma_b^2 + 3\tau^2} \quad [\text{N/mm}^2] \quad (4.6)$$

Donde:

$n$  = Es un factor igual a 1000.

$K_g = K$ , para la definición de fundiciones y forjados ( $K = 1.0$ , para plancha de acero del casco de resistencia ordinaria; e igual a  $Q$  para planchas de aceros de alta resistencia).

$\sigma_b$  = Esfuerzo de pandeo =  $0.5 * C_R * l / Z_v$ .

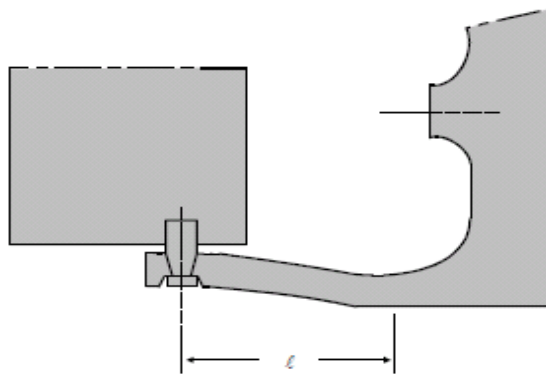
$C_R$  = Es la fuerza de diseño de la pala de timón de gobierno (en kN).

$l$  = Es la distancia horizontal entre la línea central del eje de la pala de timón y la sección particular del refuerzo de la zapata en popa (en m).

$Z_v$  = Es el módulo de sección de la zapata del timón respecto al eje vertical en una sección particular considerada (en  $\text{cm}^3$ ).

$\tau$  = Es el esfuerzo de corte =  $0.5 * C_R / A_s$ .

$A_s$  = Es el área de corte efectiva en la sección transversal de la zapata (en  $\text{mm}^2$ ).



**Figura 4.5 Esquema de la zapata de la pala de timón.**

Adicionalmente, el ancho de la zapata de timón es aproximadamente el doble de la profundidad del mismo. Además, el **módulo de sección horizontal ( $Z_z$ )**, **vertical ( $Z_y$ )** y el **área seccional del perfil de la zapata de timón ( $A_s$ )** no deben ser menores que las siguientes ecuaciones:

$$Z_z = k_s * C_R * l * K_g \quad [\text{cm}^3] \quad (4.7)$$

$$Z_y = 0.5 * Z_s \quad [\text{cm}^3] \quad (4.8)$$

$$A_s = k_a * C_R * K_g \quad [\text{mm}^2] \quad (4.9)$$

Donde:

$Z_z$  = Es el mínimo módulo de sección requerido en la zapata del timón respecto al eje vertical en una sección particular considerada (en  $\text{cm}^3$ ).

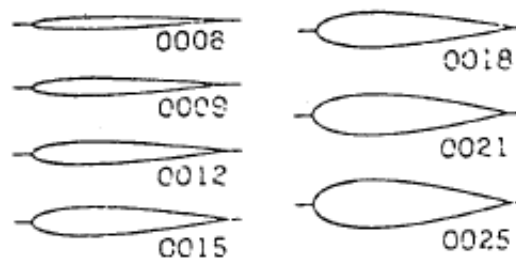
$Z_y$  = Es el mínimo módulo de sección requerido en la zapata del timón respecto al eje transversal en una sección particular considerada (en  $\text{cm}^3$ ).

$A_s$  = Área efectiva de corte de la sección transversal de la zapata (en  $\text{mm}^2$ ).

Las constantes  $k_s = 6.25$  y  $k_a = 10.4$  se emplean en las ecuaciones dadas.

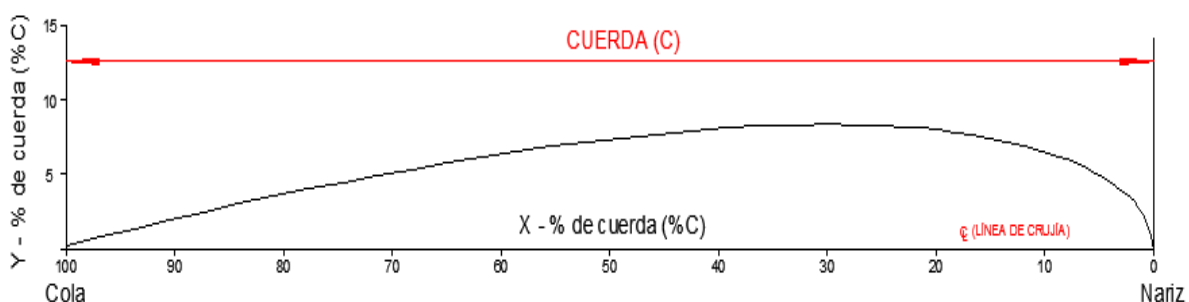
### c. Acerca de los perfiles hidrodinámicos de las palas.

Los perfiles hidrodinámicos de las palas de gobierno deben ser seleccionados en base a modelos ya probados y experimentados en otras embarcaciones. A continuación se muestran los perfiles de la serie **NACA 00**:



**Figura 4.6** Muestra de algunos perfiles de la serie **NACA 00**.

A continuación se va a mostrar un perfil típico de esta serie, ya que es la más empleada en la mayoría de las embarcaciones, en base a la relación de la cuerda o largo del perfil de la pala (**C**) y del espesor de dicho perfil (**t**).

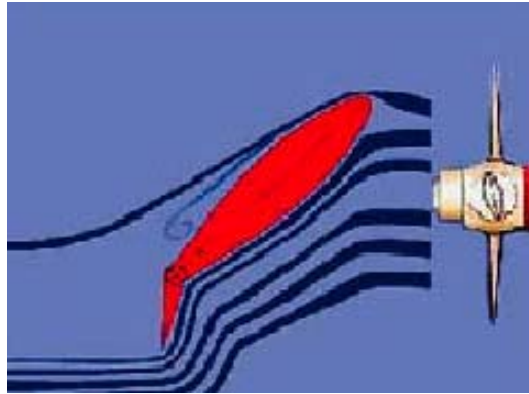


-----%C-----		-----%C-----		-----%C-----		-----%C-----	
X	Y	X	Y	X	Y	X	Y
0	0	10.00	6.50	40.00	8.06	80.00	3.64
1.25	2.63	15.00	7.42	50.00	7.35	90.00	2.01
2.50	3.63	20.00	7.97	60.00	6.34	95.00	1.12
5.00	4.94	25.00	8.25	70.00	5.09	100.00	0.17
7.50	5.83	30.00	8.33				

**Figura 4.7 Media sección simétrica del perfil NACA 00 (de relación C/t = 6.07).**

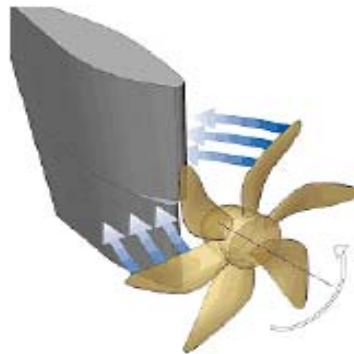
El **perfil hidrodinámico NACA** ha presentado mejoras en los últimos años, teniendo diseños optimizados como los mostrados a continuación:

- El **timón de perfil tipo flap** es un diseño que se caracteriza primordialmente 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 curso, en comparación con los timones convencionales. El ángulo de timón generalmente alcanza unos **65°** y adicionalmente **45°** con el flap, permitiendo a la nave llevar a cabo maniobras de extrema dificultad y con bastante rapidez para su ejecución.



**Figura 4.8 Acción del timón con flap bajo la incidencia del agua.**

- El **timón torsionado** 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**.

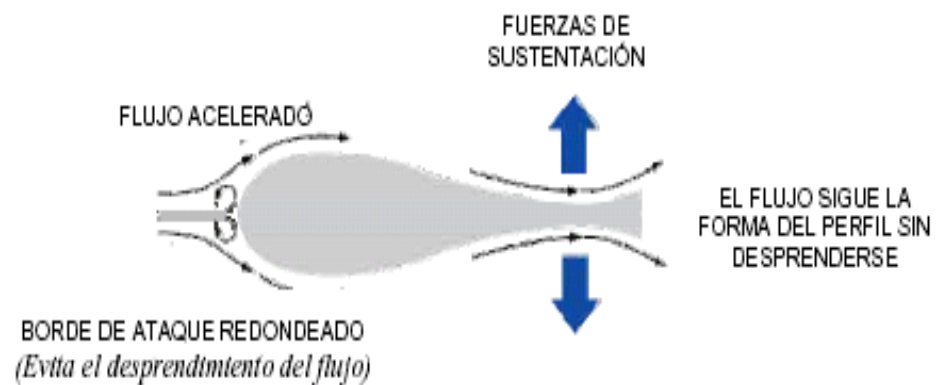


**Figura 4.9 Acción del timón torsionado a través del flujo de empuje.**

- El **timón tipo Schilling** es un 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,



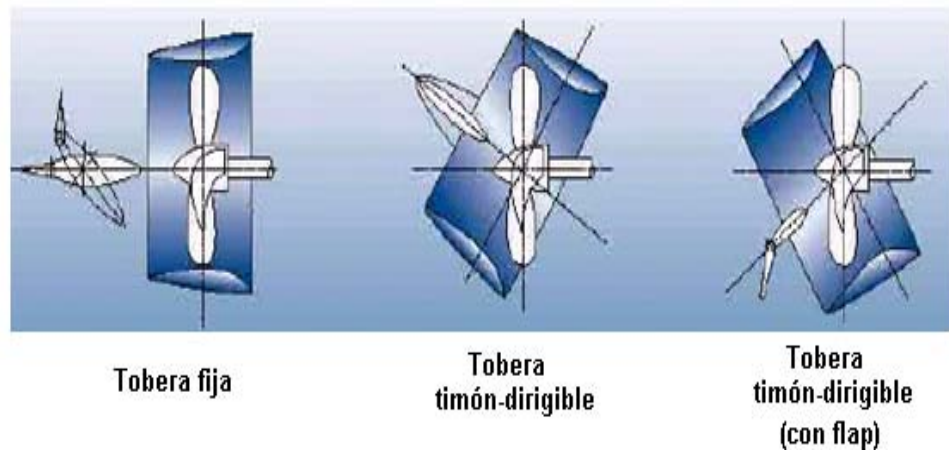
asimismo reduce significativamente el ángulo de rebasamiento e intensifica la capacidad evolutiva de la nave. Este tipo de timón opera sobre los  $70^\circ$  de giro en donde se controla la fuerza de propulsión logrando un eficiente empuje lateral en la popa de la embarcación. Este sistema principalmente ha mejorado el nivel de control y operación de las **naves mercantes**.



**Figura 4.10** Esquema de la acción sobre el timón tipo Schilling.

- Existe el **sistema de timón(es) integrado a una tobera** que aloja a la hélice de propulsión, en donde su aplicación se da en las embarcaciones que requieran mayor empuje y arrastre para sus operaciones, tales como **remolcadores, embarcaciones de apoyo, barcos pesqueros**, etc. La ventaja notoria es el incremento del empuje de estos tipos de buques, mejorando la eficiencia de propulsión, reduciendo las vibraciones, protegiendo la hélice de posibles daños y de acuerdo al diseño del timón, mejorando la capacidad de gobierno.

La estructura puede constar de una combinación de varios tipos de hélices (que generalmente son de paso variable) y timones, siendo estos últimos solidarios con el perfil de la tobera o separados de ella, asimismo en su conjunto pueden ser fijos o móviles.



**Figura 4.11 Timón con tobera acoplada y sus disposiciones posibles.**

- El perfil del **timón de alto rendimiento** se asocia a un determinado sistema propulsor, que forman un sistema similar a un torpedo, este es aplicado a buques de gran potencia propulsora y que requieren de gran maniobrabilidad. Los barcos que emplean este tipo de timón mejoran considerablemente sus características de maniobrabilidad superando considerablemente las exigencias de la **OMI (Organismo Marítimo Internacional)** para las maniobras de giro y zig-zag, también es efectivo a bajas velocidades como para maniobras en aguas restringidas.



Figura 4.12 Timón de alto rendimiento con placas anti-corrosión.

d. Consideraciones al respecto.

En relación al **diseño del sistema de la pala de gobierno** y su respectivo **servomotor**, se deben tener en cuenta las siguientes consideraciones:

- El perfil de la pala debe ser dimensionada de manera fina respecto a la forma del casco en la popa. Tanto la cuerda o largo del perfil y la altura de la pala estructural deben estar relacionadas entre sí. La dimensión de la altura de la pala debe tomarse en cuenta a partir del **calado del buque**.
- Las palas deben mantenerse para un rumbo recto, para reducir las pérdidas en la velocidad de avance de la embarcación. La velocidad de diseño de las palas debe ser asumida como la velocidad máxima (para una **marcha adelante o avance**), siempre y cuando no haya problemas mayores de efectos sobre la estructura de la misma pala de gobierno. Esto se relaciona más con el sistema propulsivo.

- La pala, su respectivo eje, los acoplamientos del eje de pala y el sistema del servomotor hidráulico, en conjunto deben tener el mínimo tamaño, peso, complejidad y coste inicial, que sean compatibles con las necesidades de eficiencia y de acuerdo con las normas de calidad y manteniendo los costos bajos y adecuados para el montaje de todo el sistema mencionado.
- Reducir los efectos negativos en las palas, como mantener la vibración inducida en la estructura de la pala a un nivel tolerable de tal forma que no afecte a dicha estructura y sus acoplamientos al eje barón o limera (como se verán más adelante).

Desde el punto de vista hidrodinámico, las consideraciones básicas en el diseño de la pala de gobierno son las siguientes:

- **El tipo de pala:** La pala de gobierno se puede determinar en base a una tabla de **relación de compensación** (que es el cociente entre el **área de contra-balance** y el **área total de la pala**) con respecto al **coeficiente de bloque del buque ( $C_B$ )**, en la **Tabla 4.4**. Para la navegación en zonas gélidas del planeta, se emplean las famosas **palas suspendidas** (llamados ***rudder horn***), cuyo costo estructural es accesible según la disposición y/o forma que posean estas palas.

Coeficiente de bloque ( $C_B$ )	Relación de contra-balance
0.60	0.250 a 0.255
0.70	0.256 a 0.260
0.80	0.265 a 0.270

**Tabla 4.4 Valores de relación de compensación en función al coeficiente de bloque del buque.**

- **La ubicación de la pala:** Todo el sistema de gobierno debe ser montado en la zona hacia popa del eje propulsor con su hélice. Las combinaciones de palas gemelas con una sola hélice o una pala simple con hélices gemelas es permitido. Para una velocidad cero o mínima del buque, el flujo de empuje del buque incrementa la efectividad de la pala hacia un punto extremo. La pala de popa es más eficiente que la de proa para maniobras en **marcha adelante (avance)**. La razón principal para esta diferencia en efectividad es la dirección del **ángulo de deriva** o rumbo, donde se da una mayor contribución en el rumbo de giro del buque cuando la pala está ubicada en la popa. La contribución del ángulo de deriva va en dirección opuesta si se emplea una pala en proa, reduciendo el desempeño de la maniobrabilidad hacia **marcha adelante**. Para maniobras en **marcha atrás**, la pala de proa comienza a ser más eficiente por la misma razón.
  
- **El área desarrollada:** Una adecuada área de pala para una forma dada del casco puede ser seleccionada para satisfacer los ángulos deseados en la estabilidad dinámica y desempeño de la maniobrabilidad en aguas calmas. Para cascos llenos (de mayor volumen), la determinación final del área de la pala debe reflejar el factor que relaciona a las palas largas que posean mayor desempeño sobre las condiciones adversas en la navegación como el viento y las olas del medio marino.
  
- **La altura de la pala:** Esta altura debe ser limitada por la forma de la popa y el calado del buque. La altura de la pala debe ser mayor (como sea posible), para obtener la mayor eficiencia con un mayor valor de **relación de aspecto de la pala**. La base inferior de la pala se debe mantener sobre el fondo de la quilla para protección, con unas alturas notorias que en este caso haya operación frecuente con asientos o desniveles desde la popa.

- **La forma de la sección:** El espesor relativo para los perfiles más usados como el **NACA 0018** y **0021** son deseables, porque estas secciones tienen relativamente constante sus centros de presiones. Los espesores de las secciones son también superiores desde un punto de vista estructural y estos ofrecen características razonables de arrastre.

#### 4.3.2 Ejes de la pala de timón.

- a. **Eje barón:** Es el eje superior de la mecha del timón de gobierno, ubicado en la zona de lazareto, sobre el cojinete superior de la pala o sobre un perno superior (según sea el caso), cubierto por el tubo de limera y demás acoplamientos de la zona. El **diámetro del eje barón (S)**, que acopla con el brazo de giro o *tiller* (ver **Capítulo 5**) o con el cojinete superior, no debe ser inferior al valor obtenido por:

$$S = N_u \sqrt[3]{Q_R K_s} \quad [\text{mm}] \quad (4.10)$$

Donde:

$N_u$  = Es un factor igual a **42.0**

$Q_R$  = Es el torque total de la pala de timón (en kN-m).

$K_s$  = Es el factor de material del eje barón.

El eje barón puede presentar una conicidad (en su tercera parte superior de su largo) hasta de un 75% del diámetro del eje de pala o eje inferior de la mecha de timón del buque. Este eje recibe directamente el torque del servomotor hidráulico.

---

**Nota:** El **factor del material (K)** se expresa de la siguiente forma:

$$K = (n_y / Y)^e$$

Donde:

$n_y$  = Es igual a **235 N/mm<sup>2</sup>** (que determina al acero naval **ASTM A-131 Grado A**).

$Y$  = Esfuerzo de fluencia mínimo especificado del material (en N/mm<sup>2</sup>), que no debe ser mayor que **0.7\*U** o **450 N/mm<sup>2</sup>**, cualquiera sea el menor de los dos valores.

$U$  = Es el mínimo esfuerzo de tensión del material (en N/mm<sup>2</sup>).

$e$  = Es un exponente que es igual a **1.0** (para  $Y$  menor o igual a **235 N/mm<sup>2</sup>**) y **0.75** (para  $Y$  mayor que **235 N/mm<sup>2</sup>**).

- b. **Eje de pala:** Es el eje inferior de la mecha de timón de gobierno, que acopla con la estructura de la pala de timón (en todo lo largo), en donde los valores de fuerza y torque de diseño de la pala se van a emplear para el escantillonado de este eje, así como los momento flectores, fuerzas de corte y fuerzas de reacción serán considerados en el cálculo para las palas con o sin soporte de zapata en el codaste del buque. El **diámetro del eje de pala (S<sub>i</sub>)** debe ser mayor que el valor de:

$$S_i = S \sqrt[3]{1 + (4/3)(M/Q_R)^2} \quad [\text{mm}] \quad (4.11)$$

Donde:

$S$  = Es el diámetro requerido para el eje barón (en mm).

$M$  = Momento flector de la zona del eje de pala de timón considerado (en kN-m).

$Q_R$  = Torque de diseño de la pala de timón (en kN-m).

Debe existir una transición gradual sobre el cojinete superior, que facilite el ensamble cuando exista un cambio o variación en el diámetro del eje de pala o eje inferior de la mecha de timón del buque. El diámetro de este eje se toma en cuenta para el diámetro del acople principal del sistema mecánico de gobierno.

#### 4.3.3 Acoplamientos embridados horizontales.

Estos acoples deben ser de materiales resistentes ante la corrosión del medio marino. La distancia mínima desde el borde de los agujeros de pernos del acoplamiento hasta el borde de la brida de acople debe ser mayor o igual a 2/3 del diámetro del perno respectivo.

- a. **Pernos de acople:** La cantidad mínima de pernos en los acoplamientos embridados horizontales son de seis, cuyo diámetro ( $d_b$ ) de cada uno no debe ser menor que el valor de:

$$d_b = 0.62 \sqrt{d_s^3 K_b / (nrK_s)} \quad [\text{mm}] \quad (4.12)$$

Donde:

$d_s$  = Es el diámetro requerido para el eje de la mecha de timón (en mm) ya sea el diámetro del eje barón o del eje inferior de la pala (cualquiera sea aplicable).

$n$  = Es el número total de pernos en el acoplamiento horizontal ( $n \geq 6$ ).

$r$  = Es la distancia media (en mm) desde los ejes de pernos hacia el centro del sistema de los agujeros de pernos o el centro del acoplamiento embridado.

$K_b$  = Es el factor de material de los pernos de acople.



$K_s$  = Es el factor de material del eje de pala (ya sea el eje superior o inferior).

Los pernos de acople deben estar fijos con sus respectivas tuercas de seguro.

- b. Brida de acople:** El espesor de la brida de acoplamiento no debe ser menor que el mayor de las dos siguientes ecuaciones:

$$t_f = 0.9d_{bt}\sqrt{K_f / K_b} \quad \text{o} \quad t_f = 0.9d_{bt} \quad [\text{mm}] \quad (4.13)$$

Donde:

$d_{bt}$  = Es el diámetro del perno calculado en la fórmula del diseño del perno de acople, en base a un número de pernos que no excede a 8.

$K_f$  = Es el factor de material de la brida.

$K_b$  = Es el factor de material de los pernos.

#### 4.3.4 Acoplamientos embridados verticales.

Las especificaciones dadas para los acoplamientos horizontales se cumplen del mismo modo para estos acoplamientos, mostrándose los siguientes cálculos.

- a. Pernos de acople:** Estos deben ser al menos ocho pernos. El diámetro  $d_b$  de cada perno no debe ser menor que el valor de la siguiente expresión:

$$d_b = 0.81d_s\sqrt{K_b / (nK_s)} \quad [\text{mm}] \quad (4.14)$$

Donde:

$n$  = Es el número de pernos dispuestos en el acoplamiento vertical.

$d_s$ ,  $K_s$  y  $K_b$  ya fueron detallados para los acoplamientos horizontales.

Adicionalmente, el **primer momento de área** ( $m$ ) de los pernos, ubicados alrededor del centro del acoplamiento embridado, no debe ser menor que:

$$m = 0.00043 * d_s^3 \quad [\text{mm}^3] \quad (4.15)$$

Donde  $d_s$  es el diámetro del eje de la mecha de timón (en mm).

- b. Brida de acople:** El espesor de la brida de acoplamiento ( $t_f$ ) debe ser mayor o igual que el diámetro del perno de acople ( $d_b$ ), cuyo cálculo ya se especificó con anterioridad para el acoplamiento embridado vertical.

#### 4.3.5 Acoplamientos cónicos del eje.

- a. Especificaciones iniciales:** Los acoples cónicos en el eje de la mecha de timón deben cumplir con algunos requerimientos, tales como que debe haber una tuerca de seguro en el extremo superior del eje de la mecha de timón, que la longitud del acople cónico no debe ser menor de 1.5 veces el diámetro del eje ( $d_o$ ) en la parte superior del timón, y que el cono de diámetro ( $c$ ) es de 1/12 a 1/8 para los acoples cónicos con seguro y de 1/20 a 1/12 de los acoples con arreglos de montaje y desmontaje hidráulico (plasmados en la **Tabla 4.5**). Habrá especial consideración para los montajes con inyección de aceite o de tuerca hidráulica.

Tipo de acople ensamblado	$c = \frac{d_o - d_u}{l}$
Con montaje/desmontaje hidráulico.	$1/12 \leq c \leq 1/8$
Sin montaje/desmontaje hidráulico.	$1/20 \leq c \leq 1/12$

Tabla 4.5 Valores de c para el diámetro del acople cónico del eje de timón.

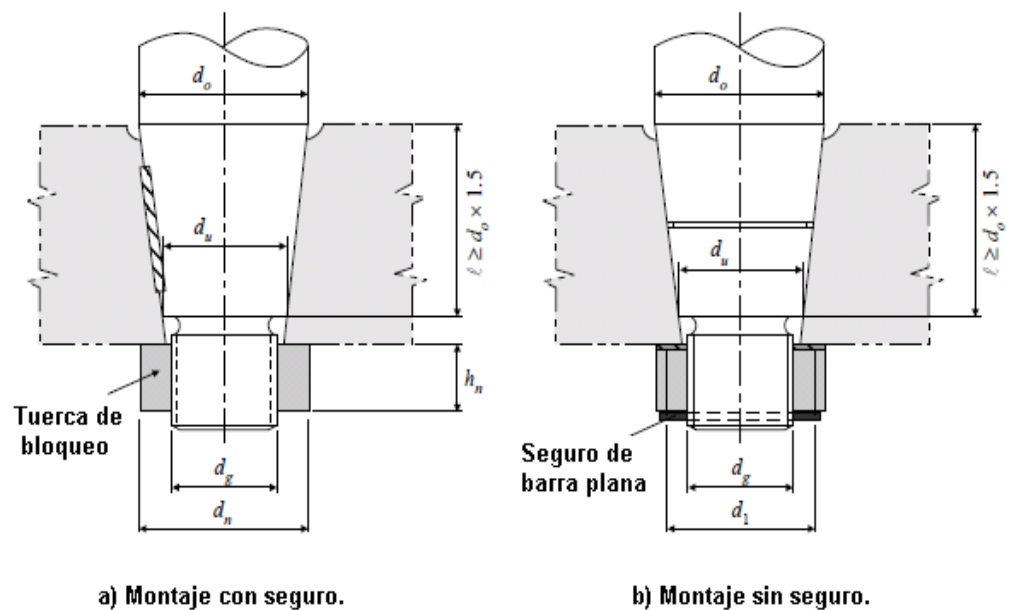


Figura 4.13 Muestra de los tipos de acoples cónicos.

- b. **Montajes con seguro:** Donde el eje de pala de timón sea asegurado, este seguro debe ser montado en base a los requerimientos tales como que la parte superior del canal chavetero debe ser localizado muy por debajo de la parte superior del timón, que la fuerza de torsión del seguro equivalente al requerido para el eje barón debe ser proporcionado y que el área efectiva de corte del seguro (que es el área bruta reducida por cualquier zona de corte removida por cortes de sierra, juego de orificios de tornillos, chaflanes, etc., excluyendo la porción de la vía del seguro en forma de cuchara) no debe ser menor que  $A_k$ , dado a continuación:

$$A_k = \frac{S^3}{5.1r_{md}} \cdot \frac{Y_S}{Y_K} \quad (4.16)$$

Donde:

$A_k$  = Es el área de corte del seguro del eje barón (en  $\text{mm}^2$ ).

$S$  = Es el diámetro requerido del eje barón (en mm).

$r_{md}$  = Es el radio de acción del eje cónico en la mitad de la longitud de la superficie de apoyo del seguro o chaveta (en mm).

$Y_S$  = Es el mínimo esfuerzo de fluencia especificado del material de la vía del seguro o canal chavetero (en  $\text{N/mm}^2$ ).

$Y_K$  = Es el mínimo esfuerzo de fluencia especificado del material del seguro o chaveta del eje barón (en  $\text{N/mm}^2$ ).

En general, el material del seguro o chaveta debe tener un esfuerzo no menor que el del material de la vía o canal chavetero. Para chavetas de materiales de alta resistencia, siempre debe haber compatibilidad entre las propiedades mecánicas de la misma chaveta y su canal chavetero. En ningún caso, el **esfuerzo de aplastamiento de la chaveta** que se aloja en su canal chavetero debe ser mayor del **90%** del **esfuerzo de fluencia mínimo** del material de dicho canal.

- c. **Montaje sin seguro:** Los acoplamientos hidráulicos y encogidos, sin seguro, cumplen con algunos requerimientos, como que la presión hidráulica está especificada en el momento que se presenta la tensión de pre-carga calculada y las instrucciones de montaje, que la capacidad de vencer la tensión calculada debe ser al menos de dos veces el torque transmitido en base al ajuste de presión de la

**válvula de seguridad (relief valve)** del servomotor hidráulico, y que el esfuerzo de pre-carga no debe exceder 70% del esfuerzo de fluencia mínimo de cualquiera de los ejes o sus orificios. Antes de aplicar la presión hidráulica, al menos el 75% de la superficie teórica de contacto del eje de la mecha de timón y el agujero del timón deben estar uniformemente distribuidas. El extremo superior de la pieza principal del diámetro superior debe tener un diámetro mínimo, junto con la instalación de una posible tuerca de bloqueo o de seguro.

- d. **Tuerca de bloqueo:** Esta tuerca (que se muestra en la **Figura 4.13**, lado izquierdo), debe ser dispuesta y montada como un dispositivo de bloqueo de forma efectiva, cuyas dimensiones están de acuerdo con los siguientes requerimientos:

**Altura:**  $h_n \geq 0.6 * d_g$

**Diámetro exterior de la tuerca:**  $d_n \geq 1.2 * d_u$  o  $d_n \geq 1.5 * d_g$ , cualquiera sea el mayor de estas dos expresiones.

**Diámetro de la rosca externa:**  $d_g \geq 0.65 * d_o$

En el caso de una tuerca de seguro a presión hidráulica, un dispositivo de fijación tal como un seguro de barra plana, debe ser proporcionado. Se deben presentar además los cálculos respectivos de la eficacia de los dispositivos de sujeción o fijación referidos a los acoplamientos cónicos de los ejes de la mecha de timón.

#### **4.4 Determinación de fuerza cortante y momento flector.**

##### **4.4.1 Introducción.**

Los momentos flectores, fuerzas cortantes y fuerzas de reacción de las palas de timón, ejes y acoples deben ser calculados de acuerdo al tipo de pala de timón respectivo. Los momentos y fuerzas de las palas de timón, con perfiles hidrodinámicos variados, son calculados usando métodos alternativos y deben ser especialmente considerados. A continuación se van a mostrar los cálculos realizados para los componentes del sistema de gobierno, cuya fundamentación proviene de las normas de la **ABS**.

##### **4.4.2 Para la pala de timón sin zapata.**

- a. **Fuerza cortante:** La fuerza de corte lateral  $V(z)$ , en una sección horizontal de la pala a “z” metros por encima del fondo de  $I_R$ , es dado por la siguiente ecuación:

$$V(z) = \frac{zC_R}{A} \left[ c_t + \frac{z}{2\ell_R} (c_u - c_t) \right] \quad [\text{kN}] \quad (4.17)$$

Donde:

$z$  = Distancia desde el fondo de  $I_R$  hacia la sección horizontal por encima (en m).

$C_R$  = Es la fuerza que actúa en la pala de timón (en kN).

$A$  = Es el área de la pala del timón (en m<sup>2</sup>).

$c_b$ ,  $c_u$  y  $l_R$  son dimensiones que se definen en la **Figura 4.14** (en m).

- b. **Momento flector:** El momento flector,  $M(z)$ , en una sección horizontal a “ $z$ ” metros sobre la línea base de la pala del timón, es dado por la siguiente formulación:

$$M(z) = \frac{z^2 C_R}{2A} \left[ c_\ell + \frac{z}{3l_R} (c_u - c_\ell) \right] \quad [\text{kN-m}] \quad (4.18)$$

Donde los parámetros de la ecuación son los mismos para la fuerza cortante.

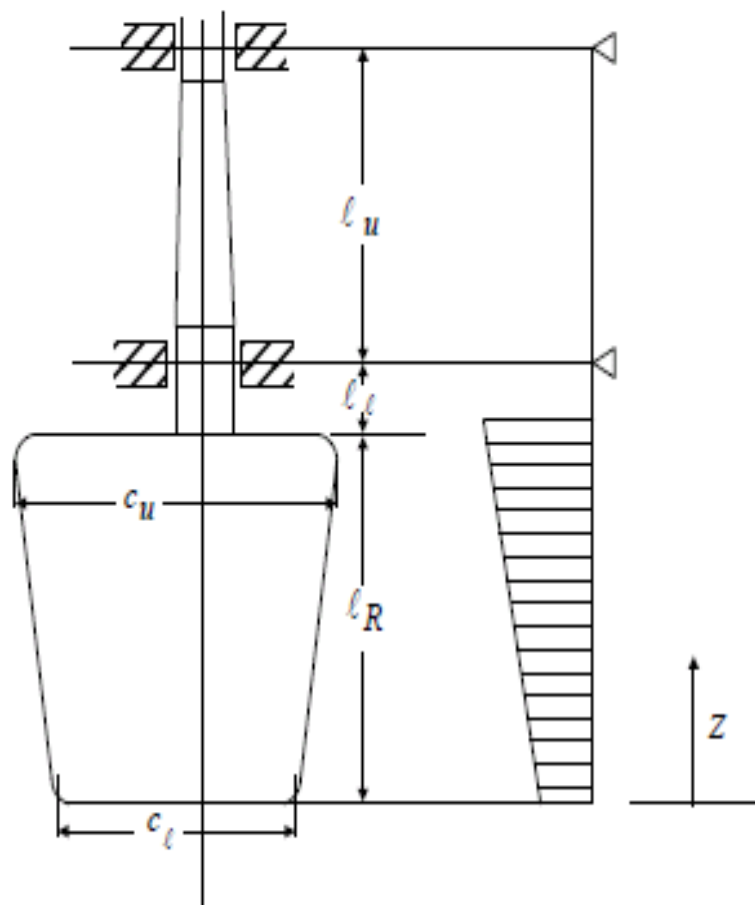


Figura 4.14 Diagrama de momentos en la pala sin zapata de timón.

#### 4.4.3 Para la pala de timón soportado por una zapata.

La fuerza cortante, momento flector y fuerzas de reacción en estas disposiciones se determinan como para un modelo de viga simple, dado en la **Figura 4.15**, de esta forma:

**a. Carga en la pala de timón por unidad de longitud:**

$$w_R = \frac{C_R}{l_R} \quad \text{[kN/m]} \quad (4.19)$$

Donde  $C_R$  es la fuerza aplicada en la pala de timón (en kN).

