



UNIVERSIDAD
NEBRIJA

IME 108 – MABH CÁLCULO, DISEÑO Y ENSAYO DE MÁQUINAS

TEMA 10.

CÁLCULO DE EMBRAGUES Y FRENOS

TEMA 10. EMBRAGUES Y FRENOS

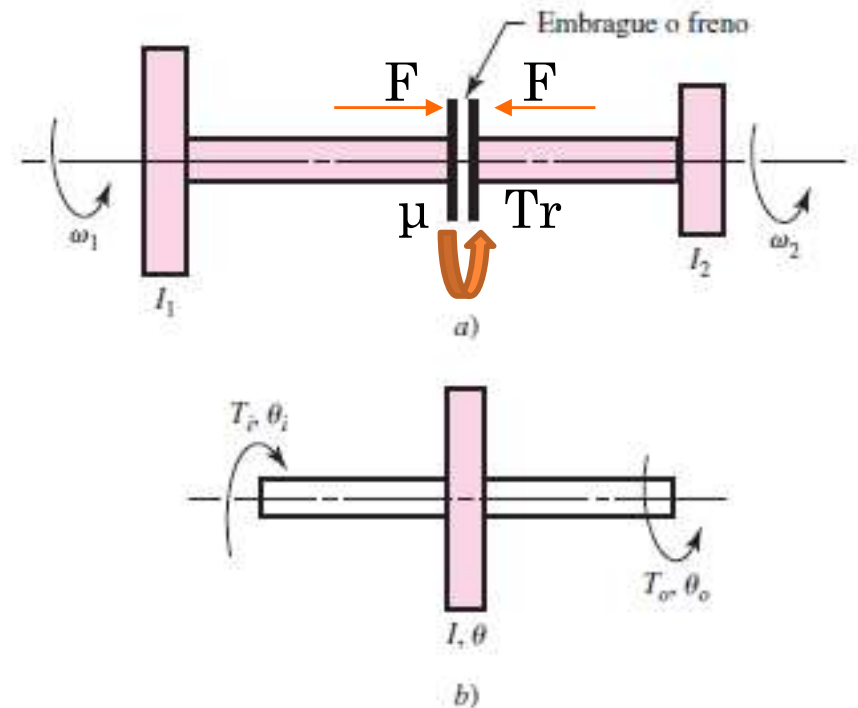
CONTENIDOS

1. INTRODUCCIÓN
2. EJEMPLO
3. CONSIDERACIONES ENERGÉTICAS
4. EMBRAGUES Y FRENOS DE TAMBOR CON ZAPATAS INTERNAS
5. TAMBOR CON ZAPATAS EXTERIORES
6. DE CINTA O BANDA
7. CÓNICOS DE ACCIÓN AXIAL
8. DE DISCO
9. MATERIALES DE FRICCIÓN

CÁLCULO DE EMBRAGUES Y FRENOS

1. INTRODUCCIÓN

- Frenos y embragues son elementos relacionados con el movimiento de rotación.
- Su función es transmitir o absorber energía mecánica cinética de rotación.
- Se tienen dos masas o ejes con distintas velocidades de rotación que se ponen en contacto.
- Debido a la diferencia de velocidades entre ambas, el sistema intenta encontrar un punto de equilibrio llevando las masas a la misma velocidad.
- En este proceso se produce un deslizamiento relativo, un rozamiento con generación de calor e incremento de temperatura.



Freno- disminuir velocidad.

Embrague- acoplar dos elementos que giran a distintas velocidades.

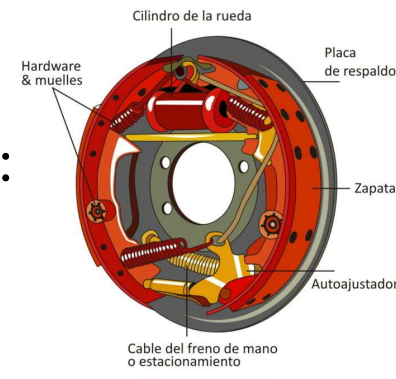
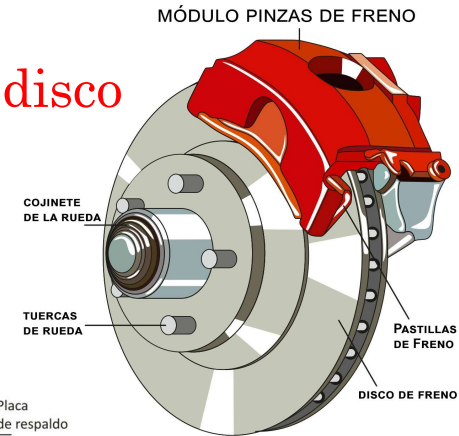
Si un embrague tiene un elemento quieto podíamos considerarlo un freno.

CÁLCULO DE EMBRAGUES Y FRENOS

1. INTRODUCCIÓN

- El **análisis de funcionamiento** incluye:
 - Fuerzas ejercidas
 - Par de rozamiento
 - Energía perdida
 - Aumento de temperatura
- El **par de rozamiento** depende de:
 - La fuerza ejercida
 - El coeficiente de rozamiento
 - La geometría de las superficies
- La **metodología** de análisis de los embragues y frenos sigue los siguientes puntos:
 1. Suponer una **distribución de presiones** sobre las superficies de fricción.
 2. Determinar la **relación entre la presión máxima y la presión en un punto** cualquiera.
 3. Aplicar las **ecuaciones de equilibrio estático** para determinar la fuerza actuante, el par de torsión y las reacciones en los apoyos.

Freno de disco



Freno de tambor

CÁLCULO DE EMBRAGUES Y FRENOS

2. EJEMPLO

- Sea la zapata **corta** de la figura, de **pequeñas dimensiones** w_1 y w_2 articulada en el punto fijo A.

- La fuerza F presiona el material de fricción sobre una superficie plana que está en movimiento, con un coeficiente de fricción μ .

- Pasos de análisis: **Hipótesis.** **Elemento rozante o friccionalante. (Mat. Comp.)**

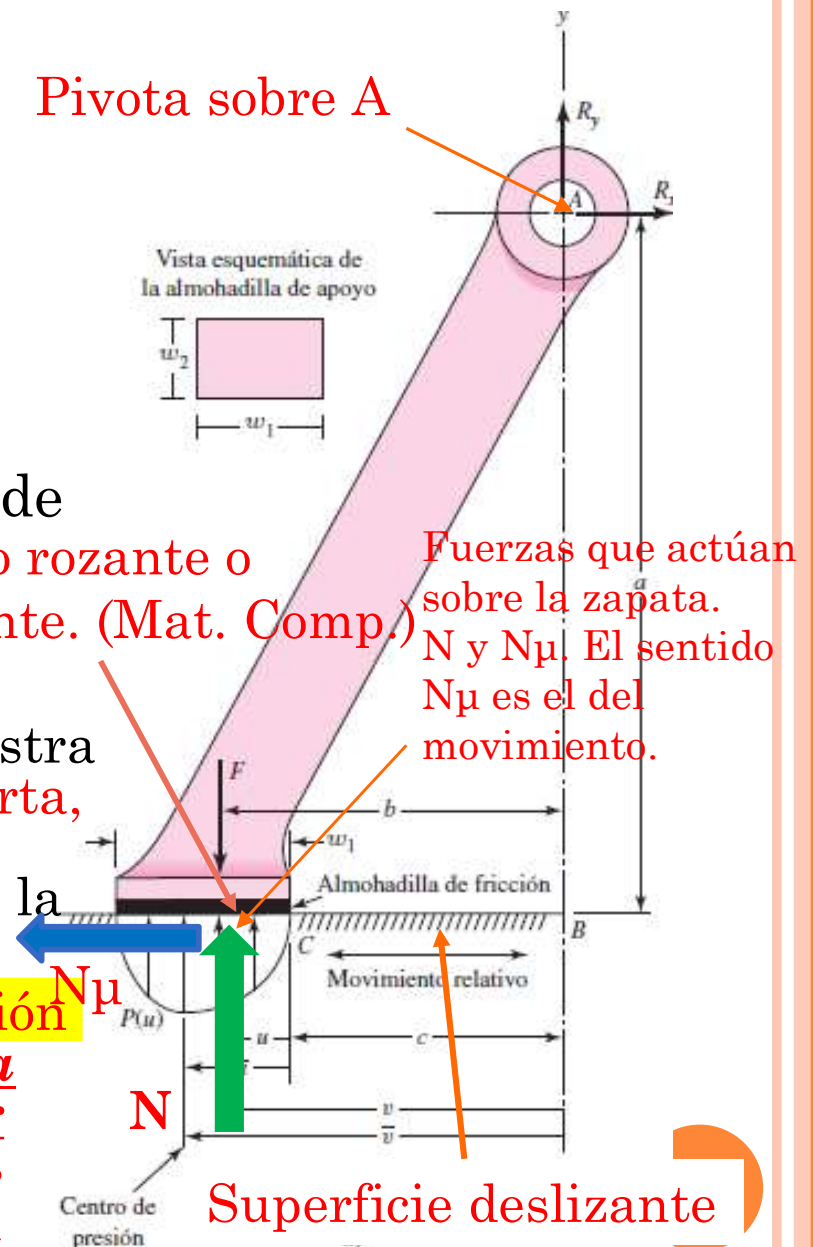
- Suposición de la **distribución de presiones**: La distribución real se muestra en la figura, pero como la **zapata es corta**, **se supondrá** en cambio una **presión uniformemente distribuida p** sobre la superficie de fricción.

$$F=PA$$

- Relación entre **presión máxima y presión en cualquier punto**. En este ejemplo **la presión máxima es la de cualquier punto** de la zapata, puesto que hemos supuesto que es uniforme.

