

MÉTODOS DE SELECCIÓN DE ACOPLES PARA SISTEMAS NAVALES.

Ing. Mec. A. Ramos. Inv. Agreg. A. Isaac. Inv. Agreg. Master C.T. E. Pérez. Inv. Aux. Dr.C.T. A. Montero
CIDNAV. Cuba

RESUMEN

En la elaboración de este trabajo se tuvo en cuenta realizar una metodología para la selección de acoples para sistemas navales; teniendo en cuenta la correcta selección de un acople para el montaje de una línea de eje y como resultado la eliminación de cargas externas adicionales al sistema.

El trabajo consta de los siguientes epígrafes: Generalidades. Clasificación y aplicación y Selección de acoplamientos, Conclusiones y Bibliografía.

INTRODUCCIÓN

Los acoplamientos son elementos de máquinas que se emplean para conectar dos árboles diferentes con el propósito de transmitir una potencia, la cual se manifiesta en que los árboles giran a la misma velocidad angular y con momentos torsores similares.

La representación gráfica de un acoplamiento en un plano transformativo se muestra en la figura 1.

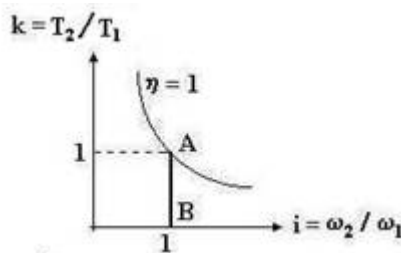


Figura 1. Plano transformativo.

La línea AB es el comportamiento teórico de un acoplamiento. Nótese que en los puntos A y B las velocidades angulares de entrada y salida son iguales, sin embargo con respecto a los momentos de entrada y salida la igualdad sólo ocurre en el punto A.

En la medida que se aleja del punto A, la eficiencia del acoplamiento empieza a disminuir, haciendo que $M_2 < M_1$. Evidentemente en la práctica los acoplamientos se diseñan cercanos al punto A. Las pérdidas que se originan en los acoplamientos tienen su causa en el movimiento relativo que pueda existir entre ellos o debido a problemas de desalineamiento. En la figura 2 se muestran esquemáticamente los tipos de desalineamientos que pueden surgir durante el montaje al unir coaxialmente dos ejes, que son: Axial (l), Lateral (d), Angular (y).

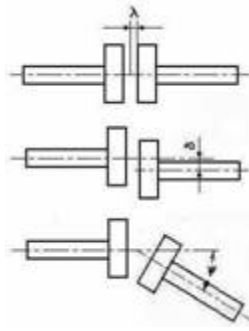


Figura 2. Tipos de desalineamientos.

Dichos problemas no sólo están asociados a la precisión en la fabricación de los árboles y acoplamientos sino también intervienen deformaciones originadas por las cargas externas, por los cambios de temperatura y por la irregularidad del asiento de la base de los componentes que se acoplan.

CLASIFICACIÓN Y APLICACIÓN

Para clasificar los acoplamientos existen numerosas formas, pero una de las más generales es atendiendo a la posibilidad de estar unido permanentemente o no. En este sentido se clasifican en:

- Acoplamientos permanentes.
- Acoplamientos de embrague.

En esta parte sólo se analizará la selección de los acoplamientos permanentes, los cuales a su vez se dividen en: rígidos y móviles.

Como se deduce de los nombres, los rígidos no permiten movimiento relativo entre los ejes, mientras que los móviles si lo permiten.

Acoplamientos rígidos.

Debido a los desalineamientos anteriores es que los acoplamientos rígidos sólo son recomendables usar en instalaciones en que se realice un montaje preciso o que las fluctuaciones del momento torsor no afecten al equipo.

Un ejemplo típico de acoplamiento rígido es el de bridas, mostrado en la figura 3.



Figura 3. Acoplamiento de brida

Si un acoplamiento rígido se monta en una instalación que tenga desalineamientos y se fuerza su montaje, surgen cargas adicionales que afectan los equipos que se pretenden acoplar. Por ejemplo, en la figura 4, se muestran dos ejes que se han acoplado y en los que existen desalineamientos lateral y angular.

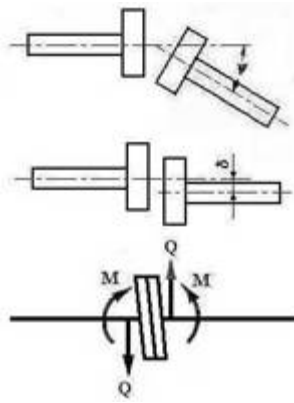


Figura 4. Montaje forzado.

