



TECHNICAL INFORMATION

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

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

For further assistance please contact our technical department.

DEFINITIONS

TORQUES

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

The torque values shown in graph 1 are defined below.

INFORMACIÓN TÉCNICA

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.

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.

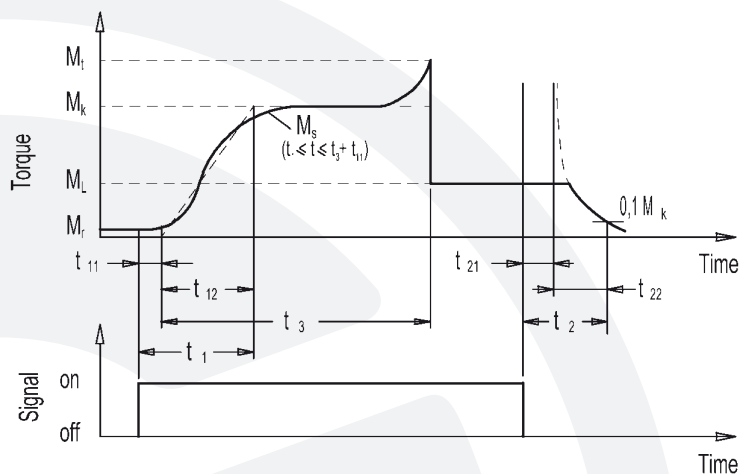
En caso de cualquier duda, aclaración o interés en algún aspecto concreto, les rogamos se pongan en contacto con nuestro departamento técnico.

DEFINICIONES

PARES

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

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.

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

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.

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 (kgm²).
- n_{10} : driver shaft speed (r.p.m.).
- n_{20} : driven shaft speed (r.p.m.).
- t : time (s).
- M_a : acceleration torque (Nm).

FRICION COEFFICIENTS

To calculate different torques, the following coefficients are considered.

- μ : Slipping or dynamic friction coefficient.
- μ_0 : Static friction coefficient.

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

Par residual M_r : 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 por la fórmula:

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

Siendo:

- J : momento de inercia (kgm²).
- 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.

- μ : Coeficiente de fricción dinámico o de deslizamiento.
- μ_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.

$$t_t = t_1 + t_3$$

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.

$$t_t = t_1 + t_3$$

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

Similarmente 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. (kgm²).

J_{red} : moment of inertia reduced to the clutch shaft (kgm²).

i : speed ratio between shafts.

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

n₁ : clutch speed (r.p.m.).

n₂ : 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:

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

m : masses in lineal movement (kg).

v : speed of the mentioned masses (m/s).

J_{red} : moment of inertia reduced to the clutch shaft (kgm²).

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 (kgm²).

M_k : transmissible torque (Nm).

M_L : 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 (kgm²).

J_{red} : momento de inercia reducido al eje del embrague (kgm²).

i : relación de velocidades entre los ejes.

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

n₁ : velocidad del embrague (r.p.m.).

n₂ : 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:

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

m : masas en movimiento lineal (kg).

v : velocidad de las citadas masas (m/s).

J_{red} : momento de inercia reducido al eje del embrague (kgm²).

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 (kgm²).

M_k : par característico (Nm).

M_L : 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 pneumatic clutch-brakes the heat is absorbed by the elements of the clutch-brake and transmitted to the air by the surfaces that are in contact with the atmosphere.

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 various factors, detailed below, the friction coefficient can change during the clutch or brake engagement. These factors also affect when the torque is transmitted with 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:

TYPE OF CLUTCH-BRAKE TIPO DE FRENO-EMBRAGUE	RUNNING MEDIUM MEDIO	COMBINATION OF MATERIALS COMBINACIÓN DE MATERIALES
Pneumatic Neumático	Dry Seco	Steel, cast iron / organic material Acero, hierro fundido / guarnición orgánica
Hydraulic-Wet Hidráulico-Oleoneumático	Wet En aceite	Tempered steel / sintered bronze Acero templado / sinterizado de bronce

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

En los freno-embragues neumáticos el calor es absorbido por los elementos del frenoembrague y transmitido al aire por las superficies que están en contacto con la atmósfera.

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 frenoembrague.

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 (canales, espirales...)
- Presión en la superficie de fricción.
- Temperatura del entorno.
-

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



PNEUMATIC CLUTCH-BRAKES:

These clutch-brakes work in dry condition and therefore the friction materials are casting or steel against organic asbestos-free material.