1 porque hemos considerado uniforme

- Equilibrio de fuerzas.**



$p_a = p_{max}$ en freno debido a F

$p_m = p_{max}$ que puede aguantar el material de fricción.

CÁLCULO DE EMBRAGUES Y FRENOS

2. EJEMPLO

Equilibrio de fuerzas.

Fuerzas que actúan sobre la zapata.

N y $N\mu$. El sentido

$N\mu$ es el del movimiento.



Momentos en el mismo sentido ayuda a frenar. EFECTO ENERGIZANTE.

a

Para que no intervengan la reacciones en el apoyo A.

Tomaremos

Momentos desde la articulación A.

- Movimiento suelo hacia la izquierda...

$$p_i = p_{\max} = p = \frac{N}{Area} \Rightarrow N = p \cdot Area$$

$$\sum M_A = 0 \Rightarrow F \cdot b - N \cdot b - \mu \cdot N \cdot a = 0 \Rightarrow F = \frac{N(b + \mu a)}{b}$$

$$R_x = \mu \cdot N = \mu \cdot p \cdot Area$$

$$R_y = F - N = F - p \cdot Area$$

Función geometría y rozamiento.

- Movimiento suelo hacia la derecha...

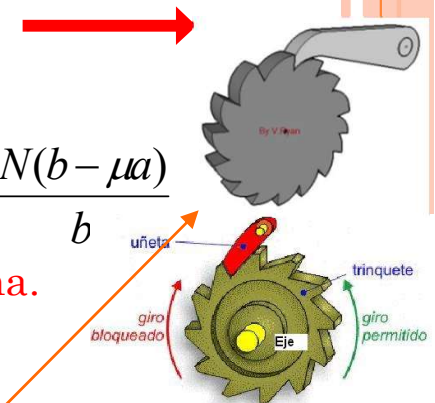
$$p_i = p_{\max} = p = \frac{N}{Area} \Rightarrow N = p \cdot Area$$

$$\sum M_A = 0 \Rightarrow F \cdot b - N \cdot b + \mu \cdot N \cdot a = 0 \Rightarrow F = \frac{N(b - \mu a)}{b}$$

$$R_x = -\mu \cdot N = -\mu \cdot p \cdot Area$$

$$R_y = F - N = F - p \cdot Area$$

Sentido derecha.



Momentos en sentido contrario impide el frenado. Tiende a separar la zapata.

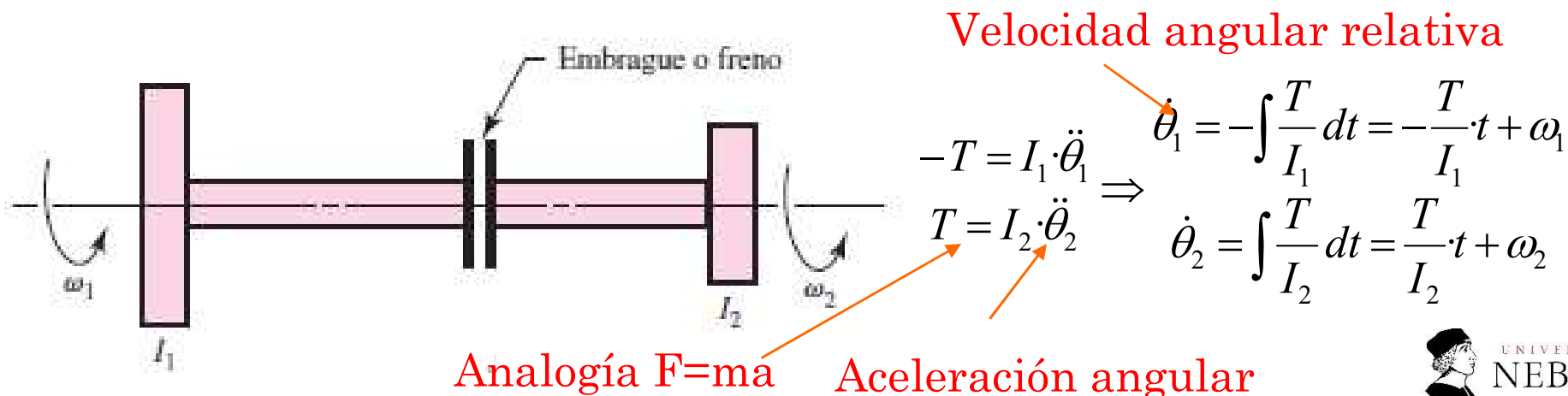
En este caso, la Fuerza a aplicar puede ser cero si se cumple que **$b = \mu a$** . Esta situación se denomina "**autotrabado**". No suele interesar este efecto y se suele utilizar un valor de $\mu = 0.7$ a 0.8 del μ de autotrabado.

No tienes control del frenado.

CÁLCULO DE EMBRAGUES Y FRENOS

3. CONSIDERACIONES ENERGÉTICAS

- Al actuar el freno o el embrague en una máquina, éste debe absorber la energía cinética de rotación perdida por el elemento frenado.
- Esta energía se transforma en calor.
- La capacidad de un embrague o freno está limitada por:
 - Las características del material de fricción.
 - La capacidad de disipación del calor. Importante saber si el calor se genera más o menos rápido de lo que se disipa. Si se genera más, la temperatura del sistema aumentará.
- Se supone un sistema de dos ejes rígidos, con inercias con velocidades iniciales (ω_1 y ω_2) y momentos de inercia (I_1 e I_2). Se supone que se aplica un momento de frenado T , constante.
- Se tiene...



CÁLCULO DE EMBRAGUES Y FRENOS

3. CONSIDERACIONES ENERGÉTICAS

- Para que el embrague o freno disipen calor la velocidad entre ambos ejes debe ser distinta. **Por ello definimos la *velocidad relativa*.**

$$\dot{\theta} = \dot{\theta}_1 - \dot{\theta}_2 = (\omega_1 - \omega_2) - \left(\frac{T}{I_1} + \frac{T}{I_2} \right) t = (\omega_1 - \omega_2) - T \left(\frac{I_1 + I_2}{I_1 \cdot I_2} \right) t$$

- El efecto de frenado terminará cuando la velocidad relativa de los ejes sea igual a cero. La ecuación anterior nos permite calcular el ***tiempo necesario que debe pasar para alcanzar la igualdad de velocidades de ambos ejes*** al aplicar un par constante T .

$$\dot{\theta} = 0 \Rightarrow t_1 = \frac{(\omega_1 - \omega_2) \cdot I_1 \cdot I_2}{T(I_1 + I_2)}$$

Situación transitoria.

CÁLCULO DE EMBRAGUES Y FRENOS

3. CONSIDERACIONES ENERGÉTICAS

- La **potencia** que el sistema está disipando en cada instante de tiempo t se puede calcular como:

$$Pot_{dis} = T \cdot \dot{\theta} = T \cdot \left[(\omega_1 - \omega_2) - T \left(\frac{I_1 + I_2}{I_1 \cdot I_2} \right) t \right]$$

- Se puede ver que el instante en el que la **potencia disipada es mayor se da para $t=0$** . ← **Al inicio**
- Se puede calcular la **energía total disipada** en toda la operación de frenado (que ya hemos visto que dura t_1) ...

$$E = \int_0^{t_1} Pot_{dis} dt = T \cdot \int_0^{t_1} \left[(\omega_1 - \omega_2) - T \left(\frac{I_1 + I_2}{I_1 \cdot I_2} \right) t \right] dt$$

$$E = \frac{I_1 \cdot I_2 \cdot (\omega_1 - \omega_2)^2}{2 \cdot (I_1 + I_2)}$$

$$E = T \cdot \left[(\omega_1 - \omega_2) t - T \left(\frac{I_1 + I_2}{I_1 \cdot I_2} \right) \frac{t^2}{2} \right]_0^{t_1} = T \cdot \left[(0) t_1 - T \left(\frac{I_1 + I_2}{I_1 \cdot I_2} \right) \frac{t_1^2}{2} \right] - [0];$$