**b. Constante de resorte (que simula a la zapata de timón):**

$$k_s = \frac{n_s * I_s}{l_s^3} \quad \text{[kN/m]} \quad (4.20)$$

Donde:

$n_s$  = Es un coeficiente igual a **6.18**

$I_s$  = Es el momento de inercia de la zapata respecto al eje vertical (en  $\text{cm}^4$ ).

$l_s$  y  $l_R$  son dimensiones indicadas en la **Figura 4.15** (en m).



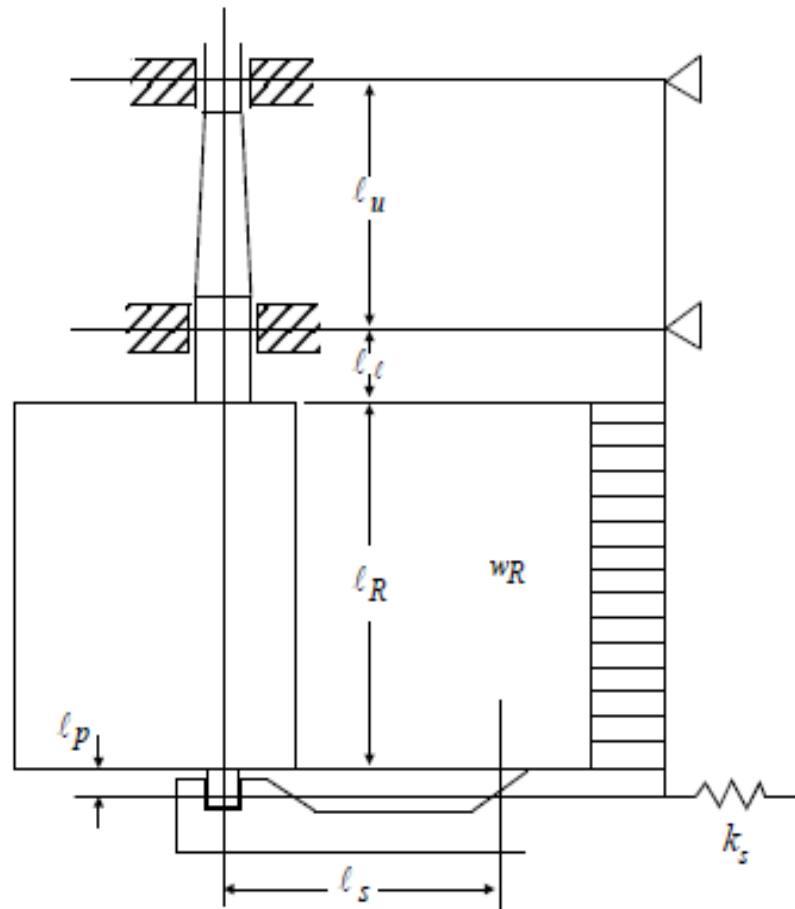


Figura 4.15 Diagrama de momentos para una pala de timón con zapata.

#### 4.4.4 Para los ejes de la pala de timón.

- a. **Fuerza cortante:** La fuerza lateral de corte ( $V_l$ ), en cualquier sección del eje de pala, entre la parte superior de la pala de timón y el cuello de cojinete, es dado por la siguiente ecuación:

$$V_l = C_R \quad [\text{kN}] \quad (4.21)$$

Donde  $C_R$  es la fuerza aplicada en la pala de timón (en kN).

- b. **Momento flector en el cojinete de cuello:** El momento de flexión del eje de pala del timón ( $M_n$ ), en la parte superior del cojinete, es dado por la siguiente ecuación:

$$M_n = C_R \left[ \ell_\ell + \frac{\ell_R (2c_\ell + c_u)}{3(c_\ell + c_u)} \right] \quad [\text{kN-m}] \quad (4.22)$$

Donde:  $C_R$  es la fuerza aplicada en la pala de timón (en kN), y  $c_\ell$ ,  $c_u$ ,  $l_l$  y  $l_R$  son medidas dadas en la **Figura 4.14** (en m).

- c. **Momento flector en la parte superior del eje barón:** El momento de flexión ( $M_t$ ) en dicha zona del eje barón, con terminación cónica en su parte superior, es dado por la siguiente ecuación:

$$M_t = C_R \left[ \ell_\ell + \frac{\ell_R (2c_\ell + c_u)}{3(c_\ell + c_u)} \right] \times \left[ \frac{(\ell_u + \ell_R + \ell_\ell - z_t)}{\ell_u} \right] \quad [\text{kN-m}] \quad (4.23)$$

Donde:

$z_t$  = Es la distancia desde la línea base de la pala de timón hacia la parte superior del eje barón cónico (en m).

$C_R$  = Es la fuerza en la pala de timón (en kN).

$c_\ell$ ,  $c_u$ ,  $l_l$ ,  $l_u$  y  $l_R$  son dimensiones indicadas en la **Figura 4.14** (en m).

#### 4.4.5 Para los cojinetes.

En este caso, se van a mostrar las fuerzas de reacción en los cojinetes de acople.

a. **Fuerza de reacción en el cojinete superior:**

$$P_u = -\frac{M_n}{l_u} \quad \text{[kN]} \quad (4.24)$$

b. **Fuerza de reacción en el cojinete de cuello:**

$$P_u = C_R + \frac{M_n}{l_u} \quad \text{[kN]} \quad (4.25)$$

Donde:

$M_n$  = Es el momento flector en el cojinete de cuello (*neck bearing*).

$C_R$  = Es la fuerza actuante en la pala (en kN).

La medida de  $l_u$  está indicada en la **Figura 4.14** (en m).

## CAPÍTULO 5 - SISTEMA HIDRÁULICO DE GOBIERNO.

### 5.1 Conceptos generales.

Como se explicó en el **Capítulo 3**, acerca de las instalaciones hidráulicas en los buques y/o artefactos flotantes, voy a explicar lo referente al sistema hidráulico que acciona el gobierno de la embarcación. Al tener conocimiento de los elementos que integran el sistema de gobierno de un buque (mostrados en el **Capítulo 4**), se verá cómo es que dicho sistema es accionado, qué componentes son determinantes en el funcionamiento, sus características, su importancia, algunos parámetros de operación, etc.

En la mayoría de las embarcaciones se utiliza un sistema de accionamiento hidráulico para mover la pala o palas de gobierno, cuya disposición y funcionalidad va a depender principalmente del tipo de buque y de las condiciones de operación. Por ejemplo, en un **buque pesquero** (de tipo cerco, comunes en nuestro país), es importante la acción del sistema de gobierno con accionamiento hidráulico al momento que se realiza la faena de pesca, junto con los aparejos y la red principal de cerco, ya que le va a permitir maniobrar de forma adecuada las redes de cerco y conseguir su propósito. Así como en los buques pesqueros, el sistema hidráulico de gobierno se emplea en otros tipos de embarcaciones, como los **remolcadores, yates de recreo, buques militares**, etc.

La misión en esta parte es mostrar la disposición del sistema, los componentes principales, las formas de operación y algunas consideraciones y regulaciones del sistema hidráulico de gobierno, para luego poder entender la disposición de este sistema en el remolcador de puerto que será tomado en estudio. Para el desarrollo de este capítulo, se hará el uso de las normativas dadas por la sociedad clasificadora de la **American Bureau of Shipping (ABS)**, y algunas especificaciones técnicas que se emplean en las instalaciones de este tipo.

## **5.2 Disposición del sistema.**

Este sistema, también conocido como servomotor hidráulico, posee sub-sistemas o zonas de operación en el accionamiento de las palas del timón del buque, siendo estos:

### **5.2.1 Servomotor principal.**

Está conformado por la maquinaria adecuada, los actuadores del timón, las unidades de poder, los equipamientos auxiliares, etc. En pocas palabras y de manera resumida, éste es el sistema que se compone de una bomba hidráulica (que puede funcionar mediante un motor eléctrico o una transmisión por fajas desde el motor principal), que hace operar el flujo hidráulico desde un tanque de almacenamiento de aceite hidráulico hasta llegar a los actuadores que van a transmitir directamente el torque y ángulo necesario para el movimiento de las palas del timón de gobierno, al momento que el buque realice una maniobra respectiva durante su travesía u operaciones que desempeñe.

La transmisión ofrecida a las palas de gobierno por parte de los actuadores, se da por medio de la famosa **caña o tiller**, que es un brazo o yugo mecánico de torque en cuyo

extremo se acopla mecánicamente al actuador respectivo (que puede ser un pistón hidráulico, una bomba impulsora, etc.), y en el otro extremo se acopla a la mecha o eje barón del timón de la embarcación. El *tiller* se emplea normalmente en los buques menores (como **yates de recreo, remolcadores**, etc.), sin embargo, existe otro tipo de brazo de transmisión del torque a las palas, siendo este el denominado **cuadrante o *quadrant***, que se emplea generalmente en las embarcaciones pesqueras, y se diferencia del *tiller* o caña en la forma y ensamblaje en el eje barón, así como en la disposición que deben tener.

El conjunto hidráulico del servomotor principal es aquel que se encarga de generar la fuerza necesaria para girar el eje de la pala del timón de gobierno, a través del eje barón unido al tubo de limera (ya explicado en el **Capítulo 4**). Dicho conjunto se conforma por una unidad de poder, que se basa en un tanque principal de aceite hidráulico conectado a una bomba hidráulica, junto a sus respectivas tuberías, accesorios, válvulas, y llegando a los actuadores hidráulicos que se acoplan con el sistema mecánico de gobierno.

El actuador hidráulico (como por ejemplo, un cilindro con pistón), conectado con el *tiller* o caña de gobierno, es aquel que transforma la presión hidráulica del sistema del servomotor en un accionamiento mecánico necesario para mover el eje de gobierno acoplada a la pala o palas del timón, y de esta forma, poder gobernar al buque. Dicha presión debe ser la máxima posible, que se espera conseguir en el funcionamiento del servomotor principal, pero siempre menor que la presión de diseño del sistema hidráulico del servomotor.

Las unidades de poder o de potencia empleadas para accionar el servomotor pueden ser de tres tipos: **eléctrico** (mediante un motor eléctrico y sus componentes relacionados), la del tipo **electro-hidráulico** (mediante un motor eléctrico junto a la bomba hidráulica con sus componentes relacionados) y de tipo **hidráulico** (mediante una transmisión del motor principal o motor impulsor, junto a la bomba hidráulica conectada). Como adelanto, el servomotor instalado en el remolcador de puerto, al cual se le hará un posterior análisis

operacional, será del tipo **electro-hidráulico**, y la prioridad del caso se dará en explicar este tipo de unidad de poder aplicado en el servomotor principal de dicho remolcador.

La funcionalidad de este servomotor principal es que sea capaz de imponer a la pala del timón un ángulo de giro de 35° en ambos costados desde la línea neutra, con el buque navegando hacia proa con el máximo de RPM (revoluciones por minuto) continuas en el eje de cola del sistema propulsivo, y estando el buque en la condición de flotación en la línea de carga de verano. En las mismas condiciones, el tiempo de giro para un ángulo de pala de 35° en un lado hasta 30° en el otro costado debe ser menor de 28 segundos. Para las hélices de paso controlable, el paso debe ser el máximo que el de diseño, de acuerdo con las máximas RPM en régimen continuo del buque yendo a proa.

### **5.2.2 Servomotor auxiliar.**

Su operación es de forma alternativa, ante alguna avería que pueda presentar el sistema principal del servomotor, con el fin de mantener el gobierno del buque. Este sistema no incluye a la mencionada caña de timón (o *tiller*), ni los componentes que se hayan mencionado en el servomotor principal. Este sistema auxiliar va a estar dispuesto para que la falla del sistema principal del servomotor no provoque una situación de inoperatividad del gobierno del buque, y del mismo modo, un fallo en el sistema auxiliar del servomotor no debe afectar al sistema principal.

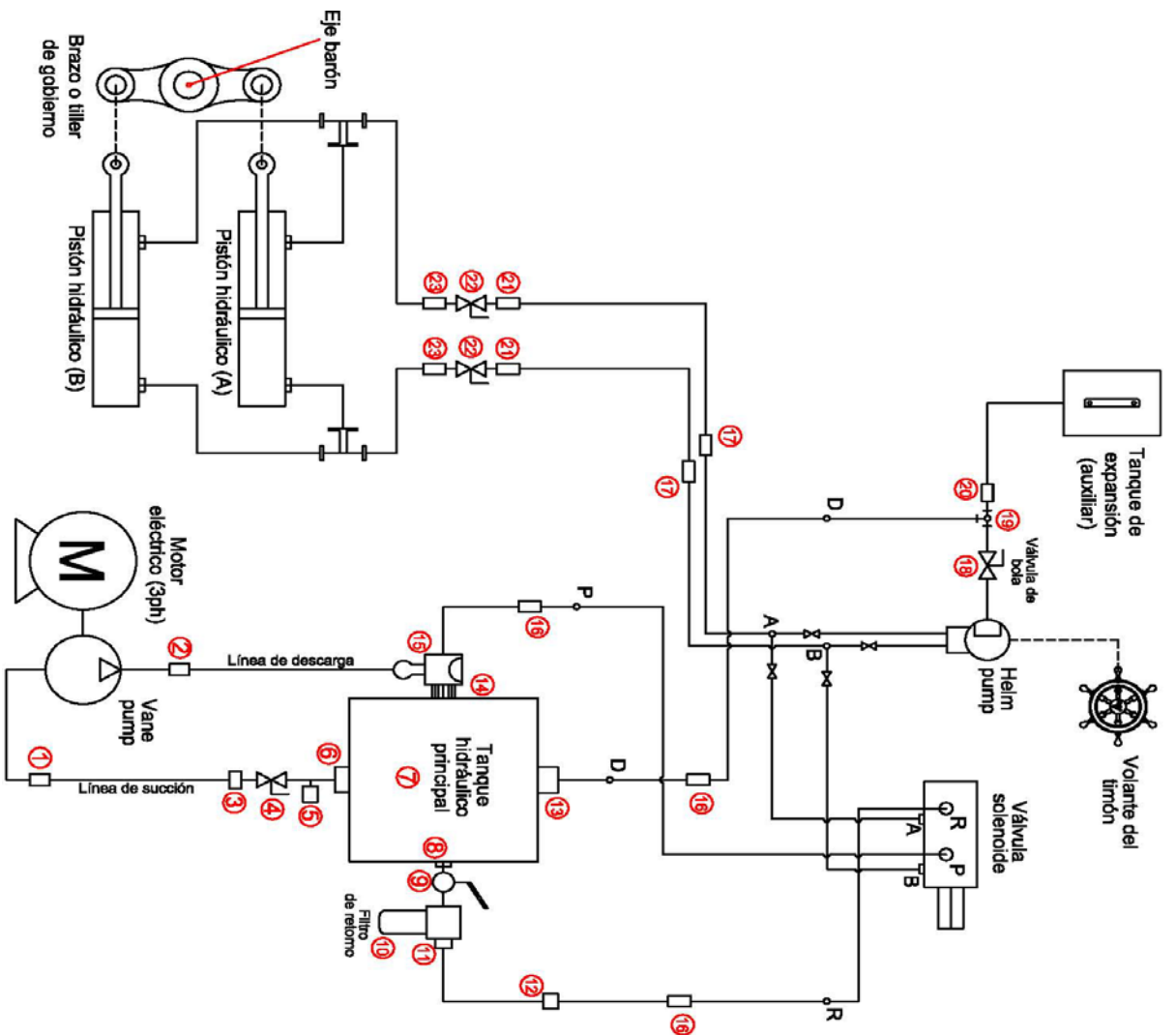
El servomotor auxiliar debe ser capaz de imponer a la pala del timón a un giro desde 15° a un costado hasta 15° al otro costado, en menos de 60 segundos, con el buque navegando a velocidad media hacia proa, o 7 nudos, cualquiera de los dos valores sea el mayor. Este sistema auxiliar no se debe instalar ni emplear en los siguientes casos:

- Cuando el servomotor principal posea dos o más unidades de poder y está dispuesto de tal forma que si hay una pequeña falla en su sistema de tuberías o en una de las unidades de poder, el defecto se puede aislar tal que la capacidad de gobierno del buque no se pierda, y siempre que el servomotor principal opere con una de las unidades de poder inoperativa (como en los buques de pasajeros), o que el servomotor funcione con todas las unidades de energía operando (como en los buques de carga, petroleros, ferries, entre otros).
  
- Además, cuando el servomotor principal no es accionado con una unidad de poder (como el **sistema de válvula** llamado **orbitrol**), o consista exclusivamente de componentes mecánicos tales como poleas, bloques, cables, cadenas, etc.

### 5.2.3 Sistema de control del servomotor.

El sistema de control se utiliza para poder transmitir las órdenes de operación al servomotor hidráulico de gobierno, desde el **punto de navegación, mando o timonera** (ubicado sobre la cubierta del buque, hacia proa) hacia la zona donde se encuentre el mencionado servomotor junto a su unidad de poder de accionamiento (que se dispone normalmente en **lazareto**, a popa del buque). Los componentes del sistema de control del servomotor hidráulico son transmisores, receptores, bombas de control hidráulicas, motores con sus respectivos controladores, y cables de conexión con sus actuadores y sensores respectivos. Aquí no se va a considerar a la **volante del timón** (llamado comúnmente **rueda de cabillas**), ni a la palanca eléctrica del timón (llamado **"jog lever"**) que va incorporado con su indicador de ángulo de pala (ubicado en la zona del servomotor principal). La volante del timón, junto a la palanca del timón (*jog lever*) y el reloj indicador del ángulo de pala, se ubican en el puente de navegación, y en su parte superior, se aloja un tanque de expansión o auxiliar (que se emplea para la bomba manual de la mencionada volante del timón).





#### LEYENDA

- (1) Copla mixta de 1 1/4"
- (2) Copla mixta de 3/4"
- (3) 20 M - 20 UFS
- (4) Válvula de 1 1/4"
- (5) 3A38 - 20 - 20
- (6) Copla mixta 1 1/4"
- (7) Tanque hidráulico (256-L)
- (8) Copla 3A38 12-12
- (9) 3A-380
- (10) Filtro de retorno 355
- (11) 12 M - 12 UFS
- (12) Copla mixta
- (13) Copla mixta de 1/2"
- (14) Copla mixta
- (15) CK-06
- (16) Copla mixta
- (17) Copla mixta (3A38-8-8)
- (18) Válvula de bola de 1/2"
- (19) Tee de 1/2"
- (20) Copla mixta de 1/2" (3A38-8-8)
- (21) Copla mixta de 5/4"
- (22) Válvula de bola de 3/4"
- (23) Copla mixta (3A38-12-12)

Figura 5.1 Esquema general de componentes del servomotor hidráulico.

**Nota:** Todo lo mencionado en esta parte hasta el momento se va a cumplir necesariamente para embarcaciones cuyo diámetro de eje barón o de la mecha del timón sea menor a 230 mm (o 9 pulgadas), y no se hace consideración a las embarcaciones que poseen sistemas propulsivos modernos sin ninguna instalación de una pala del timón de gobierno.

### **5.3 Componentes y diseño.**

El sistema hidráulico de gobierno posee ciertos componentes que en conjunto van a llevar a cabo el movimiento de las palas del timón de gobierno, en las condiciones adecuadas de uso en las actividades de la embarcación. En esta parte se mostrará además el cálculo realizado para el diseño de algunos componentes y algunas consideraciones al respecto:

#### **5.3.1 Componentes mecánicos.**

Estos son aquellos que se van a encargar de transmitir la fuerza hacia la pala del timón de gobierno y proporcionar el ángulo adecuado de giro para la maniobrabilidad del buque. En primera instancia se van a mostrar algunos parámetros importantes, como el **factor del material** de dichos componentes y el **torque de transmisión** del sistema, para poder desarrollar la explicación de cada componente mecánico del sistema del servomotor.

##### **a. Factor del material y torque de transmisión.**

En el caso de los materiales a emplear, se debe considerar el siguiente coeficiente denominado **factor del material (K)** que se expresa de la siguiente forma:

$$K = (n_y / Y)^e \quad (5.1)$$

Donde:

$n_y$  = Es igual a **235 N/mm<sup>2</sup>** (que determina al acero naval **ASTM A-131** Grado A).

**Y** = Esfuerzo de fluencia mínimo especificado del material (en N/mm<sup>2</sup>), que no debe ser mayor que **0.7\*U** o **450 N/mm<sup>2</sup>**, cualquiera sea el menor de los dos valores.

**U** = Es el mínimo esfuerzo de tensión del material (en N/mm<sup>2</sup>).

**e** = Es un exponente que es igual a **1.0** (para **Y** menor o igual a **235 N/mm<sup>2</sup>**) y **0.75** (para **Y** mayor que **235 N/mm<sup>2</sup>**).

Un parámetro importante en el servomotor hidráulico de gobierno es el torque de transmisión desarrollado hacia las palas del timón. El **torque nominal mínimo** requerido debe ser mayor o igual que el especificado en el diseño de la pala o palas del timón en base a sus dimensiones iniciales.

El **torque transmitido (T<sub>máx</sub>)** que está en base al valor del **ajuste o taraje** de la **válvula de alivio** (ya sea **simple** o **doble relief**), no deberá ser mayor que el **torque máximo permitido (T<sub>ar</sub>)**, basado en el actual diámetro del eje barón. Dicho torque transmitido es determinado por las siguientes ecuaciones:

**Para el actuador tipo pistón:**  $T_{máx} = P.N.A.L_2 / (C.\cos^2 \theta)$  **[kN-m]** (5.2)

**Para el actuador de paletas rotatorias:**  $T_{máx} = P.N.A.L_2 / C$  **[kN-m]** (5.3)

**Para actuador con un cilindro:**  $T_{máx} = P.N.A.L_2.\cos \theta / C$  **[kN-m]** (5.4)

Donde:

**P** = Es la presión de ajuste de la válvula de alivio del servomotor hidráulico (en bar).

**N** = Número de pistones activos o paletas activas.

**A** = Área efectiva de la sección transversal del pistón o de la paleta (en mm<sup>2</sup>).

**L<sub>2</sub>** = Es el brazo de torque, que es la distancia desde el punto de aplicación de la fuerza en el brazo o tiller, hacia el centro del eje barón a 0° de giro de timón (en m).

**C** = Es una constante, igual a 10<sup>4</sup>.

**Θ** = Es el ángulo máximo permisible del timón (normalmente a **35°**).

Ahora, para ángulos mayores de 35°, se podrá recurrir a consideraciones especiales, ya que pueden haber disposiciones de una cierta cantidad de palas en una tobera para la hélice de propulsión, que acepta ángulos de giro de más de 35°, de acuerdo al tipo de buque y su forma de maniobrabilidad.

El **torque máximo permisible para el eje barón** (que transmite el torque nominal a la mecha del timón), denominado **T<sub>ar</sub>** y aplicado al actual diámetro del mismo eje barón, es determinado por la siguiente ecuación:

$$T_{ar} = 2,0.(D_r / N_u)^3 / K_s \quad \text{[kN-m]} \quad (5.5)$$

Donde:

**K<sub>s</sub>** = Es el factor de material para el eje barón.

**D<sub>r</sub>** = Es el diámetro actual de la sección del eje barón, en el punto mínimo por debajo del brazo de giro o *tiller* (en mm).

**N<sub>u</sub>** = Es un factor igual a 42.00

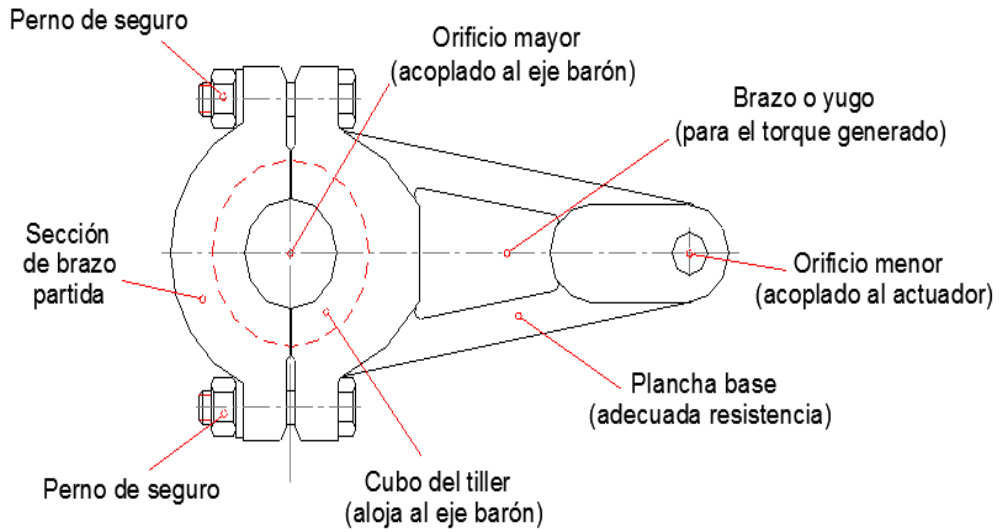
- b. **Tiller o caña del timón:** La caña del timón, más conocido como *tiller*, brazo o yugo de torque, es aquel componente mecánico principal en la transmisión del torque, ya que como su nombre lo indica, es el encargado de generar el brazo del torque, cuyo ángulo de giro es equivalente al ángulo de giro de la pala o palas del timón.

El *tiller* posee un orificio céntrico mayor que se acopla en el borde superior del eje barón, por encima de la parte superior del tubo de limera, y el orificio menor (cuya distancia entre centros con el orificio mayor es el brazo de giro del torque transmitido al timón), se acopla ya sea con un actuador mecánico (que puede ser un cilindro con pistón hidráulico) o con una barra transmisora denominada *tie bar*.

Existen diversas formas y tamaños de *tiller*, que están de acuerdo a la forma de operación del buque y en la manera como se va a transmitir el torque hacia la pala del timón de gobierno. Este componente importante en dicha transmisión de torque debe cumplir con algunos requerimientos de diseño:

- ❖ La profundidad o altura del cubo de la caña o *tiller* debe ser mayor o igual que la medida requerida del diámetro del eje barón.
- ❖ Además, que el espesor del cubo de la caña no debe ser inferior a  $1/3$  del diámetro requerido (por reglamento) para la mecha de timón.

Las dimensiones del *tiller* comprenden esencialmente al espesor de la plancha base del brazo de giro, el espesor y profundidad del cubo de la caña del timón (que es el orificio mayor que se acopla con el eje barón) y el orificio menor (que acopla con el actuador hidráulico o con el brazo de transmisión). La dimensión del brazo del *tiller* se calcula en base a la fuerza que genera el actuador o pistón hidráulico y el torque mínimo que debe ser mayor que el de diseño de la pala de timón de gobierno.



**Figura 5.2 Partes principales de un *tiller* de brazo simple partido.**

En la figura de arriba, se puede apreciar a un *tiller* de tipo brazo simple partido, debido a que se compone de dos partes, en donde una de ellas contiene al orificio menor, y las dos partes unidas conforman el orificio mayor que aloja al eje barón del timón del buque. En el caso del cubo del *tiller*, se puede calcular su módulo de sección polar ( $S.M_{\text{hub-tiller}}$ ), siendo este valor no menor al de la siguiente expresión:

$$S.M_{\text{hub-tiller}} = 0,196.S^3.K_h / K_s \quad [\text{mm}^3] \quad (5.6)$$

Donde:

$S$  = Es el diámetro del eje barón requerido por reglamento (en mm).

$K_s$  = Factor del material del eje barón.

$K_h$  = Factor del material del cubo del *tiller*.

Además, el **área de corte** de la chaveta de la **caña o tiller** no debe ser menor que:

$$A_{S_{key-tiller}} = 0,196.S^3.K_K / (K_s.r) \quad [\text{mm}^2] \quad (5.7)$$

**Donde:**

**r** = Es el radio medio del eje barón con canal chavetero (en mm).

**K<sub>k</sub>** = Es el factor del material del respectivo seguro o chaveta.

Los esfuerzos de flexión que aparecen en las ranuras del *tiller* y del eje barón no deben ser más del **90%** del **límite de elasticidad** del material que se emplea. Si el *tiller* es considerado en el accionamiento del timón, la carga preliminar, el esfuerzo calculado y las instrucciones de montaje deben ser presentados de una forma adecuada y que el movimiento de giro no interfiera con alguna estructura puesta.

El valor del esfuerzo torsional aplicado en el *tiller* debe ser por lo menos dos veces el valor del torque transmitido por el ajuste o taraje de la **válvula de alivio (relief valve)** del servomotor hidráulico, y la tensión de carga preliminar no debe exceder el 70% del mínimo esfuerzo de fluencia del material del *tiller*.

El **módulo de sección del tiller** o brazo de torque transmitido al timón de gobierno del buque se puede determinar en cualquier punto de la longitud del mencionado brazo o yugo, y su valor debe ser mayor que el siguiente:

$$\frac{0.167S^3 (L_2 - L_1)}{L_2} \cdot \frac{K_t}{K_s} \quad (5.8)$$

Donde:

**L<sub>2</sub>** = Es la distancia desde el punto de aplicación de la fuerza del actuador hidráulico en el *tiller* hacia el centro del eje barón (con canal chavetero).

$L_1$  = Es la distancia entre la sección del brazo o *tiller* bajo consideración y el centro del eje barón del timón de gobierno.

$K_t$  = Es el factor de material del *tiller* (brazo) o *quadrant* (cuadrante).

La denominada base semi-circular del cubo del *tiller* o cuadrante se ensambla con pernos o pines en cada lado, teniendo un área seccional total que no debe ser menor que la obtenida por la siguiente expresión:

$$\frac{0.196S^3}{L_3} \cdot \frac{K_b}{K_s} \quad (5.9)$$

Donde:

$L_3$  = Distancia entre el centro de los pernos y el centro del eje barón (en mm).

$K_b$  = Es el factor de material del perno de ajuste en el *tiller*.

En el caso de la brida emperrada del *tiller* o cuadrante, su espesor debe ser mayor que el diámetro requerido para los pernos o pines de ajuste. Si la estructura del *tiller* es soldada, los cordones de soldadura deben tener un diseño y tamaño adecuados y proporcionales a la fuerza aplicada en el timón del gobierno del buque.

Para el diseño de cada perno o pin del *tiller* o brazo de torque, el área de corte del pin respectivo no debe ser menor que el especificado en la expresión:

$$\frac{0.196S^3}{L_2} \cdot \frac{K_p}{K_s} \quad (5.10)$$



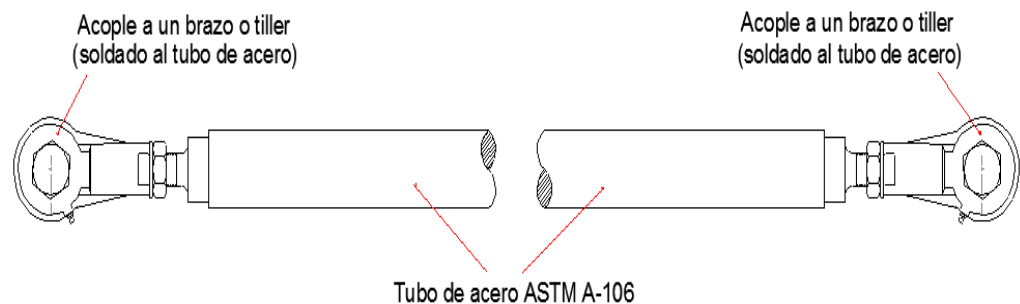
Donde:

$K_p$  = Factor del material del pin del *tiller*.

Los demás valores de la ecuación superior se especificaron anteriormente.

- c. **Barra de transmisión o *tie bar***: Este tipo de barra se utiliza como elemento estabilizador en el momento de la generación del torque transmitido a la pala del timón de gobierno, en donde cada extremo posee acoples a los extremos de los brazos de torque o *tiller*. Su estructura consta de un tubo hueco, que normalmente es de acero de tipo **ASTM A-106**, con el número de Schedule que se expresa en base al rango de presiones que puede soportar dicho tubo (Ver **Capítulo 3**).

La instalación de la barra de transmisión es necesaria en el caso que el torque generado afecte (en cierta parte) a la operatividad del sistema mecánico de gobierno, manteniendo estabilizado dicho sistema al momento que se lleve a cabo el giro en las palas del timón. Además, el largo del tubo de acero (ubicado en la parte central) va a depender de la disposición que tenga el sistema mecánico en el cuarto de **lazareto** de popa de la embarcación que se desea gobernar.



**Figura 5.3 Esquema de un *tie bar* o barra estabilizadora de transmisión.**

Ahora, el **esfuerzo al pandeo** de la barra de transmisión, por medio del acople de extremo o *tie rod*, no debe ser menor que el valor dado en la siguiente ecuación:

$$\frac{0.113S^3U_R}{L_2} \quad \mathbf{[N]} \quad (5.11)$$

Donde:

$U_R$  = Es el esfuerzo último de tensión del eje de pala de timón (en N/mm<sup>2</sup>).

Los valores de  $L_2$  y  $S$  ya fueron dados anteriormente (en mm).

- d. **Actuadores del timón:** Estos componentes son los encargados de desarrollar, en forma directa, la fuerza hidráulica para el torque de transmisión, mediante el brazo o *tiller* y estabilizando el sistema con la barra de transmisión o *tie bar*. Los actuadores generalmente son de accionamiento hidráulico, que por medio de la presión hidráulica del circuito respectivo al servomotor, desarrollan la fuerza necesaria para el giro del timón y de esta forma el buque pueda maniobrar en su travesía.

