

12

EMBRAGUES

1. INTRODUCCIÓN

Los embragues son elementos que sirven para acoplar (embragar) y desacoplar (desembragar) dos ejes en función de las necesidades de cada instante. Se trata por tanto de elementos de unión temporal entre ejes. Por ejemplo, en un automóvil se coloca un embrague entre el eje de salida del motor y el eje de entrada de la caja de cambios (ver Figura 1): cuando el conductor desea cambiar de marcha, pisa el pedal del embrague; en este momento, el embrague desacopla el motor de la caja de cambios, con lo cual el conductor puede realizar el cambio de marchas (con la palanca de cambios) en ausencia de par motor y por tanto sin brusquedad; una vez completado el cambio de marchas, el conductor suelta el pedal del embrague poco a poco, permitiendo que de forma suave y progresiva el motor y la caja de cambios vuelvan a estar conectados.

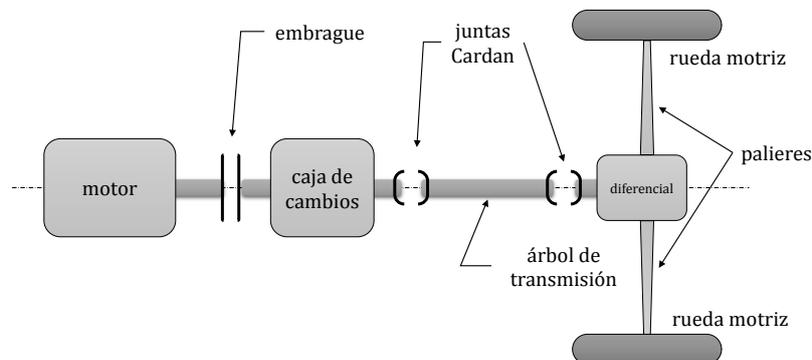


Figura 1. Esquema de la transmisión de un automóvil.

Los embragues también se utilizan para que el arranque del eje motor sea sin carga (de manera que llegue antes a la velocidad de régimen) o para frenar el eje resistente en ausencia de par actuante (de manera que el eje se frene antes). Es en cualquiera de estas condiciones cuando se hace necesario disponer de un embrague que permita unir/separar los ejes según sea oportuno.

Existe una gran variedad de tipos de embragues, clasificados en función de su método de accionamiento y principio básico de operación:

- a) El método de accionamiento se refiere a cómo se introduce en el embrague la fuerza que une/separa los ejes: así, el accionamiento puede ser mecánico, neumático, hidráulico, eléctrico...
- b) El principio básico de operación se refiere a cómo se transmite el par torsor de un eje a otro: según esta clasificación, los embragues pueden ser de mecánicos, electromagnéticos, hidráulicos... Dentro de los embragues mecánicos, el par se transmite por fricción o arrastre.

A continuación se explican las características y el procedimiento de cálculo de los principales tipos de embrague mecánico, clasificados según el principio básico de operación.

2. EMBRAGUES DE FRICCIÓN

Debido a su versatilidad, los embragues más utilizados son los de fricción, en los que el par se transmite por fricción entre superficies. La principal ventaja de estos embragues es que el acoplamiento entre ejes (embragado) se produce de forma suave y progresiva: antes de unirse, los ejes están girando a velocidades que pueden ser muy diferentes, de manera que en el instante en el que entran en contacto existe deslizamiento entre ambas superficies debido a la diferencia de velocidades de giro; sin embargo, la fricción hace que este deslizamiento vaya desapareciendo poco a poco (de forma suave y progresiva) hasta que finalmente los dos ejes acaban girando a la misma velocidad. Las desventajas de este tipo de embrague son que se genera una gran cantidad de calor debido al deslizamiento que se da durante el proceso de embragado, y que el par que pueden transmitir no es tan elevado como en otros tipos de embragues, como por ejemplo los de contacto positivo que se verán más adelante.

Los dos tipos básicos de embrague de fricción en función de la forma de las superficies de

fricción son el embrague de disco y el embrague cónico. También se analizan los embragues de fricción centrífugos por su particular diseño y extendido uso.

2.1 EMBRAGUE DE FRICCIÓN DE DISCO

Los embragues de fricción de tipo disco acoplan dos ejes mediante el par de rozamiento desarrollado entre superficies con forma de disco. La Figura 2 muestra un esquema típico, con la posición de embragado (ejes acoplados) y desembragado (ejes desacoplados).

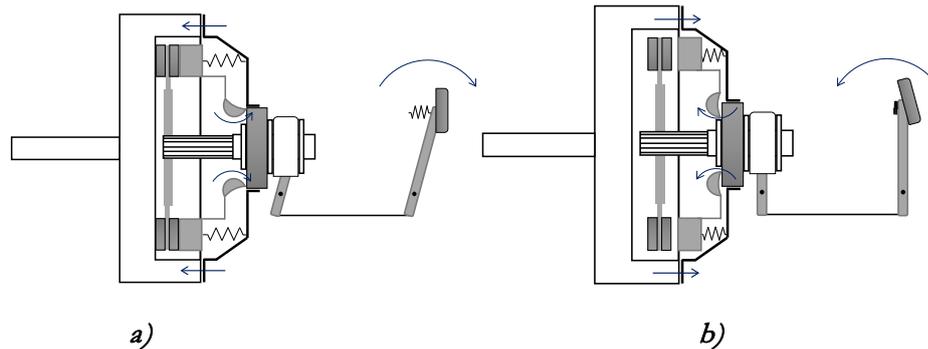


Figura 2. Esquema de un embrague de fricción de tipo disco: a) embragado b) desembragado.

La clave para calcular el par es conocer la distribución de presiones en el contacto. Así, se suele diferenciar entre un embrague nuevo y uno usado.