Nótese que para montarlos se requiere de una fuerza Q y un momento M adicionales. Dichas cargas adicionales, por el principio de acción y reacción, incrementan las cargas en los árboles y rodamientos, influyendo notablemente en la vida útil de los rodamientos.

Acoplamientos móviles.

Los acoplamientos móviles debido a su principio de funcionamiento absorben los desalineamientos de un montaje dado y amortigua los efectos (no los elimina) del incremento de las cargas en árboles y cojinetes. La magnitud de la desalineación que se absorbe depende del diseño del acoplamiento móvil, pero es normal que permitan desde 0,125 a 10 mm de desalineación lateral, desde 0,5 hasta 5 mm de desalineación axial y hasta 4° de desalineación angular.

Los acoplamientos flexibles, de acuerdo a su principio de funcionamiento, se clasifican en:

- Compensadores.
- Elástico.

En los compensadores siempre hay holguras entre las partes conjugadas que permiten absorber las magnitudes de desalineación.

En las figuras 5 y 6 se muestran acoplamientos móviles de compensación. En la figura 5 es del tipo de cadenas, mientras que en la figura 6 es del tipo de engranajes.



Figura 5. Acoplamiento de cadenas.

El acoplamiento móvil de cadenas consta de dos cubos con ruedas de estrellas insertadas que son unidas por una cadena doble. Las holguras, entre los eslabones de la cadena y entre la cadena y los dientes, absorben los

posibles desalineamientos entre los árboles.

El acoplamiento móvil de engranajes consta de dos cubos centrales, que tienen tallados unos engranajes exteriores, y de dos carcazas cilíndricas con engranajes interiores. Las carcazas se unen entre sí por pernos.



Figura 6. Acoplamientos de engranajes.

La absorción de los desalineamientos es debido a la holgura entre el dentado exterior e interior.

En el caso de los acoplamientos móviles elásticos hay siempre un elemento que se deforma elásticamente y absorbe las magnitudes de desalineamiento. El elemento que se deforma puede ser metálico o un elastómero.

Un ejemplo típico de acoplamiento elástico metálico es el de muelles serpentiforme, que es el que más éxito ha tenido en la práctica. En la figura 7 se muestra dicho acoplamiento, el cual consta de dos cubos que tienen en sus extremos un platillo ranurado en el cual se inserta una lámina metálica en forma de serpentina, que une los dos platillos ranurados.



Figura 7. Acoplamiento de muelle serpentín.

La flexibilidad está dada no sólo por el desplazamiento que puede tener el serpentín en la ranura sino además por la deformación elástica del mismo.

Nótese en el lateral de la figura 7 como se deforma el serpentín bajo el efecto de la carga.

En el caso de acoplamiento elástico con elastómero, uno muy empleado es de envoltura elastómera. Una solución constructiva se muestra en la figura 8.

Consta de dos cubos centrales y una pieza de material elastómero que en sus bordes laterales se inserta en dos platos metálicos, que se unen a los cubos mediante pernos.



Figura 8. Acoplamiento elástico.

En este tipo de acoplamiento la absorción de las magnitudes de desalineación sólo se logra con la deformación del material elastómero. En la figura 9 se ilustra lo dicho.

Nótese en la figura 9d como este tipo de acoplamiento amortigua las vibraciones torsionales.

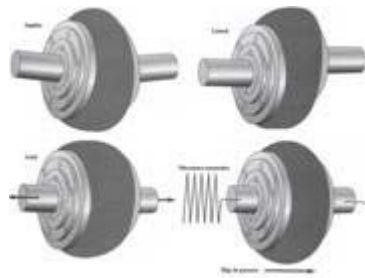


Figura 9. Deformaciones de un acoplamiento elastómero.

SELECCIÓN DE ACOPLAMIENTOS.

La selección de un acoplamiento difiere de sí es elástico o no. Para un acoplamiento rígido o compensador es suficiente que se cumpla:

$$T_{cat} \geq T \quad (1)$$

Donde: T_{cat} – momento que aparece en los catálogos de los fabricantes.

T – momento torsor en el acoplamiento.

Para hallar T se parte del esquema general de un accionamiento de una instalación naval. Ver figura 10 a

Figura 10. Esquema de un accionamiento de una instalación naval

Como el acoplamiento forma parte de la transmisión, lo podemos extraer quedando un esquema equivalente, mostrado en la figura 10b. En las figuras 10cy 10d se muestran respectivamente los cuerpos libres de dos secciones del sistema delimitado por la mitad del acoplamiento.