Estos actuadores pueden ser pistones hidráulicos, bombas impulsoras, etc. En la mayoría de casos, se opta por usar pistones debido a la facilidad de desarrollo del torque necesario para mover a las palas del timón. Cada actuador del timón debe cumplir con las especificaciones dadas acerca del tipo de material y soldadura empleados en su diseño y construcción. En este caso, se define que el máximo esfuerzo permisible del actuador no debe ser mayor que los valores de  $U/A$  o  $Y/B$ .

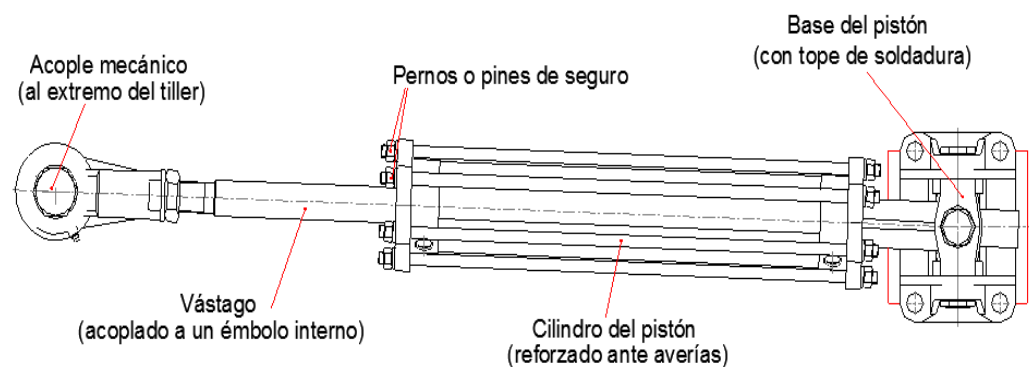
Donde  $U$  es la resistencia mínima a la tensión especificada en el material a una temperatura ambiente e  $Y$  es el mínimo esfuerzo en el punto de fluencia.

Los factores **A** y **B** son determinados en la tabla siguiente:

<i>Factor</i>	<i>Rolled or Forged Steel</i>	<i>Cast Steel</i>	<i>Nodular Cast Iron</i>
<i>A</i>	3.5	4	5
<i>B</i>	1.7	2	3

**Tabla 5.1 Valores de A y B para el esfuerzo máximo permisible en el actuador.**

Un actuador común es el pistón hidráulico, que consiste en un cilindro en cuyo interior lleva el vástago junto a un acople externo (a un extremo del pistón) que ensambla con el orificio menor del brazo o *tiller*, y mediante esta conexión se lleva a cabo la generación del torque y ángulo de giro transmitidos a las palas del timón. En el otro extremo, el pistón se asienta a una base con pernos en el contorno que ensamblan con un apoyo fabricado con planchas de acero, que se fija con unos pedestales o estructurales de la zona de lazareto del buque, y su altura es de acuerdo a la disposición del brazo o *tiller* junto con el tubo de limera del eje barón. A continuación se muestran las partes principales de este tipo de actuador:



**Figura 5.4 Partes principales de un actuador (pistón hidráulico).**

Estos actuadores poseen además sellos de aceite que pueden ubicarse en las partes móviles (en el interior del pistón) y no móviles (en el exterior del pistón). Para los sellos externos, estos deben ser determinados de acuerdo a una presión de

diseño, mientras que los sellos internos van a formar una barrera de presión externa que permanece en la operación, de tal forma que el desgaste de uno de los sellos no afecte en la operación del pistón hidráulico. Se puede disponer de un sello alternativo en el caso que uno de ellos no tenga protección ante las posibles fugas de aceite del cilindro hidráulico.

Los cilindros hidráulicos con pistones están sometidos a grandes presiones y temperaturas de operación, y de acuerdo a estas condiciones se hace el diseño, construcción y pruebas de estos componentes (en base a los estándares de la sociedad clasificadora de buques). Para los distintos flujos que se emplean, tenemos las siguientes condiciones críticas de operación:

**Fluido hidráulico flameable:** 7 bar (7.1 kgf/cm<sup>2</sup>, 101.5 PSI) a 60 °C (140 °F).

**Fluido hidráulico inflamable:** 16 bar (16.3 kgf/cm<sup>2</sup>, 232 PSI) a 200 °C (392 °F).

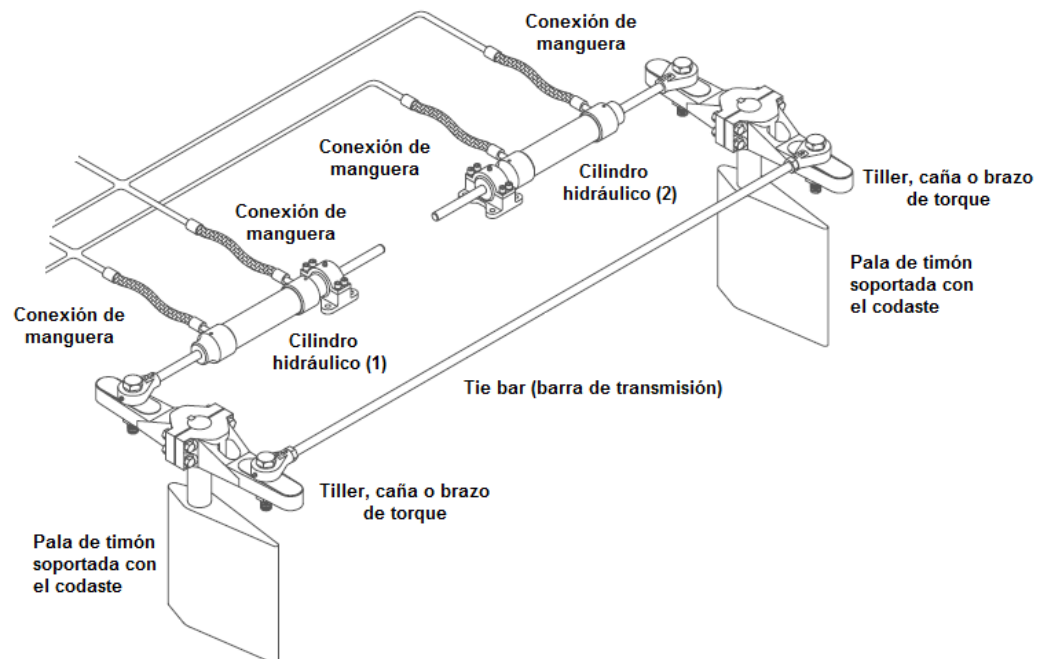
**Flujo de aire:** 16 bar (16.3 kgf/cm<sup>2</sup>, 232 PSI) a 200 °C (392 °F).

Cada cilindro hidráulico debe tener una **placa de identificación**, certificada por el fabricante, que contenga el código, modelo, especificaciones de uso y las condiciones máximas permisibles de presión y temperatura. Si el cilindro se somete a presiones y temperaturas mayores a las indicadas en su placa y no esté certificado por la sociedad clasificadora **ABS**, se puede aceptar que este componente cumpla con un código válido para recipientes a presión (cumpliendo con un espesor adecuado y con los acoples de cabezales fijos, a través de pruebas de resistencia de su estructura).

Los materiales empleados para los cilindros hidráulicos deben cumplir con los requerimientos de los estándares de normas para su diseño y construcción. Cuando

el diseño es probado en los ensayos de resistencia estructural y operacional realizados, los materiales de los cilindros deben ser los estipulados en las normas **ABS** o en otra normativa relacionada a ésta. Para el **hierro fundido ordinario** que tiene una **elongación de menos del 12%** no debe ser usado para estos equipos, ya que pueden estar expuestos a cargas debido a los choques en el sistema.

Los cilindros de acero o hierro fundido deben soportar más de 4 veces la presión máxima admisible de trabajo, mientras que los cilindros de acero aleado, hierro fundido y nodular deben soportar al menos 5 veces dicha presión máxima de trabajo. Además de dichas condiciones, se deben presentar las documentaciones adecuadas para la revisión de la operación del cilindro hidráulico en el sistema del servomotor de gobierno del buque.



**Figura 5.5 Disposición mecánica del sistema hidráulico de gobierno.**

Las pruebas hidrostáticas hechas a cada unidad individual de cilindros hidráulicos de acero se dan a **1.5 veces** la presión máxima permisible de trabajo, y **2 veces** este valor para los cilindros de hierro fundido y nodular. Además, cada cilindro

hidráulico debe poseer una placa permanente de identificación, que posea el nombre del fabricante, la presión máxima permisible de trabajo y la temperatura de trabajo adecuada para el normal funcionamiento del sistema hidráulico.

- e. **Otros elementos mecánicos:** Los componentes mencionados a continuación se usan netamente para un servomotor de accionamiento mecánico, permitido según sea necesario. Estos elementos comprenden cadenas, cuerdas de alambres, poleas, etc. En el caso de las cadenas y cuerdas usadas para el gobierno del buque, éstas deben cumplir con las certificaciones referidas a ensayos de materiales adecuados, probando su resistencia en el momento de la generación del torque hacia la pala del timón.

Las poleas usadas para el gobierno del buque pueden ser de amplios tamaños, que normalmente son instalados en un lugar específico del brazo cuadrante o *quadrant* (que a diferencia del *tiller*, el cuadrante posee dos planchas base soldadas al tubo que aloja el extremo superior del eje barón) para evitar la formación de ángulos agudos. No se recomienda emplear hierro fundido para las zonas de las poleas expuestas a golpeteos que se originan en el funcionamiento del sistema. En este caso, se emplean protectores adecuados que se colocan alrededor de cada polea.

Para las poleas que se acoplan con cuerdas flexibles, el radio de las ranuras debe ser igual al de la cuerda en más de **0.8 mm (1/32")**, y el diámetro de la polea debe ser mayor o igual a **18 veces** el diámetro de la cuerda flexible. Mientras que para cuerdas de menor flexibilidad, el diámetro de la polea se incrementa. Para el diámetro de la polea que usa cadenas, éste valor debe ser mayor que **30 veces** el diámetro de la misma cadena.

### 5.3.2 Componentes hidráulicos.

La parte hidráulica del sistema del servomotor es la encargada de generar la presión y caudal adecuados para el funcionamiento de los actuadores hidráulicos que transmiten el torque hacia las palas del timón por medio del sistema mecánico del servomotor. En el funcionamiento del circuito hidráulico existen componentes que van a determinar las condiciones adecuadas de presión de trabajo, para conseguir el adecuado torque que nos permita gobernar y maniobrar a la embarcación. En el caso de golpeteos externos en la pala de timón, la marcha del torque transmitido se alivia por medio de un arreglo de reguladores o tampones adecuados. A continuación se mostrarán dichos componentes:

- a. **Tuberías y accesorios:** El sistema de tuberías con sus respectivos accesorios (como codos, té, reductores, etc.) es diseñado en base a un valor de presión de diseño que está sujeta a una presión hidráulica interna del flujo de aceite. Esta presión de diseño es de al menos **1.25 veces** la presión máxima de trabajo (que es la presión hidráulica necesaria para generar el torque de las palas del timón). El material empleado puede ser **acero aleado** (p. ej., para líneas de succión) o **acero inoxidable**, más conocido como **tubing** (p. ej., para las demás líneas). La cantidad y disposición de tuberías empleadas es de acuerdo al espacio disponible desde el lazareto hasta el puente de navegación sobre la cubierta principal del buque.

Si existe una falla simple en el sistema de tuberías alimentado por una o varias unidades de energía sin la instalación de un servomotor auxiliar, ésta se puede aislar luego de ocurrida, de tal forma que el resto de unidades no se vean afectadas, y manteniendo la capacidad de gobierno del buque por medio de la conexión a una de las unidades de energía o a una conexión mecánica. En este caso, el sistema de tuberías asociado con cada unidad de energía debe ser independiente de las unidades restantes, con las conexiones necesarias.

- b. **Tanque de almacenamiento:** Este tanque que contiene la cantidad de aceite hidráulico necesaria y adecuada para la operación del sistema, está conectado permanentemente a las tuberías del sistema hidráulico, en el punto de succión y puntos de retorno determinados, de manera que el sistema se recargue de aceite (en la succión) o reciba aceite filtrado (en el retorno). El tanque de almacenamiento se ubica generalmente cerca al sistema mecánico del servomotor (en el lazareto de popa del buque). Para embarcaciones grandes, un tanque de almacenamiento debe tener la capacidad suficiente para abastecer al sistema hidráulico de poder y al mismo reservorio del tanque de aceite. El venteo de este tanque se da con respecto a la disposición de un tanque de expansión o auxiliar (ubicado generalmente sobre la caseta del puente de navegación y que alimenta a una bomba manual).
- c. **Válvulas de alivio:** Llamadas también válvulas de seguridad, son proporcionadas para la protección del sistema hidráulico en las líneas de tuberías que están expuestas a presiones altas, y en donde la presión misma se genere por agentes externos. Cada válvula de seguridad debe ser capaz de aliviar más del **110%** del flujo total descargado de la bomba hidráulica. Con esta condición de flujo, la máxima presión del lugar no debe exceder un **10%** del ajuste o taraje de dicha válvula (que es un valor de presión), teniendo en consideración el incremento de la viscosidad del aceite, para condiciones ambientales extremas. El **ajuste de la válvula de alivio** debe ser al menos **1.25 veces** la **máxima presión de servicio** o de trabajo hidráulico, pero debe ser menor que la **máxima presión de diseño**.
- d. **Válvula de doble vía:** Este tipo de válvula se emplea para aislar un fallo simple en el circuito hidráulico, manteniendo intacto al sistema del servomotor. La instalación de esta válvula se da cerca al circuito de los actuadores hidráulicos del timón, y se pueden instalar directamente en el caso que haya un solo actuador del timón. La **válvula de doble vía** también puede ser de **doble alivio o seguridad (DARB)**.



- e. **Unidades de bombeo:** Estas comprenden a la respectiva unidad de poder que contiene a una bomba hidráulica que puede ser accionada por un motor eléctrico o una transmisión por fajas desde el motor principal. En el caso de la certificación de las unidades de poder (exclusivo para diámetros de eje barón mayores o iguales a **120 mm** o **4.7"**): Para buques de 500 toneladas de arqueado bruto o más, las unidades de poder deben pasar las respectivas **pruebas hidrostáticas** y ensayo de la capacidad de la bomba hidráulica conectada a la unidad; mientras que para buques con menos de 500 toneladas de arqueado bruto, estas unidades deben ser avaladas por la **garantía de la fábrica** y sujeto a satisfacer las pruebas mencionadas luego de la instalación en la sala de máquinas de la embarcación.

Las pruebas hidráulicas a las unidades de bombeo o de poder deben durar como mínimo unas 100 horas y son llevadas a cabo según una agenda adecuada, incluyendo los requerimientos como que la bomba hidráulica y la válvula direccional de control operen a un flujo máximo y que la presión de la válvula de alivio se dé desde el reposo hasta el flujo máximo, en ambos sentidos del flujo. Además, las condiciones de succión de la bomba son dadas para determinar la altura mínima esperada y el conjunto de la unidad de poder debe ser desmontada para evaluar los calentamientos repentinos, excesivas vibraciones y otras irregularidades que se puedan presentar en el sistema, siempre todo esto seguido por la inspección del *surveyor* de la casa o sociedad clasificadora de buques.

- f. **Filtros de aceite hidráulico:** Se instalan al menos una cantidad en las líneas de succión, presión y retorno del circuito hidráulico del servomotor. Estos filtros están regulados a la presión de cada línea mencionada y su función es evitar la impregnación de impurezas en el fluido hidráulico al momento que haga su recorrido por dichas líneas. Cada filtro debe ser seleccionado de acuerdo a la malla interna de retención de partículas (en micras) y la capacidad de caudal permisible.

### 5.3.3 Componentes eléctricos y electrónicos.

Los siguientes componentes están referidos esencialmente a los que conforman el **sistema de control** del servomotor y parte del **accionamiento eléctrico** del mismo. En esta sección se van a mostrar primero algunas consideraciones generales del sistema de control y del accionamiento eléctrico del motor para luego mostrar los componentes relacionados:

#### a. Consideraciones generales.

El servomotor principal está provisto de un sistema de control para la navegación en el puente de mando y se ubica dentro del compartimiento del servomotor (comúnmente ubicado en el lazareto). Sin embargo, si la unidad de energía está localizada en otro espacio diferente al del compartimiento del servomotor, el sistema de control es proporcionado en dicho espacio. El compartimiento del servomotor o el espacio de la unidad de energía debe estar provisto para el propósito de control del gobierno del buque y la posibilidad de desconexión (por parte de un operario o una persona normal) de cualquier sistema de control desde el puente de navegación o timonera.

El servomotor auxiliar se emplea desde el espacio en donde su funcionamiento pueda ser efectivo o dentro del compartimiento de gobierno. Pero, si el accionamiento de este servomotor es por medio de un motor eléctrico, también debe ir incorporado un sistema de control en el puente de mando. Donde haya dos o más unidades de poder y no se monte un servomotor auxiliar, deben colocarse dos sistemas independientes del control del gobierno del buque, en donde cada uno de ellos debe cumplir con los requerimientos adecuados para el servomotor principal. Cuando el sistema de control consiste en un **telemotor hidráulico**, no hay necesidad de instalar otro sistema independiente de control.

En el caso de un servomotor operado manualmente a través de una **volante de timón** (o rueda de cabillas) localizado en el puente de navegación, y accionado por un sistema hidráulico o mecánico, debe incorporarse un sistema de comunicación entre el puente y la zona donde se desarrolla el gobierno del buque (como en el **cuarto de lazareto**), así como en la zona del servomotor auxiliar y de la unidad de poder hidráulica. También debe incorporarse un control para el indicador del ángulo de pala del timón, cuya ubicación es en el brazo o *tiller*, y su conexión debe ser independiente del sistema general de control del servomotor.

Los sistemas de control en los servomotores principal y auxiliar son independientes, en donde los cables de control son separados lo mayor posible en toda su longitud, y si es necesario, el cableado de los dos sistemas de control deben compartir una misma caja de bornes con una barra de seguridad que se instala en la misma caja para poder separar los cableados eléctricos mencionados. Si el servomotor principal posee dos o más unidades de poder y no posee un sistema de servomotor auxiliar, los dos controles independientes del sistema deben cumplir con los requerimientos de separación y esto no requiere duplicar los controles de gobierno u otros aparatos que se encuentran en el puente de mando. Si el servomotor principal se compone de una unidad de poder y el servomotor auxiliar no es accionado eléctricamente, solo será necesario un sistema de control en el servomotor principal.

- b. **Indicadores y alarmas:** Estos componentes van a instalarse en las partes principales del servomotor de gobierno del buque, y estos son:
  - o **Indicadores de avance del motor:** Estos indicadores del funcionamiento del motor eléctrico son instalados en el puente de mando o navegación y en la estación de control de la sala de máquinas (donde se localiza dicho motor eléctrico, que puede estar acoplada a una bomba hidráulica).

- **Alarma de nivel bajo de aceite:** Esta alarma de tipo visual y audible se instala en el puente de navegación o en la estación de control de la sala de máquinas, con la finalidad de indicar el bajo nivel del aceite hidráulico del tanque principal de almacenamiento que abastece a la unidad de poder respectiva.
- **Alarma del motor eléctrico:** Es una alarma visual y/o audible que se instala en el puente de mando y en la estación de control de la sala de máquinas para indicar la sobrecarga de la unidad de poder del servomotor eléctrico o electro-hidráulico. Al usar un motor eléctrico trifásico, se debe instalar esta alarma para que indique alguna falla en una de las fases de alimentación. La operación de las alarmas mencionadas anteriormente no debe interrumpir el circuito eléctrico general.
- **Alarmas de fallas de alimentación:** Son alarmas de tipo audible y visual que detectan fallas de alimentación, ya sea en la unidad de poder del servomotor o en el sistema eléctrico de control del gobierno (que se deriva desde el controlador del motor de la unidad de poder controlada o desde el tablero principal que también alimenta a la misma unidad de poder) o del control remoto. Estas alarmas se localizan en el puente de navegación y en la estación de control de la sala de máquinas.
- **Alarma ante el bloqueo hidráulico:** Esta alarma visual y audible sirve para identificar las fallas en el sistema hidráulico de gobierno y sus componentes ante la posibilidad de un bloqueo hidráulico que origina posteriormente una pérdida del gobierno del buque. Su instalación se da en el puente de mando o navegación y se aplica en el momento que ocurre una falla por falta de correspondencia u orden en el sistema de control de la bomba de desplazamiento variable (si es que hay) o de la bomba de desplazamiento

constante, y cuando ocurre una incorrecta posición de la válvula de control de flujo (que indica el caudal del aceite hidráulico en ese momento).

- **Indicador de posición de la pala de timón:** La posición angular de la pala se mide desde el puente de navegación en las zonas donde actúa el gobierno del buque, como el compartimiento del servomotor (en la zona de lazareto), en la zona de la unidad de poder y en la zona del servomotor auxiliar. El sistema de control del indicador del ángulo de la pala de timón es independiente del sistema de control del servomotor hidráulico, para que el control en el indicador del ángulo de pala se mantenga operativo ante una falla en el control del servomotor hidráulico del gobierno del buque.
- **Alarma de falla del control del servomotor:** Se puede instalar de forma alternativa una alarma independiente de falla en el sistema de control. Cuando esta alarma es dispuesta en reemplazo de una alarma de bloqueo hidráulico, debe cumplir con las siguientes especificaciones:
  - El sistema de alarma de fallas en el gobierno actúa como una alarma de tipo visible y audible en el puente de gobierno, cuando la actual posición de la pala difiera en más de 5° desde la posición del timón fijo para el sistema de control por más de 30 segundos (para cambios de la posición del timón de máximo 70°) y en 6.5 segundos (para cambios de la posición del timón en 5° de diferencia).
  - El período de tiempo calculado para el cambio de posición de la pala de timón entre 5° a 70° es:  $t = R/(2.76) + 4.64$ , donde t es el tiempo máximo de retardo (en segundos) y R es la variación del ángulo de timón (en grados).

- Este sistema de alarmas debe ser separado, en forma independiente, de cada sistema de control de falla distinta, excepto para las entradas recibidas desde el eje de la rueda de cabillas o volante de timón (ubicado en el puente de mando).
  - Cada sistema de alarma de falla en el gobierno está alimentado por un circuito que es independiente de otros sistemas del servomotor y circuitos de alarmas de gobierno del buque, y si es alimentado desde la fuente de emergencia a través de un panel de distribución, el sistema de alarmas se ubica en el puente de mando sin necesidad de tener alguna protección contra la sobretensión, excepto la protección requerida ante el cortocircuito.
- c. **El piloto automático:** Este modo de gobernar a la embarcación se emplea ante las posibles fallas en el control del gobierno desde el puente de mando o navegación y en donde la unidad de poder sea instalada. Este componente debe ser acompañado por alarmas visuales y audibles (que se localizan en el puente de mando) cualquiera sea su lugar de instalación para su uso respectivo. Normalmente, la ubicación del **piloto automático** o **auto-piloto** se da en el puente de navegación o timonera, junto al sistema de operación manual del sistema de control del servomotor, que consiste en una bomba manual de accionamiento hidráulico, acoplada con una volante de timón (o rueda de cabillas).
- d. **Fuentes de alimentación eléctrica:** Los circuitos eléctricos del sistema del servomotor deben cumplir en que cada servomotor eléctrico o electro-hidráulico sea suministrado por al menos dos circuitos exclusivos para alimentación directa desde el tablero principal. Sin embargo, uno de los circuitos debe ser suministrado a través del tablero de emergencia. Un servomotor auxiliar eléctrico o electro-hidráulico

asociado con su respectivo principal, debe ser conectado a uno de los circuitos de abastecimiento del servomotor principal. Los circuitos de alimentación en el servomotor de accionamiento eléctrico y electro-hidráulico son clasificados adecuadamente para alimentar a los motores, sistemas de control e instrumentación que se conectan normalmente a ellas y funcionan de forma simultánea. Estos circuitos deben estar separados lo más amplio posible en toda su longitud.

- e. **Alimentación de emergencia:** Cuando el eje barón del timón de gobierno posee un diámetro mayor a 230 mm (9"), puesto en una de las cañas o *tillers*, sin incluir el refuerzo especial para buques de navegación en hielo, un alimentador de poder alternativo o de emergencia, suficiente para alimentar la unidad de poder del servomotor, y también su sistema de control asociado y el indicador del ángulo de pala del timón, se activa automáticamente dentro de 45 segundos, desde la fuente eléctrica de emergencia o desde una fuente independiente de poder localizado en el compartimiento del servomotor.

Mediante la unidad de poder, esta alimentación debe ser capaz de proporcionar el movimiento de la pala del timón a 15° en ambos lados a no más de 60 segundos a un calado del buque en la línea de carga de verano, mientras navega en la mitad de la velocidad máxima a proa o 7 nudos (cualquiera sea el mayor). El suministro de la fuente alternativa u opcional tiene una capacidad de al menos 10 minutos para operar de forma continua.

- f. **Elementos de protección ante corto-circuitos:** Cada alimentación del servomotor debe tener una protección ante un probable corto-circuito, cuya ubicación se da en el tablero principal o auxiliar. Esta protección (o llave de tensión) se instala en los motores del servomotor en los siguientes casos:

- Para **motores de corriente directa (DC)**, el interruptor del circuito alimentador debe ser puesto en marcha instantáneamente a no menos de 3 veces y no más de 3.75 veces la corriente nominal de máxima carga del motor respectivo, excepto del interruptor usado en el circuito alimentador del tablero de emergencia que debe ser puesto en marcha a no menos de 2 veces el valor de dicha corriente nominal.
  - Para **motores de corriente alterna (AC)**, la protección ante un exceso de carga, incluyendo la corriente de arranque (si está dada), no debe ser menor que 2 veces la corriente nominal a máxima carga del motor respectivo o del circuito protegido, y esto se dispone para permitir el paso de la corriente de arranque apropiado.
  - No está permitido para los fusibles de protección del motor, que se usan en lugar de los interruptores del circuito del motor eléctrico del servomotor conectado a una protección ante corto-circuitos.
  - El sistema de control del circuito de alimentación del servomotor se abastece solamente con un circuito de protección ante corto-circuitos.
- g. **Disipador de mínima tensión:** Es un componente que se instala en los controles de la unidad de poder del motor eléctrico y en otros controles automáticos relacionados a éste, y su instalación es de manera independiente, para no afectar la instalación de otro componente eléctrico del servomotor.



#### **5.4 Materiales y ensayos realizados.**

Todos los componentes del servomotor, que transfieren la fuerza al timón y los que retienen la presión hidráulica del actuador del timón, son fabricados de acero o de otro material dúctil certificado. No se acepta el uso de hierro fundido gris u otros materiales que tiene una elongación menor de 12% en 50 mm (2"). Estos materiales deben ser ensayados y supervisados por un inspector de la sociedad clasificadora en base a los requerimientos de propiedades de materiales y procesos de soldadura especificados. Por ejemplo, los ensayos realizados a los pernos de acople, a las llaves de transmisión de torque, a las tuercas diseñadas y certificadas apropiadamente por el fabricante, entre otros componentes, deben ser inspeccionados por el *surveyor* de la casa clasificadora.

Los ensayos hechos a las piezas de acero forjado, soldado, o sin costura (incluyendo componentes internos) y las partes no ferrosas de los actuadores del timón, que poseen diámetros internos menores de 150 mm (6"), no necesitan supervisión de un inspector de la clasificadora de buques. Tales partes deben cumplir con el marco de un diseño particular y las consideraciones adecuadas del material, y serán aceptados sobre la base del certificado del fabricante al inspector o *surveyor* para la posterior verificación. Para componentes no estandarizados, se requiere que los ensayos realizados se den con la supervisión del inspector de la clasificadora.

Los ensayos realizados al **sistema de tuberías**, en presencia del *surveyor* de la sociedad clasificadora de buques, pueden ser de tipo hidrostáticas (realizadas en la fábrica y a una presión de **1.5 veces** el ajuste de la válvula de alivio). Las pruebas hechas en fábrica se dan luego de la fabricación de los componentes hidráulicos ensayados, que incluyen a las tuberías, unidades de poder, bombas y cilindros hidráulicos. Luego, las pruebas posteriores a la instalación en el buque se realizan con los equipos hidráulicos en conjunto, en donde la

presión de ensayo es de **1.1 veces** el ajuste de la válvula de alivio (verificando el funcionamiento de dicha válvula).

Los ensayos al servomotor, que se hacen cuando el buque realiza una prueba de navegación hacia proa en máximo régimen continuo nominal de las revoluciones del eje de cola del propulsor, se hacen generalmente a través del servomotor principal (con su desempeño requerido) junto con el timón metido completamente, con la finalidad de satisfacer los requerimientos dados en la normativa de la casa clasificadora y con la inspección del *surveyor*. Para este caso, se deben de especificar algunas consideraciones para timones que no estén metidos completamente (como los de los yates de recreo). Para la aplicación de ensayos en servomotores asociados con hélices propulsoras de paso controlable, dicho paso debe ser el máximo de diseño, a unas revoluciones del eje de cola por encima del punto máximo, yendo el buque hacia proa.

En el caso del sistema auxiliar del servomotor (junto con sus requerimientos de desempeño y conexión con el servomotor principal y las unidades de poder), los ensayos se realizan en la alimentación de emergencia, en los controles del servomotor (incluyendo la transferencia entre estos y el sistema de control local en el puente de gobierno), en los medios de comunicación del puente, en las alarmas e indicadores (probados en la timonera), en el sistema de almacenamiento y recarga (también probado en timonera), en el sistema de recuperación del gobierno del buque a través del aislamiento de un actuador del motor eléctrico (también probado en la timonera o puente de mando), y también en el sistema de bloqueo hidráulico del servomotor (que debe ser probado y avalado).

### **5.5 Consideraciones y regulaciones adicionales.**

- Los sistemas principal y auxiliar del servomotor (ya vistos anteriormente) son protegidos de la intemperie o agentes externos, y las unidades de alimentación se localizan ya sea dentro o fuera del compartimiento en donde se ubican los actuadores del timón de gobierno (preferentemente adentro del buque).
- En el caso de pérdida del flujo hidráulico o en la necesidad de restablecer la operación de cualquiera de los dos sistemas del servomotor, el compartimiento del servomotor debe poseer pasamanos, jaretas u otros elementos antideslizantes que garanticen el acceso adecuado al sistema por parte de los operarios.
- Para buques de 500 toneladas de arqueo bruto o más, cuando hay fallas en el control del servomotor, o haya la necesidad de operar el sistema principal o auxiliar desde el interior del compartimiento del servomotor (como en lazareto, sala de máquinas, etc.) o en otras zonas que no sea necesariamente el puente de mando, deben haber interruptores de accionamiento en el interior de dichas zonas para indicar la posición del timón cuando el sistema auxiliar de gobierno se emplee.
- El servomotor puede ser de accionamiento eléctrico en el caso que el eje barón tenga un diámetro mayor o igual a 120 mm (4.7”), teniendo en cuenta si el accionamiento se dé en el servomotor principal y/o auxiliar. También, estos tipos de servomotores deben poseer interruptores de limitación para poder detener el servomotor antes que la misma pala de timón se detenga debido a topes mecánicos que pueden dañar al mismo.
- Si el sistema hidráulico de gobierno opera a **menos de 500 PSI** en las líneas de tuberías, se opta solamente por la operación manual desde la timonera.

- Los interruptores de limitación deben estar sincronizados con el eje barón (o mecha de timón) o con la posición de la volante del timón (o rueda de cabillas), en vez que con el sistema de control del servomotor.
  
- Los requerimientos para el cambio del modo auto-pilotado hacia el modo manual de la operación de control del servomotor de gobierno del buque, son los siguientes:
  - La restricción automática del modo auto-piloto ocurre cuando la bomba manual se gradúa a un orden de 5° o más con respecto al ángulo del timón.
  
  - La instalación de una alarma visual y audible en el puente de gobierno, en donde la restricción automática del sistema auto-piloto falla al momento de responder cuando la bomba manual está en el orden de 5° del ángulo de pala o más. Dicha alarma está separada y distinta de otras alarmas del puente de mando y funciona hasta que se reconozca el desperfecto.
  
  - Una alarma visual y audible, que es inmediatamente activada mediante un piloto automático de actuación restringida, está provisto en el puente de navegación. Esta alarma debe ser distinta que otras alarmas del puente de mando y dejará de sonar cuando se reconozca la falla.
  
- Las **instrucciones operacionales**, que se dan mediante un diagrama de bloque con los pasos y/o procedimientos a seguir para el funcionamiento del control de gobierno del buque y de la unidad de poder del servomotor, deben ubicarse claramente en el puente de navegación y en el interior o cerca del compartimiento del servomotor. Esto también implica seguir las instrucciones apropiadas, desde el puente de navegación, para la detención del sistema ante una falla detectada por una de las alarmas ubicadas en esa zona.