2.1.1 EMBRAGUE NUEVO: PRESION UNIFORME

En un embrague nuevo, al ser las superficies de los discos perfectamente planos, la presión es la misma en todos los puntos de la superficie de contacto. Es decir, se cumple la hipótesis de presión uniforme, de forma que el par de rozamiento que se genera en la superficie de contacto es:

$$\begin{aligned} T_{roz} &= \int r \cdot \mu \cdot p \cdot dA = \mu \cdot p \cdot \int r \cdot dA = \mu \cdot p \cdot \int r \cdot 2\pi r \cdot dr \\ &= 2\pi \cdot \mu \cdot p \cdot \frac{(r_{ext}^3 - r_{int}^3)}{3} = \frac{\pi}{12} \cdot \mu \cdot p \cdot (D^3 - d^3) \end{aligned} \quad (1)$$

Donde μ es el coeficiente de fricción, p es la presión (uniforme en este caso), D es el diámetro exterior y d es el diámetro interior (ver Figura 3). Obviamente, para que exista una presión p en la superficie de contacto, es necesario que los discos estén unidos con una fuerza F , de valor:

$$F = \int p \cdot dA = p \cdot A = \frac{\pi}{4} \cdot p \cdot (D^2 - d^2) \quad (2)$$

Sustituyendo la expresión (2) en (1):

$$T_{roz} = \mu \cdot \frac{F}{3} \cdot \frac{D^3 - d^3}{D^2 - d^2} \quad (3)$$

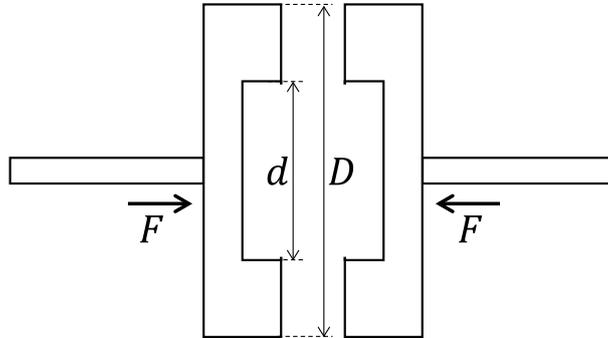


Figura 3. Esquema de un embrague de fricción de tipo disco.

2.1.2 EMBRAGUE USADO: DESGASTE UNIFORME

De acuerdo a lo descrito, cuando el embrague es nuevo la presión es la misma en todos los puntos de contacto entre discos. Sin embargo, esto hace que el desgaste sea mayor en los puntos más alejados del centro del eje. Se recuerda que la expresión del desgaste en un punto de la superficie de contacto es:

$$\delta = k \cdot p \cdot v_{desl} \quad (4)$$

Es decir, el desgaste en un punto es proporcional (con una constante de proporcionalidad k) a la presión p y a la velocidad de deslizamiento v_{desl} que existe en ese punto de contacto entre los dos cuerpos. En el caso del embrague, los dos cuerpos son dos discos que están girando cada uno con su correspondiente eje. Siendo w_1 y w_2 las velocidades de giro de los ejes 1 y 2 respectivamente, la velocidad angular relativa (de deslizamiento) entre ambos discos es:

$$w_{desl} = w_1 - w_2 \quad (5)$$

La velocidad de deslizamiento v_{desl} de un punto de contacto que se encuentra a un radio r es, por tanto:

$$v_{desl} = w_{desl} \cdot r = (w_1 - w_2) \cdot r \quad (6)$$

Sustituyendo en la fórmula (4):

$$\delta = k \cdot p \cdot w_{desl} \cdot r = k \cdot p \cdot (w_1 - w_2) \cdot r \quad (7)$$

De la fórmula se deduce que los puntos más alejados del centro del eje (los que están a mayor radio r) se desgastan más. Como consecuencia de este desgaste, la presión de contacto en estos puntos alejados del centro va disminuyendo progresivamente; como contrapartida, simultáneamente la presión en los puntos cercanos al centro del eje aumenta ya que la suma de las presiones de todos los puntos debe permanecer constante porque la fuerza F aplicada no ha cambiado a lo largo del tiempo.

Por lo tanto, poco a poco se pasa de una distribución de presiones uniforme en toda la superficie de contacto a una nueva distribución donde la presión es mayor en el radio interior y menor en el radio exterior (ver Figura 4). Cuanto más rígido es el embrague, antes se produce esta transición.

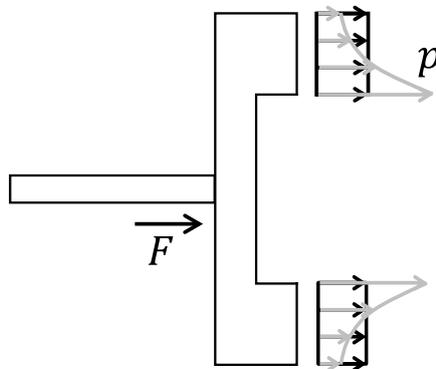


Figura 4. Distribución de presiones en un embrague de fricción de tipo disco: nuevo (presión uniforme, en negro) y usado (desgaste uniforme, en gris).

Al cabo de un tiempo, se llega a una distribución en la que el desgaste pasa a ser el mismo en todos los puntos de contacto, y por tanto se llega a una distribución de presiones definitiva. Es en esta situación donde se considera que el embrague ya está “usado” y que se cumple la hipótesis de desgaste uniforme. Según esta hipótesis:

$$\delta = k \cdot p \cdot (w_1 - w_2) \cdot r = \text{uniforme} \rightarrow p \cdot r = \text{uniforme} \quad (8)$$

Es decir, tal y como se ha comentado y según se deduce de la fórmula, que el desgaste sea igual en todos los puntos de contacto implica que los puntos que están a mayor radio (más alejados del centro del eje) presentan una menor presión.

