

Aplicación de las transmisiones hidrostáticas a la generación de energía eléctrica en buques.

Autores:

Secundina García Conde*
José Cidrás Pidre**
Camilo José Carrillo González**

*Area de Mecánica de Fluidos

**Departamento de Ingeniería Eléctrica

ETSII

Lagoas - Marcosende S/Nº

36200 Vigo

Resumen

El objetivo de este trabajo es el diseño y puesta en marcha de un equipo de generación de energía eléctrica en buques empleando una transmisión hidrostática. El sistema instalado consta fundamentalmente de los siguientes elementos: motor principal, sistema de transmisión hidrostática, y generador eléctrico.

El motor de combustión (motor principal del barco) se ha simulado con un motor eléctrico y se ha realizado la automatización del sistema, de modo que se controla la velocidad del generador a través de la transmisión hidrostática. Este control se llevó a cabo a partir del análisis del comportamiento potencia-frecuencia del sistema.

1.- Introducción

Los sistemas de generación de energía eléctrica en buques han experimentado a lo largo del tiempo dos etapas.

En un principio se empleó un generador de corriente continua accionado por el motor principal del barco, con la problemática de la utilización de este tipo de energía en los equipos de potencia.

El siguiente paso es la generación de corriente alterna mediante un alternador trifásico arrastrado por un motor auxiliar de combustión. Los inconvenientes de este sistema son la necesidad de grupo diesel adicional y el problema de espacio en pequeñas embarcaciones.

Una alternativa actual es la utilización de una transmisión hidrostática entre el motor principal y el generador. De este modo el arrastre del equipo lo realiza el motor principal del barco. Esto presenta como principales ventajas: disminuir el consumo de combustible, economizar en el coste de lubricación, reducir las necesidades de mantenimiento, evitar el empleo de un motor de arrastre adicional y solucionar los problemas de espacio, permitiendo, además, el accionamiento de más de un generador eléctrico con la misma bomba oleohidráulica.

La mayores desventajas de este sistema son la complejidad del sistema de control potencia-frecuencia y la dependencia del motor principal para la obtención de energía eléctrica.

2.- Sistema de transmisión hidrostática.

Sus principales elementos, mostrados la FIG 1.a complementada por el diagrama de bloques de la FIG 1.b, son:

I Motor asíncrono: proporciona potencia para accionar el generador a través de la transmisión hidrostática (1).

II Bomba hidráulica: de caudal variable y de pistones axiales. Su tamaño depende de la potencia del generador y del rango de velocidades del motor de arrastre (2).

III Motor hidráulico: de caudal fijo. Su tamaño depende de la potencia del generador síncrono (2).

IV Generador síncrono trifásico: accionado por el motor hidráulico. Es el que suple las necesidades de energía eléctrica (1).

El caudal suministrado por la bomba actuará sobre el motor hidráulico dando lugar a una velocidad proporcional a éste e inversamente proporcional a la cilindrada del motor. En consecuencia, para mantener constante la velocidad del motor hidráulico, a pesar de las variaciones de velocidad en el motor de accionamiento de la bomba, se debe actuar sobre el reglaje de la bomba de forma manual o automática. Este reglaje consiste en actuar sobre la válvula de control, de manera que se produzca una alteración en la inclinación del plato de la bomba variando su cilindrada de trabajo.

El generador, unido al eje de salida del motor hidráulico, conserva la frecuencia de la tensión generada, siempre y cuando se mantenga su velocidad de giro.

La presión del sistema es proporcional al par resistente provocado por la carga, en nuestro caso simulada por una cuba electrolítica trifásica conectada al generador. Para que la presión estática sea mucho menor que la dinámica, la velocidad del fluido en los conductos y en otras partes no debe sobrepasar los 10 m/sg, que corresponde a una presión dinámica de aproximadamente 0,5 bar.

Una densidad de potencia elevada y un reducido tamaño se consiguen con presiones de funcionamiento relativamente altas. Una forma de reducir el tamaño de las transmisiones de este tipo es utilizando velocidades de giro tan altas como sea posible, sin que haya peligro de agarrotamiento de las superficies sometidas a deslizamiento (en la industria se utilizan velocidades del orden de 1500 ó 1800 rpm).

Las características del fluido para estas transmisiones deben ser: poca compresibilidad, lubricación de las diversas superficies móviles puestas en contacto bajo sollicitaciones importantes, viscosidad suficiente para reducir las fugas, y que ésta varíe poco con la temperatura. También se debe evitar toda entrada de aire en las partes sometidas a presión, ya que esto aumentaría la compresibilidad.