## CAPÍTULO 6 - DESCRIPCIÓN DEL GOBIERNO Y DEL SERVOMOTOR HIDRÁULICO DEL REMOLCADOR DE PUERTO DE 20 TM BP

### 6.1 Características generales del remolcador.

Antes de hacer la descripción del sistema de gobierno del remolcador de puerto, vamos a mostrar las características principales del mencionado buque, que consiste en las dimensiones principales, velocidad, autonomía y el denominado **empuje estático** o tracción a punto fijo (llamado **Bollard Pull**). Estos valores se muestran a continuación:

Característica	Valor	Unidad
<b>Eslora total</b>	19.50	M
<b>Manga moldeada</b>	6.20	M
<b>Puntal moldeado</b>	3.00	M
<b>Calado</b>	1.82	M
<b>Velocidad máx. estimada (condición de prueba)</b>	10	Nudos
<b>Autonomía (1 día de 8 horas)</b>	10	Días
<b>Tiro a punto fijo o avante (Bollard Pull)</b>	20	TM

**Tabla 6.1 Características principales del remolcador de 20 TM BP.**

**Nota:** La descripción hecha es para cada remolcador de **dos diseños gemelos** en astillero.

Otras características principales de cada remolcador de puerto mencionado, referido a los abastecimientos de poder y tipo de clasificación, se muestran a continuación:

Característica	Descripción
<b>Propulsión.</b>	2 x CAT 3412 C (Rating B), 720 BHP @ 1800 RPM.
<b>Generación eléctrica.</b>	2 x 40 Kw, 1800 RPM, 220 V.
<b>Tripulación.</b>	(01) Oficial y (04) tripulantes.
<b>Petróleo Diesel.</b>	23.00 toneladas (7.000 galones).
<b>Agua dulce.</b>	3.40 toneladas (900 galones).
<b>Clasificación ABS.</b>	+ HULL, TUG BOAT, + AMS.

**Tabla 6.2 Características adicionales del remolcador de 20 TM BP.**

Como se mencionó al principio, este **remolcador** es de **operaciones en puerto**, ya que su propósito principal es brindar asistencia a la entrada y salida de buques grandes que tengan alguna dificultad con su maniobrabilidad. Ahora, este tipo de embarcación puede mantener su servicio en puerto y no tener la necesidad de implementar más equipos especiales como en los **remolcadores costeros y de altamar**, que incrementarían de esta forma sus costos, además de la legislación y documentación marítima correspondiente, ya que un **remolcador costero** requiere de más documentación que un **remolcador de puerto**.

La maniobrabilidad del **remolcador de puerto** está íntimamente ligada con el funcionamiento del sistema hidráulico de gobierno (llamado también **servomotor hidráulico o electro-hidráulico**), cuya instalación y disposición de las líneas de tuberías van a determinar el desempeño del flujo hidráulico desarrollado, y viendo las posibles consecuencias al momento de la operación. El diseño de las palas es de forma muy especial y común en algunos remolcadores de este tipo, debido a que el área efectiva se va a distribuir en la cantidad de palas (que son tres) que se acoplan en la parte de proa a una tobera que va a alojar a la hélice de propulsión de **tipo arrastre** (que posee poco peso y mucho diámetro), apto para propulsar al remolcador de puerto.



Figura 6.1 Imagen del remolcador en construcción en el astillero.

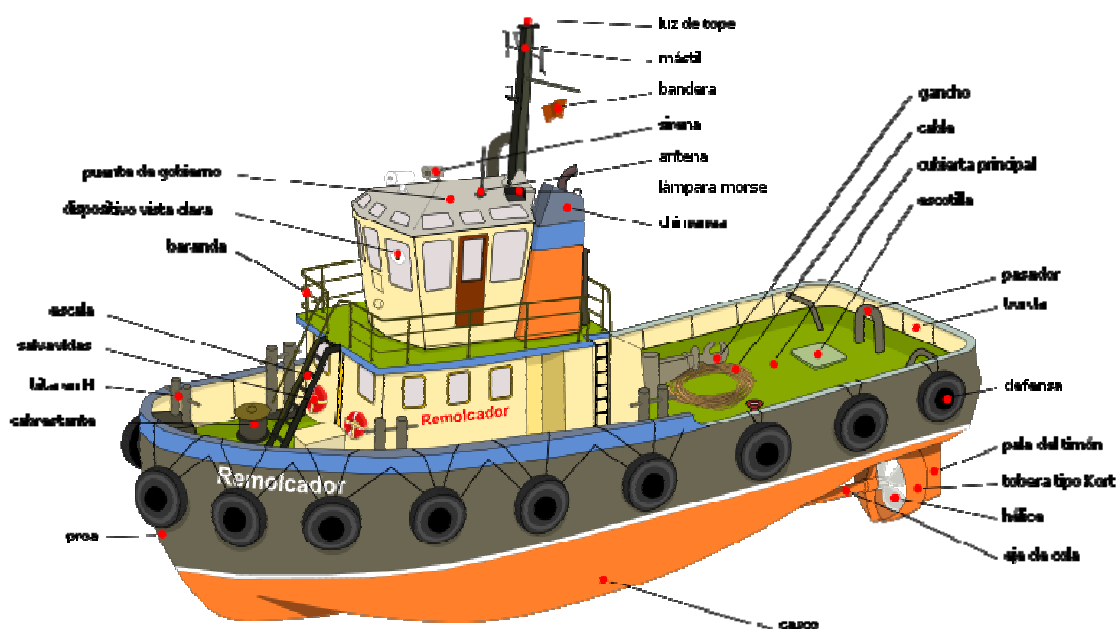


Figura 6.2 Imagen del remolcador ya terminado, con sus partes principales.

## **6.2 Componentes del sistema de gobierno.**

En esta parte se van a presentar los componentes mecánicos que pertenecen al sistema de las palas del timón de gobierno de la embarcación estudiada, en donde se van a mostrar algunos cálculos de diseño y demás especificaciones relacionadas.

### **6.2.1 Sistema de palas del timón de gobierno.**

Este conjunto abarca **tres palas** equidistantes que están acopladas a **una tobera** que encierra a la hélice de propulsión. Estas tres palas se mueven en forma sincronizada al momento que se da el **torque de giro** a través del **eje barón**, mientras que la tobera permite que el flujo de agua en el empuje de la hélice se uniformice, evitando así la turbulencia y el aumento del performance de **los sistemas de propulsión y gobierno**.

Cada pala mencionada es de **380.66 mm (15")** de largo y **1663.8 mm (65 ½")** de altura, en donde la **zona de contra-balance** es de **83.64 mm** (representando aproximadamente el **22%** del **largo total** de cada pala). En total son dos conjuntos de tres palas con tobera, que están distanciadas a **2766 mm** (de centro a centro), y ubicadas de acuerdo a la disposición de los dos ejes barones instalados en el lazareto de popa del remolcador de puerto.

El diseño y construcción de estos grupos de palas con tobera se ha realizado en la empresa **Metal-Mec (México)** a través de la marca internacional **RICE NOZZLES**, el cual impusieron este innovador diseño para el gobierno del remolcador de puerto que va a operar a un ángulo de giro de **40°** como máximo, siendo un valor inusual en comparación con los diseños de palas convencionales que giran a un ángulo máximo de **35°**. En la siguiente página se muestra la foto de uno de los dos grupos de palas con tobera mencionado.





**Figura 6.3 Grupo de tres palas de gobierno con tobera de hélice propulsiva.**

El diseño de este peculiar grupo de **tres palas con tobera** se realiza en base a la fuerza desarrollada en el área efectiva de cada pala y el torque de diseño. Estos parámetros se van a determinar mediante dos formas o métodos que se presentarán a continuación, pero antes, se mostrarán las especificaciones de cada pala de timón:

Parámetro	Valor	Unidad
Largo total o cuerda (C)	380.66	mm
Altura (H)	1663.8	mm
Contrabalance ( $d_1$ )	83.64	mm
Área total ( $A_t$ )	<b>0.633</b>	$m^2$
Contrabalance ( $A_{cb}$ )	<b>0.139</b>	$m^2$
Área efectiva ( $A_{ef}$ )	<b>0.494</b>	$m^2$

**Tabla 6.3 Dimensiones principales de cada pala de timón del remolcador de puerto.**

Al mostrar dichas especificaciones, vamos a desarrollar los dos métodos para la obtención de **la fuerza y el par torsor de diseño** de cada **pala rectangular** (en forma aproximada).

- a. **Método 01:** Se empleará una fórmula del área de la pala, que proviene de las normas de clasificación de la **DNV (Det Norske Veritas)** y las formulaciones propuestas en los estudios del **Ing. Naval Joessel (s. XIX)** para **la fuerza y torque de diseño**. El cálculo se hará para **cada grupo de tres palas con tobera**.

**El área de la pala (según la DNV)**, se da mediante la siguiente fórmula:

$$A_p = \frac{L * T}{100} * \left( 1 + 25 * \left[ \frac{B}{L} \right]^2 \right) \quad (6.1)$$

Donde:

**A<sub>p</sub>**: Es el área de cada pala o grupo de palas del timón de gobierno.

**L**: Es la eslora o longitud del remolcador de puerto.

**B**: Es la manga o ancho del remolcador mencionado.

**T**: Es el calado o profundidad de la obra viva del remolcador mencionado.

Esta formulación es aplicable para palas convencionales y simples que se ubican en la popa de la hélice de propulsión. Para otros diseños, como el del remolcador de puerto mencionado, habrá un aumento del área total en al menos un **30%**. Además, el perfil adecuado para un timón convencional es el de la **serie NACA**, y la altura de cada pala debe cubrir hasta un **10%** más del diámetro de la hélice de propulsión. La **relación de aspecto** juega un papel importante en el diseño de las palas, siendo ésta el cociente entre la altura y el largo o cuerda de la pala del timón.

Reemplazando los valores de la fórmula anterior, tenemos:

Cálculo del área mínima de cada pala de timón (Según DNV):			
Fórmula empleada (Ecuación 6.1)	Parámetro	Valor	Unidad
$A_p = \frac{L * T}{100} * \left( 1 + 25 * \left[ \frac{B}{L} \right]^2 \right)$	L	19.5	m
	B	6.2	m
	T	2.5	m
	Ap (total de palas)	1.720	m2
	Ap (cada pala)	0.573	m2

**Tabla 6.4 Cálculo del área mínima de cada pala del timón de gobierno.**

El **área resultante** (de **0.573 m<sup>2</sup>**) representa a cada una de las tres palas con tobera, y como el diseño es poco diferente al de una pala simple, se aumentará el valor obtenido en un **30%**, resultando: **(0.573)\*(1.3) = 0.745 m<sup>2</sup>**. Al comparar con el diseño ya hecho, vemos que hay un exceso con el aumento realizado, sin embargo, para razones de diseño y construcción, se puede considerar el **área real** (que es de **0.633 m<sup>2</sup>**) a partir del área mínima obtenida por cálculo sin el aumento.

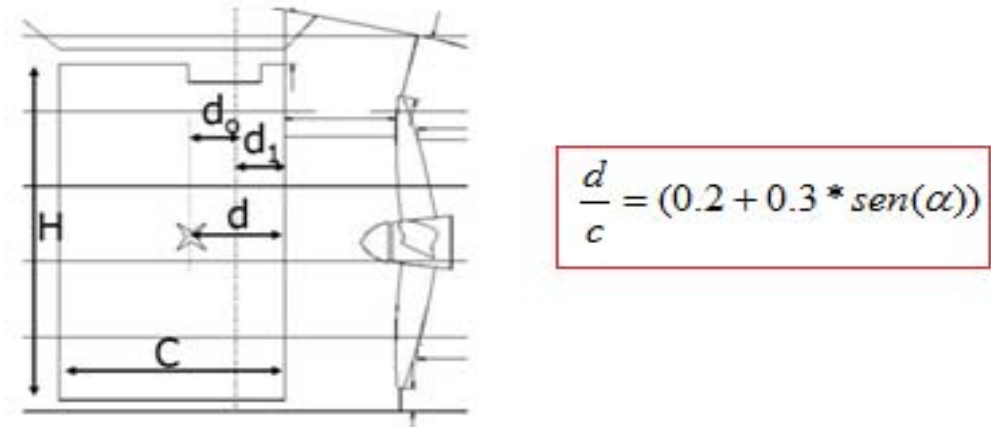
El **porcentaje de contrabalance o compensación a proa** de la **pala de timón** debe estar entre el **20% y 30%**, y comprobando con las medidas reales, obtenemos:

$$r \text{ (contrabalance)} = (83.64/380.66) * 100\% = \mathbf{21.97\%}$$
 (dentro del rango permitido).

Al hallar el **par tursor** (según los estudios de **Joessel**), vamos a mostrar primero el valor del **centro de presión (d)** de cada pala de gobierno, de la siguiente forma:

$$d = c * (0.2 + 0.3 * \text{sen}(\alpha)) \quad \mathbf{(6.2)}$$

Donde **d** es la distancia entre el extremo de proa y el centro de presiones de la pala y **c** es la medida de la cuerda de dicha pala (mostrados en la **Figura 6.4**).



**Figura 6.4 Dimensiones de la pala de timón de gobierno.**

El valor de  $\alpha$  representa el ángulo de giro de la pala, que normalmente es  $35^\circ$  como máximo (para palas convencionales), ya que es un valor óptimo para el **máximo momento evolutivo (o de rumbo)** de la embarcación. Esto se debe a que con ángulos mayores hay un desprendimiento masivo de la capa límite viscosa en la cara de succión de la pala, que hace aumentar la presión en dicha cara, y en consecuencia, disminuir la fuerza útil del timón.

Para evitar dicho efecto, se han desarrollado algunos tipos de timones, como los que mostramos para el remolcador de puerto, que evitan el desprendimiento de dicha capa límite, aumentando la eficiencia del timón a grandes ángulos (como a  $40^\circ$  o más), mediante el acople de una tobera a una cierta cantidad de palas.

Luego, la **fuerza normal** que actúa en cada pala de gobierno se determina según la siguiente expresión dada por **Joessel**:

$$P_n = \frac{5.3 * S * V^2 * \text{sen}(\alpha)}{0.2 + 0.3 * \text{sen}(\alpha)}$$

**(6.3)**

Donde:

$P_n$ : Es la fuerza normal que actúa en el área de la pala del timón (en **lb**).

$S$ : Es el área proyectada de cada pala del timón (en **pies<sup>2</sup>**).

$V$ : Es la velocidad del agua que incide en el timón (en **nudos**).

$\alpha$  = Es el ángulo de giro o medida de la pala del timón (en **grados sexagesimales**).

Finalmente, el valor del **par torsor** será de la siguiente forma:

$$M_T = \frac{5.3 * S * V^2 * \text{sen}(\alpha)}{0.2 + 0.3 * \text{sen}(\alpha)} * [(0.2 + 0.3 * \text{sen}(\alpha)) * c - d_1] = P_n * d_o \quad (6.4)$$

Al calcular el **centro de presiones**, **fuerza normal** y **par torsor**, obtenemos los siguientes resultados:

Determinación del centro de presión de la pala (Según Joessel):			
Fórmula empleada (Ecuación 6.2)	Parámetro	Valor	Unidad
$d = c * (0.2 + 0.3 * \text{sen}(\alpha))$	Cuerda (c)	380.66	mm
	Ángulo ( $\alpha$ )	40	(°)
	Centro de presión (d)	149.537	mm
	Distancia ( $d_o = d - d_1$ )	65.897	mm

**Tabla 6.5** Cálculo del centro de presión de cada pala de gobierno.

**Nota:** El centro de presiones determinado es para cada pala del grupo de las tres palas con tobera, ya que cada una de ellas son iguales y distribuidas simétricamente en la popa de la tobera que aloja a la hélice de propulsión.

El valor final del **par torsor** es para cada grupo de **tres palas con tobera**:

Determinación del par torsor de las palas (Según Joessel):			
Fórmula empleada (Ecuación 6.3 y 6.4)	Parámetro	Valor	Unidad
$P_n = \frac{5.3 * S * V^2 * \text{sen}(\alpha)}{0.2 + 0.3 * \text{sen}(\alpha)}$ $M_T = P_n * d_o$	Área de la pala (S)	20.452	ft <sup>2</sup>
	Velocidad (V)	10	nudos
	Ángulo ( $\alpha$ )	40	(°)
	Fuerza normal (Pn)	17736.24	lb
	Distancia (do)	0.216	ft
	Par torsor (MT)	3834.534	lb-ft
	Par torsor (MT)	0.531	Ton-m

Tabla 6.6 Cálculo de la fuerza normal y el par torsor del grupo de palas.

Según los cálculos realizados, el par torsor es de **0.531 Ton-m**. Para los dos grupos de tres palas con tobera, tenemos un valor total de: **2\*(0.531) = 1.062 Ton-m**.

- b. **Método 02:** Se van a emplear las formulaciones estipuladas en las normas de la sociedad clasificadora de buques de la **ABS**, para la obtención de la fuerza aplicada y el torque de diseño del grupo de las palas con tobera. Se emplean dichas normas ya que el remolcador de puerto recibirá la certificación de esta distinguida sociedad clasificadora. El cálculo se hará para la condición de **marcha adelante**, porque el análisis operacional del servomotor hidráulico se enfoca para dicho rumbo. Al realizar los cálculos de la **fuerza y torque de diseño** para cada grupo de palas, tenemos los siguientes resultados:

Fuerza total sobre el grupo de 3 palas (en marcha adelante):			
Fórmula empleada (Ecuación 4.2)	Parámetro	Valor	Unidad
$C_R = n k_R k_c k_t A V_R^2$	n	0.132	adim.
	kR	1.33	adim.
	kC	1.9	adim.
	kI	1.15	adim.
	A(total) = 3*Aef	1.483	m <sup>2</sup>
	VR	10	nudos
	CR (avance)	56.870	kN

Tabla 6.7 Cálculo de la fuerza total que actúa en el grupo de tres palas.

Para el **torque de diseño**, habrá un aumento de **1.74\*sen( $\alpha$ )**, para ángulos mayores que **35°** (que en este caso es de **40°**), según la **ABS**.

Torque de diseño del grupo de 3 palas (en marcha adelante):			
Fórmula empleada (Ecuación 4.3)	Parámetro	Valor	Unidad
$Q_R = C_R r$ $r = c * (\alpha - k) \quad k = A_{cb} / A_{cf}$	CR	56.870	kN
	c	380.66	mm
	$\alpha$	0.4	adim.
	k	0.2816	adim.
	r	45.071	mm
	QR (avance)	2.563	kN-m
	QR (avance)	0.2613	Ton-m

**Tabla 6.8 Cálculo del torque de diseño para el grupo de tres palas.**

El torque de diseño nos resulta **0.2613 Ton-m**. Como el máximo ángulo de giro de las palas es de **40°**, al valor resultante hay que multiplicarlo por **1.74\*sen( $\alpha$ )**:

$$\text{Torque (Ton-m)} = 1.74 * \text{sen}(40^\circ) * (0.2613) = 0.2922 \text{ Ton-m}$$

Finalmente, el torque de diseño nos resulta **0.2922 Ton-m**. Para los dos grupos de tres palas con tobera, resulta ser: **2\*(0.2922) = 0.5844 Ton-m**. Este valor obtenido es mucho menor que el calculado en el método anterior.

Siguiendo con los cálculos, **el espesor de la pala de gobierno** se determina en base a la **separación de refuerzos** (que es de **400 mm** en toda la altura de cada pala) y la **velocidad máxima de rumbo** del remolcador (que es de **10 nudos**).

Cálculo del espesor de la pala			
Fórmula empleada (Ecuación 4.4)	Parámetro	Valor	Unidad
$t_p = 0.0015 \cdot s \cdot V_R + 2.5$	s	400	mm
	$V_R$	10	nudos
	$t_p$	8.5	mm
Selección de un espesor de 3/8"			

**Tabla 6.9 Determinación del espesor de cada pala de gobierno.**

Por lo tanto, el espesor designado para cada pala es de **3/8" (9.525 mm)**.

A través de los dos métodos mencionados, hemos obtenido aproximaciones del valor del **torque de diseño** de los **dos grupos de tres palas con tobera**, obteniéndose un mayor valor en el primer método (que es de **1.062 Ton-m** para los dos grupos de palas). No obstante, según el requerimiento hecho para este diseño especial, el torque de operación de los dos grupos de palas debe ser de **2.272 Ton-m**, que representa un aumento de **2.14 veces** con respecto al valor máximo obtenido de los dos métodos empleados.

Así que usaremos este valor de torque (de **1.136 Ton-m** para cada grupo de palas) para sobre-dimensionar los demás componentes mecánicos que conforman el sistema de gobierno de la embarcación. Cabe resaltar que no será necesario implementar el eje inferior del grupo de palas, ya que la parte superior de dicho grupo se acoplará con la base inferior del **eje barón o limera**, cuyas dimensiones se van a determinar a continuación, siendo la conexión del grupo y del eje barón el mostrado en la siguiente ilustración, que viene a ser también la **zona de transmisión del torque desarrollado** por el **servomotor hidráulico**:



**Figura 6.5 Zona de transmisión del torque en las palas (marcada con círculo negro).**

En la siguiente, se van a determinar los demás componentes mecánicos (como el **eje barón** y **acoplamiento embridados**) a partir del valor de  **$Q_R = 1.136 \text{ Ton-m}$**  (para cada grupo).



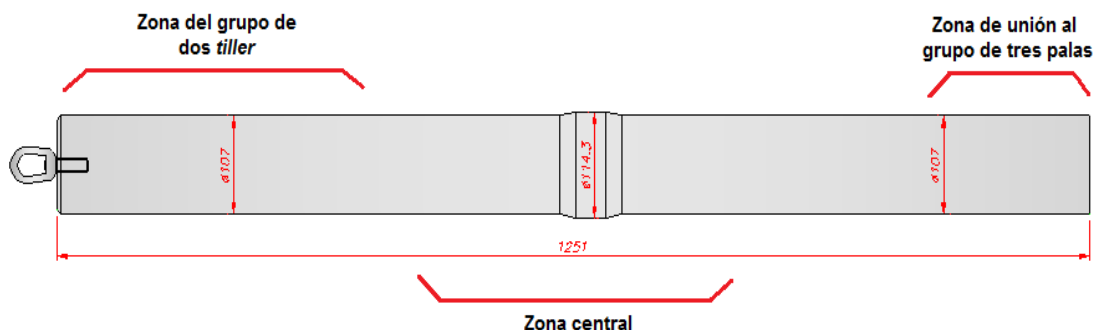
### 6.2.2 Eje barón.

El **eje barón**, o también conocido como **eje limera**, será de material **acero SAE 1045** (con un esfuerzo de fluencia de **290 N/mm<sup>2</sup>**), ya que es un material común y adecuado para este eje, y tiene sus dimensiones especificadas según la obtención del diámetro mínimo a través de las normas de clasificación de la **ABS (American Bureau of Shipping)**:

Cálculo del diámetro del eje barón			
Fórmula empleada (Ecuación 4.10)	Parámetro	Valor	Unidad
$S = N_u \sqrt[3]{Q_R K_s}$	Nu	42	adim.
	QR (máximo)	11.144	kN-m
	Ks	0.8541	adim.
	<b>S</b>	<b>89.01</b>	<b>mm</b>
Se va a seleccionar un diám. de <b>107 mm</b>			

**Tabla 6.10 Determinación del diámetro mínimo del eje barón o limera.**

Luego del procedimiento anterior, obtenemos un **eje barón o limera** cuyo diámetro mínimo es de **107 mm (4 ¼")** y un diámetro máximo de **114.3 (4 ½")** siendo este último valor el diámetro en la zona central de dicho eje. El eje barón va a tener una longitud de **1251 mm**, y posee un **perno tipo argolla** de diámetro **5/8" UNC** de **38 mm** de longitud, cuyo material es de **acero grado 8.8 (GR. 8.8)**.



**Figura 6.6 Muestra del eje barón o limera de un grupo de las palas de gobierno.**

### 6.2.3 Acoplamiento embridado horizontal.

El acoplamiento considerado es la **brida** para el **eje de limera** o barón, cuyo material va a ser el **acero naval (ASTM A-131)**, cuyas dimensiones se determinan según los siguientes cálculos presentados a continuación:

Diámetro del perno de acoplamiento embridado horizontal			
Fórmula empleada (Ecuación 4.12)	Parámetro	Valor	Unidad
$d_b = 0.62 \sqrt{d_s^3 K_b / (nrK_s)}$	ds (eje barón)	107.95	mm
	Kb (perno acopl.)	0.8124	adim.
	n (pernos)	6	máximo
	r (brida de eje barón)	103.7	mm
	Ks (eje barón)	0.8541	adim.
	<b>db (perno acople)</b>	<b>27.19</b>	<b>mm</b>
Se va a seleccionar un perno de 28.6 mm.			

Tabla 6.11 Cálculo realizado para obtener el diámetro del perno de acople.

Espesor de la brida de acople horizontal (brida de eje barón)			
Fórmula empleada (Ecuación 4.13)	Parámetro	Valor	Unidad
$t_f = 0.9d_{bt} \sqrt{K_f / K_b}$ $t_f = 0.9d_{bt}$	dbt (perno acople)	27.19	mm
	Kf (brida horiz.)	1.0000	adim.
	Kb (perno acopl.)	0.8124	adim.
	tf (1° fórmula)	<b>27.15</b>	mm
	tf (2° fórmula)	<b>24.47</b>	adim.
	<b>tf (mayor)</b>	<b>27.15</b>	<b>mm</b>
Selección de un espesor de 31.8 mm (1 1/4")			

Tabla 6.12 Cálculo realizado para obtener el espesor del acoplamiento embridado.

Según los cálculos obtenidos, el espesor de la **brida de acoplamiento del eje barón** es de **31.8 mm** (o 1 1/4"), con un diámetro de **280 mm** (de acuerdo al tamaño del eje barón o limera). Los **pernos de acople** (tipo hexagonales o **C/HEX**) son un total de **seis (6)**, cada uno con **dos tuercas de seguro (C/T)**, y poseen un diámetro de **28.6 mm (1 1/8")** tipo **UNC**, con una longitud de **120 mm**. El material de dichos pernos es de **acero grado 8.8** (adecuado y resistente para el sistema de palas de gobierno).

#### 6.2.4 Otros acoplamientos y componentes.

Vamos a mencionar los demás acoplamientos y partes mecánicas, de manera descriptiva, para cada **grupo de tres palas con tobera**:

- **Una camiseta superior y otra inferior**, cuyo material es de **bronce fundido (SAE 62)**, en donde las camisetas se acoplan directamente al **eje barón**.
- Un **gland de conexión** de material **bronce fundido (SAE 62)**, cuyo acople se da mediante **cuatro espárragos**, cada uno con **dos tuercas de seguro tipo M16** de **1300 mm** de longitud, de material de **acero inoxidable tipo 304**.
- Un **tubo de limera embridado** externo, de material **acero fundido SAE 1045**.
- Una **estopa cuadrada** de **5/8" x 5/8" x 3500 mm** de longitud, cuyo material es de **cáñamo engrasado**.
- Un **anillo lubricador** de diámetro interno de **126.5 mm**, diámetro externo de **160.5 mm**, con un espesor de **16 mm**, cuyo material es de **bronce fundido (SAE 62)**.
- **Dos graseras rectas** de **radio 1/8"** tipo **NPT**, de acero inoxidable, que se acoplan con los pernos del embridado vertical.
- **Dos pernos** tipo hexagonales, cada uno con una **tuerca de seguro** (tipo **M12**), de **45 mm** de longitud y de material **acero inoxidable (tipo 304)**.
- Una **bocina de bronce** de diámetro interior **128.5 mm**, diámetro exterior de **161 mm**, con una longitud de **120 mm**, y de material **bronce fundido (SAE 62)**.

- Una **bocina** de diámetro interior **4.933" (125.3 mm)**, diámetro exterior **6.682" (169.7 mm)**, con **250 mm** de longitud y de material tipo **DURAMAX "490" (DX-500)**.

A continuación se muestra el esquema genérico de los componentes mecánicos de acople del sistema de gobierno del remolcador de puerto:

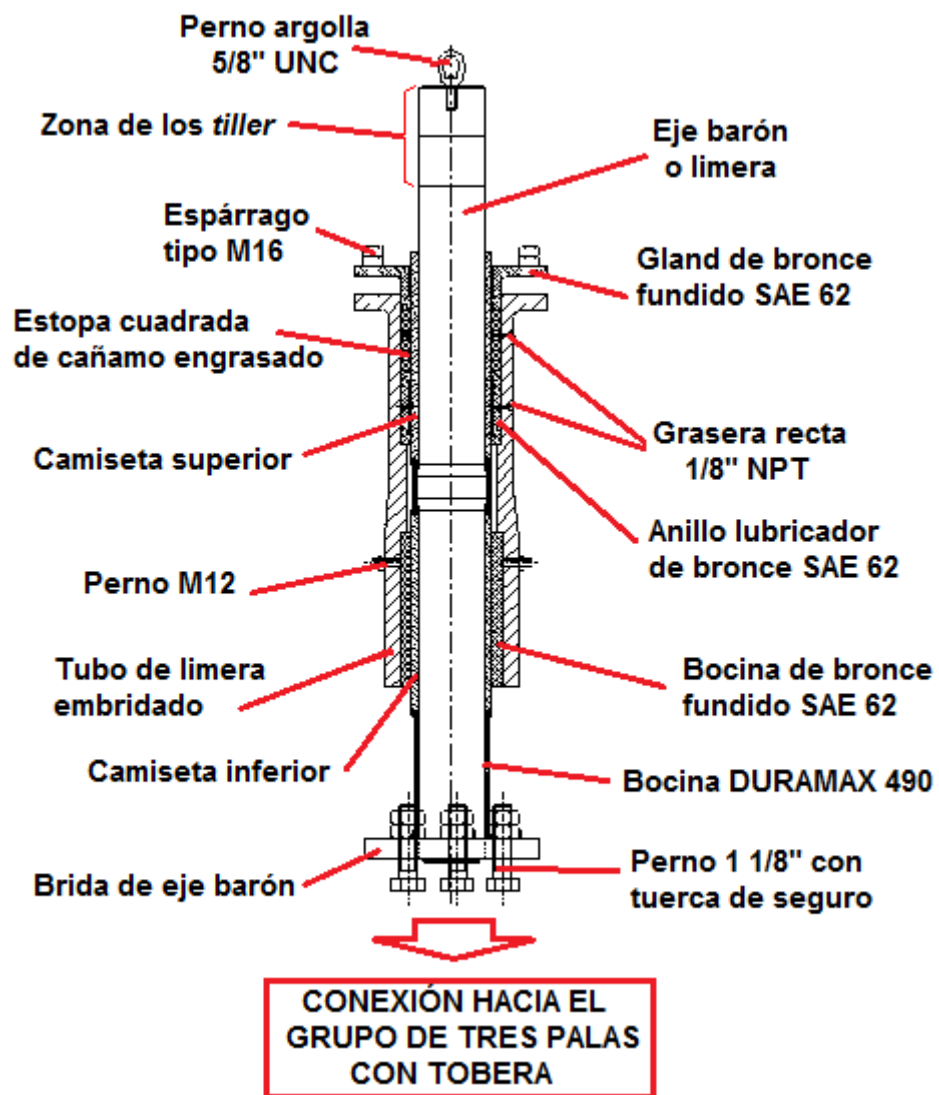


Figura 6.7 Esquema de los componentes mecánicos del gobierno del remolcador.

### **6.3 Componentes del servomotor hidráulico de gobierno.**

#### **6.3.1 Zona de lazareto del remolcador.**

- a. **Tiller o brazo de torque:** Van a disponerse de cuatro *tiller* o brazos de yugo de torque, en donde dos de ellos van acoplados a los **dos actuadores hidráulicos** (que en este caso son cilindros con pistones), y los dos restantes se acoplan a los extremos de la **barra de transmisión o tie bar**. El acople de los brazos o cañas en el eje barón será con dos de ellos (uno encima del otro), en donde el *tiller* de encima acopla con un extremo de la barra de transmisión, mientras que el de abajo acopla con el pistón hidráulico. La siguiente tabla muestra las características principales de cada *tiller* o brazo de torque, empleado para la transmisión del par torsor:

Descripción	Valor
Longitud del brazo de torque.	314 mm
Diámetro del orificio de acople.	31.8 mm (1 ¼")
Diámetro del orificio del eje barón.	104 mm (4 ¼")
Material de la estructura del tiller.	Acero <b>ASTM A958</b>

**Tabla 6.13 Especificaciones del *tiller* o brazo de torque.**

El material mostrado del *tiller* (que es el **acero ASTM A958**), posee un **esfuerzo de fluencia** de **275 N/mm<sup>2</sup>** y un **esfuerzo de tensión última** de **550 N/mm<sup>2</sup>**.

El largo del brazo o *tiller* se ha dispuesto en base al espacio disponible en el lazareto del remolcador, y los diámetros de orificios dependen del maquinado del eje barón y de las conexiones con los pistones hidráulicos y la barra de transmisión. Para el **cubo del tiller**, en donde se aloja el eje barón, determinamos su mínimo módulo de sección, de la siguiente manera:

Módulo de sección del cubo de tiller			
Fórmula empleada (Ecuación 5.6)	Parámetro	Valor	Unidad
$S.M._{\text{cubo-tiller}} = 0,196.S^3.K_h / K_s$	S (diám. eje barón)	104	mm
	Kh (cubo del tiller)	0.889	adim.
	Ks (eje barón)	0.854	adim.
	SMcubo-tiller	229433	mm <sup>3</sup>
	SMcubo-tiller	229.43	cm <sup>3</sup>

Tabla 6.14 Determinación del módulo de sección del cubo del *tiller*.

Aplicando la **Ecuación 5.6**, obtenemos un valor de **229.43 cm<sup>3</sup>** que corresponde al mínimo módulo de sección del cubo del *tiller*. El diseño de este *tiller* consiste en un brazo partido de dos cuerpos, cuyo acople se da por medio de pernos laterales con sus respectivas tuercas de seguro. En la vista horizontal, este componente posee una cara rugosa (para maquinado), mientras que la otra cara es lisa y trabajada, de tal forma que dos *tiller* se van a unir (desfasados 90°) juntándose sus caras lisas para que se desarrolle el torque de transmisión sin ningún tipo de rugosidad.