Así, la presión máxima p_{\max} de contacto aparece en los puntos del radio interior del embrague ($r_{\text{int}} = d/2$). Desarrollando la fórmula (8), se puede expresar la presión p en cualquier punto situado a un radio r en función de la presión máxima:

$$p \cdot r = p_{\max} \cdot r_{\text{int}} \rightarrow p = \frac{p_{\max} \cdot r_{\text{int}}}{r} \quad (9)$$

El par de rozamiento desarrollado por el embrague resulta ser:

$$\begin{aligned} T_{roz} &= \int r \cdot \mu \cdot p \cdot dA = \int r \cdot \mu \cdot \frac{p_{max} \cdot r_{int}}{r} \cdot 2\pi r \cdot dr = 2\pi \cdot \mu \cdot p_{max} \cdot r_{int} \cdot \int r \cdot dr \\ &= \pi \cdot \mu \cdot p_{max} \cdot r_{int} \cdot (r_{ext}^2 - r_{int}^2) = \pi \cdot \mu \cdot p_{max} \cdot d \cdot \frac{(D^2 - d^2)}{8} \end{aligned} \quad (10)$$

Y la fuerza:

$$\begin{aligned} F &= \int p \cdot dA = \int \frac{p_{max} \cdot r_{int}}{r} \cdot 2\pi r \cdot dr = 2\pi \cdot p_{max} \cdot r_{int} \cdot (r_{ext} - r_{int}) \\ &= \frac{\pi}{2} \cdot p_{max} \cdot d \cdot (D - d) \end{aligned} \quad (11)$$

Sustituyendo la ecuación (11) en (10):

$$T_{roz} = \mu \cdot \frac{F}{4} \cdot (D + d) \quad (12)$$

Si calculamos el par de rozamiento T_{roz} desarrollado por un determinado embrague (con μ , F , D , d) con las fórmulas (1) y (10) de presión uniforme y desgaste uniforme respectivamente, la hipótesis de desgaste uniforme da como resultado un par ligeramente inferior. Por tanto, diseñar el embrague con la hipótesis de desgaste uniforme conduce a sobredimensionar el embrague, con lo cual es una hipótesis más conservadora que la de presión constante. Esto, unido a que todos los embragues acaban en estado “usado” aunque inicialmente sean nuevos, hace que la hipótesis más empleada sea la de desgaste uniforme.

2.2 EMBRAGUE DE FRICCIÓN CÓNICO

Los embragues de fricción de tipo cónico acoplan dos ejes mediante el par de rozamiento desarrollado entre superficies con forma de cono. La Figura 5 muestra un esquema típico, donde se observa el ángulo de conicidad α . Al igual que los embragues de disco, los embragues cónicos nuevos se estudian bajo la hipótesis de presión constante, mientras que en los usados se asume desgaste constante.

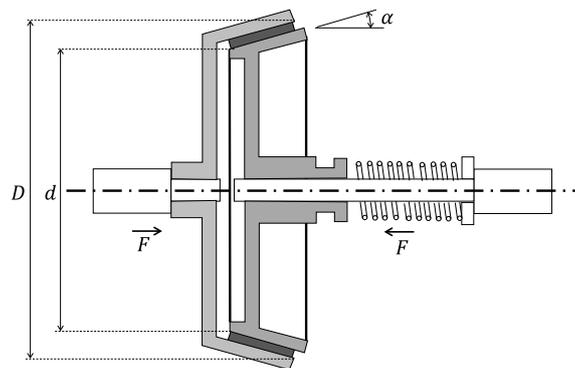


Figura 5. Esquema de un embrague de fricción de tipo cónico.

2.2.1 EMBRAGUE NUEVO: PRESION UNIFORME

En un embrague nuevo, la presión es la misma en todos los puntos de contacto entre los conos. Con un desarrollo análogo al realizado para los embragues de tipo disco, el par de rozamiento desarrollado resulta ser:

$$T_{roz} = \int r \cdot \mu \cdot p \cdot dA = \frac{\pi}{12} \cdot \mu \cdot p \cdot (D^3 - d^3) \cdot \frac{1}{\sin\alpha} = \mu \cdot \frac{F}{3} \cdot \frac{D^3 - d^3}{D^2 - d^2} \cdot \frac{1}{\sin\alpha} \quad (13)$$

2.2.2 EMBRAGUE USADO: DESGASTE UNIFORME

A medida que el embrague se utiliza, pasa de un estado de presión uniforme a otro de desgaste uniforme, para el cual el par de rozamiento que desarrolla el embrague es:

$$\begin{aligned} T_{roz} &= \int r \cdot \mu \cdot p \cdot dA = \frac{\pi}{8} \cdot \mu \cdot p_{max} \cdot d \cdot (D^2 - d^2) \cdot \frac{1}{\sin\alpha} = \\ &= \mu \cdot \frac{F}{4} \cdot (D + d) \cdot \frac{1}{\sin\alpha} \end{aligned} \quad (14)$$

Nuevamente, cuanto más rígido es el embrague antes se llega al estado de desgaste uniforme. Igualmente, la hipótesis de desgaste uniforme resulta ser ligeramente más conservadora, y por ello se emplea más habitualmente.

Si se comparan el embrague cónico con el de disco, se observa que para una misma fuerza F aplicada, mismo tamaño (D , d) y mismo coeficiente de fricción μ , el embrague cónico desarrolla $1/\sin\alpha$ veces más par de rozamiento ($1/\sin\alpha$ es mayor que 1 siempre), lo cual es una clara ventaja de los embragues cónicos respecto a los de disco.

