

# TECHNICAL INFORMATION

# INFORMACIÓN TÉCNICA

This chapter explains the basic concepts and formulas for the calculation and selection of clutch-brakes for each application.

En este apartado se definen y explican los conceptos y fórmulas básicos necesarios para el cálculo y selección de los freno-embragues adecuados para cada aplicación.

All the formulas used in this catalogue are in accordance with VDI 2241 and/or DIN 1304 norm.

Las designaciones, símbolos en las fórmulas y las unidades utilizadas en este catálogo siguen las normas VDI 2241 y / o la DIN1304, normas de referencia para este tipo de productos.

For further assistance contact our technical department.

En caso de cualquier duda, aclaración o interés en algún aspecto concreto, les rogamos se pongan en contacto con nuestro departamento técnico.

## TERMS

### TORQUES

It is important to define and difference the torques considered in the clutching or braking process.

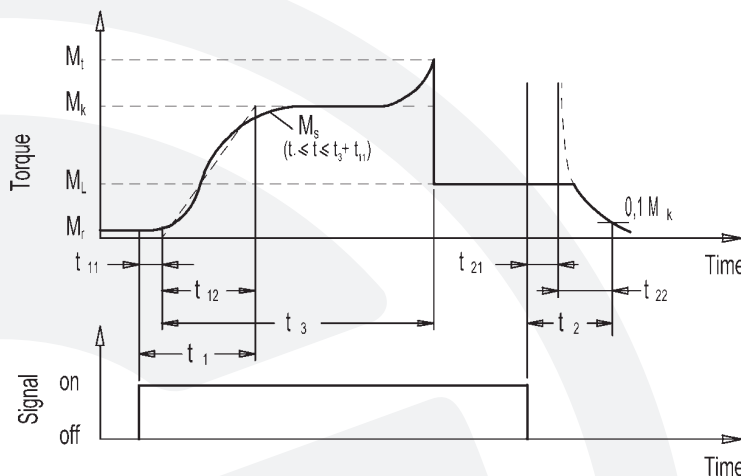
## DEFINICIONES

### PARES

Primeramente es importante definir y distinguir los distintos momentos o pares que se consideran en un proceso de embragado o frenado.

The torque values shown in graph 1 are defined below.

El siguiente gráfico representa a cualquiera de dichos procesos:



Graph 1

**Slip or dynamic torque  $M_s$ :** this is the torque transmitted once the torque increase time ( $t_{12}$ ) is finished. It changes within the cycle process and depends, apart from other factors, on the slip speed and the temperature of the friction surfaces.

**Par de deslizamiento o par dinámico  $M_s$ :** par que actúa una vez finalizado el tiempo de subida de par ( $t_{12}$ ). Varía durante el proceso de maniobra y depende, entre otros factores, de la velocidad de deslizamiento y la temperatura de las superficies de fricción.

**Transmissible torque or static torque  $M_t$ :** maximum admissible torque without slip, depending on the working and design conditions.

**Par transmisible o par estático  $M_t$ :** par máximo que admite el sistema actuado en función de las condiciones de servicio y las condiciones marginales del diseño, sin que se produzca resbalamiento.

**Residual torque  $M_r$ :** torque transmitted when the system is not actuated. It depends on mounting position, (horizontal, vertical, or inclined), speed related to disc surface, oil flow, & viscosity.

When vertical or inclined mounting, the residual torque increases very much, so the generated heat is increased as well.

**Loading torque  $M_L$ :** necessary torque to activate the elements in the machine, taking into account its performance, the action speed, etc.

**Characteristic torque  $M_k$ :** It is the torque indicated in the catalogue.

**Acceleration torque  $M_a$  (deceleration torque when the value is negative):** torque indicated in the catalogue. Usually equal to dynamic torque.

This torque is calculated by using the following formulation:

$$M_a = \frac{J (n_{10} - n_{20})}{9,56 \cdot t} \quad (\text{Nm})$$

Being:

J : moment of inertia (kgm<sup>2</sup>).  
 $n_{10}$  : driver shaft speed (r.p.m.).  
 $n_{20}$  : driven shaft speed (r.p.m.).  
t : time (s).  
 $M_a$  : acceleration torque (Nm).

## FRICITION COEFFICIENTS

To calculate different torques, the following coefficients are considered.

$\mu$  : Slipping or dynamic friction coefficient.  
 $\mu_0$  : Static friction coefficient.