The friction surfaces are flat and the organic linings are bonded to the discs, leaving some radial slots free that permit the removal of contaminants and heat. Organic friction blocks can also be used.

For a proper performance, the friction surfaces should be free from grease and oil.

FRICITION COEFFICIENT

High friction coefficients are obtained (0,35 to 0,45) with this combination of friction materials. In this case, there are no large differences between the dynamic and static friction coefficients.

WEAR OF THE LININGS

Linings suffer wear. Wear is low when the temperature of the metallic elements of the clutch-brake that are in contact with the lining do not exceed a temperature of 170°C. Above this temperature, wear increases considerably.

It is important to take into account the atmosphere temperature where the clutchbrake works, as well as its position in the machine. There must be enough space to permit the flow of fresh air at the clutch-brake.

THERMAL CHARACTERISTICS

Organic linings are rated for 350°C. Higher temperatures in short periods can be admissible but will incur in high wear.

The dissipation capacity with constant cycling can be between 0,7-1,4 J/mm² min depending on the factors indicated in the above heading called "performance of friction materials".

The energy produced per cycle and per surface of the unit should not exceed 2J/mm², consideration that will also be taken into account when working in continuous mode.

FRENO-EMBRAGUES NEUMÁTICOS:

Dichos freno-embragues trabajan en seco, siendo los elementos de fricción acero o fundido frente a guarnición orgánica sin amianto.

En este tipo de freno-embragues las superficies de fricción son lisas pero las guarniciones orgánicas van pegadas a los discos porta-guarniciones dejando entre sí unas ranuras radiales que sirven para la evacuación del abrasivo y del calor. También se pueden utilizar tacos de guarnición orgánica alojados en los discos porta-tacos.

Es necesario mantener las superficies de fricción limpias de grasa y aceite para un correcto funcionamiento.

COEFICIENTE DE FRICCIÓN

Con esta combinación de materiales de fricción se obtienen elevados coeficientes de fricción (0,35 a 0,45) sin grandes diferencias entre el coeficiente dinámico y el estático.

DESGASTE DE LAS GUARNICIONES

Las guarniciones están siempre sometidas a desgaste. Este desgaste es bajo, siempre que la temperatura de los elementos metálicos del frenoembrague que contactan con las guarniciones no superen aproximadamente 170 °C. Por encima de esta temperatura el desgaste aumenta considerablemente.

Es importante tener en cuenta la temperatura ambiente del lugar donde trabaja el frenoembrague y su ubicación en la máquina, que debe estar provista de suficiente espacio y medios que permitan la entrada libre de aire fresco a la zona.

CARACTERÍSTICAS TÉRMICAS

Las guarniciones orgánicas pueden admitir puntualmente temperaturas de hasta 350°C. Temperaturas más elevadas en periodos muy cortos de tiempo pueden ser admisibles a costa de un desgaste muy elevado.

El poder de disipación con cadencia constante de maniobras puede estar entre 0,7-1,4 J/mm² min dependiendo de los factores señalados en el apartado anterior "comportamiento de los elementos de fricción".

Además la energía producida por operación y por unidad de superficie no deberá pasar de 2J/mm², consideración que también se tendrá en cuenta cuando el funcionamiento es en continuo.

WET OPERATING HYDRAULIC CLUTCH-BRAKE:

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

The friction surfaces have been designed with 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 (depending on slipping time).

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/mm²min
Forced lubrication: 1-2 J/mm²min

The energy produced per operation and per surface unit cannot exceed 1-2 J/mm² (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/mm²min
Lubricación forzada: 1-2 J/mm²min

Además la energía producida por operación y por unidad de superficie no deberá pasar de 1-2 J/mm² (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^2).
- w : Angular speed of clutch-brake (rad/s).
- M_k : Brake torque indicated in the catalogue (Nm).

In the case of the pneumatic clutch-brake units t_{12} is very variable, depending on the series, sizes, torque rates and pneumatic circuit (2 - 80 ms.).

In the case of the hydraulic ones, this value is inconsiderable.

The K coefficient is function of the factors indicated in chapter "performance of friction materials"

Its value is variable, considering for calculation $k = 1,25$ for both, pneumatic and hydraulic clutch-brake units.