Como desventaja, el embrague cónico puede sufrir autorretención: cuando se introduce un cono en el otro durante el embragado, se quedan “enclavados” y en determinadas circunstancias puede que haya que ejercer una fuerza para separarlos durante el desembragado (algo que no sucedía en los embragues de disco). Tal y como se ilustra en la Figura 6, la autorretención se da si hay que ejercer una fuerza de extracción $F_{ext} > 0$ para separar los conos, es decir si $\mu \cos\alpha - \sin\alpha > 0$ o, lo que es lo mismo, si $\mu > \tan\alpha$. Evidentemente, el fenómeno de autorretención es algo a evitar en el diseño de embragues cónicos.

Por tanto, por un lado interesa que el ángulo de conicidad α sea pequeño para que el par desarrollado sea elevado, pero por otro lado un valor excesivamente bajo puede dar lugar a autorretención. Consecuentemente, α suele tener valores intermedios, de alrededor de 10° .

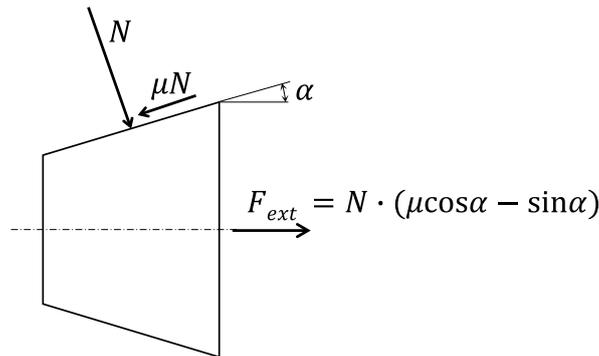


Figura 6. Fuerza de extracción para desembragar un embrague cónico.

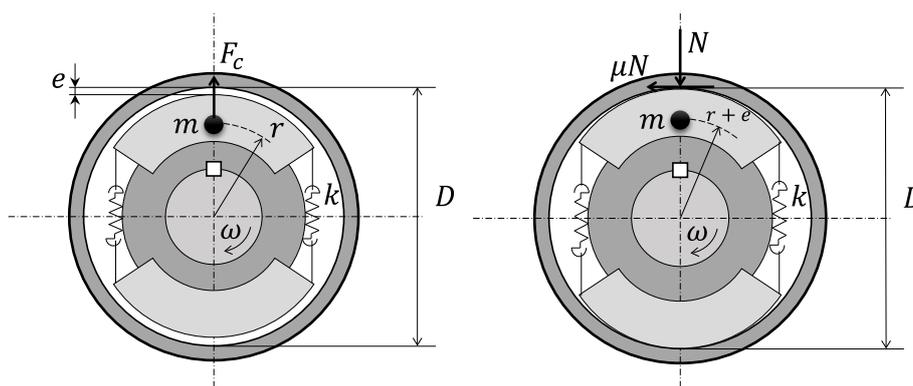
2.3 EMBRAGUE CENTRÍFUGO

Los embragues centrífugos son un tipo particular de embrague de fricción, es decir el par se transmite por fricción, en este caso con la particularidad de que la fuerza que une las dos superficies de fricción es una fuerza centrífuga.

En efecto, el embrague cuenta con una serie de masas excéntricas que, al girar el eje, se ven sometidos a una fuerza centrífuga (ver Figura 7); a mayor velocidad de giro del eje, mayor es esta fuerza que aleja las masas del eje, fuerza que se ve equilibrada por los resortes que acercan las masas al eje. Planteando el equilibrio de fuerzas en cualquiera de las masas:

$$m \cdot \omega^2 \cdot (r + e) = 2 \cdot k \cdot 2y \tag{15}$$

Donde y es el desplazamiento radial de la masa, es decir la distancia que se ha alejado la masa del eje a consecuencia de la fuerza centrífuga. Nótese que cada uno de los dos muelles de la Figura 7 se tracciona una distancia $2y$.



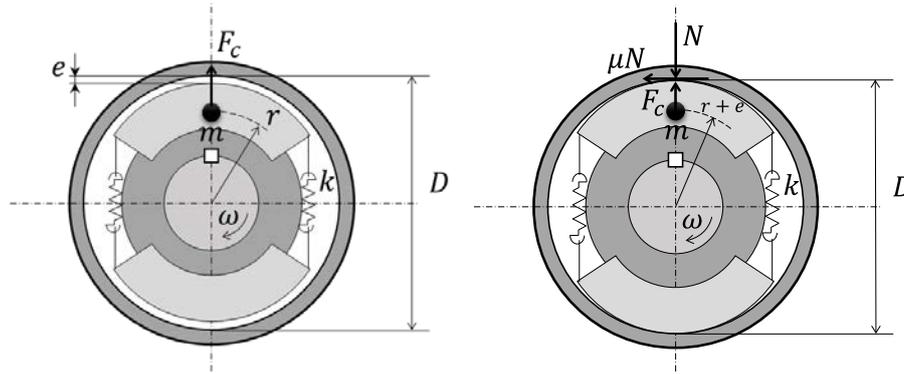


Figura 7. Esquema de un embrague centrífugo de fricción.

Como es lógico, cuanto mayor es la velocidad de giro del eje, mayor es el desplazamiento radial y de la masa, de manera que a una cierta velocidad de giro las masas entrarán en contacto con el otro eje cuando $y=e$. De la expresión (15), la velocidad de giro w^* para la que se cumple la expresión anterior es:

$$w^* = \sqrt{\frac{4 \cdot k \cdot e}{m \cdot (r + e)}} \quad (16)$$

Para velocidades de giro w por encima de w^* se desarrolla una fuerza normal en el contacto masa-eje, de valor:

$$N = m \cdot w^2 \cdot (r + e) - 2 \cdot k \cdot 2e \quad (17)$$

A consecuencia de esta fuerza normal se genera una fuerza de rozamiento, que a su vez crea un par de rozamiento que acopla ambos ejes:

$$\begin{aligned} T_{roz} &= \mu \cdot N \cdot \left(\frac{D}{2}\right) \times 2 \text{ pastillas} \\ &= \mu \cdot (m \cdot w^2 \cdot (r + e) - 4 \cdot k \cdot e) \cdot \left(\frac{D}{2}\right) \times 2 \text{ pastillas} \end{aligned} \quad (18)$$

Como se observa en la fórmula (18), a mayor velocidad de giro, mayor es el par desarrollado.