The ratio between both coefficients for the different materials will be indicated in next chapters.

**Par residual  $M_r$ , par en vacío:** par que transmite el sistema cuando no está actuado. Depende de su posición (horizontal, vertical o inclinado), la velocidad relativa de las superficies de las láminas o discos, de la viscosidad del aceite y caudal del mismo en caso de que el sistema trabaje en aceite.

En caso de montaje vertical o inclinado el par residual se incrementa de forma importante aumentando el calor generado.

**Par de carga  $M_L$ :** par necesario para accionar los elementos de la máquina teniendo en cuenta su rendimiento, la velocidad de accionamiento, etc.

**Par característico  $M_k$ :** par indicado en el catálogo.

**Par de aceleración  $M_a$  (par de deceleración cuando el valor numérico es negativo):** par necesario para la aceleración de las masas en un tiempo concreto.

Dicho par se calcula mediante la fórmula:

$$M_a = \frac{J (n_{10} - n_{20})}{9,56 \cdot t} \quad (\text{Nm})$$

Siendo:

J : momento de inercia (kgm<sup>2</sup>).  
 $n_{10}$  : velocidad del eje conductor (r.p.m.).  
 $n_{20}$  : velocidad del eje conducido (r.p.m.).  
t : tiempo (s).  
 $M_a$  : par de aceleración (Nm).

## COEFICIENTES DE FRICCIÓN

Para el cálculo de los distintos pares, se considerarán en este catálogo los siguientes coeficientes.

$\mu$  : Coeficiente de fricción dinámico o de deslizamiento.  
 $\mu_0$  : Coeficiente de fricción estático o de adherencia.

La relación entre ambos coeficientes para los distintos materiales se indicará en apartados posteriores.

## TIME TERMS IN THE TORQUE TRANSMISSION

Like in the torques, it is important to define different times existing in the torque transmission that appear in graph 1, which are:

**Reaction delay  $t_{11}$ :** time from the activation of the control until the beginning of the torque increase.

**Rising time  $t_{12}$ :** time from the beginning of the torque increase until reaching the stationary condition.

**Link time  $t_1$ :** sum up of the reaction delay time and the rising time.

$$t_1 = t_{11} + t_{12}$$

**Slip time  $t_3$ :** time of relative movement between friction surfaces of an actuated mechanism.

**Total time  $t_t$ :** Time from the signal until the torque transmission is accomplished.

$$t_t = t_{11} + t_3$$

## TIME TERMS FOR INTERRUPTING THE TORQUE TRANSMISSION (GRAPH 1)

We define the torque transmission interruption times in a similar way than we have done in the previous paragraph.

**Reaction time when interrupting the transmission  $t_{21}$ :** Time from the deactivation of the control until the beginning of the torque decrease.

**Decrease torque  $t_{22}$ :** Time from the torque decrease until reaching 10% of the characteristic torque.

**Disconnection time  $t_2$ :** Sum up of the reaction delay and the decrease time.

$$t_2 = t_{21} + t_{22}$$

## TÉRMINOS DE TIEMPO PARA ESTABLECER LA TRANSMISIÓN DEL PAR

De la misma forma que en el caso de los pares, es importante definir los diferentes tiempos existentes en el proceso de transmisión del par, y que aparecen reflejados en el gráfico 1. Estos son:

**Retardo de reacción al establecer la transmisión  $t_{11}$ :** tiempo desde la activación del mando hasta el comienzo de la subida del par.

**Tiempo de subida  $t_{12}$ :** tiempo desde el comienzo de la subida del par hasta alcanzar el estado cuasi estacionario.

**Tiempo de enlace  $t_1$ :** tiempo resultante de la suma del retardo de reacción y el tiempo de subida.

$$t_1 = t_{11} + t_{12}$$

**Tiempo de deslizamiento  $t_3$ :** tiempo durante el cual tiene lugar un movimiento relativo entre las superficies de fricción de un mecanismo actuado.

**Tiempo total  $t_t$ :** tiempo desde que se da la señal hasta que se completa la transmisión del par.

$$t_t = t_{11} + t_3$$

## TÉRMINOS DE TIEMPO PARA INTERRUPIR LA TRANSMISIÓN DEL PAR (GRÁFICO 1)

Similamente a lo indicado en el apartado anterior, se definen los distintos tiempos existentes en el proceso de interrupción de la transmisión de par.