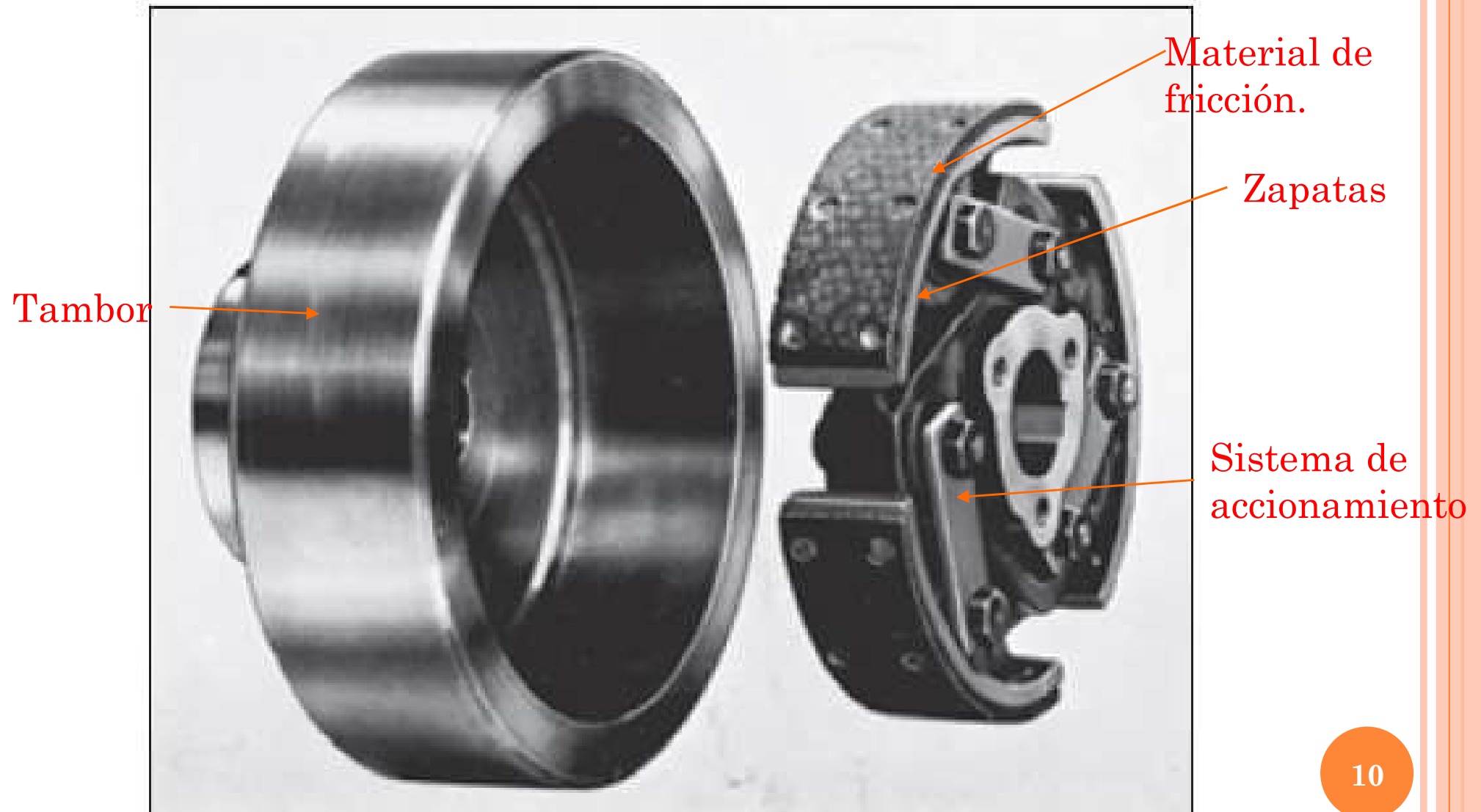
$$E = \frac{T^2 \left(\frac{I_1 + I_2}{I_1 \cdot I_2} \right) \left(\frac{(\omega_1 - \omega_2)^2 \cdot I_1 \cdot I_2}{T(I_1 + I_2)} \right)}{2} = \frac{(\omega_1 - \omega_2)^2 \cdot I_1 \cdot I_2}{2(I_1 + I_2)}$$

- Esta **energía total disipada** se ve que es **independiente del momento T** aplicado y que es **proporcional al cuadrado de la diferencia de velocidades de los ejes**.



CÁLCULO DE EMBRAGUES Y FRENOS

4. E. Y F. DE TAMBOR (CON ZAPATAS INTERNAS)



CÁLCULO DE EMBRAGUES Y FRENOS

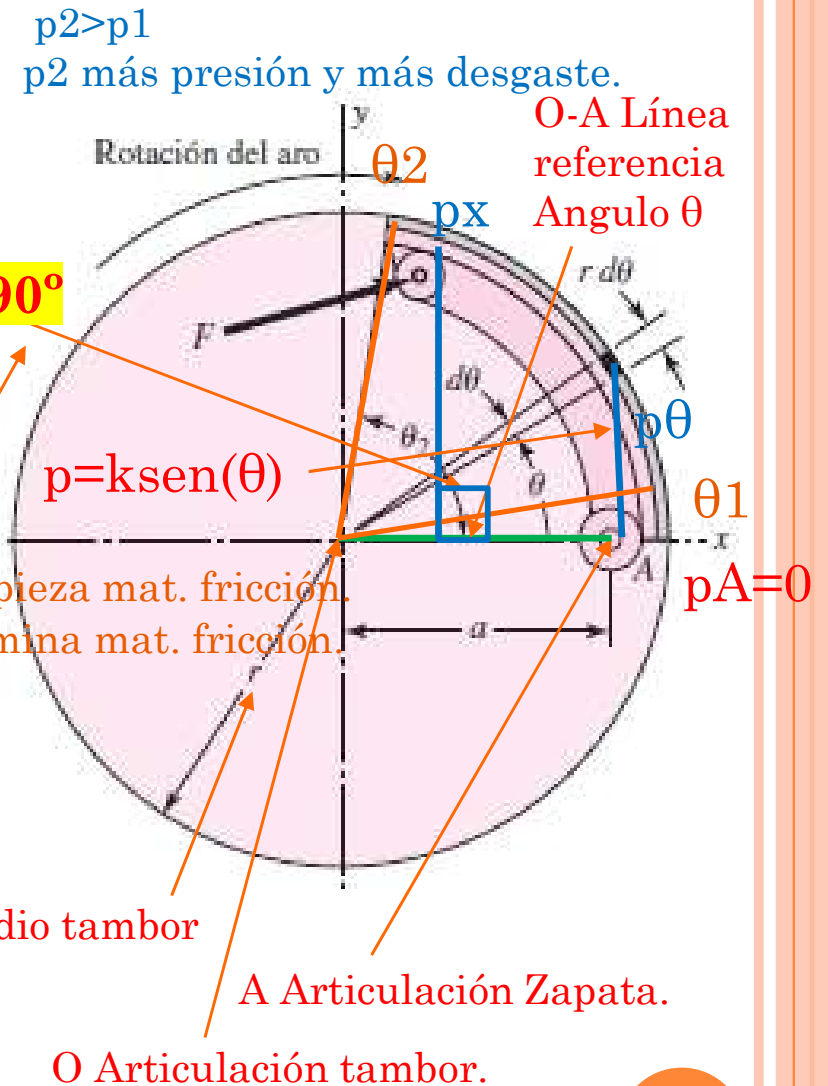
4. E. Y F. DE TAMBOR (CON ZAPATAS INTERNAS)

Distribución de presiones

- En este tipo de embragues la **zapata es larga**, por lo que la **distribución de fuerzas normales NO puede suponerse constante**.
- Se suele hacer la **hipótesis** de que la **presión p** en un punto definido por θ es **proporcional a la altura sobre el punto de la articulación**.
- No se permite aplicar presión en el talón A, por lo que se considera que la presión en ese punto es cero.
- Habitualmente no se suele poner material de fricción cerca del talón, para eliminar la interferencia y porque, de todas maneras, su contribución al frenado es casi nula.