En definitiva, por debajo de cierta velocidad de giro w^* del eje, no se desarrolla ningún par porque las masas no han entrado en contacto con el otro eje. Para velocidades superiores a w^* , se genera una fuerza normal de contacto que da lugar a un par de rozamiento: a mayor velocidad de giro, mayor es este par. La Figura 8 ilustra estos conceptos. Se puede decir que los embragues centrífugos son embragues automáticos, ya que el embragado/desembragado se produce automáticamente a una velocidad w^* .

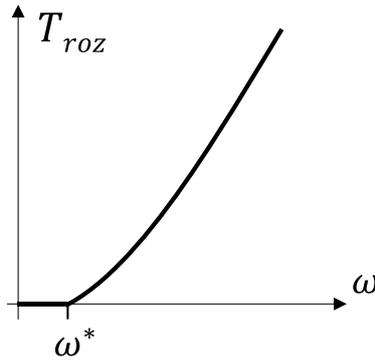


Figura 8. Par de rozamiento T_{roz} en función de la velocidad de giro del eje ω , para el embrague de la Figura 7 (gráfica extraída de la ecuación (18)).

3. EMBRAGUES DE ARRASTRE

Los embragues de arrastre transmiten el giro entre los dos ejes a través de componentes que se quedan “encajados” y se arrastran.

La Figura 9 muestra un embrague de contacto positivo, en el que el par se transmite por arrastre entre “dientes” que “encajan” entre sí. Las principales ventajas de estos embragues son dos: por un lado la ausencia de fricción entre superficies (la transmisión se produce por arrastre, no por fricción) con lo que no se genera calor por rozamiento; por otro lado, son capaces de transmitir pares muchísimo mayores que los embragues de fricción. La desventaja es que los ejes deben acoplarse a bajas velocidades (a menudo en parado) y en ausencia de pares para evitar impactos bruscos que puedan producir daños en los dientes.

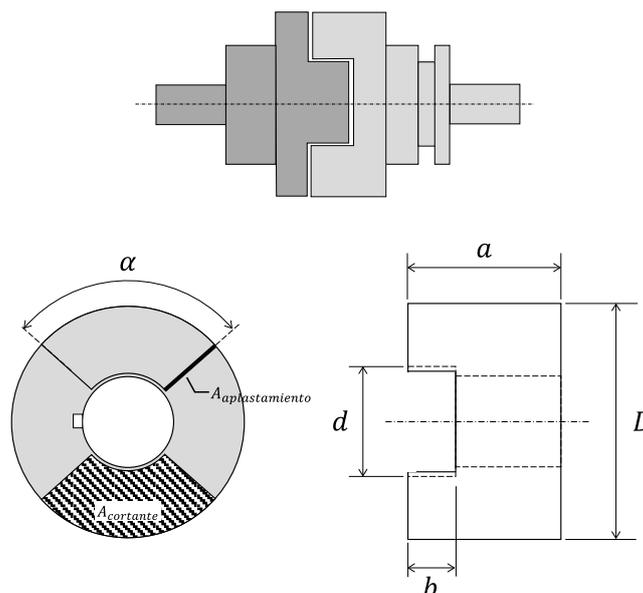


Figura 9. Esquema de un embrague de contacto positivo.

Para calcular el par que pueden transmitir estos embragues, se realiza un cálculo similar al de las chavetas. A mayor par transmitido, más fuerza soportan los dientes. Repartiendo el par torsor entre los dos dientes de la Figura 9 de forma similar a lo que se hacía con las chavetas, cada diente soporta una fuerza F aplicado en el radio medio $(D+d)/4$:

$$T = 2 \cdot F \cdot \frac{D + d}{4} \quad (19)$$

Bajo esta fuerza, los dientes pueden fallar a cortante y a aplastamiento, al igual que pasaba en las chavetas. Por tanto, las tensiones a cortante y aplastamiento deben ser admisibles:

$$\tau = \frac{F}{A_{\text{cortante}}} = \frac{F}{\frac{\alpha}{2} \cdot \frac{D^2 - d^2}{4}} \leq \frac{\tau_{yp}}{CS} \quad (20a)$$

$$\sigma = \frac{F}{A_{\text{aplastamiento}}} = \frac{F}{b \cdot \frac{D - d}{2}} \leq \frac{\sigma_{yp}}{CS} \quad (20b)$$

El par que es capaz de transmitir el embrague de contacto positivo viene limitado por estas dos condiciones. Se trata de un cálculo simplificado y conservador.

La Figura 10 muestra un tipo particular de embrague de arrastre. Se trata de un embrague unidireccional, es decir sólo transmite par en una de las direcciones de giro del eje.

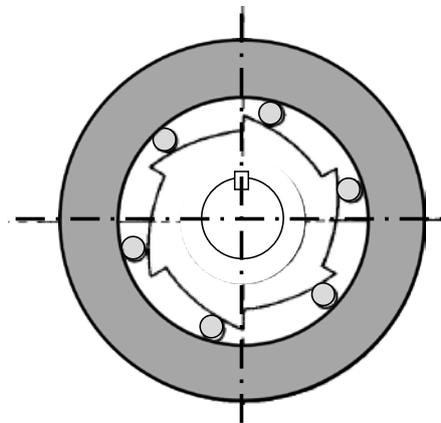


Figura 10. Esquema de un embrague de arrastre unidireccional.