**Retardo de reacción al interrumpir la transmisión  $t_{21}$ :** tiempo desde la desactivación del mando hasta el comienzo de la caída del par.

**Tiempo de caída  $t_{22}$ :** tiempo desde el comienzo de la caída del par hasta alcanzar el 10 % del par característico.

**Tiempo de desconexión  $t_2$ :** suma del retardo de reacción y el tiempo de caída.

$$t_2 = t_{21} + t_{22}$$



## MOMENT OF INERTIA J

It is important to consider the moment of inertia “J” before making the following calculations.

For example, the moment of inertia of a solid iron cylinder which is 100mm thick with an outer diameter D (in mm) is obtained with the following formulation:

$$J = 77 \cdot D^4 \text{ (kgm}^2\text{)}$$

When the moment of inertia is not referred to the clutch shaft, it is necessary to reduce it to this shaft. The following formulation is used.

$$J_{\text{red}} = J \cdot i^2 \text{ (kgm}^2\text{)}$$

- J : moment of inertia of the shaft masses at any speed. (kgm<sup>2</sup>).
- J<sub>red</sub> : moment of inertia reduced to the clutch shaft (kgm<sup>2</sup>).
- i : speed ratio between shafts.

$$i = \frac{n_2}{n_1}$$

- n<sub>1</sub> : clutch speed (r.p.m.).
- n<sub>2</sub> : speed of the shaft with inertia J (r.p.m.).

If the masses to accelerate have a lineal movement, their moments of inertia are reduced to the clutch shaft as per the following formulation:

$$J_{\text{red}} = 91 \cdot m \cdot \frac{v^2}{n_1^2} \text{ (kgm}^2\text{)}$$

- m : masses in lineal movement (kg).
- v : speed of the mentioned masses (m/s).
- J<sub>red</sub> : moment of inertia reduced to the clutch shaft (kgm<sup>2</sup>).

## THERMAL CAPACITY

Concerning the heat transmission, the following concept is defined:

**Work per engagement Q:** It is the energy caused by friction and transformed into heat, as a consequence of engaging.

$$Q = \frac{J \cdot (n_{10} \pm n_{20})^2}{182,4 \cdot 10^3} \cdot \frac{M_k}{M_k \pm M_L} \text{ (kJ)}$$

- J : moment of inertia (kgm<sup>2</sup>).
- M<sub>k</sub> : transmissible torque (Nm).
- M<sub>L</sub> : loading torque (Nm).

## MOMENTO DE INERCIA J

Es importante para los distintos cálculos que se indican posteriormente considerar el concepto de momento de inercia “J”.

Así por ejemplo, el momento de inercia de un cilindro macizo de hierro de 100 mm de espesor, siendo su diámetro exterior D (en m), se obtiene de la fórmula:

$$J = 77 \cdot D^4 \text{ (kgm}^2\text{)}$$

Cuando el momento de inercia no está referido al eje del embrague, es necesario reducirlo a dicho eje. Para ello se utiliza la siguiente fórmula:

$$J_{\text{red}} = J \cdot i^2 \text{ (kgm}^2\text{)}$$

- J : momento de inercia de las masas de un eje a una velocidad cualquiera (kgm<sup>2</sup>).
- J<sub>red</sub> : momento de inercia reducido al eje del embrague (kgm<sup>2</sup>).
- i : relación de velocidades entre los ejes.

$$i = \frac{n_2}{n_1}$$

- n<sub>1</sub> : velocidad del embrague (r.p.m.).
- n<sub>2</sub> : velocidad del eje con inercia J (r.p.m.).

Si las masas a acelerar tienen un movimiento lineal, sus momentos se reducen al eje del embrague, por la siguiente fórmula:

$$J_{\text{red}} = 91 \cdot m \cdot \frac{v^2}{n_1^2} \text{ (kgm}^2\text{)}$$

- m : masas en movimiento lineal (kg).
- v : velocidad de las citadas masas (m/s).
- J<sub>red</sub> : momento de inercia reducido al eje del embrague (kgm<sup>2</sup>).

## CAPACIDAD CALORÍFICA

Desde el punto de vista de transmisión de calor se define el siguiente concepto:

**Trabajo de maniobra Q:** energía transformada en calor por la fricción a consecuencia de la maniobra.

$$Q = \frac{J \cdot (n_{10} \pm n_{20})^2}{182,4 \cdot 10^3} \cdot \frac{M_k}{M_k \pm M_L} \text{ (kJ)}$$

- J : momento de inercia (kgm<sup>2</sup>).
- M<sub>k</sub> : par característico (Nm).
- M<sub>L</sub> : par de carga (Nm).