Ahora, realizamos el cálculo del módulo de sección de dicho cubo para comprobar si cumple con el módulo de sección mínimo calculado por la **ABS**:

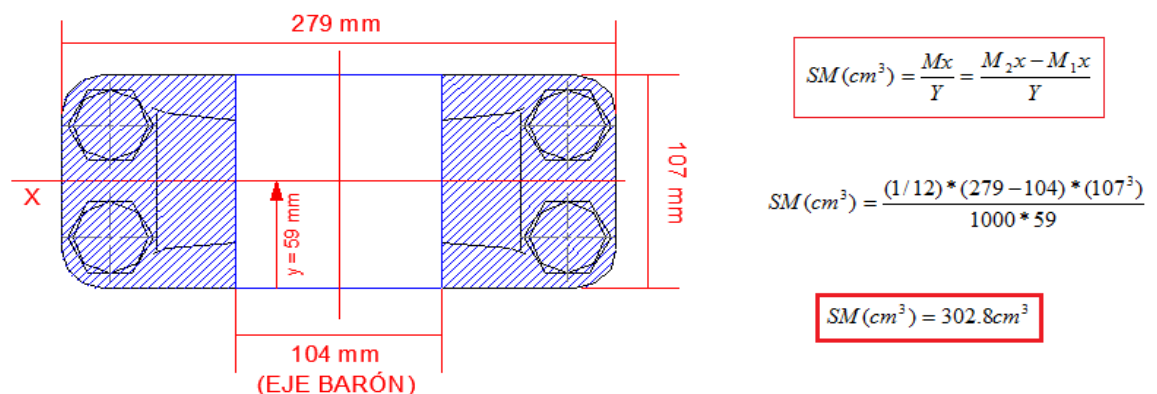


Figura 6.8 Cálculo tradicional del módulo de sección para el cubo del *tiller*.

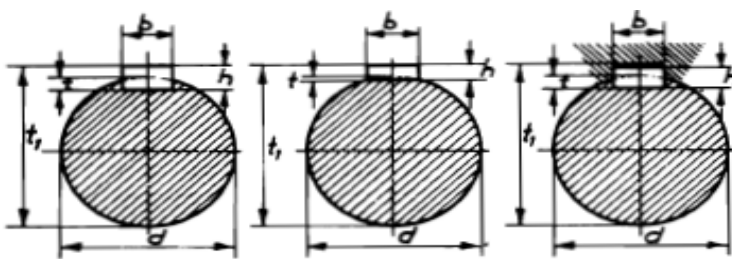
Dicho valor de módulo de sección es **302.8 cm<sup>3</sup>**, resultando ser mayor que el mínimo calculado por recomendación de la sociedad clasificadora de buques.

Para determinar las dimensiones de la chaveta o seguro de cada *tiller*, tenemos que utilizar la **Ecuación 5.7** que determina el área de corte o contacto con el conjunto del *tiller* o brazo, a través del siguiente proceso de cálculo:

Área de corte del seguro de tiller			
Fórmula empleada (Ecuación 5.7)	Parámetro	Valor	Unidad
$A_{S_{key-tiller}} = 0,196 \cdot S^3 \cdot K_K / (K_s \cdot r)$	S (diám. eje barón)	104	mm
	Kk (seguro del tiller)	0.854	adim.
	Ks (eje barón)	0.854	adim.
	r (eje barón)	52	mm
	Área de corte (Akey)	4239.87	mm <sup>2</sup>
	Área de corte (Akey)	42.40	cm <sup>2</sup>

**Tabla 6.15** Determinación del área de corte de la chaveta o seguro del *tiller*.

El área mínima de corte de la chaveta es de **4239.87 mm<sup>2</sup>**. Usando este valor, y con las especificaciones dadas en el **Manual de Máquinas y Cálculos de Taller**, obtenemos las medidas de la chaveta de acuerdo al diámetro del eje barón:



Diámetro del eje	CHAVETA ENCASTRADA				CHAVETA PLANA				CHAVETA			
	Ancho	Alto	Profundidad de la entalla del eje	Profundidad de la ranura del cubo	Ancho	Alto	Altura del rebaje	Profundidad de la ranura del cubo	Ancho	Alto	Profundidad de la entalla del eje	Profundidad de la ranura del cubo
	b	h	t	t <sub>1</sub>	b	h	t	t <sub>1</sub>	b	h	t	t <sub>1</sub>
d												
mm.			mm				mm				mm	
92-110	28	16	8	d + 8	28	10	2	d + 8	28	16	8	d + 8,3
110-130	32	18	9	d + 9	32	11	2	d + 9	32	18	9	d + 9,3
130-150	36	20	10	d + 10	36	13	3	d + 10	36	20	10	d + 10,3
150-170	40	22	11	d + 11	40	14	3	d + 11	40	22	11	d + 11,3
170-200	45	25	13	d + 12	45	16	4	d + 12	45	25	13	d + 12,3

Las chavetas tienen una inclinación de 1 : 100. La medida referente a la altura de la chaveta se refiere a la parte más alta de la cuña.

**Tabla 6.16** Selección de la chaveta de seguro del *tiller* unido al eje limera.

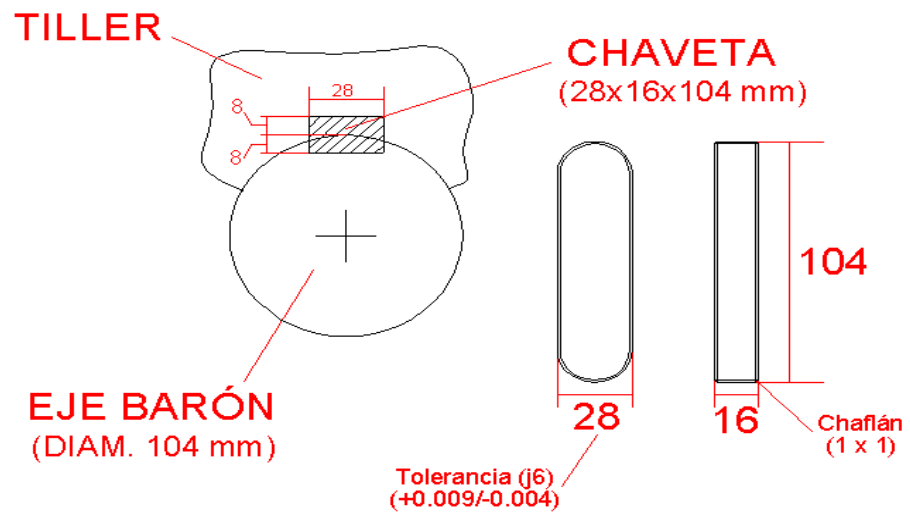


Figura 6.9 Detalle de la chaveta seleccionada que acopla con el *tiller*.

Luego de obtener las medidas de la chaveta, el área de corte será:

$$A_{\text{corte}} = (8 + 28 + 8) \cdot (104) = 4576 \text{ mm}^2 \text{ (mayor al mínimo dado por ABS).}$$

Donde el primer factor representa el perímetro de la chaveta en el canal del eje barón y el segundo factor es la longitud de dicha chaveta.

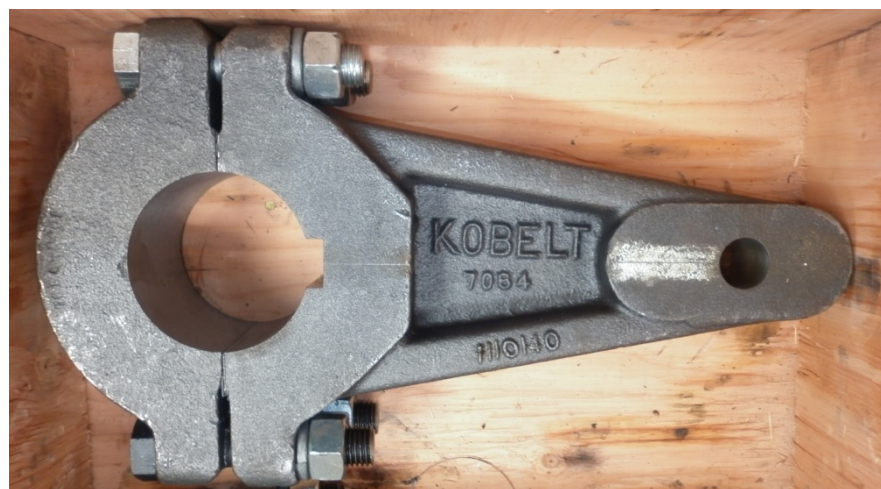


Figura 6.10 Imagen del *tiller* maquinado en su orificio con el eje barón.



- b. **Tie bar o barra de transmisión:** Esta barra que será usada para mantener estable al sistema mecánico del servomotor hidráulico, estará acoplada en cada extremo por un *tiller* o brazo de torque. Se compone de la misma barra (**tie bar**) y sus acoples en los extremos (**tie rod** o **rod end**). A continuación se presenta las características de la barra de transmisión mencionada:

Descripción	Valor
Longitud de la barra ( <b>tie bar</b> ).	2500 mm
Diámetro del orificio de acople.	31.8 mm (1 ¼")
Diámetro del tubo de la barra.	63.5 mm (2 ½")
Material del tubo de la barra.	Acero <b>ASTM A106</b>
Denominación del tubo de la barra.	<b>SCH 80</b>

Tabla 6.17 Especificaciones del **tie bar** o barra de transmisión.

La longitud de la barra de transmisión se ha determinado en base a la disposición del servomotor hidráulico en el lazareto del remolcador de puerto. Usando la formulación propuesta por la **ABS (Ecuación 5.11)**, determinamos la fuerza al pandeo que debe soportar el **tie bar**, de la siguiente manera:

Esfuerzo al pandeo del <b>tie bar</b>			
Fórmula empleada (Ecuación 5.11)	Parámetro	Valor	Unidad
$\frac{0.113S^3U_R}{L_2}$	S (diám. eje barón)	104	mm
	UR (eje barón)	520	N/mm <sup>2</sup>
	L2 (brazo del <i>tiller</i> )	314	mm
	Esfuerzo al pandeo	210500.03	N
	Esfuerzo al pandeo	210.50	kN

Tabla 6.18 Determinación del esfuerzo al pandeo del **tie bar**.

Luego de los cálculos, obtenemos un **esfuerzo al pandeo (como fuerza axial)** de **210.50 kN**, y aplicado a la sección del tubo del **tie bar** (de **63.5 mm**), tenemos:

$$\sigma_{pandeo} = \frac{210500.03}{(\pi/4) * (63.5)^2} = 66.47 \text{ N/mm}^2$$

El valor obtenido nos muestra que no hay mucho efecto del pandeo en la barra de transmisión empleada, siendo ésta adecuada para estabilizar la transmisión del torque hacia las palas de gobierno del remolcador de puerto. A manera de información, se va a mostrar las especificaciones de esfuerzos para el material empleado en la barra de transmisión (que es el acero **ASTM A-106**):

Datos del acero	ASTM A-106
Esfuerzo de fluencia.	335/340 MPa
Esfuerzo de tensión.	515/520 MPa
Elongación (%).	29/27

Tabla 6.19 Propiedades principales del tipo de acero del *tie bar*.

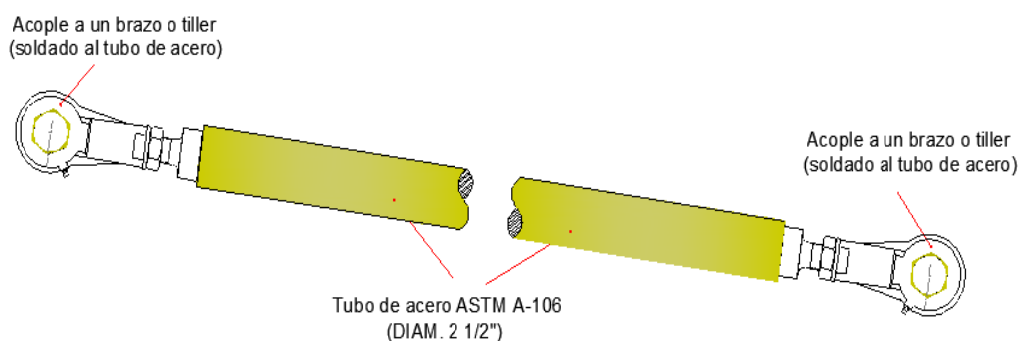


Figura 6.11 Imagen del *tie bar* con sus acoples en los extremos.



Figura 6.12 Muestra del *tie rod* o acople de extremo de la barra estabilizadora.

- c. **Actuadores hidráulicos:** Estos van a ser dos pistones contenidos en un cilindro hidráulico (cada uno). Cada extremo de acople del pistón hidráulico se une con el extremo del orificio menor del *tiller* o **brazo de torque**, en cuya unión se da la transmisión directa del par torsor hacia el eje de la mecha de timón, generando el ángulo de giro de las palas del timón de gobierno del remolcador de puerto. Las especificaciones de cada pistón hidráulico son las siguientes:

Descripción	Valor
Longitud del cilindro hidráulico.	593.3 mm (23.36")
Diámetro del vástago del pistón.	38.1 mm (1 ½")
Diámetro efectivo del pistón.	101.6 mm (4")
Carrera máxima del pistón.	406.4 (16")

**Tabla 6.20 Especificaciones del pistón hidráulico empleado.**

Las líneas de tuberías conectadas al pistón hidráulico están normalmente abiertas para permitir el paso del flujo hidráulico hacia su interior y mover el pistón (aumentando o disminuyendo su carrera). El control coordinado de este flujo en los dos pistones hidráulicos se lleva a cabo a través de la **válvula DARB (Double Acting Relief By-pass)**, o llamada **válvula de doble alivio y doble vía**.



**Figura 6.13 Muestra del pistón hidráulico empleado en el servomotor.**

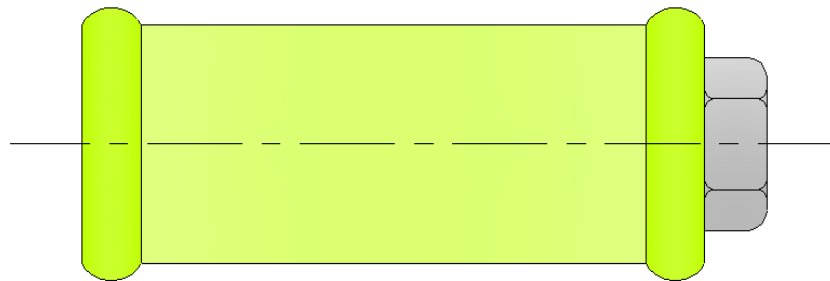
- d. **Tanque hidráulico principal:** Este tanque va a tener unos **30 galones** de capacidad de almacenamiento del aceite hidráulico tipo **ISO VG-68** (ver **Anexos**) u otro similar, como el aceite **ISO VG 32** (adecuado para recorrido de *tubing*). Sus dimensiones son de **26" x 15" x 18"**, posee ángulos estructurales en sus costados para que pueda instalarse junto a los refuerzos externos del tanque central de lastre del **lazareto** del remolcador, y una ranura que acopla con una cartela exterior del mencionado tanque de lastre. Este tanque o reservorio se va a instalar en el interior del **lazareto** (zona no inundable del buque), en el costado de **estribor**.

Este tanque hidráulico posee **dos sensores**, uno de **nivel de bajo aceite** (de conexión electrónica) y otro de **nivel de temperatura** (de 30 a 100°C), además de tener fijos las conexiones de las líneas de **succión, retorno y drenaje** del circuito hidráulico respectivo. La **línea de succión** se ubica en la base inferior del tanque hidráulico para mantener la altura estática positiva con respecto al nivel de la entrada de la **bomba hidráulica principal** (*vane pump*). Recordar que el tanque se diseña para que tenga una **capacidad de flujo de 2 a 3 veces** la de la bomba.



**Figura 6.14** Tanque hidráulico ubicado en el lazareto del remolcador.

- e. **Filtro tipo colador (*strainer*):** Este accesorio va conectado en la **línea de succión** de  $\Phi$  1 1/4" de tubería hidráulica de **acero ASTM A-53 Grado B** (de **SCH 40**), que conduce a la entrada de la **bomba hidráulica principal** (ubicada con su **motor eléctrico** en el babor de la sala de máquinas). Su función principal es mantener limpio al flujo hidráulico inicial, que proviene del tanque principal de almacenamiento (ubicado en el lazareto). Este **filtro de succión** va dentro del tanque mencionado.



**Figura 6.15 Muestra del filtro (tipo *strainer*) que va en la línea de succión.**

- f. **Válvula de alivio (*relief valve*):** Esta válvula de seguridad es la encargada de desviar el flujo que sobrepasa la **presión de ajuste o taraje** de dicha válvula (que es de **1.25 veces** la presión hidráulica máxima de trabajo), llevándolo de retorno al **tanque o reservorio**, y de esta forma, se protege al circuito hidráulico de las sobrecargas de flujo de aceite. Las líneas de tuberías que la conectan normalmente están cerradas, pero en el momento de la operación se puede ajustar dicha válvula para conseguir la presión adecuada, en el desarrollo del **torque de transmisión**.

Sus conexiones son principalmente tres: una de **entrada**, que recibe el flujo de descarga de la **bomba hidráulica principal**, una de **salida**, que entrega el flujo regulado a la presión constante a la **válvula de control de flujo**, y la mencionada **línea de retorno**, que lleva el flujo sobrecargada que superó la **presión de ajuste**.

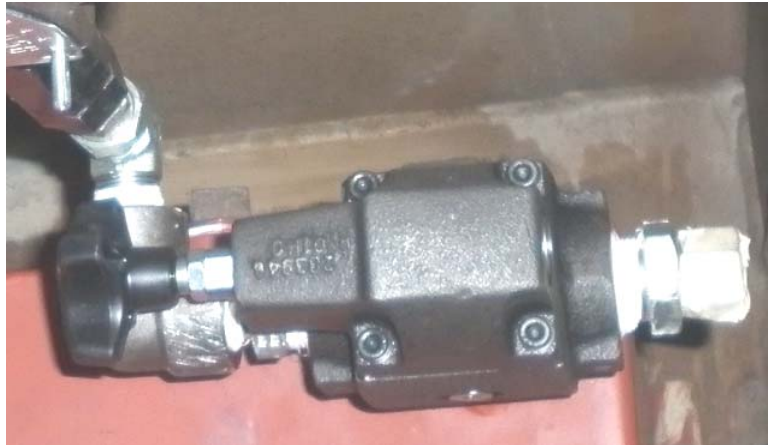


Figura 6.16 Válvula de alivio (*relief valve*) conectado al tanque hidráulico.

- g. **Válvula de control de flujo:** Este tipo de válvula es la encargada de regular el flujo adecuado para el funcionamiento de los cilindros hidráulicos que van a accionar las palas del timón de gobierno. Poseen una regulación de **0 a 10 gal/min** (por medio de un reloj indicador en su base). Tiene **tres conexiones principales**: una de **entrada** que recibe el flujo a la presión adecuada por parte de la **válvula de alivio o seguridad (*relief valve*)**, una de **salida** que conecta con el **filtro de presión** y su respectiva línea de tubería que llega hacia la **entrada de presión (P)** de la **válvula direccional o solenoide** (o **electro-válvula**), y una **línea de retorno** al tanque cuando el flujo llega a sobrecargarse por la operación hidráulica del sistema.



Figura 6.17 Válvula de control de flujo conectado en la línea de presión.

- h. **Válvula direccional o solenoide:** Llamada comúnmente **electro-válvula**, posee cuatro líneas primordiales: **presión (P)**, **tanque o retorno (T)**, y las **líneas A y B**. La **línea de presión** va ligada con el **filtro de presión**, por medio de una **manguera flexible**, que dirige el flujo desde la línea de descarga de la **bomba hidráulica principal (vane pump)**, mientras que la **línea de retorno** al tanque consiste también en una **manguera flexible**. Las líneas **A** y **B** van ligadas hacia el pistón hidráulico, y se derivan por medio de la **válvula doble alivio y doble vía** (denominada **DARB**), que distribuye adecuadamente el flujo hidráulico en los actuadores hidráulicos de las palas del timón de gobierno.



**Figura 6.18 Muestra de la válvula direccional o solenoide del sistema.**

- i. **Válvula doble alivio y doble vía (DARB):** Es una especie de válvula distribuidora de flujo que va a llevar el aceite hidráulico hacia los pistones de accionamiento de las palas de gobierno del remolcador, y en donde sus líneas hacia la **válvula direccional o solenoide** consisten en **mangueras flexibles** de aproximadamente **240 mm de perímetro**, que se conectan para evitar las vibraciones producidas por el flujo hidráulico circulante. El término **DARB** viene de la palabra inglés **Double Acting Relief By-pass**, que significa “**doble acción de alivio y doble vía**”, que indica la forma de funcionamiento de este accesorio de tuberías. Sus entradas provienen desde la **válvula direccional** y salen hacia los **pistones hidráulicos**.



Figura 6.19 Válvula doble alivio y doble vía (DARB).

Los componentes de las líneas de presión y retorno se ubican en la parte superior del compartimiento de lazareto, acoplado a los refuerzos de los **baos** por medio de un **panel estructural**. Ahora se mostrará un esquema de disposición de la parte mecánica de transmisión del sistema hidráulico de gobierno y luego se mostrará al sistema en sí.

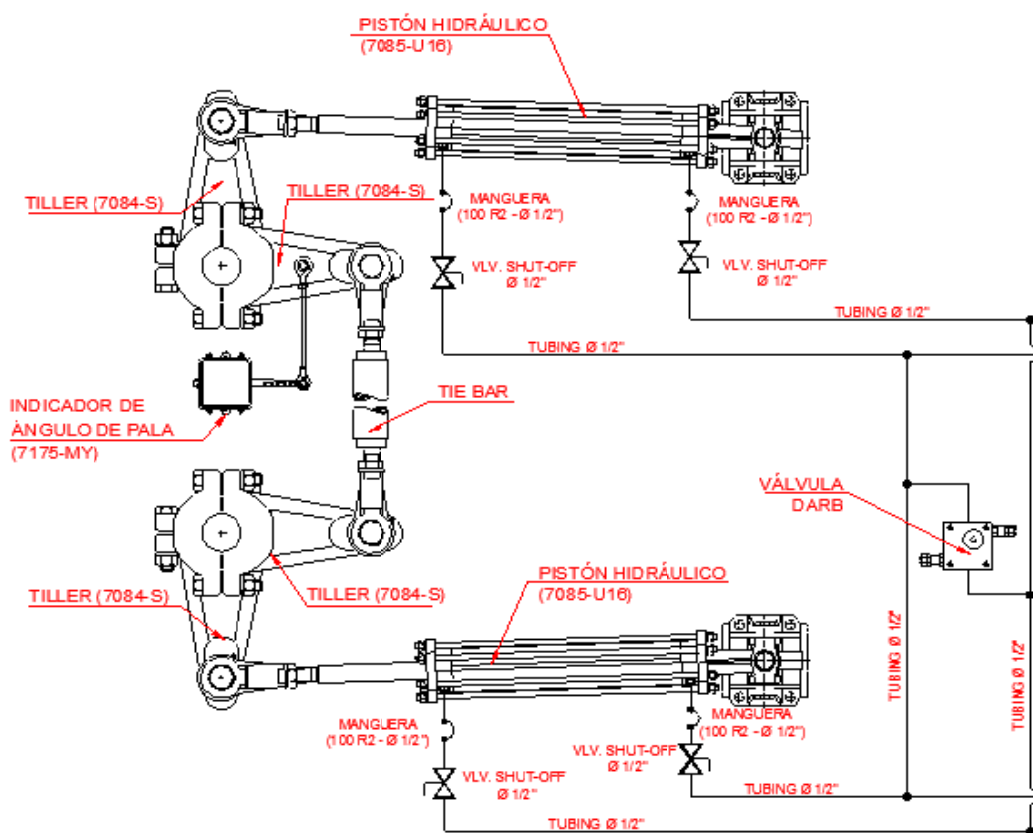


Figura 6.20 Esquema del sistema mecánico de la transmisión del torque.



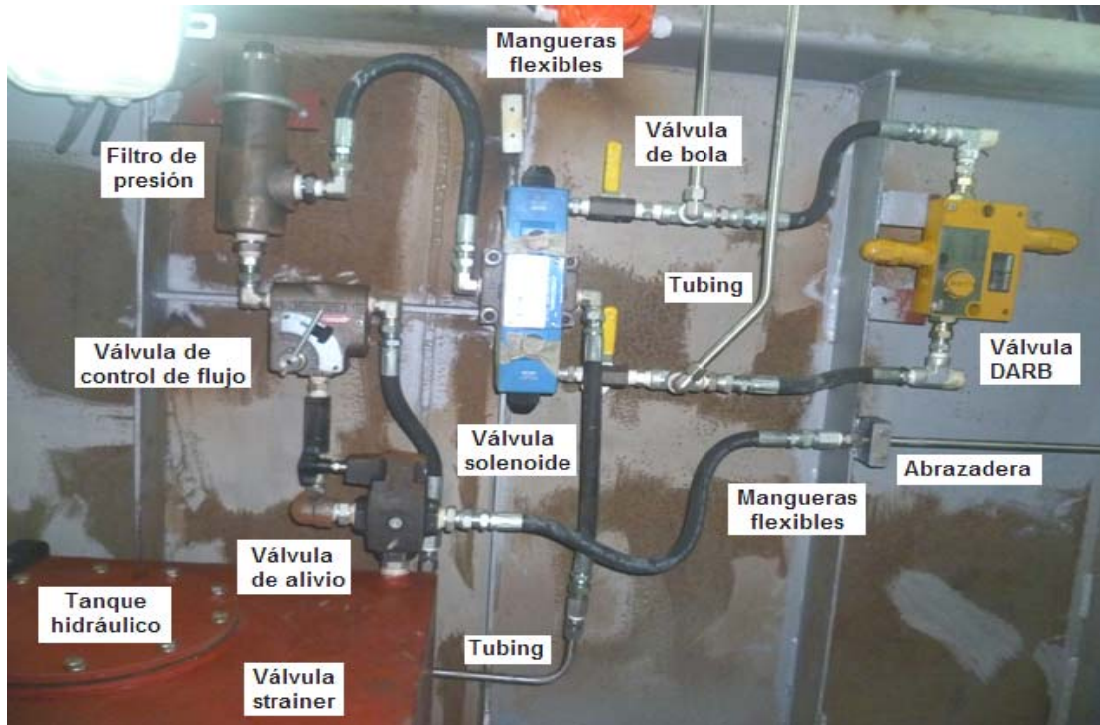


Figura 6.21 Componentes hidráulicos del servomotor principal.

### 6.3.2 Zona de sala de máquinas.

- a. **Bomba hidráulica principal (*vane pump*):** Esta bomba es de tipo *vane pump* (o bomba de paletas), cuyo funcionamiento es primordial para el accionamiento de los **pistones hidráulicos** que accionan las palas del timón de gobierno, conformando la base del **sistema principal** del **servomotor electro-hidráulico**. Como toda bomba, posee una línea de **succión** y otra de **descarga** (o **presión**), cuyos ductos están juntos en la base superior de dicho componente.

Esta bomba (de **4 GPM** de capacidad, marca **Vickers**) se une mediante un **acoplamiento flexible** a un **motor eléctrico**. Su disposición se da en el interior de la sala de máquinas, al costado de babor, junto a uno de los generadores eléctricos del remolcador de puerto. El conjunto de la bomba y su motor eléctrico posee una base que se emperna con acoples tipo **prisioneros** de **3/8"**, **5/16"** y **1/4"**.



**Figura 6.22 Bomba hidráulica principal, conectado a un motor eléctrico.**

- b. **Motor eléctrico trifásico:** Este viene a ser el actuador primario de la bomba hidráulica principal, que se conecta a su eje mediante un acoplamiento (de marca **Vulkan**) y termina en el asiento de la bomba hidráulica mencionada. Este motor trifásico es de **4 HP** de potencia, a unas **1800 RPM** de revolución, de **220/440 V** a **60 Hz**. El tipo de protección eléctrica es de **IP-55** (resistente a chorros de agua de mar). Además posee su propio circuito de accionamiento o arranque para que haga funcionar al sistema hidráulico principal mediante la bomba mencionada, por lo cual se debe procurar que en ningún momento este motor deba parar bruscamente, ya que esto ocasionaría problemas graves en el funcionamiento del servomotor.

### 6.3.3 Zona del puente o caseta de navegación.

- a. **Bomba manual (*helm pump*):** Esta bomba va conectada directamente a la **volante del timón (o rueda de cabillas)**. Posee una máxima presión de operación de **1500 PSI (103 bar)**, usando un tipo de **aceite hidráulico ISO 10** o equivalente al aceite hidráulico normal (que será el **ISO VG 68**). Se deberá mantener el sistema hidráulico limpio en el momento de la instalación de esta bomba.

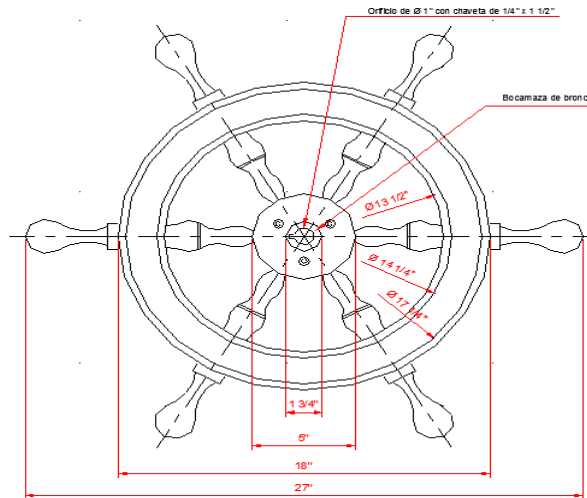
En un sentido horario, el flujo de la bomba aumenta, mientras que en un sentido anti-horario, el flujo disminuye. Se debe usar una rosca de refuerzo montado solo con anillo en forma de "O" (o'ring) en la conexión con una **válvula de bloqueo (lock valve)**, que va en la parte interna de dicha bomba ubicada en la timonera.

La bomba manual se puede instalar con un pedestal o soportes de cáncamos adecuados a la consola de mando del puente de navegación, y su ubicación se debe dar necesariamente en la **línea de crujía** del remolcador. Sus líneas de presión, retorno y drenaje provienen de un tanque de expansión o auxiliar, cuyas conexiones se dan con **mangueras flexibles (tipo R-15)**.



**Figura 6.23** Muestra de la bomba manual ubicada en el puente de mando.

- b. **Volante del timón:** Esta volante (conocida también como **rueda de cabillas**), se conecta con la **bomba manual (helm pump)** mencionada anteriormente, cuya operación determina la direccionalidad del remolcador de puerto al momento que se realiza una cierta maniobra de operación. Esta rueda posee un diámetro de **27"** y su esquema se puede apreciar en la **Figura 6.24**.



**Figura 6.24 Volante de timón o rueda de cabillas del puente de mando.**

- c. **Tanque de expansión o auxiliar:** Es aquel reservorio que contiene **3 galones** de capacidad de aceite hidráulico, cuyo venteo (ubicado en la parte superior de dicho tanque) consiste en una especie de **tapón o colador** del contenido de aceite. Este venteo va a determinar el nivel necesario de aceite que debe llegar para accionar el sistema de gobierno por medio de la **bomba manual** (la cual es alimentada por dicho reservorio) y la volante del timón. Sus dimensiones son de **6" x 10" x 12"**, su diseño es de forma similar al del tanque principal, y su disposición es en el techo de la caseta de la timonera (o puente de navegación).



**Figura 6.25 Tanque auxiliar ubicado en el techo del puente de navegación.**

#### 6.3.4 Componentes de control del sistema.

Se van a mencionar a los dispositivos de control que se utilizan para el manejo adecuado del sistema de gobierno del remolcador de puerto, desde la **timonera o puente de navegación**, en donde se determinará principalmente el **ángulo de giro** que se consigue con la transmisión del torque por medio del sistema electro-hidráulico presentado.

- a. **Indicador de ángulo de timón:** Este indicador tiene la función principal de mostrar el valor del ángulo del grupo de las tres palas con tobera del remolcador. Se compone de dos partes: Una conformada por un aparato indicador tipo sensor que se instala en uno de los *tiller* o brazo de torque (en el lazareto del buque), para determinar el ángulo determinado; y otro que consiste en un reloj indicador del ángulo de pala desarrollado, tanto para estribor como para babor.
- b. **Palanca de mando (*jog lever*):** Es un mando de permite el control del flujo de la válvula direccional o solenoide que conforma la parte hidráulica del servomotor de gobierno, ya sea en aumentar o mantener la presión hidráulica de trabajo para conseguir el ángulo adecuado en la operación del torque transmitido hacia el grupo de palas del timón. Esta palanca o *jog lever* se ubica en la consola de la caseta de mando o timonera. Este componente está junto a la volante del timón.
- c. **Tablero de control y alarmas:** Existe un **tablero de control** para el **motor eléctrico** que acciona la bomba hidráulica principal, cuya disposición está enlazada con el tablero general de los sistemas del remolcador de puerto. Además existe un **panel de alarmas general** (ubicado en la sala de máquinas) y un **panel de alarmas auxiliar** (ubicado en la timonera o puente de navegación), cuya función principal es determinar el nivel bajo de aceite y alta temperatura de los tanques hidráulicos principal y auxiliar o de expansión.



Figura 6.26 Indicador de ángulo de palas del timón de gobierno.



Figura 6.27 Reloj indicador del ángulo del timón hacia ambos costados.



Figura 6.28 Palanca de mando (*jog lever*) que se colocará en la timonera.