A menudo se combinan los mecanismos de contacto positivo y de fricción en un mismo embrague, a fin de aprovechar sus respectivas ventajas. Primero se llevan los dos ejes a la misma velocidad de forma progresiva y suave mediante fricción entre superficies (embrague de fricción); después, los ejes se unen mediante dientes (embrague de contacto positivo), de manera que puedan transmitir un par elevado. Los sincronizadores de la caja de cambios de un automóvil corresponden a este tipo de embrague combinado (Figura 11).

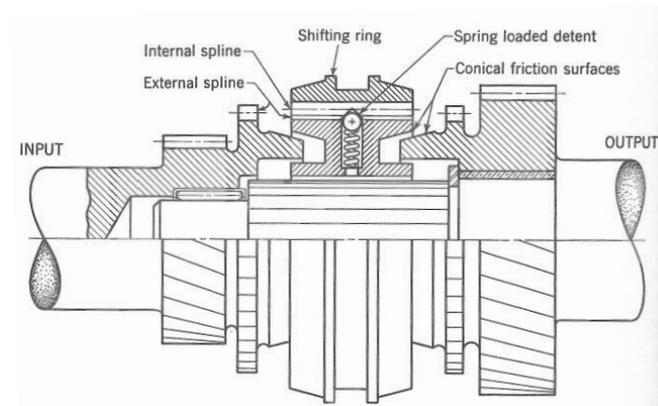


Figura 11. Sincronizador de la caja de cambios de un automóvil.

4. ASPECTOS A CONSIDERAR EN EL DISEÑO DE EMBRAGUES

Tras presentar el cálculo del par que puede transmitir cada tipo de embrague, lo primero que debe remarcarse es que se trata de cálculos simplificados. En consecuencia, estas expresiones de cálculo deben ser utilizadas como lo que son, fórmulas sencillas que sirven para hacer un diseño o selección inicial aproximado del embrague. Estas fórmulas permiten además comprender los principios de funcionamiento de un embrague, y de qué parámetros depende su capacidad de transmisión de par.

Hasta ahora el estudio del embrague se ha centrado en el par de rozamiento que puede desarrollar. Sin embargo, según se ha dejado entrever en la introducción de este Tema, otro aspecto tanto o más importante al seleccionar o diseñar el embrague es el calor que se genera por rozamiento durante el proceso de embragado. Evidentemente estamos hablando de los embragues de fricción, los embragues de arrastre no presentan este problema. Y es que, como se ha comentado, cuando se ponen dos ejes girando a distintas velocidades en contacto en un embrague de fricción, a causa de esta diferencia de velocidades existe un deslizamiento entre las caras de contacto; poco a poco, el par de rozamiento consigue que este deslizamiento vaya desapareciendo con lo que al cabo de un tiempo ($t_{\text{embragado}}$) las velocidades de giro se igualan, dando por concluido el proceso de embragado. Durante ese periodo de tiempo en el que existe deslizamiento ($t_{\text{embragado}}$), la fricción hace que se genere una gran cantidad de calor en la superficie de contacto. Este calor generado puede ser muy elevado, y si no se disipa adecuadamente, el incremento de temperatura puede provocar la pérdida de eficacia e incluso el fallo del embrague.

Por tanto, es importante conocer la magnitud de calor generado durante el proceso de embragado. El primer paso para ello consiste en conocer el valor del tiempo de embragado

$t_{\text{embragado}}$. La Figura 12 estudia el proceso de embragado en sus tres etapas: antes, durante y después del embragado. A continuación se describe cada una de estas etapas.

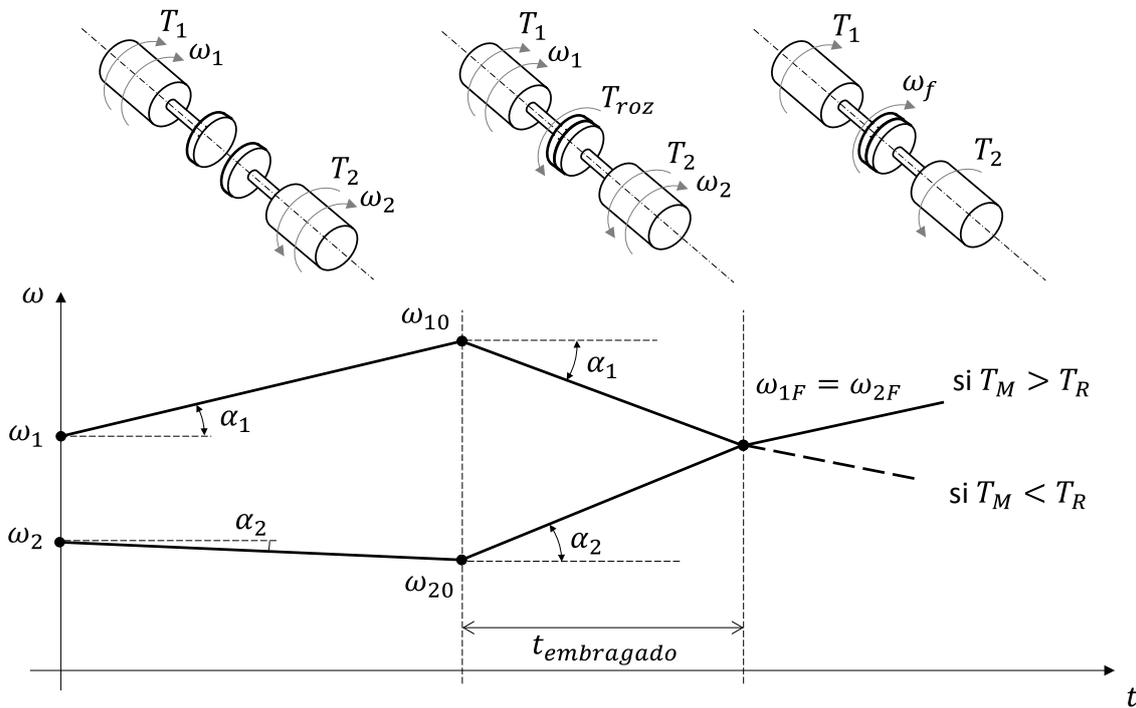


Figura 12. Etapas del proceso de embragado.