The work produced by each cycle, which is transformed into heat, must be removed without surpassing the thermal capacity of the clutch-brake.

In the hydraulic clutch-brakes, the heat is dissipated by means of lubrication oil. Lubrication can be done by splash, but when an intense work is required a forced cooling will be necessary, and lubrication will be done through the clutch-brake.

## PERFORMANCE OF FRICTION MATERIALS

Depending on some factors, which we detail below, the friction coefficient can change during the clutch or brake engagement. These factors also affect when the torque is transmitted without relative movement among the friction surfaces:

- Transmitted power.
- Temperature on the friction surfaces (cooling system).
- Slip speed.
- Combination of friction materials.
- Dry or wet operation.
- Design of the friction surfaces (grooves...).
- Pressure in the friction surfaces.
- Ambient temperature.
- .....

The combinations of materials used in our clutch-brakes are the following:

El trabajo producido en cada maniobra, que se transforma en calor, debe ser evacuado sin sobrepasar la capacidad calorífica del freno-embrague.

En los freno-embragues hidráulicos el calor es disipado fundamentalmente por medio del aceite de refrigeración. La lubricación puede realizarse por barboteo, aunque en los casos de un trabajo intenso será necesaria una refrigeración forzada, para lo cual la refrigeración se hará por el interior del freno-embrague.

## COMPORTAMIENTO DE LOS ELEMENTOS DE FRICCIÓN

La variación del coeficiente de fricción durante la maniobra de embragado (o frenado), así como cuando se transmite el par sin movimiento relativo entre las superficies de fricción, depende de numerosos factores, entre los cuales podemos destacar:

- Potencia transmitida.
- Temperatura en las superficies de fricción (sistema de refrigeración).
- Velocidad de deslizamiento.
- Combinación de materiales de fricción.
- Funcionamiento en seco o lubricado.
- Diseño de las superficies de fricción (ranuras, ...).
- Presión en la superficie de fricción.
- Temperatura del entorno.
- .....

A continuación se indican las combinaciones de materiales utilizados habitualmente en nuestros freno-embragues:

RUNNING MEDIO	COMBINATION OF MATERIALS COMBINACIÓN DE MATERIALES
Dry Seco	Steel, cast iron / organic material Acero, hierro fundido / guarnición orgánica
	Hardened steel / sintered bronze Acero templado / sinterizado de bronce
Wet En aceite	Hardened steel / sintered bronze Acero templado / sinterizado de bronce

## HYDRAULIC CLUTCH-BRAKES:

Designed for wet operation, using tempered steel against sintered bronze.

The friction surfaces have been designed with radial slots and spiral grooves, taking into account (among other factors) the thermal load, the friction coefficient and the lubrication oil flow.

### FRICITION COEFFICIENT

With this combination of friction materials, the following relation between the static and dynamic friction coefficient is obtained:

$$\frac{H_0}{\mu} = 1,7$$

### WEAR OF THE SINTERED DISCS

Wear in this kind of combination is very low. It is important to assure appropriate lubrication of the friction surfaces and also to change oil regularly.

### THERMAL CHARACTERISTICS

The sintered discs have a very good thermal conductivity that allow temperatures up to 350 °C approx.

The lubrication means in the friction surfaces have a big influence in the heat dissipation produced in each operation. The most common values are the following:

- Splash lubrication: 0,7-1 J/mm<sup>2</sup>min
- Forced lubrication: 1-2 J/mm<sup>2</sup>min

The energy produced per operation and per surface unit cannot exceed 1-2 J/mm<sup>2</sup> (VDI 2241).

## FRENO-EMBRAGUES HIDRÁULICOS:

Diseñados para trabajo en aceite, emplean superficies de acero templado frente a sinterizado de bronce.

En este caso, las superficies de fricción han sido diseñadas con ranuras radiales y en espiral teniendo en cuenta entre otros factores, la carga térmica, el coeficiente de fricción, y el caudal de aceite de lubricación.