θa será máximo
para 90° si llega.

$$\begin{array}{ll} \theta_2 \geq 90^\circ & p_a = p(90^\circ) \\ \theta_2 \leq 90^\circ & p_a = p(\theta_2) \end{array}$$



O Articulación tambor.
B- Ancho tambor.
 p_m -Presión máxima admisible tambor.
Punto Presión máxima p_a .
 $p_a = r \sin(\theta_a)$; $\sin(\theta_a) = p_a / r$;

CÁLCULO DE EMBRAGUES Y FRENOS

4. E. Y F. DE TAMBOR (CON ZAPATAS INTERNAS)

- En cada punto del material de fricción habrá una presión p .
- La presión máxima p_a se dará para un ángulo θ_a respecto al pasador de la articulación.
- En la figura se supone una deformación en un punto B de la zapata por una rotación infinitesimal $\Delta\phi$ en A.
- La deformación perpendicular al tambor es:

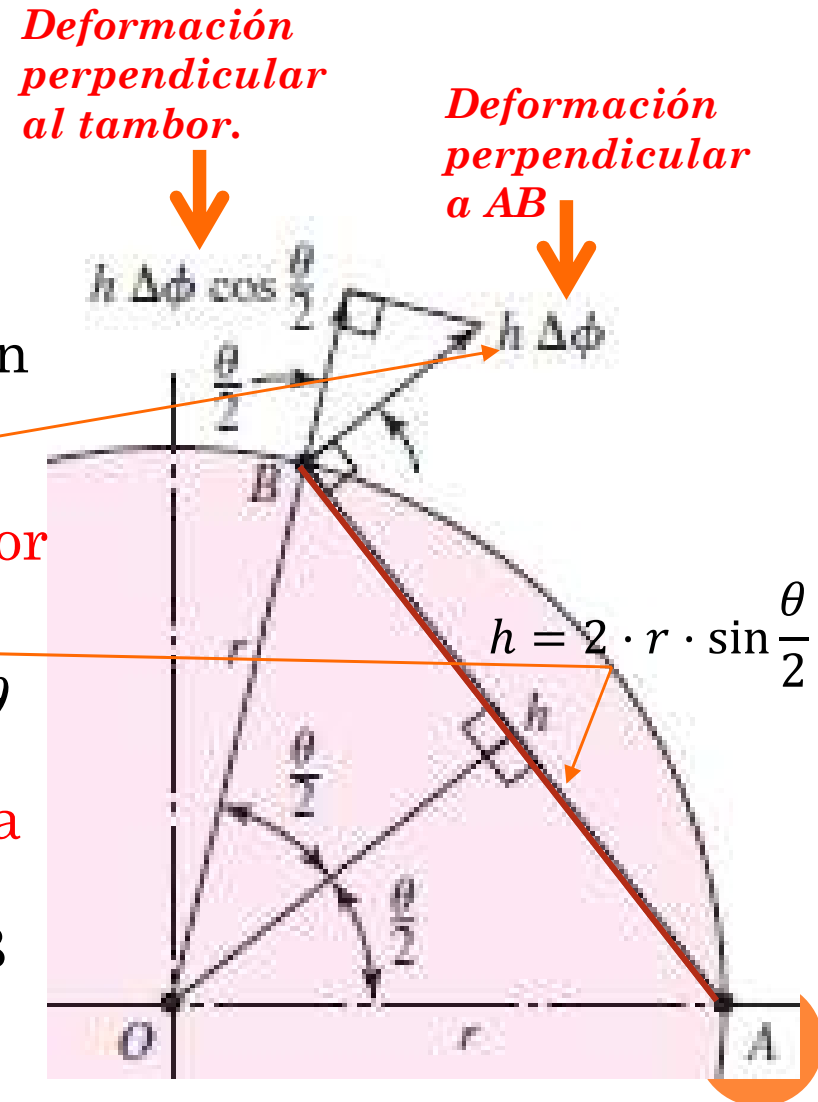
$$h \cdot \Delta\phi \cdot \cos \frac{\theta}{2} = \left(2 \cdot r \cdot \sin \frac{\theta}{2} \right) \Delta\phi \cdot \cos \frac{\theta}{2} = r \Delta\phi \cdot \sin \theta$$

$\sin 2\theta = 2 \cos \theta \sin \theta$

- Así la deformación y en consecuencia la presión es proporcional a $\sin(\theta)$.
- Si relacionamos un punto cualquiera B frente al punto de presión máxima...

$$\frac{p}{\sin \theta} = \frac{p_a}{\sin \theta_a}$$

Relación entre presión máxima y presión en cualquier punto



$$\begin{array}{ll} \theta \geq 90^\circ & p_a = p(90^\circ) \\ \theta \leq 90^\circ & p_a = p(\theta) \end{array}$$

CÁLCULO DE EMBRAGUES Y FRENOS

4. E. Y F. DE TAMBOR (CON ZAPATAS INTERNAS)

Relación entre presión máxima y presión en cualquier punto

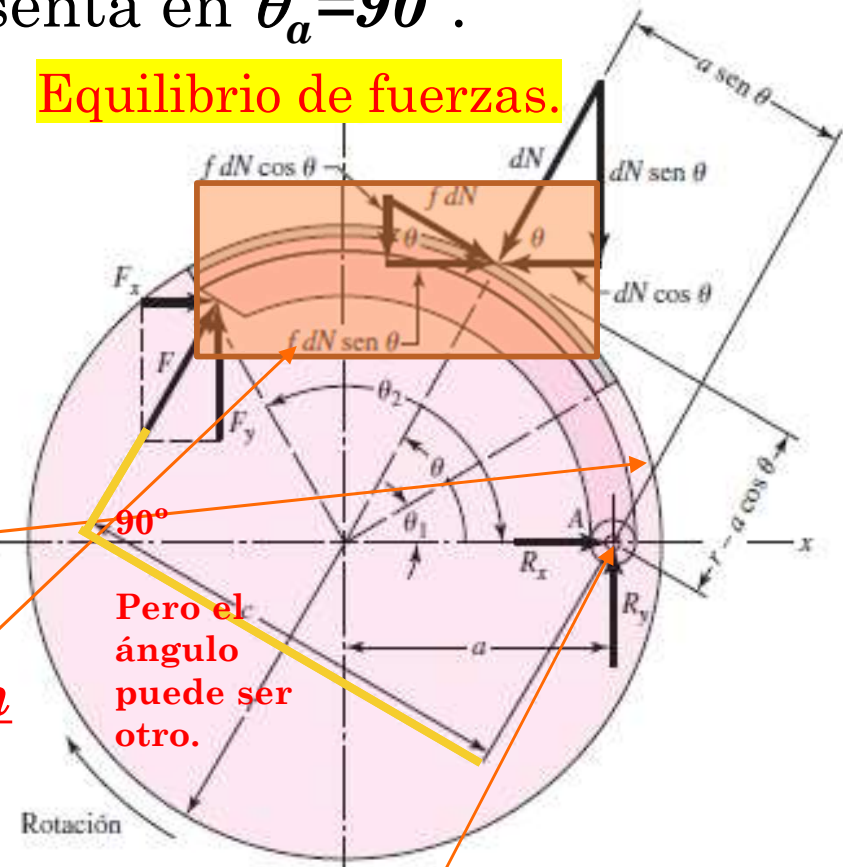
$$\frac{p}{\sin \theta} = \frac{p_a}{\sin \theta_a} \Rightarrow p = \frac{p_a}{\sin \theta_a} \sin \theta$$

- Distribución sinoidal en θ .
- La máxima presión es p_a y se presenta en $\theta_a = 90^\circ$.

- El diseñador debe pensar en términos de p_a ya que las limitaciones de los materiales de fricción se dan en términos de la presión mayor permisible.

Equilibrio de fuerzas.

- Cuando $\theta = 0^\circ$, la presión es 0. Por lo que el material en el talón contribuye poco al frenado y podría omitirse.
- Un buen diseño debe concentrar tanto material como sea posible en las inmediaciones del punto de presión máxima. Ver figura ejemplo de este caso.

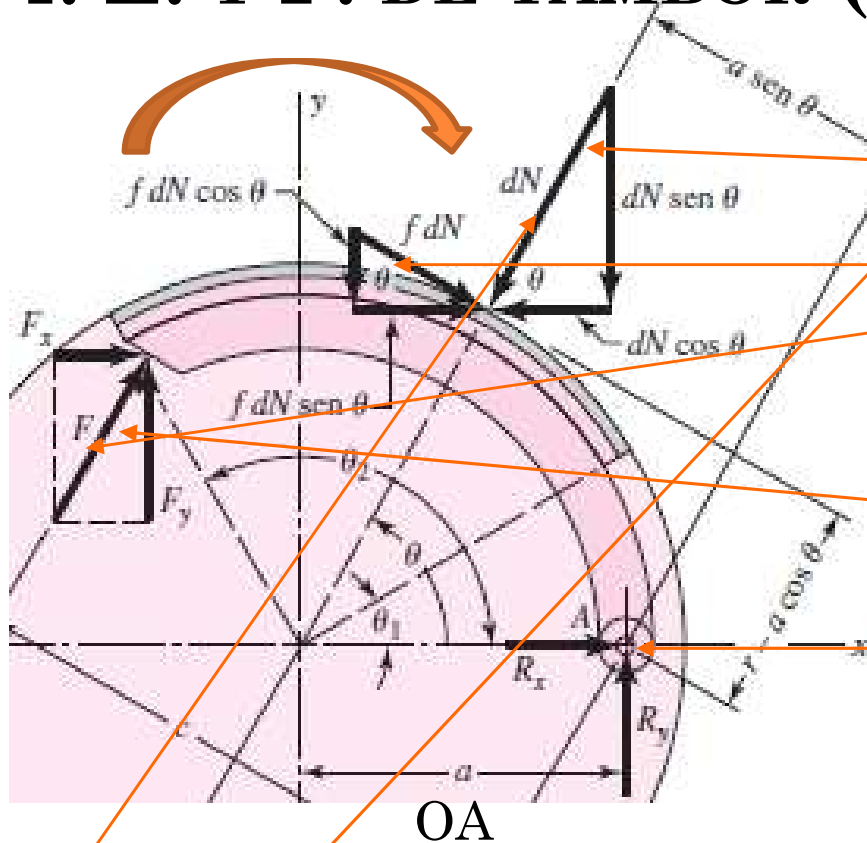


Pero el ángulo puede ser otro.