El análisis se hace en el período de arranque por lo que aplicando la segunda ley de Newton se obtienen respectivamente las siguientes expresiones:

$$T_{\max} - T = I_1 \cdot \alpha \quad (2)$$

$$T - iT_{\text{res}} = I_2 \cdot \alpha \quad (3)$$

Donde: α – aceleración angular del eje donde está montado el acoplamiento. La aceleración angular se asume de valor constante durante todo el período de arranque. En el régimen estable $\alpha = 0$.

T_{\max} – momento máximo generado por el motor primario.

T – momento torsor en el acoplamiento.

T_{res} – momento resistivo en el eje de la máquina.

i – relación de transmisión definida como $n_{\text{maq}} / n_{\text{motor}}$

I_1 – momento de inercia de las masas vinculadas al eje del acoplamiento

I_2 – momento de inercia reducido al eje del acoplamiento, de las masas que giran y se desplazan del resto del sistema.

Las expresiones para hallar I_1 e I_2 son:

$$I_1 = I_{\text{motor}} + 0,5I_{\text{acop}} \quad (4)$$

$$I_2 = \left(I_{\text{equiv}} + 0,5 \cdot I_{\text{acop}} \right) \frac{n_{\text{maq}}^2}{n_{\text{mot}}} \quad (5)$$

Donde: n_{maq} – revoluciones del eje motriz de la máquina.

n_{mot} – revoluciones del eje del motor.

Los momentos de inercia I_{motor} e I_{acop} aparecen respectivamente en los catálogos de motores y acoplamientos.

Sin embargo I_{equiv} hay que calcularlo según la siguiente expresión:

$$I_{\text{equiv}} = \sum_{i=1}^n M_i \cdot \frac{v_i^2}{\omega^2} + \sum_{j=1}^m I_j \cdot i_j^2 \quad (6)$$

Donde:

M_i – masa que se traslada.

v_i – velocidad de traslación de la masa M_i .

ω – velocidad angular del eje donde está situado el acoplamiento.

I_j – momento de inercia de una masa que gira en un eje diferente a donde está situado el acoplamiento.

i_j – relación de transmisión entre el eje donde rota la masa de momento de inercia I_j y el eje donde se ubica el acoplamiento.

De la expresión (3) se obtiene:

$$\alpha = \frac{T - i \cdot T_{\text{res}}}{I_2} \quad (7)$$

Sustituyendo la expresión (7) en la expresión (2) y despejando T, se obtiene:

$$T = T_{\max} + i \cdot T_{\text{res}} \frac{l_1}{l_2} \frac{l_2}{l_1 + l_2} \quad (8)$$

La expresión (8) sirve para calcular el momento que actúa sobre un acoplamiento situado en el árbol del motor primario. Para generalizarla a otros árboles se emplea:

$$T = T_{\max} + i \cdot T_{\text{res}} \frac{l_1}{l_2} \frac{l_2}{l_1 + l_2} \frac{n_{\text{mot}}}{n_{\text{acop}}} \quad (9)$$

Donde n_{acop} representa las rpm del árbol donde está situado el acoplamiento. Nótese que si está situado en el árbol del motor primario $n_{\text{mot}} / n_{\text{acop}} = 1$, coincidiendo con la expresión (8). Si por el contrario está situado en el árbol de entrada de la máquina, $n_{\text{mot}} / n_{\text{acop}} = 1 / i$. Recuerde que i se definió como $n_{\text{maq}} / n_{\text{mot}}$.

El procedimiento descrito hasta aquí y que culmina con el cálculo de T , mediante la expresión (9), es un método preciso pero no siempre factible por la insuficiencia de datos disponibles, fundamentalmente los relacionados con el cálculo de l_1 e l_2 .

Por dicha razón la expresión (9) se multiplica y divide por T_{res} , obteniéndose:

$$\left(\frac{T_{\max}}{T_{\text{res}}} + i \frac{l_1}{l_2} \right) \frac{l_2}{l_1 + l_2} \cdot T_{\text{res}} \cdot \frac{n_{\text{mot}}}{n_{\text{acop}}} \quad (10)$$

Ahora se define un coeficiente, k_{acop} , dado por la siguiente expresión:

$$k_{\text{acop}} = \frac{T_{\max}}{T_{\text{res}}} + i \frac{l_1}{l_2} \frac{l_2}{l_1 + l_2} \quad (11)$$

Sustituyendo la expresión (11) en la expresión (10) se halla:

$$T = k_{acop} \cdot T_{res} \cdot \frac{n_{mot}}{n_{acop}} \quad (12)$$

Nótese que el coeficiente k_{acop} depende no sólo de las características de la máquina, sino también de las características del motor primario y de los momentos de inercia del sistema motor primario- máquina. De la expresión (11) se llega a la conclusión que:

- k_{acop} siempre es menor que la unidad.
- Es independiente de la posición que ocupe el acoplamiento en el sistema motor primario-máquina.
- Es independiente del árbol al que se reflejen los momentos inerciales I_1 e I_2 , pues aunque sus valores absolutos cambien, las relaciones I_1 / I_2 e $I_2 / (I_1 + I_2)$ se mantienen constantes.