Los límites en las transmisiones vienen determinadas por la conversión de energía mecánica de giro a presión del aceite, y viceversa, cuyo resultado afecta al tamaño, coste y pérdida de potencia.

3.- Descripción del sistema.

Según símbolos normalizados ISO, el esquema oleohidráulico, representado en la FIG 2, consta de:

Circuito principal: comprendido entre el eje de entrada de la bomba y el eje de salida del motor hidráulico.

Circuito de prellenado o alimentación: formado por la bomba de prellenado, la válvula de seguridad de ésta, la válvula selectora encargada del lavado de aceite, y la válvula de seguridad de presión de prellenado. Sus funciones son: suplir las fugas de la bomba y del motor, asegurar una presión mínima en el sistema principal, alimentar el sistema de control y renovar continuamente el aceite del sistema principal con el aceite más frío del depósito.

La bomba de prellenado impulsa el aceite hacia el sistema principal a través de las válvulas antirretorno. Una vez superada la presión de tarado de la válvula de seguridad, el aceite va hacia el depósito a través de la carcasa de la bomba.

Cuando trabaja el circuito principal, el aceite es bombeado hacia la línea de baja presión a través de una válvula antirretorno con la finalidad de compensar las pérdidas, y renovar el aceite caliente que sale a través de la válvula selectora con aceite procedente del depósito. La selectora está situada en el bloque de válvulas del motor, y la válvula de seguridad de la selectora está tarada a unos 4 bar más baja que la válvula de seguridad de la bomba de prellenado, de forma que ésta funciona a pesar de las posibles pérdidas de presión debidas al rozamiento viscoso del fluido en las tuberías.

Circuito de control: su propósito es el de regular el flujo de aceite impulsado hacia el motor. Se realiza mediante una servoválvula que actúa sobre la válvula de control encargada de la variación de la inclinación del plato de la bomba.

Depósito: realiza las funciones de alojar aceite, refrigerar, evacuar aire, y decantación de impurezas que no se eliminaron en el filtro de aire y en el de carga. Estas funciones exigen una serie de condiciones constructivas:

- Para alojar el aceite: considerar posibles variaciones de volumen, disponer de fondo inclinado incluyendo un tornillo de descarga para conseguir un vaciado total y limpieza óptima.
- Para la refrigeración: el calor resultante de la transferencia de energía es en parte evacuado por las tuberías, los dispositivos, y el depósito hacia el medio ambiente. Por lo tanto, tiene que haber una separación entre la base del depósito y el suelo para obtener una buena circulación de aire y, de esta forma ganar en superficie de evacuación de calor.

- Para la evacuación de aire: las burbujas de aire que se producen en los aceites minerales deben ser evacuadas en el depósito, y es por ello que la superficie entre aire y aceite debe ser lo mayor posible.

Bomba de prellenado: su finalidad es la de alimentar el circuito principal renovando continuamente el aceite del sistema con aceite más frío del depósito y suplir las posibles fugas existentes en los distintos elementos del circuito. Así como la de impulsar aceite hacia los pistones que actúan sobre el plato inclinado en función de la posición de la válvula distribuidora.

Motor eléctrico: realiza el arrastre de la bomba hidráulica. El motor desempeña el papel que en los barcos realiza el motor de combustión principal y ha de tener una potencia suficiente para poder vencer el par resistente ofrecido por la carga a la velocidad de funcionamiento requerida. En nuestro caso se utiliza un motor asíncrono, el cual varía su velocidad al hacerlo el par resistente.

Generador eléctrico: la finalidad de éste es la de producir una tensión predeterminada a frecuencia constante y así alimentar a los diferentes equipos eléctricos de a bordo.

La tensión requerida se alcanza con la ayuda de un regulador instalado en el propio generador (3). Éste, en nuestro caso, se puede ajustar a diferentes tensiones dependiendo de la configuración de la conexión del devanado del estator.

El mantenimiento de la frecuencia depende del establecimiento de una velocidad constante en el motor hidráulico. Esta velocidad se consigue mediante la variación de la cilindrada de trabajo de la bomba.

El generador alimenta a una carga trifásica consistente, en nuestro caso, en una cuba electrolítica.

4.- Cálculos de la transmisión.

4.1.- Motor de arrastre y generador.