Tomar momentos desde A y fuerzas sobre la zapata no sobre el tambor.

CÁLCULO DE EMBRAGUES Y FRENOS

4. E. Y F. DE TAMBOR (CON ZAPATAS INTERNAS)



- b = ancho de cara material
- Se descompone la fuerza F , la dN y la fuerza de fricción infinitesimal.
- Aplicando equilibrio estático se determina la fuerza de accionamiento F , el par de torsión T (*Frenado*) y las reacciones R del pasador.
- Podemos calcular el momento debido a la fricción M_f y el debido a las normales M_N .
- La fuerza de accionamiento F debe equilibrar ambos momentos. Implica momento M_F .

$$dN = p \cdot b \cdot r \cdot d\theta = p_a \cdot b \cdot r \cdot \frac{\sin \theta}{\sin \theta_a} d\theta$$

$$\frac{p}{\sin \theta} = \frac{p_a}{\sin \theta_a} \Rightarrow p = \frac{p_a}{\sin \theta_a} \sin \theta$$

$$r \cdot d\theta = \text{longitud arco } d\theta$$

$$dN = p \cdot b \cdot r \cdot d\theta = p_a \cdot b \cdot r \cdot \frac{\sin \theta}{\sin \theta_a} d\theta$$

Límites integración de θ_1 y θ_2

CÁLCULO DE EMBRAGUES Y FRENOS

4. E. Y F. DE TAMBOR (CON ZAPATAS INTERNAS)

$$M_f = \int f \cdot dN (r - a \cos \theta) = \frac{\mu p_a b r}{\sin \theta_a} \int_{\theta_1}^{\theta_2} \sin \theta (r - a \cos \theta) d\theta$$

Si cambia sentido fdN $F = \frac{M_N + M_f}{c}$

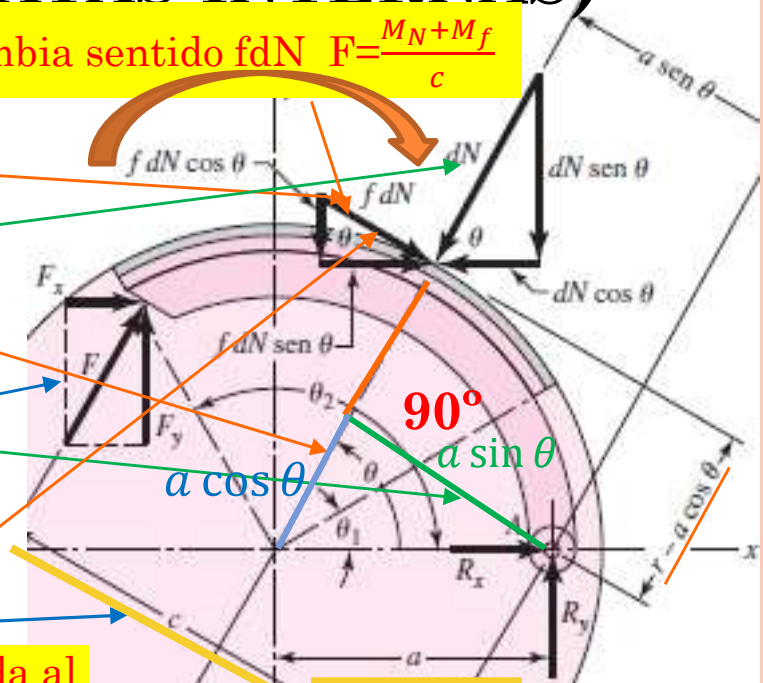
$$M_f = \frac{\mu p_a b r}{\sin \theta_a} \left[-r(\cos \theta_2 - \cos \theta_1) - \frac{a}{2} (\sin^2 \theta_2 - \sin^2 \theta_1) \right]$$

$$M_N = \int dN (a \sin \theta) = \frac{p_a b r a}{\sin \theta_a} \int_{\theta_1}^{\theta_2} \sin^2 \theta d\theta$$

$$M_N = \frac{p_a b r a}{\sin \theta_a} \left[\frac{(\theta_2 - \theta_1)}{2} - \frac{(\sin 2\theta_2 - \sin 2\theta_1)}{4} \right]$$

$$F = \frac{M_N - M_f}{c}$$

Si $M_f > 0$ el rozamiento ayuda al frenado. Zapata con Efecto energizante.



- De lo anterior se deduce que existe una condición en la que se da un efecto autoenergizante del freno.
- Se calculan las reacciones R_x y R_y en el talón.

$$R_x = \int dN \cos \theta - \int \mu dN \sin \theta - F_x = \frac{p_a b r}{\sin \theta_a} (A - \mu B) - F_x \quad A = \int_{\theta_1}^{\theta_2} \sin \theta \cos \theta d\theta = \left(\frac{1}{2} \sin^2 \theta \right)_{\theta_1}^{\theta_2}$$

$$R_y = \int dN \sin \theta + \int \mu dN \cos \theta - F_y = \frac{p_a b r}{\sin \theta_a} (B + \mu A) - F_y \quad B = \int_{\theta_1}^{\theta_2} \sin^2 \theta d\theta = \left(\frac{\theta}{2} - \frac{1}{4} \sin 2\theta \right)_{\theta_1}^{\theta_2}$$



CÁLCULO DE EMBRAGUES Y FRENOS

4. E. Y F. DE TAMBOR (CON ZAPATAS INTERNAS)

$$dN = p \cdot b \cdot r \cdot d\theta = p_a \cdot b \cdot r \cdot \frac{\sin \theta}{\sin \theta_a} d\theta \quad \frac{p}{\sin \theta} = \frac{p_a}{\sin \theta_a} \Rightarrow p = \frac{p_a}{\sin \theta_a} \sin \theta$$

$$M_f = \int f \cdot dN (r - a \cos \theta) = \frac{\mu p_a b r}{\sin \theta_a} \int_{\theta_1}^{\theta_2} \sin \theta (r - a \cos \theta) d\theta$$

$$M_f = \int f \cdot dN (r - a \cos \theta) = \frac{\mu p_a b r}{\sin \theta_a} \left(r \int_{\theta_1}^{\theta_2} \sin \theta d\theta - a \int_{\theta_1}^{\theta_2} \cos \theta \sin \theta d\theta \right)$$

$$a \int_{\theta_1}^{\theta_2} \cos \theta \sin \theta d\theta \xrightarrow{t=\sin \theta} a \int_{\theta_1}^{\theta_2} t dt \xrightarrow{t=\sin \theta} a \frac{t^2}{2} \xrightarrow{t=\sin \theta} \left(a \frac{\sin^2 \theta}{2} \right)_{\theta_1}^{\theta_2} \rightarrow \frac{a \sin^2 \theta_2}{2} - \frac{a \sin^2 \theta_1}{2}$$

$$M_f = \frac{\mu p_a b r}{\sin \theta_a} \left[-r(\cos \theta_2 - \cos \theta_1) - \frac{a}{2} (\sin^2 \theta_2 - \sin^2 \theta_1) \right]$$

b- Ancho tambor.

a- distancia centro tambor a centro articulación

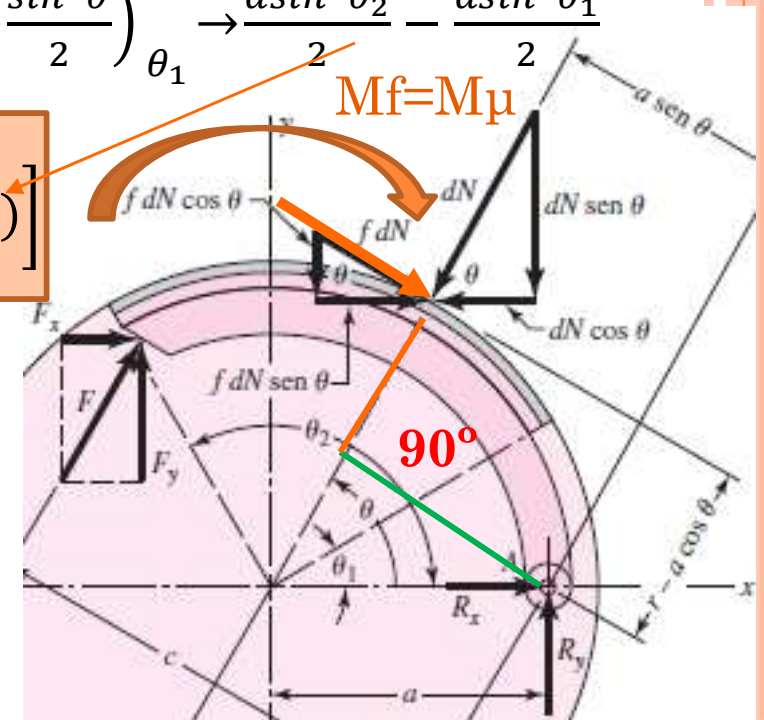
r-radio tambor.

f o μ coeficiente de rozamiento.

pm-Presión máxima admisible tambor.

pa. Presión en el punto máximo. $p_a \leq p_m$

θ Angulo de inicio y final de material.