Antes del embragado, el eje 1 está sometido a un par actuante T_1 (a favor de su giro ω_1) y el eje 2 a un par resistente T_2 (en contra de su giro ω_2), de forma que el eje 1 acelera y el 2 decelera:

$$T_1 = I_1 \cdot \alpha_1 \tag{21a}$$

$$T_2 = I_2 \cdot \alpha_2 \tag{21b}$$

En un determinado instante los ejes se ponen en contacto dando comienzo al proceso de embragado; en este instante se desarrolla un par de rozamiento T_{roz} en la superficie de contacto. Debido a este par, los ejes 1 y 2 se desaceleran y aceleran, respectivamente.

La velocidad relativa de deslizamiento entre las caras de contacto de los dos ejes va disminuyendo poco a poco hasta que acaban girando conjuntamente a la misma velocidad, dando por concluido el proceso de embragado. Para calcular la duración $t_{\text{embragado}}$ de este proceso, planteando los equilibrios de momentos torsores en cada eje:

$$T_{roz} - T_1 = I_1 \cdot \alpha_1 = I_1 \cdot \frac{\omega_{10} - \omega_f}{t_{\text{embragado}}} \tag{22a}$$

$$T_{roz} - T_2 = I_2 \cdot \alpha_2 = I_2 \cdot \frac{\omega_f - \omega_{20}}{t_{\text{embragado}}} \tag{22b}$$

En las expresiones, w_{10} y w_{20} son las velocidades de giro de los ejes 1 y 2 al comienzo del embragado (en el instante de contacto inicial), y w_f es la velocidad (idéntica para ambos ejes) al término del embragado. Despejando w_f se llega a la fórmula de $t_{\text{embragado}}$:

$$t_{\text{embragado}} = \frac{w_{10} - w_{20}}{\frac{T_{\text{roz}} - T_1}{I_1} + \frac{T_{\text{roz}} - T_2}{I_2}} \quad (23)$$

Durante el tiempo $t_{\text{embragado}}$ que ha durado este proceso de embragado, el par de rozamiento T_{roz} ha generado un trabajo de rozamiento W_{roz} en forma de calor:

$$W_{\text{roz}} = \int T_{\text{roz}} \cdot d\theta = \int T_{\text{roz}} \cdot w_{\text{rel}} \cdot dt = T_{\text{roz}} \cdot (w_{\text{rel}})_{\text{media}} \cdot t_{\text{embragado}} \quad (24)$$

Durante la etapa de embragado, la velocidad relativa de deslizamiento w_{rel} es igual a $w_{10} - w_{20}$ al inicio y 0 al final (ver Figura 12), y varía linealmente entre estos estados; la velocidad relativa media es por tanto $(w_{\text{rel}})_{\text{media}} = (w_{10} - w_{20})/2$. Así, el calor generado se puede expresar como:

$$W_{\text{roz}} = \frac{T_{\text{roz}}}{2} \cdot \frac{(w_{10} - w_{20})^2}{\frac{T_{\text{roz}} - T_1}{I_1} + \frac{T_{\text{roz}} - T_2}{I_2}} \quad (25)$$

De las fórmulas del tiempo de rozamiento y del calor generado, se deduce que a mayor par de rozamiento T_{roz} , menor $t_{\text{embragado}}$. Es decir, cuanto más par de rozamiento desarrolla un embrague, más rápido embraga, pero el calor lo genera en menos tiempo, con lo que es más difícil evacuarlo y más posibilidades existen de dañar el embrague por las altas temperaturas que se alcanzan a consecuencia de ello.

Una vez concluida la etapa del embragado, los ejes 1 y 2 giran a la vez, y se puede considerar el sistema como un eje único sometido a un par actuante T_1 y un par resistente T_2 . Así, si el par actuante vence al resistente el eje se acelerará, si no se decelerará.

Otro aspecto importante a considerar al seleccionar o diseñar el embrague es que el par desarrollado por el embrague debe ser mayor que el par que se desea transmitir a través de él. Supóngase por ejemplo que se desea transmitir un par T entre dos ejes mediante un embrague de fricción; el par de rozamiento T_{roz} que debe desarrollar ese embrague ha de ser mayor que T , ya que en caso contrario el embrague patinará porque no es capaz de transmitir la totalidad del par T (los ejes nunca dejarán de deslizarse, y por tanto nunca llegarán a igualar sus velocidades). Como se ha explicado anteriormente, un mayor T_{roz} implica un menor tiempo de embragado, pero puede generar problemas térmicos. Por ello, los propios fabricantes de embragues recomiendan en sus catálogos que T_{roz} sea mayor que

el par a transmitir T , pero no mucho mayor. A modo orientativo, la Tabla 1 muestra valores recomendados del factor de servicio SF , de manera que el par de rozamiento debe ser SF veces mayor que el par a transmitir, es decir $T_{roz} = T \cdot SF$.