The total braking time will therefore be:

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

- t_{11} : is also variable in both, pneumatic and hydraulic clutch-brake units

BRAKING ANGLE θ_f

The braking angle can be divided in two terms:

- 1.- Reaction angle: $\theta_r = w \cdot t_{11}$
- 2.- Mechanical braking angle (θ_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^2).
- w : Velocidad angular del freno-embrague (rad/s).
- M_k : Par de freno de catálogo (Nm).

En el caso de los freno-embragues neumáticos, el tiempo de subida t_{12} es muy variable en función del tipo, tamaño, combinación de muelles y circuito neumático (2 - 80 ms.).

En el caso de los hidráulicos sin embargo, es prácticamente 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 $k = 1,25$ tanto para los freno-embragues neumáticos como para los hidráulicos.

El tiempo total de frenado será:

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

- t_{11} : también es variable tanto en los neumáticos como en los hidráulicos.

CÁLCULO DEL ÁNGULO DE FRENADO θ_f

El ángulo de frenado θ_f se divide en dos términos:

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

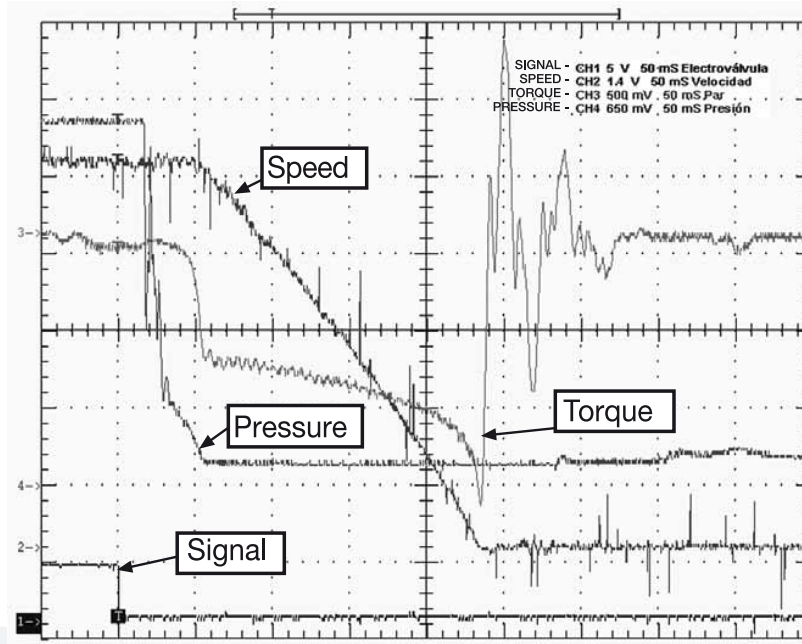
$$\theta_f = w \cdot t_{11} + \frac{w}{2} \cdot t_3 \text{ (rad) ó}$$

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

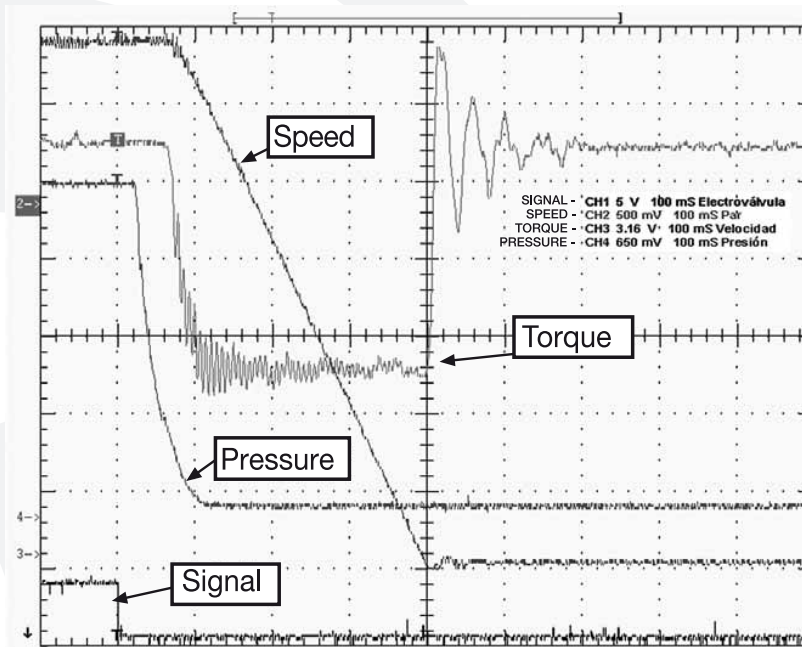
- n : velocidad angular del freno-embrague (r.p.m.).