Enfocando la expresión (1) desde un punto de vista resistivo, se plantea:

$$T \cdot T_{adm} = \frac{T_{cat}}{k} \quad (13)$$

Donde k es un coeficiente de seguridad, $k > 1$

Sustituyendo la expresión (12) en la (13) se halla:

$$T_{cat} = k \cdot k_{acop} \cdot T_{res} \cdot \frac{n_{mot}}{n_{acop}} \quad (14)$$

A la multiplicación de los coeficientes k y k_{acop} se le define como factor de servicio, fs , o sea:

$$fs = k \cdot k_{acop} \quad (15)$$

Por lo tanto:

$$T_{cat} \leq f_s T_{res} \frac{n_{mot}}{n_{acop}} \quad (16)$$

El factor de servicio es un dato que ofrecen los fabricantes de acoplamientos y que tiene en cuenta las características del motor primario, de la máquina y de la carga.

La expresión (16) es la que se usa para seleccionar un acoplamiento rígido o móvil del tipo compensador. Una vez seleccionado se debe comprobar que la frecuencia de giro máxima a la que fue diseñado el acoplamiento sea superior a la frecuencia de giro donde está situado el acoplamiento, o sea:

$$n_{max.cat} > n_{acop} \quad (17)$$

Además hay que verificar que el diámetro del árbol donde se coloque el acoplamiento coincida con los diámetros que suministra el fabricante para un tipo dado.

Para los acoplamientos elásticos hay que tener en cuenta otros factores, que se verán a continuación.

En el funcionamiento normal de cualquier equipo se producen variaciones de carga que al actuar sobre los elementos elásticos del acoplamiento que hace que se comporte como un sistema con *vibración amortiguada*.

En estos sistemas la disipación de energía es función del amortiguamiento del acoplamiento. En la medida que el amortiguamiento aumenta, la disipación de energía es mayor y el momento que se transmite es menor, para unas rpm del árbol dada.

La selección de acoplamientos elásticos cuya función es amortiguar los esfuerzos instantáneos (sobrecargas, arranques, etc.), es idéntico al procedimiento explicado anteriormente y que culmina con la aplicación de la expresión (16) y la comprobación de la expresión (17). Teniendo en cuenta el efecto de las cargas instantáneas sobre el acoplamiento, que pueden afectar la elasticidad del elemento elástico. Y por otro lado, si el acoplamiento se encuentra sometido a una carga variable, entonces el acoplamiento se comporta como un sistema con *vibración forzada amortiguada*, donde hay que tener presente en este caso que la frecuencia angular a la que gira el acoplamiento debe ser varias veces superior a la frecuencia natural del sistema, para la disminución de las vibraciones del sistema.

CONCLUSIONES

El montaje correctamente alineado y centrado de una línea de eje en una embarcación, no es sencillo y a menudo exige mucho tiempo de trabajo. Es por eso que en la correcta selección del acoplamiento que se introduzca en el sistema, se podrá atenuar dificultades como: los errores de desalineación de 2 o más grados entre la línea de eje y la brida del inversor, y los esfuerzos instantáneos surgidos durante sobrecargas, arranques, vibraciones, etc. Por lo tanto en la selección de un acoplamiento se debe tener en cuenta:

1. Propósito
2. Elementos concernientes a la selección de un acople. Ver epígrafe selección de un acople.

BIBLIOGRAFÍA

1. A.L.Bladimirski, y otros. Reparación de varada de buques navales. Editorial transporte.1984. Moscú
2. D. Reshetov. Elementos de Máquinas. Editorial Pueblo y Educación.1985.Cuba.
3. F.A.Parés. Selección de Acoplamientos. Maestría de Mecánica del ISPJAE. 2001.Cuba
4. L. Pareto. Formulario de Mecánica. Ediciones CEAC. Barcelona
5. N.M.Cojan, B.I.Drunt. Reparación de las líneas de eje de buque navales. Editorial transporte. 1980.Moscú