CÁLCULO DE EMBRAGUES Y FRENOS

4. E. Y F. DE TAMBOR (CON ZAPATAS INTERNAS)

$$M_N = \int dN(a \sin \theta) = \frac{p_a b r a}{\sin \theta_a} \int_{\theta_1}^{\theta_2} \sin^2 \theta d\theta$$

$$M_N = \int dN(a \sin \theta) = \frac{p_a b r a}{\sin \theta_a} \int_{\theta_1}^{\theta_2} \frac{1 - \cos(2\theta)}{2} d\theta$$

$$M_N = \frac{p_a b r a}{\sin \theta_a} \int_{\theta_1}^{\theta_2} \frac{1}{2} d\theta + \int_{\theta_1}^{\theta_2} \frac{-\cos(2\theta)}{2} d\theta$$

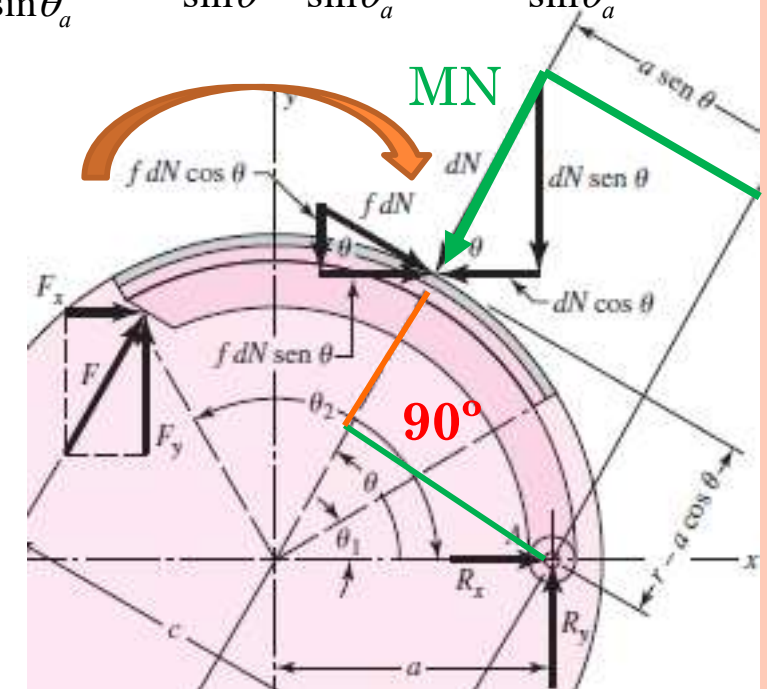
$$M_N = \frac{p_a b r a}{\sin \theta_a} \left[\frac{(\theta_2 - \theta_1)}{2} - \frac{(\sin 2\theta_2 - \sin 2\theta_1)}{4} \right]$$

$$1 = \sin^2 \theta + \cos^2 \theta \rightarrow \cos^2 \theta = 1 - \sin^2 \theta$$

$$\cos(2\theta) = \cos^2 \theta - \sin^2 \theta = 1 - 2\sin^2 \theta$$

$$\sin^2 \theta = \frac{1 - \cos(2\theta)}{2}$$

$$dN = p b r d\theta = p_a b r \frac{\sin \theta}{\sin \theta_a} d\theta \quad \frac{p}{\sin \theta} = \frac{p_a}{\sin \theta_a} \Rightarrow p = \frac{p_a}{\sin \theta_a} \sin \theta$$



b- Ancho tambor.

a- distancia centro tambor a centro articulación

r-radio tambor.

f o μ coeficiente de rozamiento.

pm-Presión máxima admisible tambor.

pa. Presión en el punto máximo. $p_a \leq p_m$

θ Angulo de inicio y final de material.

CÁLCULO DE EMBRAGUES Y FRENOS

4. E. Y F. DE TAMBOR (CON ZAPATAS INTERNAS)

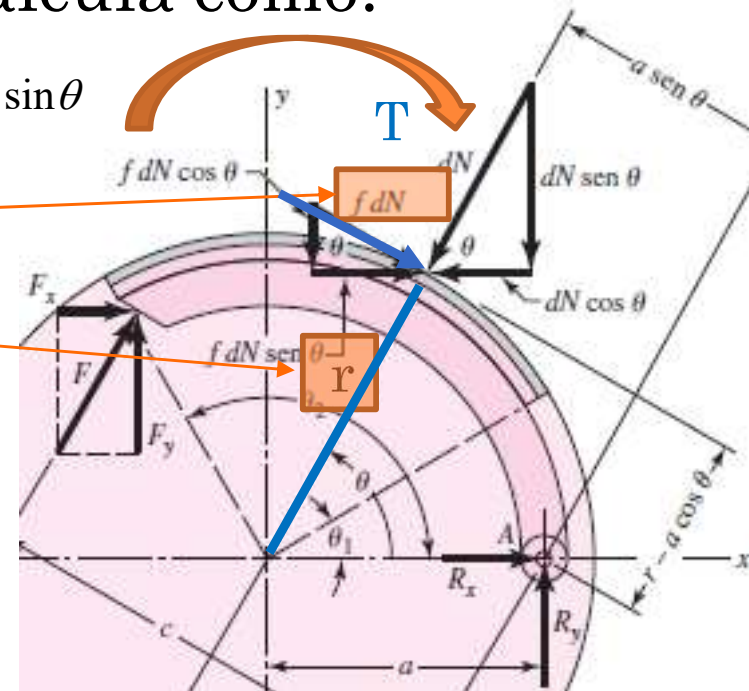
Límites integración de θ_1 y θ_2

- El momento aplicado al tambor de freno (**capacidad de frenado**) se calcula como:

$$dN = p \cdot b \cdot r \cdot d\theta = p_a \cdot b \cdot r \cdot \frac{\sin \theta}{\sin \theta_a} d\theta \quad \frac{p}{\sin \theta} = \frac{p_a}{\sin \theta_a} \Rightarrow p = \frac{p_a}{\sin \theta_a} \sin \theta$$

$$T = \int f \cdot r \cdot dN = \frac{\mu p_a b r^2}{\sin \theta_a} \int_{\theta_1}^{\theta_2} \sin \theta d\theta =$$
$$= \frac{\mu p_a b r^2 (\cos \theta_1 - \cos \theta_2)}{\sin \theta_a}$$

$$T = \frac{\mu p_a b r^2 (\cos \theta_1 - \cos \theta_2)}{\sin \theta_a}$$



pa= pm capacidad máxima del freno

CÁLCULO DE EMBRAGUES Y FRENOS

4. E. Y F. DE TAMBOR (CON ZAPATAS INTERNAS)

- El efecto autoenergizante se pierde si se invierte la rotación, ya que el sentido de las fuerzas de fricción cambia.

$$F = \frac{M_N + M_f}{c}$$

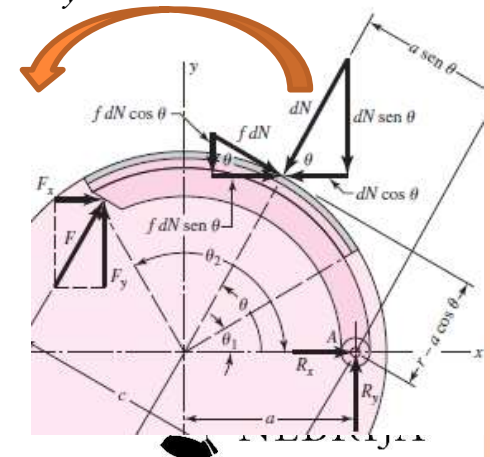
- Y las reacciones en los apoyos quedan :

$$R_x = \int dN \cos \theta + \int \mu dN \sin \theta - F_x = \frac{p_a b r}{\sin \theta_a} (A + \mu B) - F_x$$

$$R_y = \int dN \sin \theta - \int \mu dN \cos \theta - F_y = \frac{p_a b r}{\sin \theta_a} (B - \mu A) - F_y$$

$$A = \int_{\theta_1}^{\theta_2} \sin \theta \cos \theta d\theta = \left(\frac{1}{2} \sin^2 \theta \right)_{\theta_1}^{\theta_2}$$

$$B = \int_{\theta_1}^{\theta_2} \sin^2 \theta d\theta = \left(\frac{\theta}{2} - \frac{1}{4} \sin 2\theta \right)_{\theta_1}^{\theta_2}$$