### 6.3.5 Montaje de las tuberías hidráulicas.

Las tuberías de la **línea de succión**, que son tubos de acero aleado de  $\Phi$  1 1/4" SCH 40, se van a instalar en la zona inferior del compartimiento de lazareto y sala de máquinas del remolcador de puerto, cuyo recorrido comienza desde el **tanque hidráulico de 30 galones** (que posee sensores de nivel y temperatura), pasando por el mamparo de popa de sala de máquinas, y terminando en la conexión con la **bomba hidráulica (*vane pump*)** localizada en la sala de máquinas, en el costado de babor. La línea de succión se monta en la parte inferior para no forzar a la bomba hidráulica por un aumento negativo de la **altura estática** del circuito hidráulico, así que no se deben colocar esta línea "al aire" o cerca al techo.

Las tuberías de la **línea de presión o descarga de la bomba**, que son tubos de acero inoxidable (o *tubing*) de  $\Phi$  1/2" OD 35, se pueden montar ya sea abajo o arriba del compartimiento de lazareto y sala de máquinas. En este caso, estas líneas se conectan en la parte superior del compartimiento, siendo soportados por acoples o abrazaderas que se instalan entre tramos de **2 a 2.5 m** de tuberías (aunque existen tramos menores de **0.7 m**), con el fin de mantener firmes las líneas (como apoyos que son) y evitar vibraciones debido al flujo hidráulico circulante. La disposición de estas líneas debe ser tal que no haya un aumento considerable de la altura estática, ya que este parámetro hace que la bomba hidráulica sea forzada, pudiendo dañar sus componentes internos.

Las líneas de tuberías que llegan al puente de mando o de navegación, que son tubos de acero inoxidable (o *tubing*) de  $\Phi$  3/8" OD 35, se instalan en la parte superior y en los costados del compartimiento de sala de máquinas, en donde dichas líneas se rigen por medio de un **tanque hidráulico de expansión o auxiliar de 3 galones** (montado con sus respectivos sensores), el cual abastece de flujo hidráulico a estas líneas mencionadas, que son de **succión** y **descarga** (para la **bomba manual** acoplada a la **volante del timón**), y de **retorno** (hacia el **tanque hidráulico de 30 galones** ubicado en lazareto).

La disposición de los **tanques principal (30 galones)** y **auxiliar (de 3 galones)** consiste en que el tanque de expansión o auxiliar se ubica en el techo de la caseta de mando y el tanque principal se encuentra debajo de la cubierta principal, en el interior del lazareto del remolcador de puerto. Ahora, el venteo del tanque principal no se puede dar debido a que no llegaría el nivel necesario de aceite al tanque auxiliar, el cual si debe llevar un venteo a través de un **filtro colador** acoplado en la base superior de dicho tanque.



**Figura 6.29** Muestra de conexiones de *tubing* en el sistema hidráulico.

Las tuberías más empleadas en este sistema son las de **acero inoxidable** o **tubing**, cuyo diseño está determinado para soportar una **presión máxima** de **1500 PSI**, y puede ser doblada en cualquier ángulo determinado debido a que las tuberías trabajadas poseen valores de diámetros nominales menores. Como se mencionó anteriormente, estas tuberías se apoyan en **abrazaderas** de cubierta de **baquelita**, asegurada con pernos de sujeción.

Existen además elementos importantes en las líneas hidráulicas, como los **filtros de succión, presión y retorno** del sistema hidráulico de gobierno. El **filtro de presión** se conecta entre la **válvula de control de flujo** y la **válvula direccional o solenoide**, mientras que los demás filtros mencionados se conectan en sus respectivas líneas hidráulicas.



## 6.4 Cálculo de torques de transmisión.

### 6.4.1 Torque máximo de transmisión.

Este cálculo corresponde para el **torque máximo transmitido** por el servomotor hidráulico de gobierno, en donde se van a usar las especificaciones dadas anteriormente respecto a los componentes principales del sistema hidráulico mencionado. Al usar la **Ecuación 5.2**, dada por la norma de clasificación de la **ABS**, tenemos:

Cálculo del torque máximo transmitido (según ABS):			
Fórmula empleada (Ecuación 5.2)	Parámetro	Valor	Unidad
$T_{m\acute{a}x} = P.N.A.L_2 / (C.\cos^2 \theta)$	Presión de vlv. alivio (P)	68.027	bar
	Nº de pistones (N)	2	adim.
	Área efectiva (A <sub>f</sub> )	8107.320	mm <sup>2</sup>
	Brazo de torque (L <sub>2</sub> )	0.314	m
	Constante (C)	10000	adim.
	Ángulo máximo de giro	40	(°)
	<b>TORQUE MÁX (T<sub>máx</sub>)</b>	<b>59.022</b>	<b>kN-m</b>
	<b>TORQUE MÁX (T<sub>máx</sub>)</b>	<b>6.016</b>	<b>Ton-m</b>

**Tabla 6.21 Cálculo empleado para el torque máximo de transmisión (según ABS).**

Según el cálculo anterior, el **torque máximo de transmisión** es de **6.016 Ton-m**. El torque total asignado, según el requerimiento por diseño de las palas, es de **2.272 Ton-m**. Al resultar que el torque calculado sale mucho más que el designado por diseño, el factor de aumento es de aproximadamente **2.65 veces** el valor del torque designado.

Este valor de torque máximo se determinó para una consideración especial referido al giro de las palas del timón estudiado, que es de **40°**, ya que el valor máximo común del ángulo de giro es de **35°**, para palas de timón de diseño simple. Sin embargo, solo se va a desarrollar el valor del torque más próximo al torque designado por diseño.

#### 6.4.2 Torque permisible de transmisión.

En el caso del **torque permisible de transmisión**, se considera el siguiente procedimiento de cálculo, descrito en la tabla de abajo:

Cálculo del torque permisible transmitido (según ABS):			
Fórmula empleada (Ecuación 5.5)	Parámetro	Valor	Unidad
$T_{ar} = 2,0.(D_r / N_v)^3 / K_s$	Dr (eje barón)	104	mm
	Ks (eje barón)	0.854	adim.
$\sigma_{fluencia} = 290 \text{ N / mm}^2$	Nu	42	adim.
	TORQUE PERM. (Tar)	35.553	kN-m
	TORQUE PERM. (Tar)	3.624	Ton-m

**Tabla 6.22 Cálculo empleado para el torque permisible de transmisión (según ABS).**

Los cálculos realizados nos indican que el **torque permisible** es de **3.624 Ton-m**, en donde el factor de aumento con respecto al torque designado por diseño es de **1.6 veces**. Este valor obtenido será tomado en cuenta para el desarrollo del giro de las palas del timón de gobierno del remolcador de puerto. Sin embargo, se tomará finalmente el valor del torque dado en relación al diseño de las palas de gobierno (que es de **2.272 Ton-m**).



**Figura 6.30 Instalación del grupo de tres palas con tobera en la zona de popa.**

## CAPÍTULO 7 - ANALISIS OPERACIONAL DEL MENCIONADO SISTEMA

### 7.1 Requerimientos iniciales del sistema.

En la siguiente tabla se van a mostrar las especificaciones requeridas para nuestro **servomotor electro-hidráulico de gobierno del remolcador de puerto de 20 TM BP**:

Descripción	Valor
Torque transmitido a las palas (valor recomendado).	2.272 Ton-m
Ángulo máximo de giro de las palas.	2x40°
Medida del brazo del <i>tiller</i> o yugo.	314 mm
Presión hidráulica máxima de trabajo.	Hasta 1000 PSI
Número de pistones hidráulicos actuadores.	2
Carrera máxima de cada pistón hidráulico.	16" (406.4 mm)
Torque máximo transmitido (según <b>Ecuación 5.2</b> ).	6.016 Ton-m
Torque permisible transmitido (según <b>Ecuación 5.5</b> ).	3.624 Ton-m

**Tabla 7.1 Requerimientos generales del sistema hidráulico de gobierno para las palas de timón del remolcador de puerto de 20 TM BP.**

## **7.2 Condiciones de operación.**

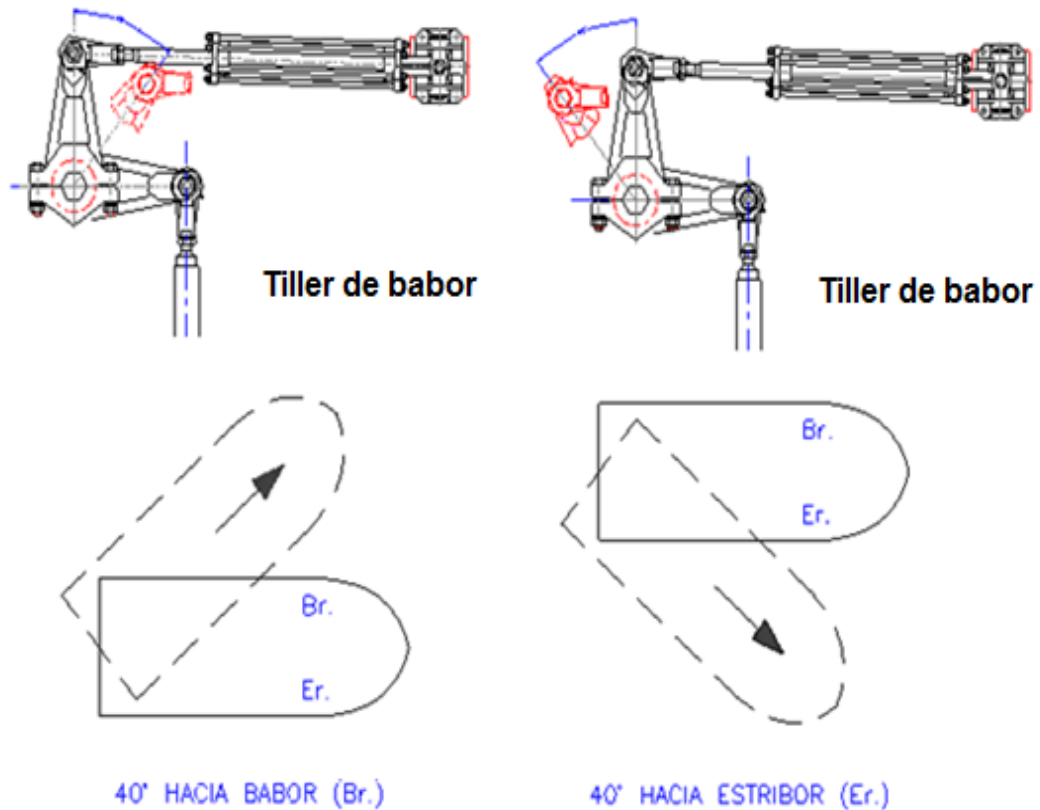
Para realizar el mencionado análisis, se van a mostrar primero las condiciones operacionales del sistema hidráulico de gobierno con respecto a la travesía o maniobra que realiza el remolcador de puerto (en **marcha avante o avance**). Estas condiciones están referidas al movimiento del sistema mecánico de los pistones y el brazo de yugo (o *tiller*), y dichas condiciones son: **Giro hacia proa** y **Giro hacia popa**.

### **7.2.1 Giro hacia proa.**

En esta condición de movimiento, el **brazo o tiller** del **costado de babor** gira en dirección **hacia proa**, haciendo que el vástago del pistón se comprima (produciendo una **carrera negativa**), de tal forma que el vástago del otro pistón (ubicado en **estribor**) se expanda, formando el ángulo respectivo de las tres palas con tobera. Este giro determina la dirección de rumbo del remolcador de puerto hacia el costado de **babor**.

### **7.2.2 Giro hacia popa.**

Aquí, el **brazo o tiller** del **costado de babor** gira en dirección **hacia popa**, haciendo que el vástago del pistón se expanda (produciendo una **carrera positiva**), de tal forma que el vástago del otro pistón (ubicado en **estribor**) se comprima, formando el mencionado ángulo de giro de las palas del timón. Este giro determina la dirección de rumbo hacia **estribor**. La transmisión de movimiento de un pistón a otro se da mediante una **barra estabilizadora** o **tie bar**, además del flujo hidráulico de accionamiento respectivo para cada pistón (o sea, la **presión y caudal** necesarios para mover las palas de gobierno a un cierto ángulo).



**Figura 7.1 Condiciones del ángulo de giro de las palas del remolcador de puerto.**

La figura mostrada arriba representa la dirección o rumbo que toma la embarcación en función del giro de las palas del timón de gobierno. En la siguiente sección, se va a mostrar el **análisis operacional** de nuestro **servomotor hidráulico**, determinando los valores adecuados de **presión y caudal** del **flujo hidráulico** para cada condición presentada.

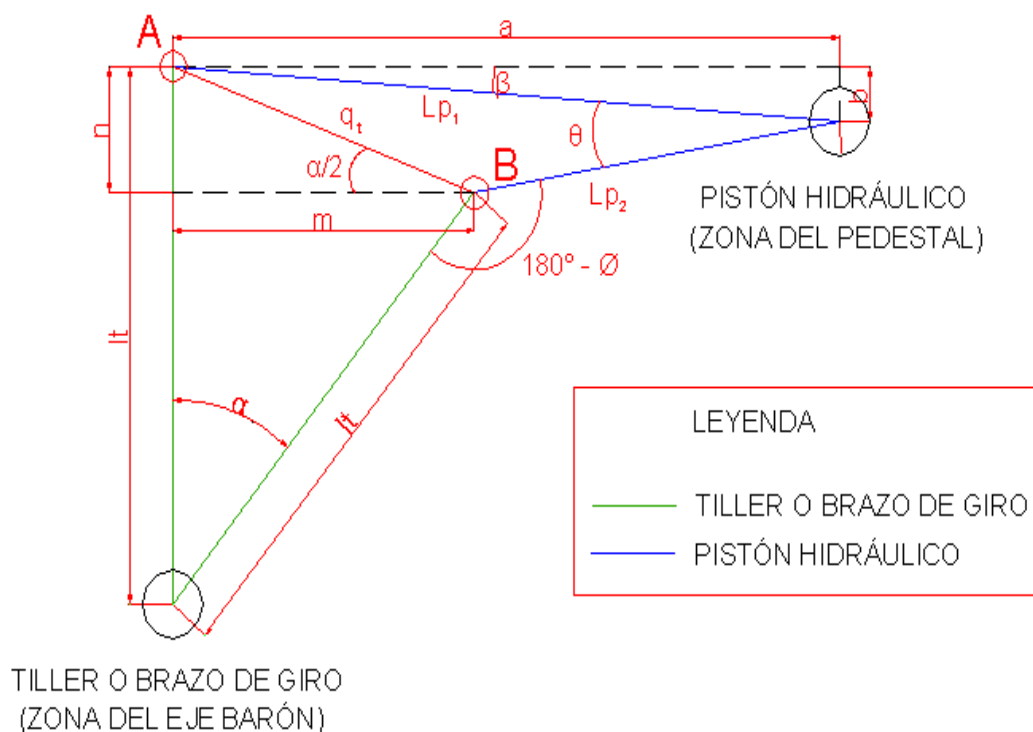
La **primera hipótesis** será asumir el torque de diseño de las palas como el **torque máximo de operación** en la maniobra de dichas palas del timón (a una **presión hidráulica constante**). La **segunda hipótesis** será mostrar una **tabla de valores** de **presión hidráulica** en función del **ángulo de giro**, tomando constante al torque máximo mencionado. El objetivo primordial es **mostrar los parámetros hidráulicos esenciales** para el **funcionamiento de las palas de timón** de gobierno del remolcador de puerto.

### 7.3 Determinación de los parámetros funcionales del sistema.

Los parámetros del **servomotor hidráulico de gobierno** se van a determinar para las dos condiciones de operación de transmisión de torque hacia el eje barón de las palas del timón, en donde se mostrarán y analizarán los valores del **torque**, **presión hidráulica de trabajo** y **caudal del flujo hidráulico**. A continuación se muestra dicho procedimiento:

#### 7.3.1 Para el giro del *tiller* hacia proa.

En primer lugar, se van a determinar los parámetros geométricos del sistema de transmisión del torque hacia el eje barón, por parte del *tiller* o brazo de giro y el pistón hidráulico, mediante el siguiente esquema mostrado para un giro máximo de **40° hacia proa**:



**Figura 7.2 Modelo geométrico del sistema del torque transmitido (a 40° hacia proa).**

Mostrado los valores geométricos de la figura anterior, se va a detallar el significado de cada uno de estos para el desarrollo del análisis operacional.

Variable	Significado
<b>a</b>	Distancia horizontal del pedestal del pistón al extremo del tiller.
<b>b</b>	Distancia vertical del pedestal del pistón al extremo del tiller.
<b>lp<sub>1</sub></b>	Distancia inicial del pedestal del pistón al extremo del tiller.
<b>lp<sub>2</sub></b>	Distancia final del pedestal del pistón al extremo del tiller.
<b>β</b>	Ángulo inicial de posición del pistón hidráulico.
<b>Θ</b>	Ángulo de giro del pistón hidráulico.
<b>l<sub>t</sub></b>	Distancia entre el extremo del tiller y el eje barón del buque.
<b>m</b>	Distancia final horizontal entre los puntos A y B del tiller.
<b>n</b>	Distancia final vertical entre los puntos A y B del tiller.
<b>q<sub>t</sub></b>	Distancia final entre los puntos extremos A y B del tiller.
<b>α</b>	Ángulo de giro del tiller (según ABS es a 40°).
<b>Ø</b>	Ángulo de torque del pistón hidráulico hacia el tiller.

**Tabla 7.2 Parámetros geométricos empleados para el giro del *tiller* a 40° hacia proa.**

Luego de mostrar estos parámetros, se van a especificar los valores respectivos para el pistón del cilindro hidráulico y para el brazo de giro o *tiller*.

**Para el pistón hidráulico:**

Parámetro	a	b	β
Valor y unidad	1147 mm	37 mm	1.848°

**Para el *tiller* o brazo de torque:**

Parámetro	l <sub>t</sub>	A
Valor y unidad	314 mm	40°

A continuación se van a presentar las formulaciones necesarias para determinar el **ángulo óptimo de torque** que se forma entre el brazo de *tiller* y la fuerza desarrollada por el cilindro hidráulico (en dirección del vástago del pistón). Dichas ecuaciones mencionadas son:

**Para la longitud total inicial del pistón hidráulico:**

$$lp_1^2 = a^2 + b^2 \quad [\text{mm}] \quad (7.1)$$

$$a = lp_1 * \cos(\beta) \quad [\text{mm}] \quad (7.2)$$

$$b = lp_1 * \text{sen}(\beta) \quad [\text{mm}] \quad (7.3)$$

**Para la distancia entre los extremos del *tiller* a 0° y a 40° de giro:**

$$q_t = \sqrt{(l_t)^2 + (l_t)^2 - 2 * (l_t)^2 * \cos(\alpha)} \quad [\text{mm}] \quad (7.4)$$

**Para la longitud total final del pistón hidráulico:**

$$lp_2^2 = (n - b)^2 + (a - m)^2 \quad [\text{mm}] \quad (7.5)$$

$$m = q_t * \cos(\alpha / 2) \quad [\text{mm}] \quad (7.6)$$

$$n = q_t * \text{sen}(\alpha / 2) \quad [\text{mm}] \quad (7.7)$$

**Para el ángulo de desnivel del pistón hidráulico:**

$$\theta = \arccos\left(\frac{lp_1^2 + lp_2^2 - q_t^2}{2 * lp_1 * lp_2}\right) \quad [^\circ] \quad (7.8)$$

**Para el ángulo óptimo del torque desarrollado y transmitido al timón:**

$$\phi = 90^\circ + \beta - (\theta + \alpha) \quad [^\circ] \quad (7.9)$$



Al usar una **hoja de cálculo**, se va a determinar cada parámetro para obtener el **ángulo óptimo de torque de transmisión** a las palas del timón de gobierno del buque:

Parámetro	a (mm)	b (mm)	lp <sub>1</sub> (mm)
Valor	1147	37	<b>1147.597</b>

Parámetro	l <sub>t</sub> (mm)	α (°)	q <sub>t</sub> (mm)
Valor	314	40	<b>214.789</b>

Parámetro	m (mm)	n (mm)	lp <sub>2</sub> (mm)
Valor	201.835	73.462	<b>945.868</b>

Parámetro	lp <sub>1</sub> (mm)	lp <sub>2</sub> (mm)	q <sub>t</sub> (mm)	Θ (°)
Valor	1147.597	945.868	214.789	<b>4.057</b>

Parámetro	Θ (°)	α (°)	β (°)	Ø(°)
Valor	4.057	40	1.848	<b>47.791</b>

**Tablas 7.3 Desarrollo del cálculo del ángulo óptimo de torque hacia el timón.**

Después de obtener el ángulo óptimo de torque, y con el valor del brazo de giro del *tiller*, se va a estimar la **fuerza desarrollada** a partir del valor del **torque requerido** del sistema del servomotor hidráulico de gobierno, mediante la siguiente fórmula:

$$Torque = N * F_{pistón} * l_t * sen(\phi) \quad [Ton-m] \quad (7.10)$$

Donde  $F_{\text{pistón}}$  es la fuerza desarrollada por el pistón hidráulico (en toneladas),  $N$  es el número de pistones hidráulicos que actúan en el sistema,  $l_t$  es la medida del brazo del tiller (en m) y  $\phi$  es el ángulo óptimo del torque transmitido hacia el timón de gobierno (en grados sexagesimales). Al hallar la **fuerza desarrollada** por cada pistón, tenemos lo siguiente:

Parámetro	Torque (Ton-m)	N	$l_t$ (m)	$\phi$ (°)	$F_{\text{pistón}}$ (Ton)
Valor	2.272	2	0.314	47.791	<b>4.884</b>

**Tabla 7.4 Valores necesarios para determinar la fuerza desarrollada en el pistón.**

Luego de obtener la fuerza transmitida por el pistón hidráulico (que actúa en la dirección del vástago de dicho pistón) para el desarrollo del torque requerido para las palas, se va a calcular la **presión de trabajo** del sistema hidráulico del servomotor, en base al **área efectiva** de la **sección del pistón hidráulico**, cuyo diámetro es de **4 pulgadas** (o **101.6 mm**). Para esto se empleará la siguiente formulación:

$$Pr esión(PSI) = 1.44207 * \frac{F_{PISTÓN}}{\frac{\pi}{4} * (D_{PISTÓN})^2} \quad [PSI] \quad (7.11)$$

Donde  $D_{\text{pistón}}$  es el diámetro efectivo de acción del pistón hidráulico y el valor de **1.44207** es un factor de conversión de **Ton/m<sup>2</sup>** a **PSI (lb/pulg<sup>2</sup>)**.

Calculando la **presión óptima de trabajo** en base a la fuerza desarrollada, tenemos:

Parámetro	$F_{\text{pistón}}$ (Ton)	$D_{\text{pistón}}$ (m)	Presión (PSI)
Valor	4.884	0.1016	<b>868.79</b>

**Tabla 7.5 Valores necesarios para determinar la presión de trabajo en el pistón.**

Al analizar el valor obtenido de la presión, vemos que no será mayor que la presión máxima de diseño de las tuberías del sistema hidráulico del servomotor (que es de **1500 PSI**). Recordar que las presiones de trabajo en los sistemas hidráulicos de las embarcaciones se expresan normalmente en **PSI (lb/pulg<sup>2</sup>)**. Además, si a la presión obtenida, le multiplicamos el factor de **1.25**, tenemos el **ajuste o taraje máximo** de la **válvula de alivio** del circuito hidráulico cercano a los pistones de accionamiento de las palas del timón, teniendo un valor de **1.25 \* 868.79 = 1086 PSI** (menor al máximo valor de presión de diseño de las tuberías del circuito hidráulico).

Haciendo una tabla de valores de **torques transmitidos** en base a la **fuerza desarrollada** del pistón con la **presión óptima indicada** (que es constante), y también en base a los **ángulos de giro** de las palas del timón del buque, tenemos lo siguiente:

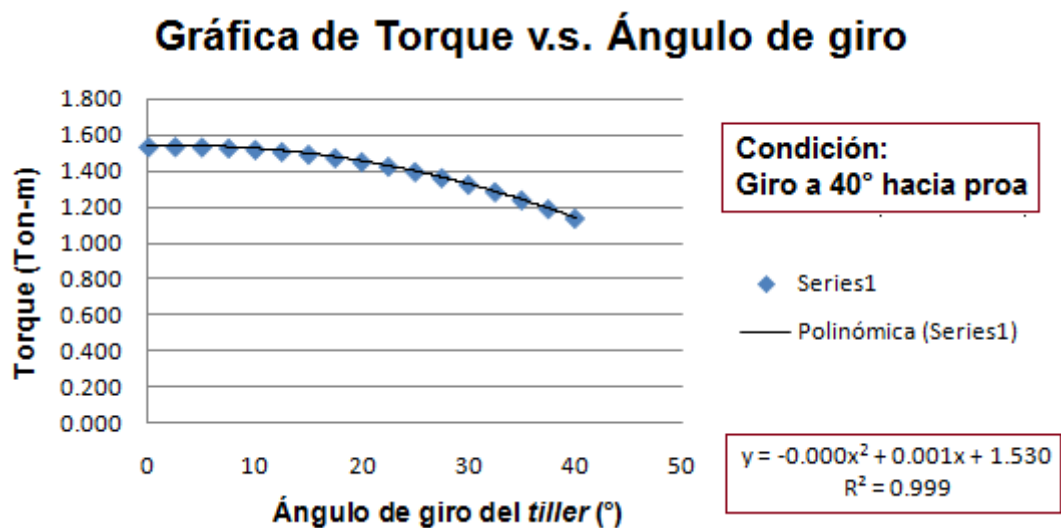
(°)	(mm)			(°)		(Ton-m)
$\alpha$	$lp_1$	$q_t$	$lp_2$	$\theta$	$\emptyset$	Torque
0	1147.597	0.000	1147.597	0	91.848	1.533
2.5	1147.597	13.700	1133.898	0.007	89.341	1.534
5	1147.597	27.393	1120.205	0.016	86.832	1.531
7.5	1147.597	41.073	1106.547	0.071	84.277	1.526
10	1147.597	54.734	1092.950	0.158	81.690	1.518
12.5	1147.597	68.368	1079.443	0.279	79.069	1.506
15	1147.597	81.970	1066.055	0.434	76.414	1.491
17.5	1147.597	95.533	1052.818	0.625	73.723	1.472
20	1147.597	109.051	1039.763	0.852	70.996	1.450
22.5	1147.597	122.517	1026.921	1.117	68.231	1.424
25	1147.597	135.924	1014.326	1.419	65.429	1.395
27.5	1147.597	149.267	1002.012	1.761	62.587	1.361
30	1147.597	162.538	990.013	2.141	59.707	1.324
32.5	1147.597	175.733	978.364	2.561	56.787	1.283
35	1147.597	188.843	967.099	3.020	53.828	1.238
37.5	1147.597	201.864	956.256	3.519	50.829	1.189
<b>40</b>	<b>1147.597</b>	<b>214.789</b>	<b>945.868</b>	<b>4.057</b>	<b>47.791</b>	<b>1.136</b>

**Tabla 7.6 Valores de torques de transmisión en función del ángulo de giro del timón.**

**Notas:**

- Se asumió que el avance angular del giro de las palas es de manera uniforme.
- Se usaron las fórmulas presentadas para los parámetros geométricos del sistema de transmisión del torque hacia las palas del timón del remolcador de puerto.

De la tabla anterior, desprendemos las columnas de los valores obtenidos para el torque transmitido a las palas del timón de gobierno, con respecto a los valores de ángulo de giro de las mencionadas palas de gobierno del remolcador, y luego tenemos:



**Gráfica 7.1 Curva del torque transmitido en función del ángulo de giro del timón.  
(para la condición de giro máximo a 40° hacia proa).**

Según la gráfica mostrada, la ecuación de la curva del **torque transmitido** en las palas del timón en base al **ángulo de giro** del timón (para un **giro máximo de 40° hacia proa**) se presenta a continuación:

$$Torque(\alpha) = -0.00027 * \alpha^2 + 0.001 * \alpha + 1.530 \quad [\text{Ton-m}] \quad (7.12)$$

Donde el **torque transmitido** se expresa en **Ton-m** y  $\alpha$  se expresa en **grados sexagesimales** ( $^{\circ}$ ). Los coeficientes de la ecuación se obtienen a partir del modelo del sistema mecánico del servomotor hidráulico de gobierno del remolcador, y varían en función de la disposición y funcionalidad de dicho sistema, para el giro respectivo.

Determinando el error de valor en la ecuación obtenida:

$$\%error = \frac{|Torque(40^{\circ}) - 1.136|}{1.136} * 100 = \frac{|1.138 - 1.136|}{1.136} * 100 = 0.18\%$$

La fórmula obtenida posee un margen de error de **0.18%** (entre los valores de torque requerido y torque calculado con dicha fórmula). Para cuestión de análisis operacional, este margen es aceptable, ya que la formulación nos entrega valores poco mayores que los obtenidos en la realidad, al momento del funcionamiento del sistema.

Ahora, haciendo la suposición que se mantiene constante el torque máximo de operación (que es de **1.136 Ton-m**, para cada grupo de **3 palas con tobera**), tendremos valores de presión hidráulica en relación al ángulo de giro de las palas del timón de gobierno, cuyo valor se expresa en la siguiente ecuación (derivada de las **Ecuaciones 7.10 y 7.11**):

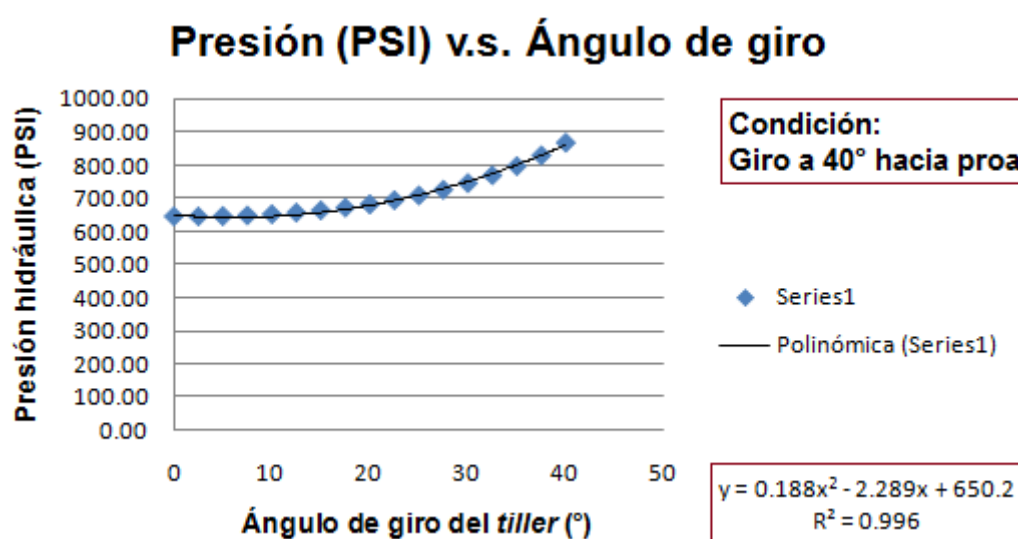
$$Pr esión(PSI) = \frac{1.44207 * Torque(cte)}{\frac{\pi}{4} * (D_{pistón})^2 * l_t * sen(\phi)} \quad [PSI] \quad (7.13)$$

Esta suposición se lleva a cabo para saber a qué **presión hidráulica** debemos regular el sistema para conseguir el **torque máximo** a un cierto **ángulo de maniobra** de las palas de gobierno del remolcador de puerto. Al tener la **Ecuación 7.13**, obtenemos los valores de **presiones hidráulicas** relacionados con los **ángulos de giro** (a un **torque o par torsor constante**) de la siguiente manera:

Tabla de valores de Presión v.s. $\alpha$ (a Torque cte.)				$A_{ef. (pistón)}: 0.0081 \text{ m}^2$		
(°)	(mm)			(°)		(PSI)
$\alpha$	$lp_1$	$q_t$	$lp_2$	$\theta$	$\emptyset$	Presión
0	1147.597	0.000	1147.597	0	91.848	643.85
2.5	1147.597	13.700	1133.898	0.007	89.341	643.56
5	1147.597	27.393	1120.205	0.016	86.832	644.50
7.5	1147.597	41.073	1106.547	0.071	84.277	646.74
10	1147.597	54.734	1092.950	0.158	81.690	650.34
12.5	1147.597	68.368	1079.443	0.279	79.069	655.40
15	1147.597	81.970	1066.055	0.434	76.414	662.04
17.5	1147.597	95.533	1052.818	0.625	73.723	670.38
20	1147.597	109.051	1039.763	0.852	70.996	680.61
22.5	1147.597	122.517	1026.921	1.117	68.231	692.93
25	1147.597	135.924	1014.326	1.419	65.429	707.59
27.5	1147.597	149.267	1002.012	1.761	62.587	724.91
30	1147.597	162.538	990.013	2.141	59.707	745.28
32.5	1147.597	175.733	978.364	2.561	56.787	769.16
35	1147.597	188.843	967.099	3.020	53.828	797.17
37.5	1147.597	201.864	956.256	3.519	50.829	830.05
40	1147.597	214.789	945.868	4.057	47.791	868.79

Tabla 7.7 Valores de presión hidráulica en función del ángulo de giro del timón.

Graficando los puntos de la tabla anterior, obtenemos la siguiente curva de operación:



Gráfica 7.2 Curva de presión hidráulica en función del ángulo de giro del timón.