En nuestro caso se dispone de:

- Bomba EATON modelo 46, con las siguientes características:
 - * Cilindrada máxima: 75.3 cm³/rev
 - * Velocidad máxima : 3280 rpm
 - * Par a presión máxima : 500 Nw×m
- Motor EATON modelo 33, con las siguientes características:
 - * Cilindrada máxima: 54.3 cm³/rev
 - * Velocidad máxima : 3755 rpm
 - * Par a presión máxima : 360 Nw·m
- La presión máxima de la transmisión es de 420 bar.

Para una velocidad en el eje del generador de 1500 rpm (50 Hz) se obtiene un caudal (Q) de 90.5 l/min mediante la ecuación :

$$Q = q_{om} \frac{n}{10^3 \eta_{vol}} \text{ Donde:}$$

- q_{om} es la cilindrada máxima del motor hidráulico.
- n es la velocidad de accionamiento del generador.

El rendimiento volumétrico se obtuvo de las hojas características (4) y adopta valores comprendidos entre el 90 y 95% según el modelo escogido, igualmente ocurre con el rendimiento hidráulico mecánico, utilizado más adelante. En los cálculos se adopta para ambos rendimientos un valor del 90%.

Teniendo en cuenta que la presión de la línea de baja está fijada a 12 bar por la válvula de seguridad de prellenado, el par máximo que se puede tener a la salida del motor hidráulico (M_m) es 318 de Nw×m, obtenido a partir de la fórmula:

$$M_m = (P_{alta} - P_{baja}) \frac{q_{om} \eta_{hm}}{200\pi}$$

Donde:

- P_{alta} y P_{baja} son las presiones de línea.
- η_{hm} es el rendimiento hidráulico mecánico. El par anteriormente obtenido proporciona una potencia en el eje de salida de 50 Kw, a la velocidad nominal de 1500 rpm (50 Hz). Esto permite el acoplamiento de un generador de 45 KVA si éste tiene un rendimiento mecánico del 90%.

La potencia en el eje de la bomba (P_{acc}) a plena carga (420 bar) y con un caudal nominal (90.5 l/min) es de 76Kw. Este resultado se obtiene con:

$$P_{acc} = (P_{alta} - P_{baja}) \frac{Q}{600 \eta_{total}}$$

El rendimiento total (81%) considerado en esta ecuación es el producto del rendimiento volumétrico (90%) por el hidráulico mecánico (90%).

La velocidad mínima (n_b) de la bomba hidráulica, para producir un caudal (Q) de 90.5 l/min, depende de su cilindrada (q_{ob}) y según los cálculos es de 1202 rpm. La ecuación correspondiente es:

$$n_b = Q \frac{10^3}{q_{ob} \eta_{vol}}$$

En la transmisión estudiada se dispone de un generador de una potencia 11 KVA, por debajo de los 45 KVA máximos. Esto se traduce en presiones bajas, alrededor de 150 bar, y rendimientos inferiores a los nominales, sobre el 50%, por no estar en las condiciones de funcionamiento para las que fue diseñada la transmisión. El motor asíncrono empleado, en nuestro caso, tiene una potencia de 18.5 Kw.

4.2.- Cálculo y dimensionado de las tuberías.

Partiendo del caudal indicado se calcula el diámetro interno de la tubería a partir de la expresión:

$$d_i = 4.607 \sqrt{\frac{Q_b}{V}}$$

Donde el caudal (Q_b) viene en l/min y la velocidad (V) en m/sg y el diámetro interno (d_i) en mm. Los valores recomendados para las velocidades son:

- tubería de aspiración = 1,2 m/sg
- tubería de presión = 5 a 6 m/sg
- tubería de drenaje = 1,7 a 4,5 m/sg

Por lo tanto, los diámetros interiores han de ser al menos de:

- tubería de aspiración = 19 mm
- tubería de presión = 17,89 mm
- tubería de drenaje = 9,83 mm

Según las normas DIN 2391 de tubos de acero de precisión elegimos para la tubería de presión el ST-35NBK con un diámetro interno de 19 mm.

El cálculo del espesor de la pared se realiza con la norma DIN 2413 y la ecuación:

$$S_v = \frac{d_i P}{20 \frac{k}{s} v - 2P}$$

Siendo:

- s el coeficiente de seguridad, a partir de DIN 50049.
- K el valor característico de la resistencia.
- v la calidad de soldadura.