Un apunte importante a la hora de emplear las fórmulas presentadas es que las inercias I_1 y I_2 se refieren a las inercias equivalentes de los ejes 1 y 2, no a las inercias de los discos o conos de fricción. Supóngase que se tiene una disposición como la de la Figura 13a, donde el eje 2 del embrague está conectado a otro eje. En esta figura, I_a es la suma de las inercias del eje 1 y del disco de fricción del eje 1; I_b es la suma de las inercias del eje 2, del disco de fricción del eje 2 y de la rueda dentada montada sobre el eje 2; finalmente, I_c es la suma de las inercias del eje inferior y de la rueda dentada montada sobre dicho eje inferior.

La inercia I_1 del eje 1 a utilizar en las fórmulas anteriores es directamente $I_1 = I_a$. Para calcular la inercia I_2 del eje 2 se debe definir un sistema equivalente como el de la Figura 13b. Este sistema equivalente debe tener la misma energía cinética que el sistema original:

$$\frac{1}{2} \cdot I^* \cdot w_b^2 = \frac{1}{2} \cdot I_b \cdot w_b^2 + \frac{1}{2} \cdot I_c \cdot w_c^2 \quad (26)$$

De donde se despeja que la inercia equivalente del eje 2 es:

$$I_2 = I^* = I_b + I_c \cdot \left(\frac{w_c}{w_b}\right)^2 \quad (27)$$

En caso de tener más ejes, el procedimiento sería el mismo.

TIPO DE MAQUINA RECEPTORA	TIPO DE MÁQUINA MOTRIZ			
	Motor eléctrico	Motor explosión 4 ó 6 cilindros	Motor explosión 2 ó 3 cilindros	Motor explosión monocilindro
J muy reducido (bombas centrífugas, pequeños ventiladores, compresor centrífugo)	1,5	1,8	2	2,5
J pequeño (elevadores, grandes ventiladores, transportadores a cinta, maquinas herramientas para madera y metal, pequeña máquina textil)	1,7	2	2,2	2,8
J mediano (horno rotativo, montacargas, mezcladoras, cizalla, máquina de estampar, bomba y compresor de pistón, afiladora, máquina textil pesada, molinos)	2	2,3	2,5	3,2
J elevado y fuertes puntas de carga (palas, pulidoras, tractores, laminadoras de metales ligeros, trituradoras, grandes ventiladores, prensas de matricular, locomotoras, bombas grandes de pistón, grúas)	2,5	2,7	3	3,5
J muy elevado y fuertes puntas de carga (prensas de forjar, compresor de pistón grande, laminadoras para acero y caucho, sierras alternativas, rodillos transportadores, limadoras, bancos de estiraje, plegadoras, grandes trituradores, calandras para papel, centrifugadoras)	3	3,2	3,5	4

Tabla 1. Valores recomendados del factor de servicio SF.

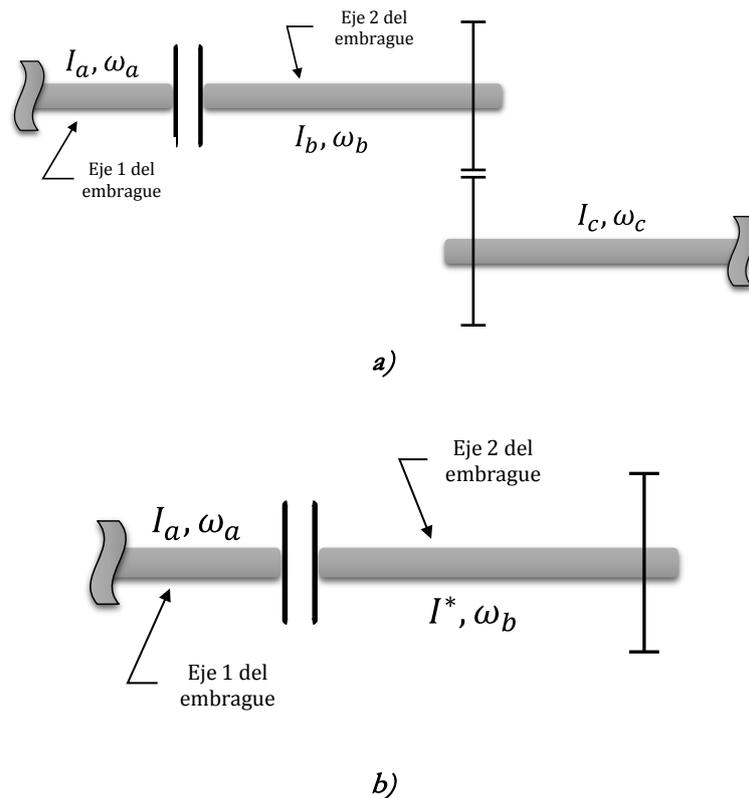


Figura 13. Inercia equivalente para el cálculo de embragues: a) sistema original b) sistema equivalente.

Por último, los fabricantes de embragues proporcionan en sus catálogos tablas en las que se detallan las principales propiedades de los materiales de fricción de sus embragues. El material de fricción es un elemento crítico del embrague, ya que influye directamente en el par de rozamiento desarrollado; como idea general, cuanto mayor sea el coeficiente de fricción y presión máxima admisible p_{\max} , mayor el par de rozamiento que puede desarrollar el embrague. Para que el material de fricción no pierda sus propiedades (y por tanto el embrague no pierda eficacia), sus principales características deben ser:

- Capacidad de resistir altas temperaturas sin perder sus propiedades
- Alta conductividad y disipabilidad de calor
- Alta resistencia al desgaste
- Alta resiliencia
- Buen comportamiento ante condiciones ambientales adversas como la humedad, etcétera.

En el contacto, generalmente una de las superficies suele ser de acero o hierro fundido y la otra de material de fricción. Como se observa en la Tabla 2, en ocasiones los forros se