### COEFICIENTE DE FRICCIÓN

Con esta combinación de materiales de fricción se obtiene una relación entre coeficiente de fricción estático y dinámico de aproximadamente:

$$\frac{H_0}{\mu} = 1,7$$

### DESGASTE DE LAS LÁMINAS SINTERIZADAS

El desgaste en este tipo de combinación es muy reducido. Para ello, es esencial asegurar una adecuada lubricación de las superficies de fricción y también es importante cambiar el aceite regularmente.

### CARACTERÍSTICAS TÉRMICAS

Las láminas sinterizadas tienen muy buena conductividad térmica lo que les permite soportar temperaturas de hasta 350°C aproximadamente.

En la disipación del calor producido en cada operación influye considerablemente el medio de lubricación de las superficies de fricción. Los valores más usuales son los siguientes:

- Lubricación por barboteo: 0,7-1 J/mm<sup>2</sup>min
- Lubricación forzada: 1-2 J/mm<sup>2</sup>min

Además la energía producida por operación y por unidad de superficie no deberá pasar de 1-2 J/mm<sup>2</sup> (VDI 2241).

## BRAKING PROCESS

To calculate the slip time during the brake engagement  $t_3$ , the following formula is used:

$$t_3 = \frac{t_{12}}{2} + k \cdot \frac{J \cdot w}{M_k} \text{ (S)}$$

- $t_{12}$  : Time of torque increase.
- $k$  : Correction coefficient.
- $J$  : Inertia referred to clutch-brake shaft (kgm<sup>2</sup>).
- $w$  : Angular speed of clutch-brake (rad/s).
- $M_k$  : Brake torque indicated in the catalogue (Nm).

In hydraulic clutch-brakes,  $t_{12}$  value is short. The K coefficient is function of the factors indicated in chapter "performance of friction materials". Its value is variable, considering for calculation  $k = 1,25$

The total braking time will therefore be:

$$t_t = t_{11} + t_3$$

- $t_{11}$  : is also variable.

### BRAKING ANGLE $\theta_f$

The braking angle can be divided in two terms:

- 1.- Reaction angle:  $\theta_r = w \cdot t_{11}$
- 2.- Mechanical braking angle ( $\theta_m$ ):

$$\theta_m = f(M, J, w, t_{12}, t_3)$$
$$\theta_f = \theta_r + \theta_m$$

To simplify the calculation, the following formulation can be used:

$$\theta_f = w \cdot t_{11} + \frac{w}{2} \cdot t_3 \text{ (rad) or}$$

$$\theta_f = 6 \cdot n \cdot t_{11} + 3 \cdot n \cdot t_3 \text{ (}^\circ\text{)}$$

- $n$  : Clutch-brake rotational speed (r.p.m.).

## PROCESO DE FRENADO

Para el cálculo del tiempo de deslizamiento durante el proceso de frenado  $t_3$ , se emplea la siguiente fórmula:

$$t_3 = \frac{t_{12}}{2} + k \cdot \frac{J \cdot w}{M_k} \text{ (S)}$$

- $t_{12}$  : Tiempo de subida de par.
- $k$  : Coeficiente de corrección.
- $J$  : Inercias reducidas al eje del freno-embrague (kgm<sup>2</sup>).
- $w$  : Velocidad angular del freno-embrague (rad/s).
- $M_k$  : Par de freno de catálogo (Nm).

En los freno-embragues hidráulicos,  $t_{12}$  es despreciable.

El coeficiente K es función de los factores mostrados en el apartado "Comportamiento de los elementos de fricción". Su valor es por tanto variable, estimándose para el cálculo  $k = 1,25$

El tiempo total de frenado será:

$$t_t = t_{11} + t_3$$

- $t_{11}$  : también es variable.

### CÁLCULO DEL ÁNGULO DE FRENADO $\theta_f$

El ángulo de frenado  $\theta_f$  se divide en dos términos:

- 1.- Angulo de reacción:  $\theta_r = w \cdot t_{11}$
- 2.- Angulo de frenado mecánico ( $\theta_m$ ):

$$\theta_m = f(M, J, w, t_{12}, t_3)$$
$$\theta_f = \theta_r + \theta_m$$

Para simplificar el cálculo se puede utilizar la siguiente fórmula:

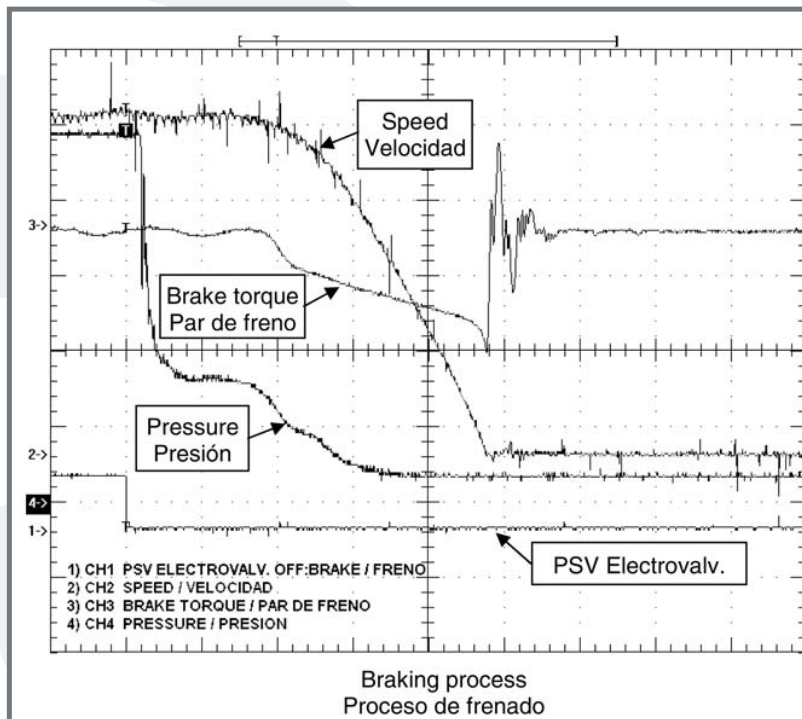
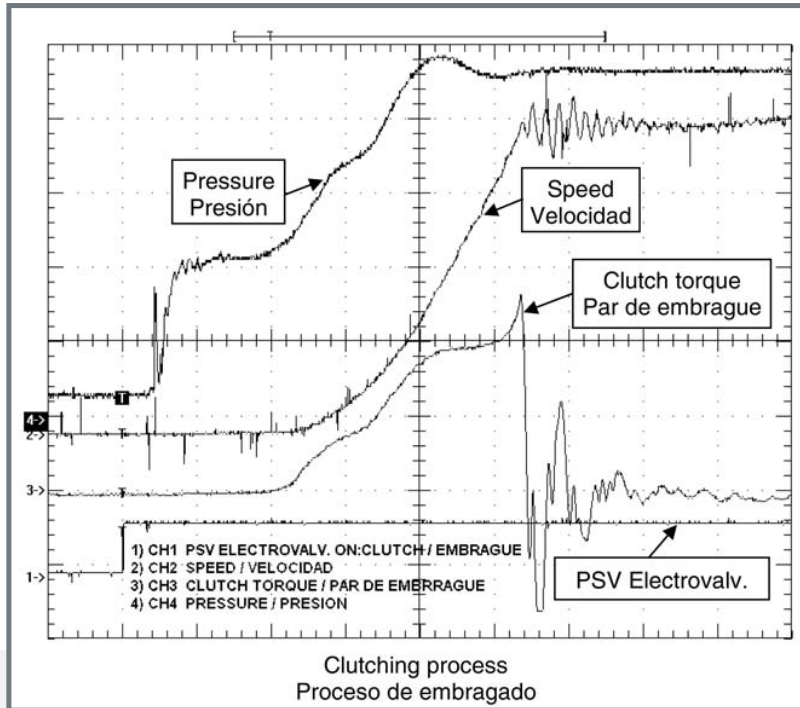
$$\theta_f = w \cdot t_{11} + \frac{w}{2} \cdot t_3 \text{ (rad) ó}$$

$$\theta_f = 6 \cdot n \cdot t_{11} + 3 \cdot n \cdot t_3 \text{ (}^\circ\text{)}$$

- $n$  : velocidad angular del freno-embrague (r.p.m.).

Please find below two examples of measurements taken by an oscilloscope; the first refers to the clutch engagement whereas the second one shows the brake engagement of a hydraulic clutch-brake:

A continuación se pueden ver dos ejemplos de mediciones reales realizadas con osciloscopio; el primero muestra el proceso de embragado mientras que el segundo es sobre el proceso de frenado de un freno-embrague hidráulico:





## TORQUE CALCULATION FOR AN ECCENTRIC PRESS

To calculate the necessary torque in an eccentric press, the following formulation is used:

$$M = \frac{\sin(\alpha + \beta)}{\cos \beta} \cdot P \cdot r$$

- M : turning torque to be transmitted by the eccentric shaft.
- $\alpha$  : maximum effort angle before the BDC (bottom dead center).
- P : force of the press.
- r : radius of the eccentric.
- $\beta$  : angle between the connecting rod and the movement line of the ram in the moment of maximum force.
- s : distance from the BDC to the point where the maximum effort is produced (measured at the ram).
- h : distance from the BDC to the point where the maximum force is produced (measured at the eccentric).