En la determinación definitiva del espesor de la pared de las tuberías se consideran además:

- La discrepancia por valor inferior en el espesor de pared C_1
- El desgaste por corrosión C_2

Por lo tanto el espesor de pared a emplear es:

$$S = (S_v + C_2) \frac{100}{100 - C_1}$$

El valor obtenido permite afirmar que el tubo elegido DIN2391-C-25x3-St 35 NB 14 es correcto.

Para la tubería de aspiración elegimos una manguera CODACORD 1900 25x36 y para el drenaje una manguera SAE-100 RIT SIZE 3/4.

Hemos hecho uso de dos codos de unión y dos racores para mamparo recto en las tuberías de alta y baja. Además de cuatro racores prensables de codo a 90° rosca gas en los flexibles del drenaje.

El cálculo de la pérdida de presión se realiza con la ecuación de Darcy-Weisbach:

$$\Delta P = f \frac{L}{d_i} \rho \frac{V^2}{2}$$

Donde:

- f es el coeficiente de fricción
- ρ es la densidad del aceite
- V es la velocidad del fluido

A través de la rugosidad de los tubos de acero y con el número de Reynolds utilizando el diagrama de Moody, obtenemos un valor de f y, por tanto, las pérdidas. Si añadimos las pérdidas por accesorios, válvulas, codos, estrangulación, etc, obtenemos las pérdidas secundarias dadas por la expresión:

$$\Delta P_s = \sum \xi \rho \frac{V^2}{2}$$

Las pérdidas totales serán:

$$\Delta P = f \frac{L}{d_i} \rho \frac{V^2}{2} + \sum \xi \rho \frac{V^2}{2}$$

Donde:

ξ es un valor tabulado en los catálogos de fabricantes.

Para la tubería de presión, y con los datos:

- Aceite: TEXACO HD-32
- Velocidad: $V = (4,607/d_i)^2 Q_b$
- Longitud de la tubería: 2,5 m
- Número de codos: 3 con $\xi = 0,8$

Obtenemos una presión total de 1,07 bar.

En las demás tuberías:

- tubería de aspiración = 0,01 bar
- tubería de drenaje = 0,29 bar
- tubería de retorno = 0,25 bar

La suma total es 1,62 bar equivalente a 24 W y la potencia de la bomba es suficiente para suplir dichas pérdidas.

La elección de los acoplamientos entre el motor asíncrono y la bomba hidráulica se realiza teniendo en cuenta que la potencia del motor asíncrono es de 25 CV y su velocidad de 1460 rpm. Así con estos datos obtenemos un par nominal de 12,26 daNm. Conociendo las condiciones de trabajo y la naturaleza del órgano motor y de la máquina accionada, se determinan los coeficientes de servicios F_1 , F_2 y F_3 y se calcula el par corregido ($P_c = F_1 \times F_2 \times F_3 \times P_n$) que en nuestro caso vale 31,8 daNm. Elegimos el acoplamiento SAMIFLEX tipo A2.

4.- Automatización de sistema.

En el generador de cola mostrado en la FIG. 9 se puede ver la situación de los diferentes puntos de medida y actuación (en amarillo).

Las medidas son las siguientes:

- Presión (**Pr**) : Se han utilizado dos transductores de presión colocados en las dos **líneas de presión**. Estos transductores presentan una corriente proporcional a la presión que se transforma a una tensión mediante la correspondiente etapa adaptadora.
- Velocidad del motor asíncrono (**n**) : Se ha utilizado una célula fotoeléctrica detectora de marcas. La salida es una onda cuadrada que posteriormente se transforma a tensión.
- Frecuencia de salida (**fr**) : Se ha empleado un convertidor frecuencia-tensión.
- Tensión (**U**) e intensidad (**I**) de la **carga** : Estas señales, captadas a través de sendos transformadores, son enviadas a un convertidor que obtiene una tensión proporcional al valor eficaz de la onda de entrada.

Todas estas medidas ya acondicionadas se envían a una tarjeta de adquisición de datos instalada en un computador. Estas señales del proceso son procesadas en el computador para su visualización y control del sistema en régimen permanente, es el **circuito de control**. En este último la salida es una tensión que se transforma en una intensidad a través de una etapa de adaptación. Esta corriente es la que ataca a la servoválvula y produce la variación en el ángulo de control (**a**).

5.- Resultados.