Please find below graphics showing comparison measurements taken by an oscilloscope, of the brake engagement of a hydraulic clutch-brake and a pneumatic clutchbrake respectively:

A continuación se pueden ver los gráficos de ejemplos de mediciones reales realizadas con osciloscopio, del proceso de frenado de un freno-embrague hidráulico y de uno neumático respectivamente:



Hydraulic clutch-brake unit
Freno-embrague hidráulico



Pneumatic clutch-brake unit
Freno-embrague neumático

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.

α : maximum effort angle before the BDC (bottom dead center).

P : force of the press.

r : radius of the eccentric.

β : 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 " α " and " β ", 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:

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.

α : ángulo de esfuerzo máximo antes del PMI (punto muerto inferior).

P : esfuerzo de la prensa.

r : radio de excéntrica.

β : 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.

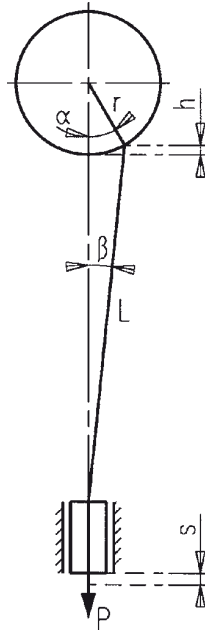
h : distancia (medida en la excéntrica) desde el PMI al punto donde se produce el esfuerzo máximo.

Para la obtención de los ángulos " α " y " β " y la altura "h" se emplean las siguientes fórmulas:

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

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

$$\frac{r}{L} = \frac{\text{sen} \beta}{\text{sen} \alpha}$$



(fig. 1)

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:

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.

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:

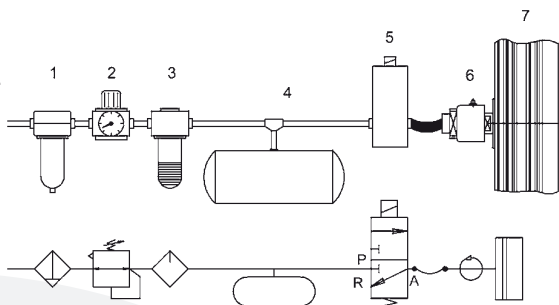
$$M_{red} = \frac{M}{i}$$

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

PNEUMATIC SCHEME

An standard pneumatic scheme of the assembly of a clutch-brake would be:

- 1) Filter
- 2) Pressure regulator
- 3) Lubricator
- 4) Air accumulator
- 5) Electrovalve
- 6) Rotary union
- 7) Clutch-brake



- 1) Filtro
- 2) Regulador de presión
- 3) Lubricador
- 4) Acumulador de aire
- 5) Electroválvula
- 6) Rácor giratorio
- 7) Freno-embrague

The quantity of air to be supplied by the compressor should be calculated with the following formulation:

$$Q = 1,5 \cdot V \cdot p \cdot F \text{ (l/min)}$$

- Q : necessary air quantity.
 V : volume of the clutch cylinder plus the volume of the pipe between the clutch and the valve indicated in the catalogue.
 p : maximum service pressure (bar).
 F : cycles per minute.
 1,5 : coefficient (compensation lost by leak).

The volume of the recommended vessel comes from the following formulation:

$$V_{DC} = 4 \cdot p \cdot V$$

V_{DC} : accumulator volume (litres)

La cantidad de aire a ser suministrada por el compresor se calcula con la siguiente fórmula:

$$Q = 1,5 \cdot V \cdot p \cdot F \text{ (l/min)}$$

- Q : cantidad de aire necesaria
 V : volumen del cilindro del freno-embrague en el caso de desgaste máximo (aparece en el catálogo), más el volumen de la tubería que hay entre el freno-embrague y la válvula.
 p : presión máxima de servicio (bar).
 F : frecuencia de maniobras por minuto.
 1,5 : coeficiente (compensación pérdida por fuga).

El volumen del deposito recomendado (VDC) viene dado por la siguiente fórmula:

$$V_{DC} = 4 \cdot p \cdot V$$

V_{DC} : volumen del acumulador (litros)