CÁLCULO DE EMBRAGUES Y FRENOS

4. E. Y F. DE TAMBOR (CON ZAPATAS INTERNAS)

- Las ecuaciones anteriores se basan en las siguientes **hipótesis**:
 - a) La **presión** en un punto de contacto en la zapata es **proporcional a la altura sobre el talón**, siendo nula en él.
 - b) El efecto de la **fuerza centrífuga** es **despreciable**. En el diseño de embragues, el efecto de esta fuerza se debe tener en cuenta en las ecuaciones de equilibrio estático.
 - c) Se considera la **zapata rígida** y se desprecia el efecto de la **deformación**.
 - d) Se considera que el **coeficiente de rozamiento es constante** e independiente de las condiciones de contacto (temperatura, desgaste, medio ambiente, etc.)
- **Importante**: Cuando se usan estas ecuaciones, el sistema de referencia siempre tiene su **origen en el centro del tambor**.
- El eje **x positivo** se toma **a través del pasador** de la articulación.
- El eje **y positivo** siempre está **en la dirección de la zapata**, incluso si esto genera un sistema de mano izquierda.

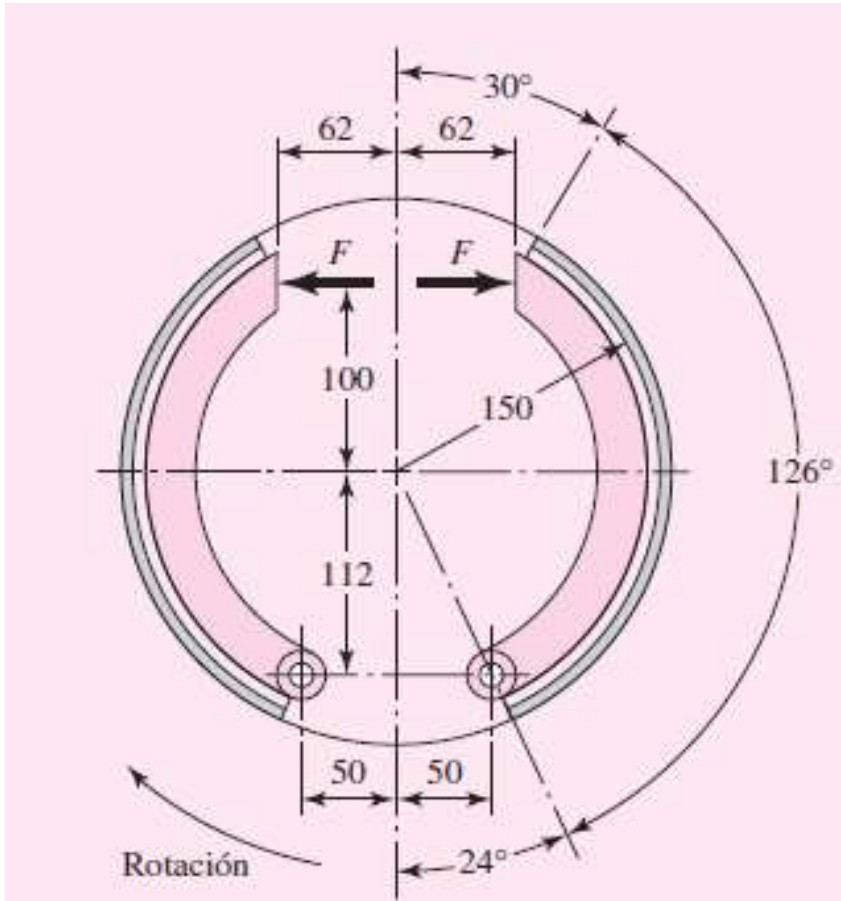
CÁLCULO DE EMBRAGUES Y FRENOS

4. E. Y F. DE TAMBOR (CON ZAPATAS INTERNAS)

Ejemplo 1.

Ej 16-2. Shigley. Pág. 817.

El freno de la figura tiene 300 mm de diámetro y se acciona mediante un mecanismo que ejerce la misma fuerza F en cada zapata. Éstas son idénticas y tienen un ancho de cara de 32 mm. El forro es de asbesto moldeado con un coeficiente de fricción de 0,32 y una limitación de presión de 1000 kPa. Calcule el máximo de



$$T = T_{der} + T_{izq}.$$

Simétricos resultados de formulas parecidos excepto signos.

- a) La fuerza de accionamiento F
- b) La capacidad de frenado
- c) Las reacciones en el pasador de la articulación.

CÁLCULO DE EMBRAGUES Y FRENOS

4. E. Y F. DE TAMBOR (CON ZAPATAS INTERNAS)

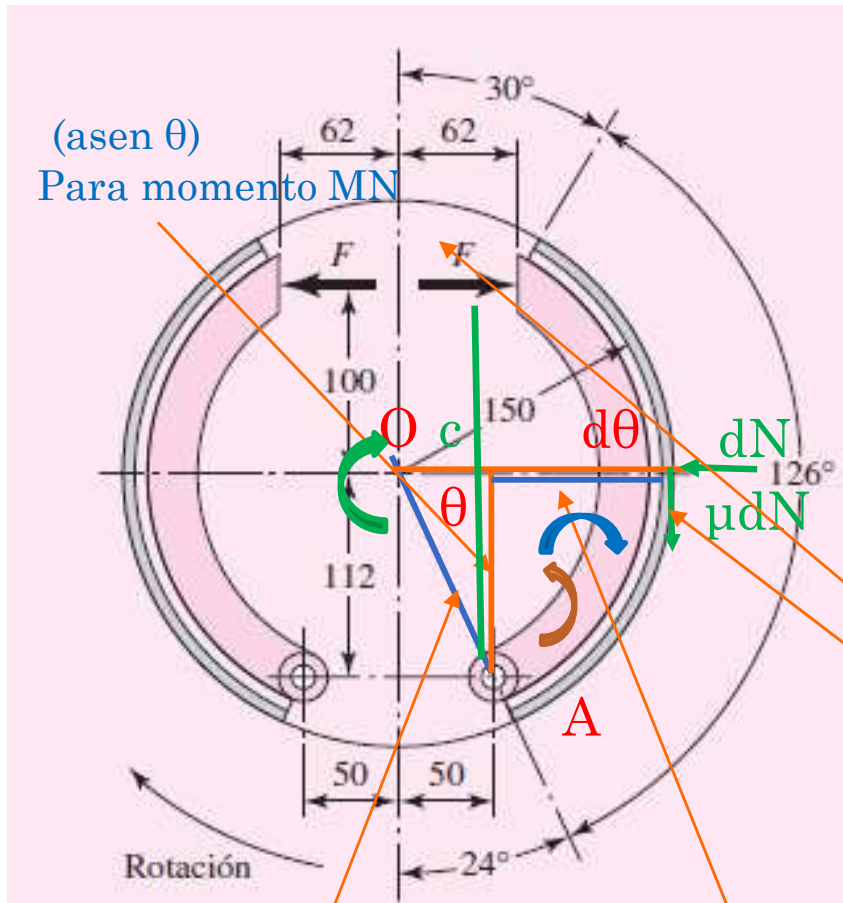
Ejemplo 1.

Ej 16-2. Shigley. Pág. 817.