La variación del reglaje del ángulo de carga de la bomba con y sin carga frente a la frecuencia puede verse en la FIG 3. Podemos comprobar que para diferentes presiones esta relación es lineal, lo que era de esperar por ser la velocidad del motor hidráulico directamente proporcional al caudal e inversamente proporcional a la cilindrada de este (5). Al actuar sobre el reglaje de la bomba se modifica el caudal y de forma proporcional la velocidad de salida. Ya que:

$$Vel_{motor} = \alpha \frac{q_{ob}}{q_{om}} Vel_{bomba}$$

Ante variaciones grandes de presión, para mantener la frecuencia constante nos basta con pequeñas correcciones del ángulo de reglaje de la bomba (1%), lo que nos da una idea de la robustez del sistema, como se puede observar en las FIG 4.a y 4.b. Además como la potencia es proporcional a la presión y la actuación lo es a la frecuencia, esta misma robustez se observa en las FIG 5a y 5b que representan curvas presión-frecuencia. De igual forma se observa este comportamiento en el diagrama intensidad-frecuencia de las FIG 6a y 6b.

En la FIG 7 se representan las pérdidas de par en función de la presión y la frecuencia. Las pérdidas totales son producidas por la suma de las pérdidas de rozamiento, pérdidas viscosas, y las pérdidas hidrodinámicas. Las pérdidas por fricción son directamente proporcionales a la presión, y según se aumenta la presión las pérdidas aumentan. Por otra parte las pérdidas dinámicas son proporcionales al cuadrado de la velocidad y las pérdidas viscosas lo son a la velocidad. En esta figura se puede observar el predominio de las pérdidas dinámicas, ya que la distancia entre las curvas de diferentes frecuencias no es proporcional al incremento de frecuencia entre ellas (10Hz) si no que se van alejando más rápidamente a medida que se aumenta la frecuencia. Se observa un comportamiento anómalo por debajo de 40 bar, lo cual aconseja una utilización del sistema a presiones mayores.

Las experiencias futuras consistirán en un análisis del sistema, empleando en lugar de un motor asíncrono para el arrastre de la bomba, un motor de corriente continua de más fácil regulación de velocidad.

6.- Agradecimientos.

Este trabajo está financiado con el proyecto: "Regulación de generadores eléctricos en buques" (TAP92-0389) de CICYT.

7.- Bibliografía.

- [1] KRAUSE,P.C. "*Analysis of electric machinery*". Ed. McGraw-Hill,1986
- [2] THOMA,J. "*Transmisiones Hidrostáticas*". Ed. Gustavo Gili,1968

[3] ELGERD, O. I. *"Electric energy systems theory"*.

Ed. McGraw-Hill, 1982

[4] Manuales de EATON para transmisiones hidrostáticas.

[5] MATAIX, C. *"Mecánica de fluidos y máquinas hidráulicas"*.

Descripción de las figuras.

Fig. 1.a Descripción de la instalación del generador de cola con los puntos de medida y actuaciones.

Fig. 1.b Diagrama de bloques.

Fig. 2 Descripción de la parte hidráulica del generador de cola con símbolos ISO.

Fig. 3 Relación de la frecuencia de salida frente a la actuación. Se han realizado medidas en diferentes regímenes de funcionamiento: en vacío ('-'), con una presión diferencial de 50 bar ('x'), de 60 bar ('+') y de 75 bar ('o').

Fig. 4.a Variación de la actuación para mantener la frecuencia de salida constante ante diferentes cargas del generador síncrono. Se han realizado observaciones a diferentes frecuencias: 60Hz ('x'), 50Hz ('-'), 40Hz ('+') y 30Hz ('o').

Fig. 4.b Es la ampliación de la Fig. 4.a a 50Hz.

Fig. 5.a Variación de la frecuencia frente a la presión con una actuación constante. Se han realizado observaciones a diferentes actuaciones: 0.50 ('-'), 0.65 ('+'), 0.80 ('x') y 1.00 ('o').

Fig. 5.b Es la ampliación de la Fig. 5.a con una actuación o ángulo de carga de 0.8.

Fig. 6.a Variación de la frecuencia frente a la intensidad con una actuación constante. Se han realizado observaciones a diferentes actuaciones o ángulos de carga: 0.50 ('-'), 0.65 ('+'), 0.80 ('x') y 1.00 ('o').

Fig. 6.b Es la ampliación de la Fig. 6.a con una actuación de 0.8.

Fig. 7 Variación del par de pérdidas en el secundario del sistema. Se han realizado medidas a diferentes frecuencias de salida: 60Hz ('x'), 50Hz ('-'), 40Hz ('+') y 30Hz ('o').