To obtain angles " $\alpha$ " and " $\beta$ ", and " $h$ " height, the following formulations are used:

$$\sin \alpha = \sqrt{1 - \left(\frac{r-h}{r}\right)^2}$$

$$h = \frac{L^2 - (L-s)^2}{2 \cdot (L-s+r)}$$

$$\frac{r}{L} = \frac{\sin \beta}{\sin \alpha}$$

In the case where the " $r$ " and " $L$ " values are not known, an estimated calculation about the transmissible torque can be done by using the following formulation:

$$M = F \cdot r = \frac{\sin(\alpha + \beta)}{\cos \beta} \cdot P \cdot r = K \cdot P \cdot r$$

Taking  $\frac{L}{r} = 5$  (estimated), the K value is:

For  $\alpha = 30^\circ$  the coefficient  $K = 0,587$

For  $\alpha = 15^\circ$  the coefficient  $K = 0,3$

For  $\alpha = 40^\circ$  the coefficient  $K = 0,74$

For shears  $K = 1$

When the clutch is in a faster shaft:

$$M_{red} = \frac{M}{i}$$

Being " $i$ " the transmission ratio between the clutch shaft and the eccentric shaft.

## CÁLCULO DEL PAR EN UNA PRENSA EXCÉNTRICA

Para el cálculo del par necesario en una prensa excéntrica, se emplea la siguiente fórmula:

$$M = \frac{\text{sen}(\alpha + \beta)}{\cos \beta} \cdot P \cdot r$$

- M : momento de giro a transmitir por el eje excéntrico.
- $\alpha$  : ángulo de esfuerzo máximo antes del PMI (punto muerto inferior).
- P : esfuerzo de la prensa.
- r : radio de excéntrica.
- $\beta$  : ángulo formado entre la biela y la línea del movimiento del carro en el momento del esfuerzo máximo.
- s : distancia (medida en el carro) desde el PMI al punto donde se produce el esfuerzo máximo.
- h : distancia (medida en la excéntrica) desde el PMI al punto donde se produce el esfuerzo máximo.

Para la obtención de los ángulos " $\alpha$ " y " $\beta$ " y la altura " $h$ " se emplean las siguientes fórmulas:

$$\sin \alpha = \sqrt{1 - \left(\frac{r-h}{r}\right)^2}$$

$$h = \frac{L^2 - (L-s)^2}{2 \cdot (L-s+r)}$$

$$\frac{r}{L} = \frac{\sin \beta}{\sin \alpha}$$

En el caso de que no se conozcan los valores arriba indicados " $r$ " y " $L$ " se puede realizar un cálculo orientativo del par transmisible utilizando la siguiente fórmula:

$$M = F \cdot r = \frac{\text{sen}(\alpha + \beta)}{\cos \beta} \cdot P \cdot r = K \cdot P \cdot r$$

Tomando  $\frac{L}{r} = 5$  (orientativo), el valor de K es:

Para  $\alpha = 30^\circ$  el coeficiente  $K = 0,587$

Para  $\alpha = 15^\circ$  el coeficiente  $K = 0,3$

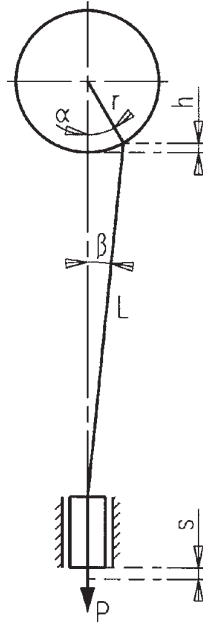
Para  $\alpha = 40^\circ$  el coeficiente  $K = 0,74$

Para cizallas  $K = 1$

Cuando el embrague está en un eje más rápido:

$$M_{red} = \frac{M}{i}$$

Siendo " $i$ " la relación de transmisión entre el eje del embrague y el eje excéntrico.



(fig. 1)