Según la gráfica mostrada, la ecuación de la **presión hidráulica (PSI)** en base al **ángulo de giro del timón** (para giro a **40° hacia proa**) es la siguiente:

$$PSI(\alpha) = 0.188 * \alpha^2 - 2.289 * \alpha + 650.2 \quad \text{[PSI]} \quad (7.14)$$

Donde la **presión hidráulica** se da en **PSI (lb/pulg<sup>2</sup>)**, y  $\alpha$  se expresa en **grados sexagesimales (°)**. Los coeficientes de la ecuación se obtienen a partir del modelo del sistema mecánico del servomotor hidráulico de gobierno del remolcador, y varían en función de la disposición y funcionalidad de dicho sistema, para el giro respectivo.

Al determinar el margen de error entre el valor obtenido y el valor operacional:

$$\%error = \frac{|PSI(40^\circ) - 868.79|}{868.79} * 100 = \frac{|859.44 - 868.79|}{868.79} * 100 = 1.076\%$$

Nos damos cuenta que la fórmula obtenida posee un margen de error de **1.076%** (entre los valores de la presión calculada y la presión dada en la curva de operación). Para cuestión de análisis operacional, este margen es un poco aceptable, ya que estos valores de diferencia por error deben ser los más mínimos posibles. Al igual que el **torque transmitido**, existe una **dependencia** entre la **presión hidráulica** y el **ángulo de giro** del timón del gobierno del remolcador de puerto.

Luego, al determinar el **caudal óptimo** y la **velocidad del vástago** en el pistón hidráulico de accionamiento de las palas de gobierno, tenemos los siguientes datos:

**Carrera máxima del pistón hidráulico:**  $d_{\text{máx}} = 1147.597 - 945.868 = 202 \text{ mm (7.95" )}$

**Tiempo de desarrollo del ángulo máximo de giro:**  $t_{\text{operac}} = 15 \text{ segundos}$

El tiempo de desarrollo del ángulo máximo de giro de las palas del timón (que es de **40°**), se estimó en base a las consideraciones de la parte técnica que se encarga de la instalación de estos tipos de servomotores hidráulicos en los remolcadores de puerto, aplicándose del mismo modo para otros sistemas hidráulicos de gobierno similares.

A través de una serie de valores tabulados de las longitudes totales inicial y final del pistón, determinamos la **velocidad del pistón** y el **caudal requerido** en el mencionado actuador:

(mm)	(mm)	(m)	(seg.)	(m/seg.)	(gal/min)
$lp_1$	$lp_2$	Carrera	t	$v_{pistón}$	$GPM_{pistón}$
1147.597	1147.597	0.000	0	0	0.000
1147.597	1133.898	0.014	0.9375	0.0146	1.878
1147.597	1120.205	0.027	1.875	0.0146	1.877
1147.597	1106.547	0.041	2.8125	0.0146	1.876
1147.597	1092.950	0.055	3.75	0.0146	1.873
1147.597	1079.443	0.068	4.6875	0.0145	1.869
1147.597	1066.055	0.082	5.625	0.0145	1.863
1147.597	1052.818	0.095	6.5625	0.0144	1.856
1147.597	1039.763	0.108	7.5	0.0144	1.848
1147.597	1026.921	0.121	8.4375	0.0143	1.838
1147.597	1014.326	0.133	9.375	0.0142	1.827
1147.597	1002.012	0.146	10.3125	0.0141	1.814
1147.597	990.013	0.158	11.25	0.0140	1.800
1147.597	978.364	0.169	12.1875	0.0139	1.785
1147.597	967.099	0.180	13.125	0.0138	1.767
1147.597	956.256	0.191	14.0625	0.0136	1.749
<b>1147.597</b>	<b>945.868</b>	<b>0.202</b>	<b>15</b>	<b>0.0134</b>	<b>1.728</b>

**Tabla 7.8 Valores de galonaje del pistón en función de su velocidad de carrera.**

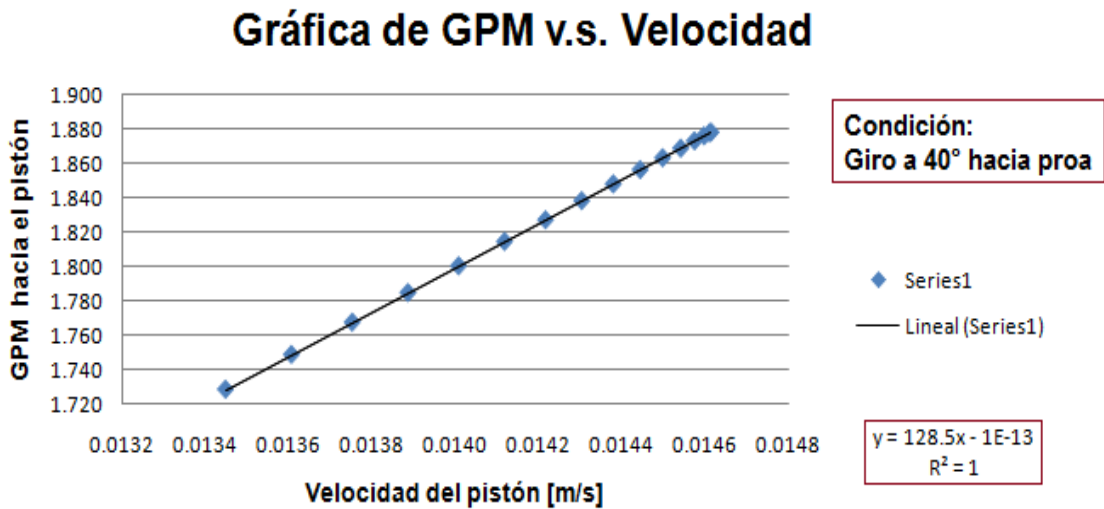
Se han empleado las siguientes formulaciones:

$$Carrera(m) = \frac{|lp_2 - lp_1|}{1000} \quad v_{pistón} (m/seg.) = \frac{Carrera}{t}$$



$$GPM_{pistón} = 1.5852 \times 10^4 * v_{pistón} * \frac{\pi}{4} * (D_{pistón})^2 \quad [\text{gal/min}] \quad (7.15)$$

Donde  $D_{pistón}$  es el diámetro efectivo de acción del pistón hidráulico, y el valor de  $1.5852 \times 10^4$  es un factor de conversión de  $\text{m}^3/\text{seg}$  a **GPM (gal-US/min)**. Graficando los puntos del caudal requerido en el pistón hidráulico con respecto a la velocidad de carrera del mismo, se obtiene la siguiente curva de operación hidráulica:



**Gráfica 7.3** Curva de galonaje en relación a la velocidad de carrera del pistón.

**Nota:** Se asume una proporcionalidad uniforme entre el desarrollo del ángulo de giro de las palas del timón de gobierno y el tiempo de operación requerido para transmitir el torque en el eje barón del remolcador de puerto.

Luego, se hará un **promedio** de los valores respectivos para **la velocidad del pistón** y su **caudal requerido**, para alcanzar la presión de trabajo determinada. Recordar que un pistón hidráulico posee infinidad de valores de velocidad y caudal del flujo de aceite hidráulico (siendo una de las ventajas de estos sistemas). Según esto, obtenemos los siguientes resultados que se muestran en el cuadro de la siguiente página:

Parámetro	$v_{\text{pistón}}(\text{mm/seg.})$	$\text{GPM}_{\text{pistón}}(\text{gal/min})$
Valor	14.22	1.83

Por lo tanto, tendremos un **caudal del flujo hidráulico de 1.83 gal/min (GPM)**, siendo el valor de flujo que llegará directamente al pistón hidráulico actuador.

### 7.3.2 Para el giro del *tiller* hacia popa.

Ahora, se van a determinar los parámetros geométricos del sistema de transmisión del torque hacia el eje barón, por parte del *tiller* o brazo de giro y el pistón hidráulico, mediante el siguiente esquema mostrado, para un giro máximo de **40° hacia popa**:

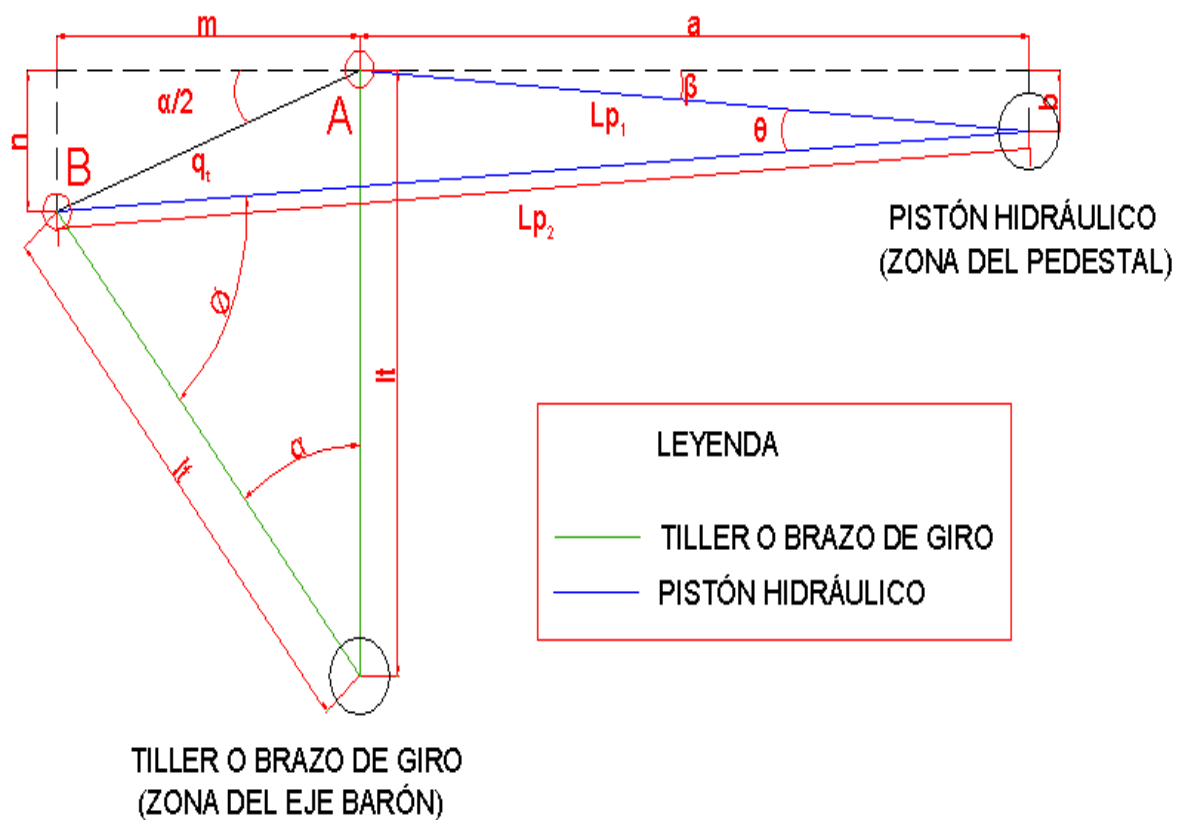


Figura 7.3 Modelo geométrico del sistema del torque transmitido (a 40° hacia popa).

Mostrado los valores geométricos de la figura anterior, se va a detallar el significado de cada uno de estos para el desarrollo del análisis operacional.

Variable	Significado
<b>a</b>	Distancia horizontal del pedestal del pistón al extremo del tiller.
<b>b</b>	Distancia vertical del pedestal del pistón al extremo del tiller.
<b>lp<sub>1</sub></b>	Distancia inicial del pedestal del pistón al extremo del tiller.
<b>lp<sub>2</sub></b>	Distancia final del pedestal del pistón al extremo del tiller.
<b>β</b>	Ángulo inicial de posición del pistón hidráulico.
<b>Θ</b>	Ángulo de giro del pistón hidráulico.
<b>l<sub>t</sub></b>	Distancia entre el extremo del tiller y el eje barón del buque.
<b>m</b>	Distancia final horizontal entre los puntos A y B del tiller.
<b>n</b>	Distancia final vertical entre los puntos A y B del tiller.
<b>q<sub>t</sub></b>	Distancia final entre los puntos extremos A y B del tiller.
<b>α</b>	Ángulo de giro del tiller (según ABS es a 40°).
<b>Ø</b>	Ángulo de torque del pistón hidráulico hacia el tiller.

**Tabla 7.9 Parámetros geométricos empleados para el giro del *tiller* a 40° hacia popa.**

Luego de mostrado estos parámetros, se van a especificar los valores respectivos para el pistón hidráulico y para el brazo de giro o *tiller*.

**Para el pistón hidráulico:**

Parámetro	a	b	β
Valor y unidad	1147 mm	37 mm	1.848°

**Para el *tiller* o brazo de torque:**

Parámetro	l <sub>t</sub>	α
Valor y unidad	314 mm	40°

Se van a presentar las fórmulas necesarias para determinar el **ángulo óptimo de torque** que se forma entre el brazo de *tiller* y la fuerza desarrollada por el cilindro hidráulico (en dirección del vástago del pistón). Dichas ecuaciones mencionadas son:

**Para la longitud total inicial del pistón hidráulico:**

$$lp_1^2 = a^2 + b^2 \quad [\text{mm}] \quad (7.16)$$

$$a = lp_1 * \cos(\beta) \quad [\text{mm}] \quad (7.17)$$

$$b = lp_1 * \text{sen}(\beta) \quad [\text{mm}] \quad (7.18)$$

**Para la distancia entre los extremos del *tiller* a 0° y a 40° de giro:**

$$q_t = \sqrt{(l_t)^2 + (l_t)^2 - 2 * (l_t)^2 * \cos(\alpha)} \quad [\text{mm}] \quad (7.19)$$

**Para la longitud total final del pistón hidráulico:**

$$lp_2^2 = (n - b)^2 + (m + a)^2 \quad [\text{mm}] \quad (7.20)$$

$$m = q_t * \cos(\alpha / 2) \quad [\text{mm}] \quad (7.21)$$

$$n = q_t * \text{sen}(\alpha / 2) \quad [\text{mm}] \quad (7.22)$$

**Para el ángulo de desnivel del pistón hidráulico:**

$$\theta = \arccos\left(\frac{lp_1^2 + lp_2^2 - q_t^2}{2 * lp_1 * lp_2}\right) \quad [^\circ] \quad (7.23)$$

**Para el ángulo óptimo del torque desarrollado y transmitido al timón:**

$$\phi = 90^\circ + \theta - (\beta + \alpha) \quad [^\circ] \quad (7.24)$$

Al usar una hoja de cálculo, se va a determinar cada parámetro para obtener el **ángulo óptimo de torque de transmisión** a las palas del timón de gobierno del buque:

Parámetro	a (mm)	b (mm)	lp <sub>1</sub> (mm)
Valor	1147	37	<b>1147.597</b>

Parámetro	l <sub>t</sub> (mm)	α (°)	q <sub>t</sub> (mm)
Valor	314	40	<b>214.789</b>

Parámetro	m (mm)	n (mm)	lp <sub>2</sub> (mm)
Valor	201.835	73.462	<b>1349.328</b>

Parámetro	lp <sub>1</sub> (mm)	lp <sub>2</sub> (mm)	q <sub>t</sub> (mm)	Θ (°)
Valor	1147.597	1349.328	214.789	<b>3.396</b>

Parámetro	Θ (°)	α (°)	β (°)	Ø (°)
Valor	3.396	40	1.848	<b>51.548</b>

**Tablas 7.10 Desarrollo del cálculo del ángulo óptimo de torque hacia el timón.**

Después de obtener el ángulo óptimo de torque, y con el valor del brazo de giro del *tiller*, se va a estimar la **fuerza desarrollada** a partir del valor del **torque requerido** del sistema del servomotor hidráulico de gobierno, mediante la siguiente fórmula:

$$\text{Torque} = N * F_{\text{pistón}} * l_t * \text{sen}(\phi) \quad [\text{Ton-m}] \quad (7.25)$$

Donde  $F_{\text{pistón}}$  es la fuerza desarrollada por el pistón hidráulico (en toneladas),  $N$  es el número de pistones hidráulicos que actúan en el sistema,  $l_t$  es la medida del brazo del *tiller* (en m) y  $\phi$  es el ángulo óptimo del torque transmitido hacia el timón de gobierno (en grados sexagesimales). Al hallar la fuerza desarrollada por cada pistón, tenemos lo siguiente:

Parámetro	Torque (Ton-m)	N	$l_t$ (m)	$\phi$ (°)	$F_{\text{pistón}}$ (Ton)
Valor	2.272	2	0.314	51.548	4.620

**Tabla 7.11 Valores necesarios para determinar la fuerza desarrollada en el pistón.**

Luego de obtener la fuerza transmitida por el pistón hidráulico (que actúa en la dirección del vástago de dicho pistón) para el desarrollo del torque requerido para las palas, se va a calcular la **presión de trabajo** del sistema hidráulico del servomotor, en base al **área efectiva** de la **sección del pistón hidráulico**, cuyo diámetro es de **4 pulgadas** (o **101.6 mm**). Para esto se empleará la siguiente formulación:

$$Pr esión(PSI) = 1.44207 * \frac{F_{PISTÓN}}{\frac{\pi}{4} * (D_{PISTÓN})^2} \quad [PSI] \quad (7.26)$$

Donde  $D_{\text{pistón}}$  es el diámetro efectivo de acción del pistón hidráulico y el valor de **1.44207** es un factor de conversión de **Ton/m<sup>2</sup>** a **PSI (lb/pulg<sup>2</sup>)**.

Calculando la **presión óptima de trabajo** en base a la fuerza desarrollada, tenemos:

Parámetro	$F_{\text{pistón}}$ (Ton)	$D_{\text{pistón}}$ (m)	Presión (PSI)
Valor	4.620	0.1016	821.72

**Tabla 7.12 Valores necesarios para determinar la presión de trabajo en el pistón.**

Al analizar el valor obtenido de la presión, vemos que no será mayor que la presión máxima de diseño de las tuberías del sistema hidráulico del servomotor (que es de **1500 PSI**). Recordar que las presiones de trabajo en los sistemas hidráulicos de las embarcaciones se expresan normalmente en **PSI (lb/pulg<sup>2</sup>)**. Además, si a la presión obtenida, le multiplicamos el factor de **1.25**, tenemos el **ajuste o taraje máximo** de la **válvula de alivio** del circuito hidráulico cercano a los pistones de accionamiento de las palas del timón, teniendo un valor de **1.25 \* 821.72 = 1027 PSI** (menor al máximo valor de presión de diseño de las tuberías del circuito hidráulico).

Haciendo una tabla de valores de **torques transmitidos** en base a la **fuerza desarrollada** del pistón con la **presión óptima indicada** (que es constante), y también en base a los **ángulos de giro** de las palas del timón del buque, tenemos lo siguiente:

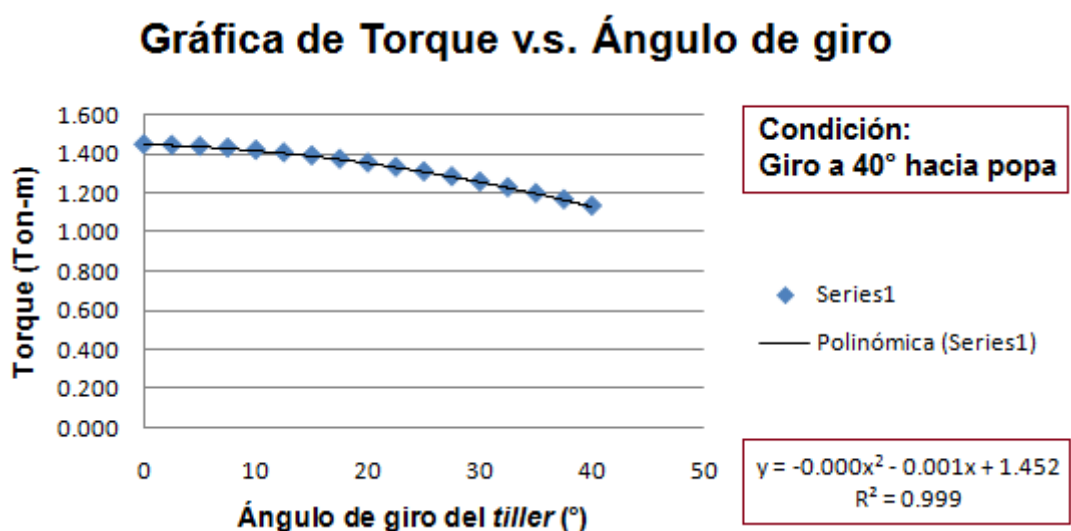
(°)	(mm)			(°)		(Ton-m)
$\alpha$	$lp_1$	$q_t$	$lp_2$	$\theta$	$\emptyset$	Torque
0	1147.597	0.000	1147.597	0	88.152	1.450
2.5	1147.597	13.700	1161.277	0.037	85.689	1.446
5	1147.597	27.393	1174.913	0.101	83.253	1.441
7.5	1147.597	41.073	1188.481	0.193	80.845	1.432
10	1147.597	54.734	1201.958	0.311	78.463	1.421
12.5	1147.597	68.368	1215.322	0.454	76.106	1.408
15	1147.597	81.970	1228.551	0.621	73.773	1.393
17.5	1147.597	95.533	1241.625	0.811	71.463	1.375
20	1147.597	109.051	1254.524	1.023	69.175	1.356
22.5	1147.597	122.517	1267.230	1.255	66.907	1.334
25	1147.597	135.924	1279.725	1.508	64.660	1.311
27.5	1147.597	149.267	1291.990	1.780	62.432	1.286
30	1147.597	162.538	1304.010	2.070	60.222	1.259
32.5	1147.597	175.733	1315.768	2.378	58.030	1.231
35	1147.597	188.843	1327.250	2.702	55.854	1.201
37.5	1147.597	201.864	1338.442	3.041	53.693	1.169
<b>40</b>	<b>1147.597</b>	<b>214.789</b>	<b>1349.328</b>	<b>3.396</b>	<b>51.548</b>	<b>1.136</b>

**Tabla 7.13 Valores de torques de transmisión en función del ángulo de giro del timón.**

**Notas:**

- Se asumió que el avance angular del giro de las palas es de manera uniforme.
- Se usaron las fórmulas presentadas para los parámetros geométricos del sistema de transmisión del torque hacia las palas del timón del remolcador de puerto.

De la tabla anterior, desprendemos las columnas de los valores obtenidos para el torque transmitido a las palas del timón de gobierno, con respecto a los valores de ángulo de giro de las mencionadas palas de gobierno del remolcador, teniendo lo siguiente:



**Gráfica 7.4 Curva del torque transmitido en función del ángulo de giro del timón.  
(para la condición de giro máximo a 40° hacia popa).**

Según la gráfica mostrada, la ecuación de la curva del **torque transmitido** en las palas del timón en base al **ángulo de giro** del timón (para un **giro máximo de 40° hacia popa**) se presenta a continuación:

$$Torque(\alpha) = -0.00017 * \alpha^2 - 0.001 * \alpha + 1.452 \quad [\text{Ton-m}] \quad (7.27)$$



Donde el **torque transmitido** se expresa en **Ton-m** y  $\alpha$  se expresa en **grados sexagesimales** ( $^{\circ}$ ). Los coeficientes de la ecuación se obtienen a partir del modelo del sistema mecánico del servomotor hidráulico de gobierno del remolcador, y varían en función de la disposición y funcionalidad de dicho sistema, para el giro respectivo.

Determinando el error de valor en la ecuación obtenida:

$$\%error = \frac{|Torque(40^{\circ}) - 1.136|}{1.136} * 100 = \frac{|1.140 - 1.136|}{1.136} * 100 = 0.35\%$$

La fórmula obtenida posee un margen de error de **0.35%** (entre los valores de torque requerido y torque calculado con dicha fórmula). Para cuestión de análisis operacional, este margen es aceptable, ya que la formulación nos entrega valores poco mayores que los obtenidos en la realidad, al momento que opera el sistema.

Ahora, haciendo la suposición que se mantiene constante el torque máximo de operación (que es de **1.136 Ton-m**, para cada grupo de **3 palas con tobera**), tendremos valores de presión hidráulica en relación al ángulo de giro de las palas del timón de gobierno, cuyo valor se expresa en la siguiente ecuación (derivada de las **Ecuaciones 7.25 y 7.26**):

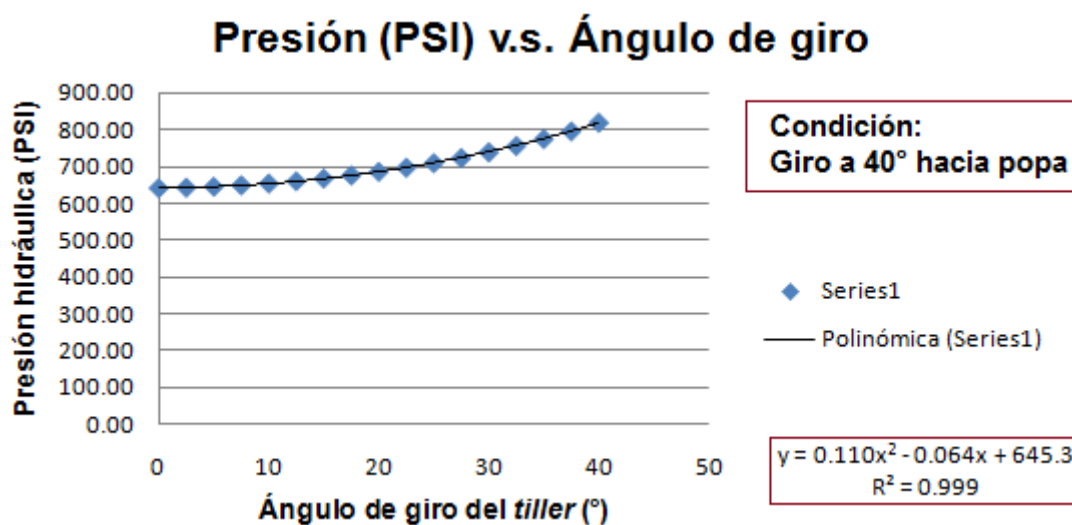
$$Presión(PSI) = \frac{1.44207 * Torque(cte)}{\frac{\pi}{4} * (D_{pistón})^2 * l_t * sen(\phi)} \quad [PSI] \quad (7.28)$$

Esta suposición se lleva a cabo para saber a qué **presión hidráulica** debemos regular el sistema para conseguir el **torque máximo** a un cierto **ángulo de maniobra** de las palas de gobierno del remolcador de puerto. Al tener la **Ecuación 7.28**, obtenemos los valores de **presiones hidráulicas** relacionados con los **ángulos de giro** (a un **torque o par torsor constante**) de la siguiente manera:

Tabla de valores de Presión v.s. $\alpha$ (a Torque cte.)				$A_{ef. (pistón)}: 0.0081 \text{ m}^2$		
(°)	(mm)			(°)	(PSI)	
$\alpha$	$lp_1$	$q_t$	$lp_2$	$\theta$	$\emptyset$	Presión
0	1147.597	0.000	1147.597	0	88.152	643.85
2.5	1147.597	13.700	1161.277	0.037	85.689	645.34
5	1147.597	27.393	1174.913	0.101	83.253	648.00
7.5	1147.597	41.073	1188.481	0.193	80.845	651.82
10	1147.597	54.734	1201.958	0.311	78.463	656.78
12.5	1147.597	68.368	1215.322	0.454	76.106	662.91
15	1147.597	81.970	1228.551	0.621	73.773	670.21
17.5	1147.597	95.533	1241.625	0.811	71.463	678.73
20	1147.597	109.051	1254.524	1.023	69.175	688.49
22.5	1147.597	122.517	1267.230	1.255	66.907	699.57
25	1147.597	135.924	1279.725	1.508	64.660	712.02
27.5	1147.597	149.267	1291.990	1.780	62.432	725.93
30	1147.597	162.538	1304.010	2.070	60.222	741.41
32.5	1147.597	175.733	1315.768	2.378	58.030	758.57
35	1147.597	188.843	1327.250	2.702	55.854	777.56
37.5	1147.597	201.864	1338.442	3.041	53.693	798.54
40	1147.597	214.789	1349.328	3.396	51.548	821.72

Tabla 7.14 Valores de presión hidráulica en función del ángulo de giro del timón.

Graficando los puntos de la tabla, obtenemos la siguiente curva de operación:



Gráfica 7.5 Curva de la presión hidráulica en función del ángulo de giro del timón.

Según la gráfica mostrada, la ecuación de la **presión hidráulica (PSI)** en base al **ángulo de giro del timón** (para giro a **40° hacia popa**) es la siguiente:

$$PSI(\alpha) = 0.110 * \alpha^2 - 0.064 * \alpha + 645.3 \quad \text{[PSI]} \quad (7.29)$$

Donde la **presión hidráulica** se da en **PSI (lb/pulg<sup>2</sup>)**, y  $\alpha$  se expresa en **grados sexagesimales (°)**. Los coeficientes de la ecuación se obtienen a partir del modelo del sistema mecánico del servomotor hidráulico de gobierno del remolcador, y varían en función de la disposición y funcionalidad de dicho sistema, para el giro respectivo.

Al determinar el margen de error entre el valor obtenido y el valor operacional:

$$\%error = \frac{|PSI(40^\circ) - 821.72|}{821.72} * 100 = \frac{|818.74 - 821.72|}{821.72} * 100 = 0.36\%$$

Nos damos cuenta que la fórmula obtenida posee un margen de error de **0.36%** (entre los valores de la presión calculada y la presión dada en la curva de operación). Para cuestión de análisis operacional, este margen es aceptable debido a su pequeño valor de diferencia, además que la curva entrega valores menores que los obtenidos inicialmente.

Luego, al determinar el **caudal óptimo** y la **velocidad del vástago** en el pistón hidráulico de accionamiento de las palas de gobierno, tenemos los siguientes datos:

**Carrera máxima del pistón hidráulico:**  $d_{\text{máx}} = 1349.328 - 1147.597 = 202 \text{ mm (7.95")}$

**Tiempo de desarrollo del ángulo máximo de giro:**  $t_{\text{operac}} = 15 \text{ segundos}$

El tiempo de desarrollo del ángulo máximo de giro de las palas del timón (que es de **40°**), se estimó en base a las consideraciones de la parte técnica que se encarga de la instalación

de estos tipos de servomotores hidráulicos en los remolcadores de puerto, y dicho valor es considerable para otros servomotores hidráulicos similares.

A través de una serie de valores tabulados de las longitudes totales inicial y final del pistón, determinamos la **velocidad del pistón** y el **caudal requerido** en el mencionado actuador:

(mm)	(mm)	(m)	(seg.)	(m/seg.)	(gal/min)
$lp_1$	$lp_2$	Carrera	t	$v_{pistón}$	$GPM_{pistón}$
1147.597	1147.597	0.000	0	0	0.000
1147.597	1161.277	0.014	0.9375	0.0146	1.875
1147.597	1174.913	0.027	1.875	0.0146	1.872
1147.597	1188.481	0.041	2.8125	0.0145	1.868
1147.597	1201.958	0.054	3.75	0.0145	1.863
1147.597	1215.322	0.068	4.6875	0.0144	1.857
1147.597	1228.551	0.081	5.625	0.0144	1.850
1147.597	1241.625	0.094	6.5625	0.0143	1.841
1147.597	1254.524	0.107	7.5	0.0143	1.832
1147.597	1267.230	0.120	8.4375	0.0142	1.822
1147.597	1279.725	0.132	9.375	0.0141	1.811
1147.597	1291.990	0.144	10.3125	0.0140	1.799
1147.597	1304.010	0.156	11.25	0.0139	1.787
1147.597	1315.768	0.168	12.1875	0.0138	1.773
1147.597	1327.250	0.180	13.125	0.0137	1.759
1147.597	1338.442	0.191	14.0625	0.0136	1.744
<b>1147.597</b>	<b>1349.328</b>	<b>0.202</b>	<b>15</b>	<b>0.0134</b>	<b>1.728</b>

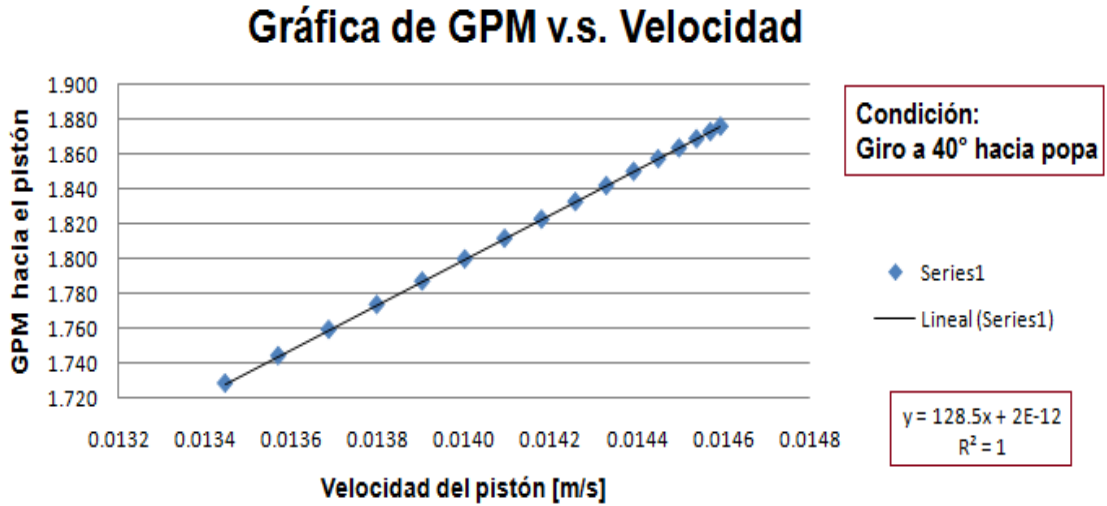
**Tabla 7.15 Valores de caudal de flujo del pistón en función de su velocidad de carrera.**

Se han empleado las siguientes formulaciones:

$$Carrera(m) = \frac{|lp_2 - lp_1|}{1000} \quad v_{pistón} (m/seg.) = \frac{Carrera}{t}$$

$$GPM_{pistón} = 1.5852 \times 10^4 * v_{pistón} * \frac{\pi}{4} * (D_{pistón})^2 \quad [gal/min] \quad (7.30)$$

Donde  $D_{\text{pistón}}$  es el diámetro efectivo del pistón, y  $1.5852 \times 10^4$  es un factor de conversión de  $\text{m}^3/\text{seg}$  a **GPM (gal-US/min)**. Graficando los puntos del caudal requerido en el pistón hidráulico con respecto a la velocidad de carrera del mismo, se obtiene la siguiente curva:



**Gráfica 7.6** Curva de galonaje en relación a la velocidad de carrera del pistón.

**Nota:** Se asume una proporcionalidad uniforme entre el desarrollo del ángulo de giro de las palas del timón de gobierno y el tiempo de operación requerido para transmitir el torque en el eje barón del remolcador de puerto.

Luego, se hará un **promedio** de los valores respectivos para **la velocidad del pistón hidráulico** y su **galonaje o caudal requerido** para alcanzar la presión de trabajo determinada, teniendo en cuenta que el pistón hidráulico posee infinitas velocidades de carrera a través del tiempo. Según esto, se obtienen los siguientes resultados:

Parámetro	$v_{\text{pistón}}$ (mm/seg.)	$\text{GPM}_{\text{pistón}}$ (gal/min)
Valor	<b>14.14</b>	<b>1.82</b>

Por lo tanto, el **caudal o galonaje** que llega al **actuador hidráulico (cilindro con pistón)** debe ser de **1.82 gal/min (GPM)**.

## CAPÍTULO 8 - RESULTADOS Y OBSERVACIONES

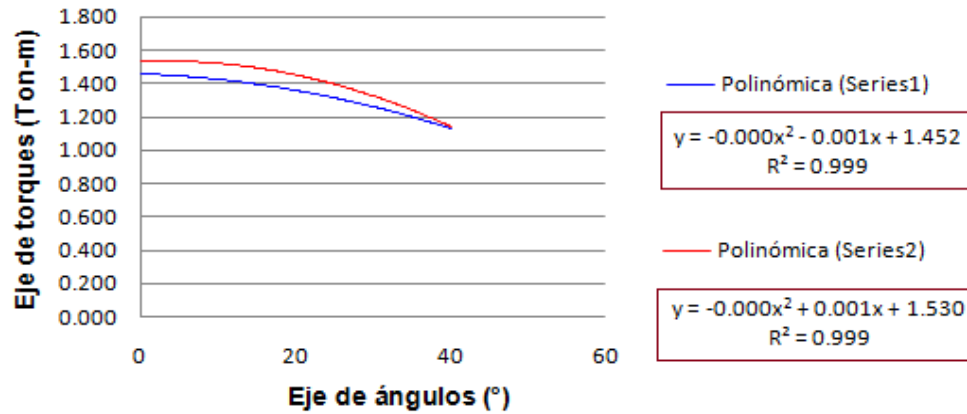
### 8.1 Referido al torque transmitido.

Después de realizar el análisis operacional al servomotor hidráulico (del **Capítulo 7**), vamos a mostrar las tablas de valores de torque y ángulo para cada condición dada:

Giro a 40° hacia popa		Giro a 40° hacia proa	
$\alpha$	Torque	$\alpha$	Torque
0	1.450	0	1.533
2.5	1.446	2.5	1.534
5	1.441	5	1.531
7.5	1.432	7.5	1.526
10	1.421	10	1.518
12.5	1.408	12.5	1.506
15	1.393	15	1.491
17.5	1.375	17.5	1.472
20	1.356	20	1.450
22.5	1.334	22.5	1.424
25	1.311	25	1.395
27.5	1.286	27.5	1.361
30	1.259	30	1.324
32.5	1.231	32.5	1.283
35	1.201	35	1.238
37.5	1.169	37.5	1.189
40	1.136	40	1.136

Tabla 8.1 Muestra de los valores de ángulo y torque para cada tipo de giro.

### Gráficas de Torque v.s. Ángulo de giro



Gráfica 8.1 Comparación de las curvas obtenidas de los torques de transmisión.

Se puede apreciar en las dos curvas que la primera de ellas (para el **giro hacia popa a 40°** como máximo), esta debajo de la otra curva (para el **giro hacia proa a 40°** como máximo), además que las dos curvas coinciden con el **valor máximo de torque de diseño** (de **1.136 Ton-m**). Recordar que el cálculo realizado es para las **condiciones de operación**, y dichas curvas se condicionan solo para el **máximo giro de las palas** (que es de **40°**).

Esta parte del análisis se remite en el desarrollo de la **máxima presión hidráulica de trabajo** (que se mantiene **constante**), en donde la presión mencionada para el **giro hacia popa** es de **821.72 PSI (55.9 bar)** y la presión para el **giro hacia proa** es de **868.79 PSI (59.1 bar)**. Estos valores de presión se asocian a cada curva de torque y ángulo de las palas del timón y se deben tomar en cuenta al momento que el remolcador de puerto haga una maniobra a una dirección o rumbo ya fijo (sin variar el ángulo de timón).

Los valores fijos de presión máxima de trabajo, expresadas anteriormente, se consideran para que no se llegue a la **presión máxima de diseño de tuberías**, y que estos parámetros se controlen mediante la **válvula de alivio** y la **posición neutra** de la **válvula direccional** (que en dicha posición desvía el flujo de aumento de presión hacia el retorno al tanque).

## **8.2 Referido al caudal del flujo hidráulico.**

Así como se analizó las presiones máximas de trabajo para cada tipo de giro, también se debe analizar el caudal del flujo obtenido en el sistema hidráulico de gobierno, en la zona donde se encuentran los cilindros hidráulicos conectados con los *tiller* y el *tie bar*. Este procedimiento ya se realizó en el **Capítulo 7**, así que se va a mostrar lo desarrollado referente a esta parte:

<b>Giro a 40° hacia popa</b>		<b>Giro a 40° hacia proa</b>	
<b>vpistón</b>	<b>GPMpistón</b>	<b>vpistón</b>	<b>GPMpistón</b>
0.0000	<b>0.000</b>	0.0000	<b>0.000</b>
0.0146	<b>1.875</b>	0.0146	<b>1.878</b>
0.0146	<b>1.872</b>	0.0146	<b>1.877</b>
0.0145	<b>1.868</b>	0.0146	<b>1.876</b>
0.0145	<b>1.863</b>	0.0146	<b>1.873</b>
0.0144	<b>1.857</b>	0.0145	<b>1.869</b>
0.0144	<b>1.850</b>	0.0145	<b>1.863</b>
0.0143	<b>1.841</b>	0.0144	<b>1.856</b>
0.0143	<b>1.832</b>	0.0144	<b>1.848</b>
0.0142	<b>1.822</b>	0.0143	<b>1.838</b>
0.0141	<b>1.811</b>	0.0142	<b>1.827</b>
0.0140	<b>1.799</b>	0.0141	<b>1.814</b>
0.0139	<b>1.787</b>	0.0140	<b>1.800</b>
0.0138	<b>1.773</b>	0.0139	<b>1.785</b>
0.0137	<b>1.759</b>	0.0138	<b>1.767</b>
0.0136	<b>1.744</b>	0.0136	<b>1.749</b>
0.0134	<b>1.728</b>	0.0134	<b>1.728</b>

**Tabla 8.2 Muestra de los valores de velocidad y caudal para cada tipo de giro.**

Para los cálculos realizados hasta ahora, vemos que hay una **dependencia** de los parámetros geométricos del pistón hidráulico con la obtención de la **presión máxima de trabajo** y la del **caudal de flujo hidráulico**, ya que cada parámetro mencionado se juntan para determinar la potencia necesaria para accionar la **bomba hidráulica** (ubicada en la sala de máquinas) a través del **motor eléctrico** (siendo éste el actuador primario). La razón de esta parte del desarrollo general es poder comprobar acertadamente la potencia necesaria del motor eléctrico, que fue obtenido por criterio técnico-operacional.



Ahora, lo que se hizo es determinar el **caudal promedio** para cada condición de giro de las palas del timón del remolcador de puerto. Se hace esto ya que existe diversos valores de velocidad de flujo con respecto al avance del ángulo de giro de las palas, comprobando que en un pistón hidráulico existen infinitas velocidades de operación (según la ventaja de variabilidad en la velocidad de avance del vástago de dicho pistón).

Según los datos de las columnas 2 y 4 de la **Tabla 8.2**, basados en las **Gráficas 7.2 y 7.4**, tenemos los siguientes **flujos de caudal promedio**:

Giro a 40° hacia popa			Giro a 40° hacia proa		
Dato	Valor	Unidad	Dato	Valor	Unidad
Vprom.	14.14	mm/seg.	Vprom.	14.22	mm/seg.
GPMprom.	1.82	gal/min	GPMprom.	1.83	gal/min

**Tabla 8.3 Velocidades y caudales promedio para cada tipo de giro del timón.**

Según los cálculos, obtenemos un caudal promedio de **1.83 GPM** (considerando el máximo para el **giro a 40° hacia proa**), siendo éste el mínimo para la selección de la bomba hidráulica principal, y comprobamos acertadamente el valor de caudal máximo de la **bomba de paletas** marca **Vickers** ya seleccionada (que es de **4 GPM**) que va a operar para las dos condiciones de giro de las palas del timón de gobierno del remolcador de puerto.

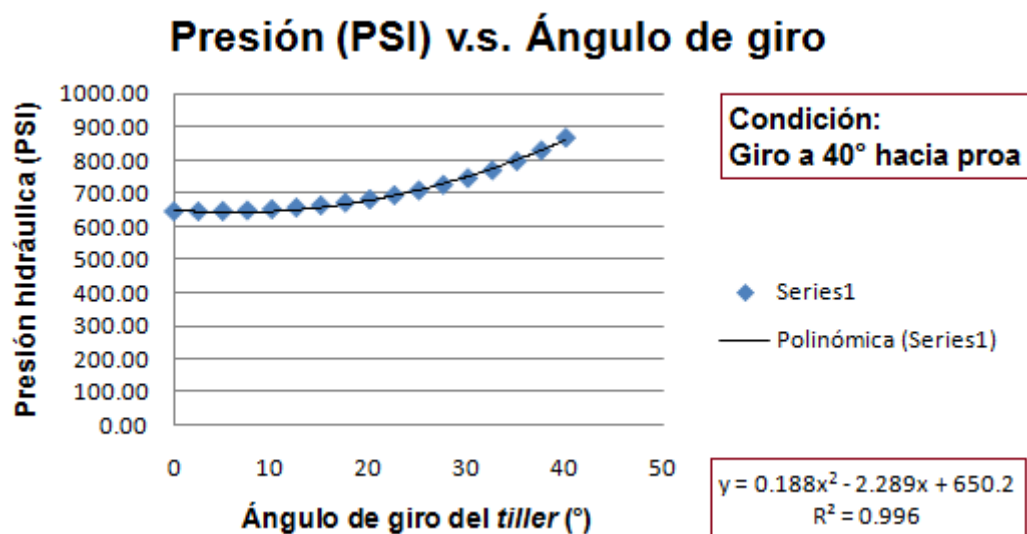
### **8.3 Referido a la tabla de presiones.**

También se había determinado los valores de **presión hidráulica** en relación al **ángulo de giro** de las palas del timón de gobierno, para cada condición de giro de los *tiller*, que serán útiles como referencia para la navegación del remolcador de puerto.

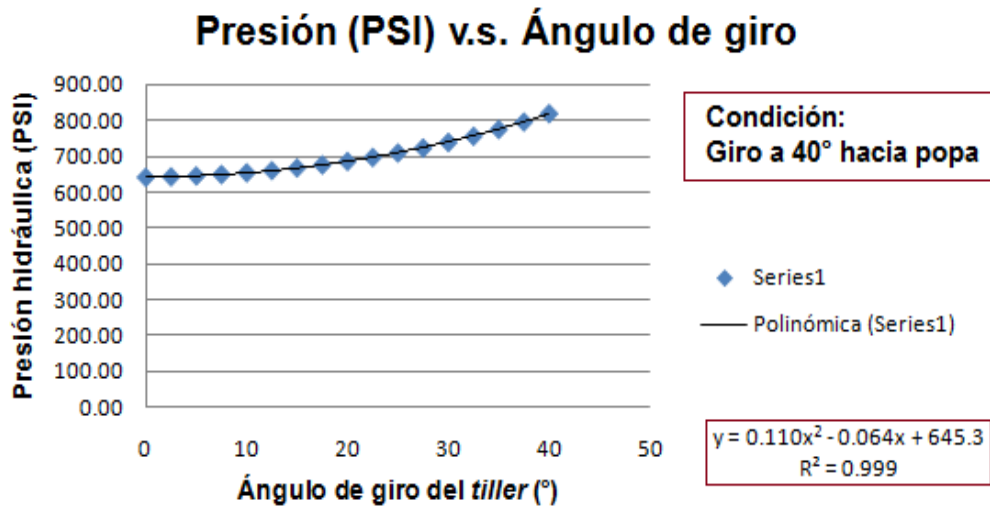
Los siguientes datos muestran lo estipulado anteriormente (para  $T_{cte} = 1.136 \text{ Ton-m}$ ):

Giro a 40° hacia popa		Giro a 40° hacia proa	
$\alpha$	PSI	$\alpha$	PSI
0	643.85	0	643.85
2.5	645.34	2.5	643.56
5	648.00	5	644.50
7.5	651.82	7.5	646.74
10	656.78	10	650.34
12.5	662.91	12.5	655.40
15	670.21	15	662.04
17.5	678.73	17.5	670.38
20	688.49	20	680.61
22.5	699.57	22.5	692.93
25	712.02	25	707.59
27.5	725.93	27.5	724.91
30	741.41	30	745.28
32.5	758.57	32.5	769.16
35	777.56	35	797.17
37.5	798.54	37.5	830.05
40	821.72	40	868.79

Tabla 8.4 Valores de presiones en función del ángulo de giro para cada condición.



Gráfica 8.2 Curva de operación para el rumbo del remolcador hacia babor.



**Gráfica 8.3 Curva de operación para el rumbo del remolcador hacia estribor.**

Recordar que para la condición de **giro hacia proa**, el remolcador de puerto va a realizar maniobras **hacia babor**, mientras que para la condición de **giro hacia popa**, dicho remolcador ira en un rumbo **hacia estribor**.

Este análisis realizado se enfoca en el sistema mecánico del servomotor hidráulico de gobierno, que se ubica en la zona de lazareto del remolcador, ya que es allí donde se transmite directamente el torque necesario para accionar el grupo de palas con tobera de diseño muy peculiar, mostrando esencialmente los valores de **torques transmitidos** para una **presión hidráulica de trabajo máxima** (que se mantiene **constante**) y los valores de **presiones de trabajo** en función del **ángulo de giro** de las palas, para el **torque máximo** estipulado inicialmente al **máximo ángulo** (siendo dicho torque o par torsor **constante**).

Los resultados mostrados hasta el momento son importantes para que los operarios del respectivo sistema de gobierno los tengan en cuenta al momento que se inicie el giro de las palas del timón hasta un cierto ángulo, y dichos resultados deben ser validados en el funcionamiento del sistema, con los respectivos controles de mando, alarmas de sensores de bajo nivel de aceite hidráulico y alta temperatura, etc.

#### **8.4 Referido a la potencia total del servomotor.**

Para cada condición de giro, tenemos al momento la **presión máxima de trabajo** (en **PSI**) y el **caudal promedio del flujo hidráulico** (en **GPM**), así que nos faltaría determinar la **potencia total del servomotor hidráulico de gobierno**, aplicando la siguiente ecuación, cuyas unidades se rigen por el **Sistema Inglés de Unidades**:

$$Potencia(HP) = \frac{Presión(PSI) * Caudal(GPM)}{1714} \quad (8.1)$$

En donde los parámetros presentados ya vienen con sus respectivas unidades de medida.

Al aplicar esta fórmula anterior, tenemos lo siguiente:

Giro a 40° hacia popa			Giro a 40° hacia proa		
Dato	Valor	Unidad	Dato	Valor	Unidad
PSImáx.	821.72	lbs/pulg <sup>2</sup>	PSImáx.	868.79	lbs/pulg <sup>2</sup>
GPMprom.	1.82	gal/min	GPMprom.	1.83	gal/min
Potencia	0.871	HP	Potencia	0.927	HP

**Tabla 8.5 Determinación de la potencia total para cada tipo de giro del timón.**

Entonces, al realizar el procedimiento anterior, tenemos que la **potencia máxima** considerada es de **0.927 HP (691.5 Watts)**, cumpliendo con el requisito del **motor eléctrico trifásico** marca **WEQ** ya seleccionado (cuya potencia máxima es de **4 HP**). Al considerar las pérdidas de potencia que habrá en el acople a la **bomba hidráulica principal**, aun así, el valor de la potencia nominal es mayor que el obtenido por cálculos.

### **8.5 Observaciones finales del sistema.**

A continuación se van a mostrar algunos detalles adicionales (a manera de observaciones) para tener en claro la forma de funcionamiento del sistema hidráulico de gobierno:

- *“Los servomotores de las palas del timón son empleados para estabilizar el movimiento del sistema de gobierno con el fin de mantener el control del buque en lo referente a la maniobrabilidad y gobernabilidad” (según Norrbín, 1960).* Esto nos quiere decir que el servomotor electro-hidráulico es empleado como parte principal del sistema hidráulico que acciona las palas del timón, junto con su parte auxiliar ubicado en el puente de mando o navegación (mediante la volante de timón).
- El sistema presentado es un **servomotor electro-hidráulico** (acoplamiento a un motor eléctrico trifásico), ya que la opción de **servomotor solo hidráulico** no era conveniente porque la transmisión de potencia del grupo electrógeno (por medio de fajas) no estaba al alcance para la conexión con la bomba hidráulica.
- Este tipo de sistema debe mantenerse operativo continuamente por medio del **motor eléctrico** que acciona la bomba principal del servomotor mencionado, para evitar las peligrosas frenadas del eje barón y palas de gobierno que afectan su estructura y desgastan su composición y resistencia.
- Si la presión de trabajo llega a ser casi igual que el **ajuste o taraje de la válvula de alivio**, el sistema de gobierno recibe un torque mucho mayor que el de operación normal. Es por eso que se recomienda emplear este sistema a las presiones máximas de trabajo mostradas, en cada condición, para evitar averías y desbalances en el sistema de los dos grupos de tres palas con tobera.

- La **primera etapa del funcionamiento** del sistema hidráulico de gobierno del remolcador analizado se plasma en la obtención de la **tabla de presiones hidráulicas en base al ángulo de giro (segunda hipótesis de funcionamiento)**, en donde se tiene en cuenta la presión máxima de trabajo que se debe llegar para conseguir el ángulo de giro del grupo de palas y mantener un rumbo constante a dicho ángulo. Para que la presión máxima se mantenga constante en dicho rumbo, se debe poner en **modo neutro** a la **válvula direccional o solenoide**, en donde el flujo de aumento de presión pasa directamente a la línea de retorno al tanque.
  
- La **segunda etapa de funcionamiento** de este sistema consiste en la **tabla de torques de transmisión en función del ángulo de giro (primera hipótesis de funcionamiento)**, en donde se dan estos valores para la presión máxima que se mantiene constante para el ángulo máximo de giro (que es a 40°). Esto quiere decir que al ángulo de giro que se desee llegar y mantener constante, para las maniobras del remolcador, se debe mantener fijo la **presión máxima de trabajo** y el **torque de transmisión** respectivos, en el accionamiento del grupo de palas del gobierno.

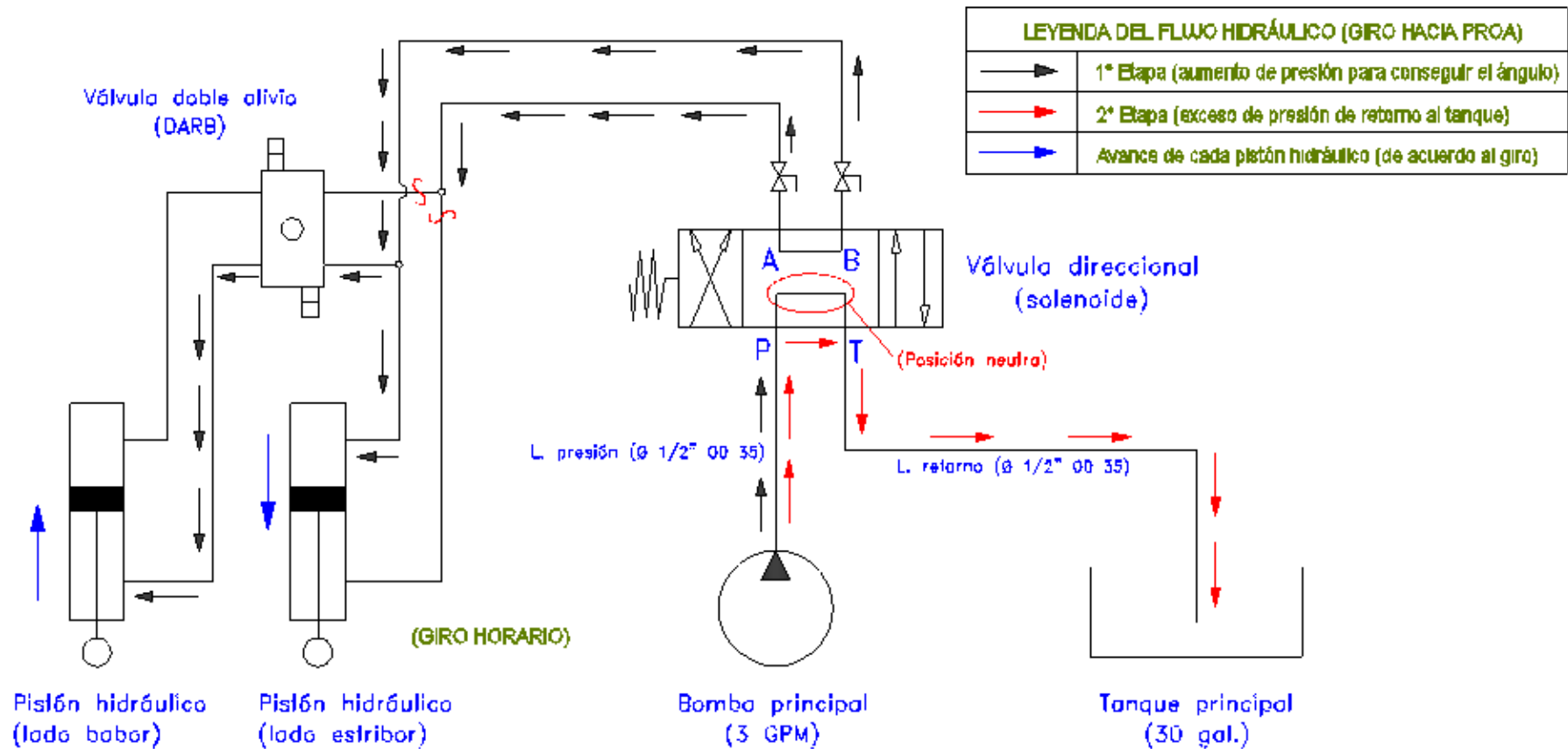


Figura 8.1 Esquema operacional del sistema hidráulico de gobierno (para giro hacia proa).

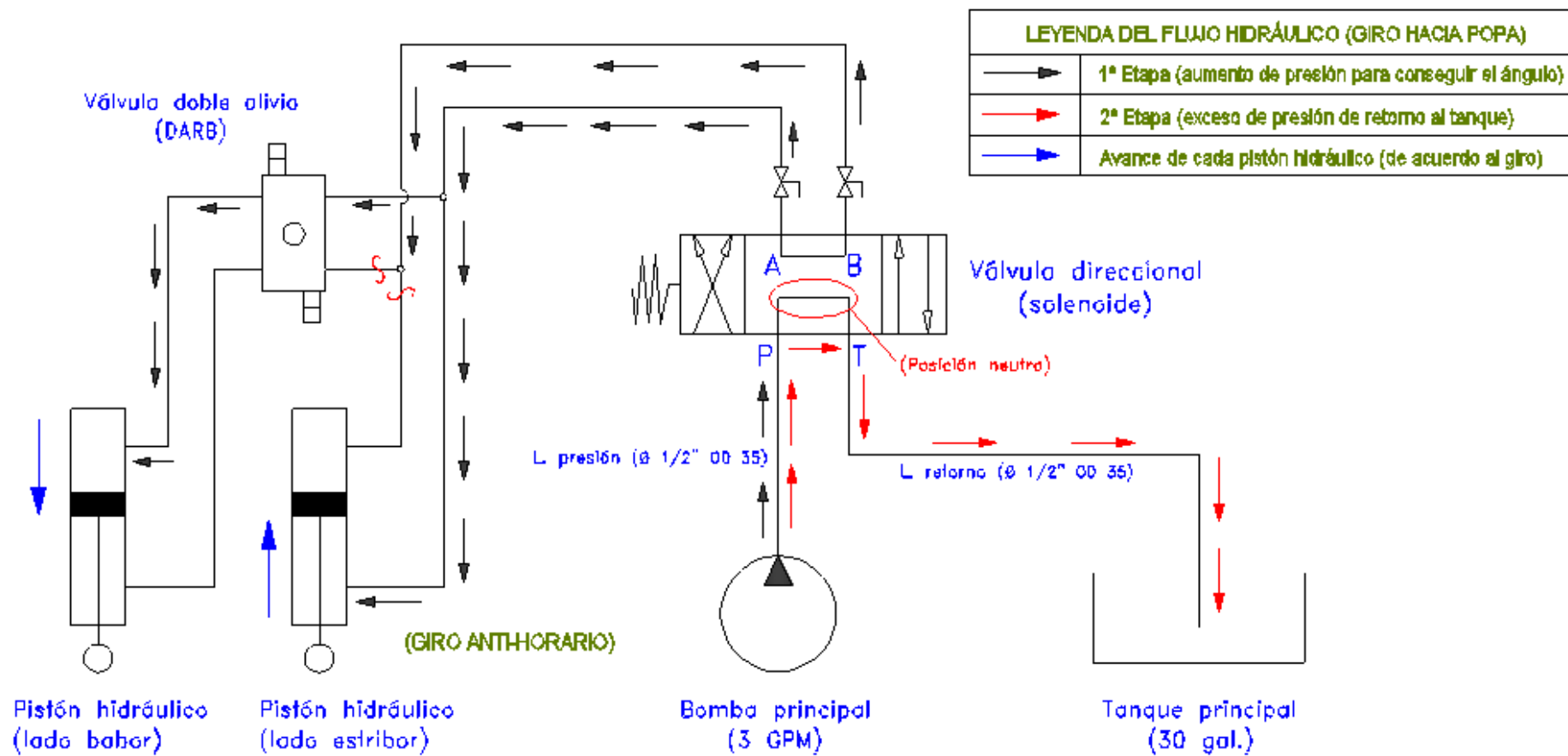


Figura 8.2 Esquema operacional del sistema hidráulico de gobierno (para giro hacia popa).



## CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES.

### Conclusiones.

- 1) Por medio del análisis realizado se tienen **dos etapas de operación**: La obtención de torques transmitidos (en función del ángulo de giro) a una **presión hidráulica constante** y la obtención inicial de presiones de trabajo (también en función del ángulo de giro) al **torque inicial constante** (al ángulo máximo de 40°). Cada opción está relacionada con el flujo de caudal promedio hallado para determinar la potencia mínima necesaria que necesitaría el **servomotor electro-hidráulico**.
- 2) Se mostró y validó el cuadro de **presiones hidráulicas** en función del **ángulo de maniobras** de las palas del timón, que servirá para determinar a qué valor de presión se debe llegar para conseguir un determinado ángulo de giro, para cada condición indicada que están en relación del rumbo que tomaría el remolcador de puerto (para un **torque de operación constante**).
- 3) La determinación de los parámetros hidráulicos y sus curvas de operación también es aplicable para otro tipo de embarcación, siempre y cuando el servomotor hidráulico tenga una disposición similar a la mostrada en este trabajo de tesis.

- 4) El estudio realizado se aplica a manera de referencia para la adecuada manipulación de este sistema hidráulico, a través del manejo de los controles de mando y atención en las alarmas de sensores de niveles (ya sea bajo nivel de aceite hidráulico o alta temperatura) que se ubican estratégicamente en el remolcador de puerto (en lazareto, sala de máquinas y puente de navegación).
- 5) Este análisis es un complemento útil para comprobar los valores de diseño del grupo de palas con toberas, en donde la fuerza aplicada y el torque de diseño se puede determinar ya sea por las recomendaciones de las sociedades clasificadoras de buques y de estudios preliminares relacionados (como el de **Joessel, s. XIX**).
- 6) Respecto al diseño de los componentes mecánicos del sistema de gobierno, se empleó en buena parte las normas de la **ABS** para certificar que dichos elementos que conforman el gobierno del buque sean adecuados en el funcionamiento, del mismo modo para el **servomotor electro-hidráulico**.
- 7) Las formulaciones empleadas para la obtención del torque transmitido a las palas del gobierno del remolcador se estiman para un **ángulo máximo de 35°**, sin embargo, según el diseño de las palas con tobera de la hélice propulsora, cuyo ángulo máximo es a **40°**, se obtuvieron resultados muchísimo mayores que el requerido para el funcionamiento del gobierno del remolcador.
- 8) Las consideraciones primordiales que se deben tener en cuenta para la obtención del sistema hidráulico de gobierno son las dimensiones principales del remolcador, velocidad de rumbo, características de diseño de las palas del timón, disposición de los compartimientos del lazareto, sala de máquinas y puente de navegación (o timonera), y finalmente, el valor del tiro o tracción a punto fijo (Bollard Pull).

### **Recomendaciones.**

- 1) Para cualquier sistema hidráulico, los parámetros de trabajo dados por experiencia de operarios y técnicos deben ser verificados en base a formulaciones y normativas existentes, para certificar los valores de estos parámetros funcionales, y de esta forma evitar futuros problemas en el funcionamiento.
  
- 2) Según los resultados obtenidos, se recomienda que las presiones hidráulicas de trabajo en el servomotor se mantengan en sus valores mostrados, ya que un aumento de éstas puede causar averías y desbalances en el sistema de gobierno del remolcador de puerto, debido al aumento prematuro del torque de transmisión.
  
- 3) Existen sistemas mejorados de maniobrabilidad del remolcador, como el del propulsor **Voith Schneider**, que es muy eficiente pero requiere que el medio marino sea limpio, ya que las impurezas reducen el performance de trabajo de dicho propulsor, además de su complicado diseño y forma de maniobrar. Así que por el momento, se puede aplicar el sistema hidráulico convencional para el gobierno del remolcador de puerto que opera en el Mar del Perú.

## BIBLIOGRAFÍA

**1.- *Diseño Preliminar de un Remolcador Prototipo para la Armada Nacional*, Tesis de Titulación de Ingeniería Naval, Autor: Kléber Jacinto Gutiérrez Wilson, Escuela Superior Politécnica del Litoral (ESPOL), Facultad de Ingeniería Marítima y Ciencias del Mar; Guayaquil - Ecuador, año 2003.**

**2.- *El Proyecto Básico del Buque Mercante*, R. Alvariño, J. J. Ázpiroz y M. Meizoso, Fondo Editorial de Ingeniería Naval (FEIN); Madrid - España, año 1997.**

**3.- *Hydraulic System Analysis*, George R. Keller, Penton/IPC; Ohio - EEUU, año 1969.**

**4.- *Maniobras de buques mercantes y su aplicación en la Marina Mercante Nacional*, Tesis de Titulación de Ingeniería Naval, Autor: Mauricio Javier Montenegro Álvarez, Universidad Austral de Chile, Facultad de Ciencias de la Ingeniería - Escuela de Ingeniería Naval; Valdivia - Chile, año 2006.**

**5.- *Manual de Oleo-Hidráulica Industrial (5° Edición)*. Vickers Systems S.A.; España, presentación del año 1993.**

**6.- Normas de clasificación de la American Bureau of Shipping (ABS), para buques de acero menores de 90 m (295 pies) de eslora. Partes 3-2-11 y 4-3-4; EEUU, año 2010.**

**7.- Proyecto del remolcador de salvamento, Verónica Jordán y Ana Sardá. Escuela Técnica Superior de Ingenieros Navales (ETSIN); Madrid - España, año 2008.**

**8.- Principles of Naval Architecture, Second Revision, Volumen III - Motion in Waves and Controllability, Edward V. Lewis. The Society of Naval Architects and Marine Engineers (SNAME); New Jersey - EEUU, año 1989.**

**9.- Recomendaciones de Obras Marítimas (ROM 3.1-99) El Proyecto de la Configuración Marítima de los Puertos, Canales de Acceso y Áreas de Flotación. Asociación de Puertos del Estado; Madrid - España, año 2000.**

### **Manuales y catálogos.**

**1.- Manual de Máquinas (Cálculos de Taller), A. L. Casillas. Editorial Hispanoamericana; España, año 1977.**

**2.- Marine Hydraulic Steering Systems and Automatic Pilots, Wagner Engineering; Vancouver - Canadá, año 1988.**

**3.- Hojas técnicas varias de los componentes del sistema hidráulico de gobierno (según la marca especificada).**