El freno de la figura tiene **300 mm de diámetro** y se acciona mediante un mecanismo que ejerce la misma **fuerza F** en cada zapata. Éstas son idénticas y tienen un **ancho de cara b de 32 mm**. El forro es de asbesto moldeado con un **coeficiente de fricción de 0,32** y una **limitación de presión de 1000 kPa**. Calcule el máximo de

- La fuerza de accionamiento F
- La capacidad de frenado
- Las reacciones en el pasador de la articulación

Energizante ayuda



Línea referencia =AO

$$\theta_1=0^\circ, \theta_2=126^\circ, \theta_a=90^\circ$$

$$a=\sqrt{50^2 + 112^2} = 122,6$$

(r-acos θ)

Para momento M_f

CÁLCULO DE EMBRAGUES Y FRENOS

4. E. Y F. DE TAMBOR (CON ZAPATAS INTERNAS)

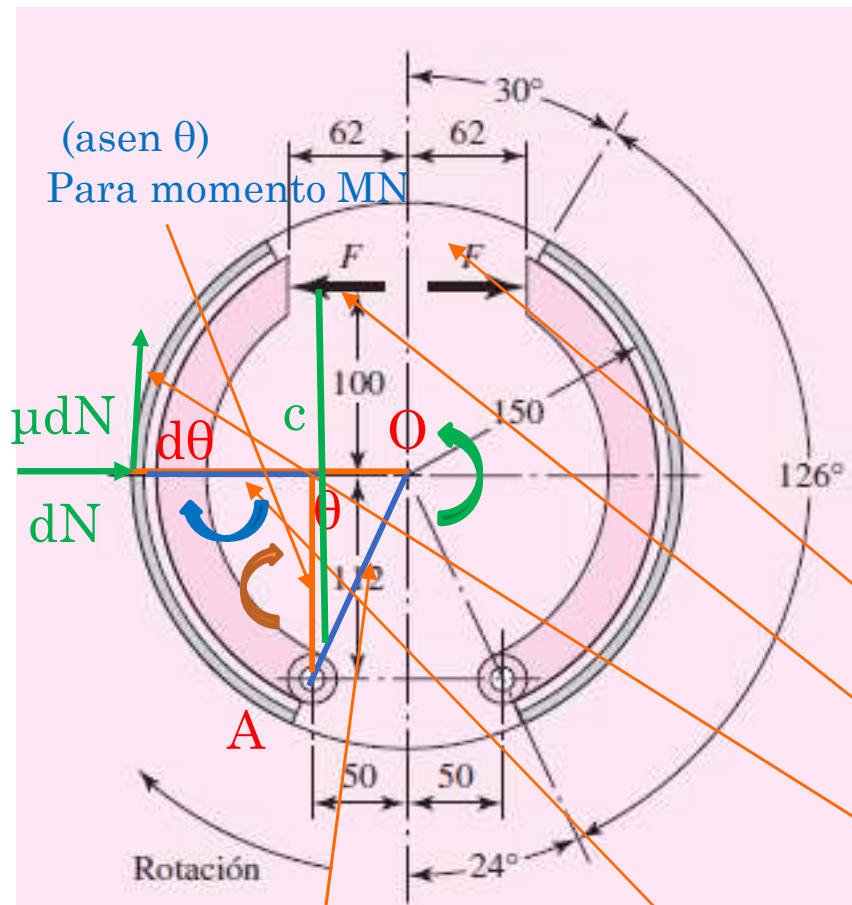
Ejemplo 1.

Ej 16-2. Shigley. Pág. 817.

El freno de la figura tiene **300 mm de diámetro** y se acciona mediante un mecanismo que ejerce la misma **fuerza F** en cada zapata. Éstas son idénticas y tienen un **ancho de cara b de 32 mm**. El forro es de asbesto moldeado con un **coeficiente de fricción de 0,32** y una **limitación de presión de 1000 kPa**. Calcule el máximo de

- La fuerza de accionamiento F
- La capacidad de frenado
- Las reacciones en el pasador de la articulación.

No energizante. Impide.



Línea referencia = AO

$\theta_1 = 0^\circ$, $\theta_2 = 126^\circ$, $\theta_a = 90^\circ$

$a = \sqrt{50^2 + 112^2}$

($\cos \theta - r$)

Para momento M_f

$$MF = M_1F + M_2F = MN - M_f + MN + M_f = 2 MN$$

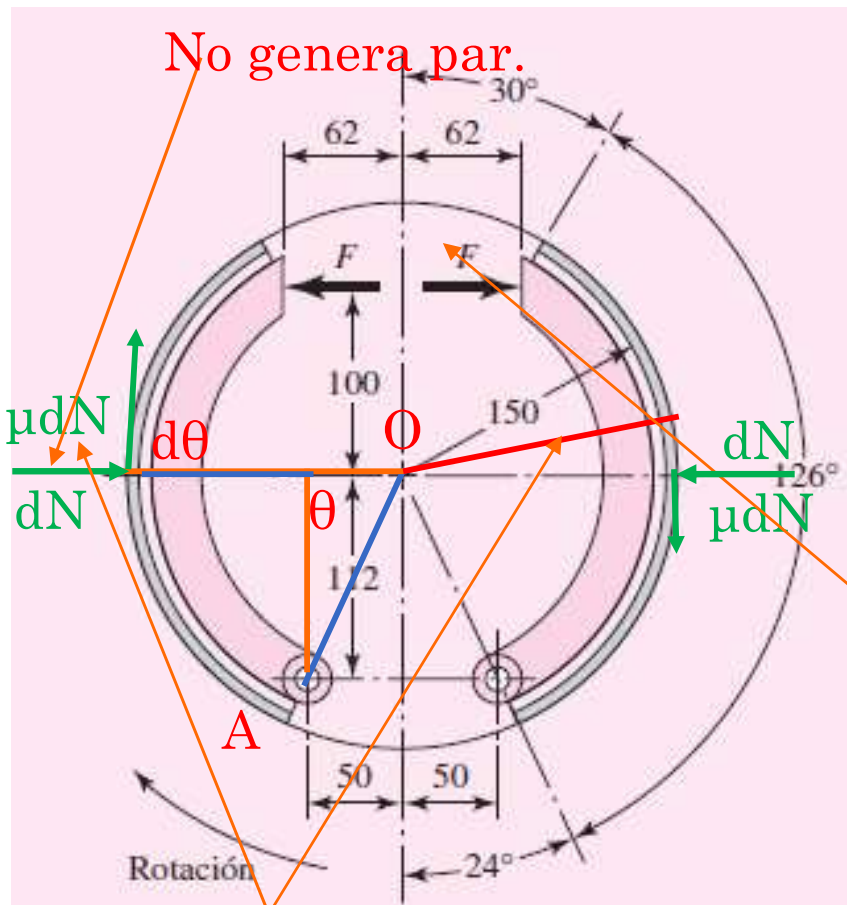
CÁLCULO DE EMBRAGUES Y FRENOS

4. E. Y F. DE TAMBOR (CON ZAPATAS INTERNAS)

Ejemplo 1.

Ej 16-2. Shigley. Pág. 817.

El freno de la figura tiene **300 mm de diámetro** y se acciona mediante un mecanismo que ejerce la misma **fuerza F** en cada zapata. Éstas son idénticas y tienen un **ancho de cara de 32 mm**. El forro es de asbesto moldeado con un **coeficiente de fricción de 0,32** y una **limitación de presión de 1000 kPa**. Calcule el máximo



$$T = \int r \cdot f \cdot dN = \frac{\mu p_a b r^2 (\cos \theta_1 - \cos \theta_2)}{\sin \theta_a}$$

La p_a de la zapata energizante llegará antes a p_m .

Esto limitará el par de la otra zapata porque la fuerza no será la máxima.

a) La fuerza de accionamiento F

b) La capacidad de frenado

c) Las reacciones en el pasador de la articulación.

$$F = \frac{M_N - M_f}{c}$$

$$T = T_1 + T_2$$

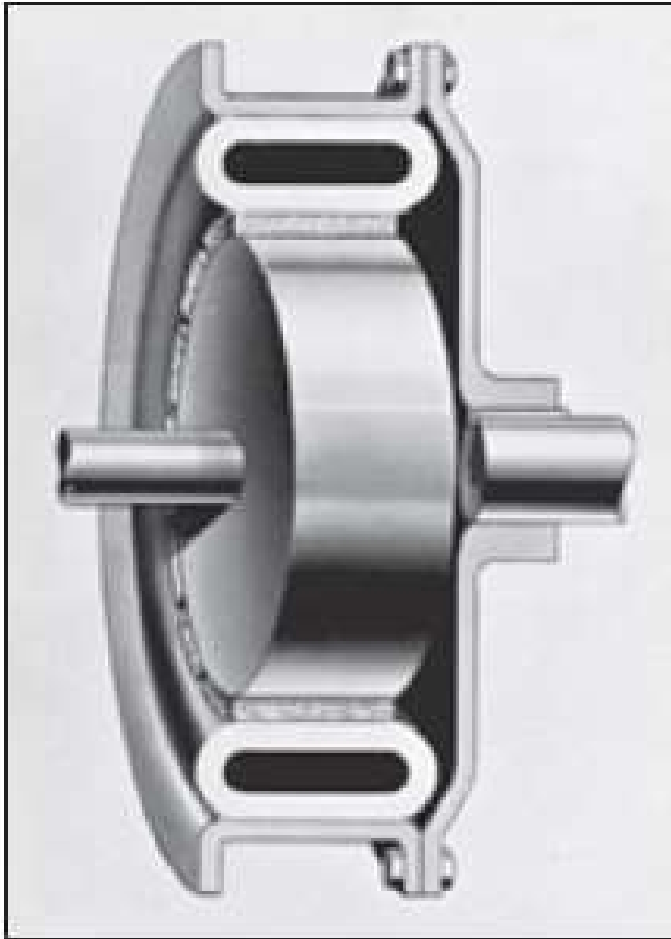
$$T_1 < T_2$$

Con F sabemos p_a en no energizante

Casi igual anterior.

CÁLCULO DE EMBRAGUES Y FRENOS

5. E. Y F. DE TAMBOR (CON ZAPATAS EXTERNAS)



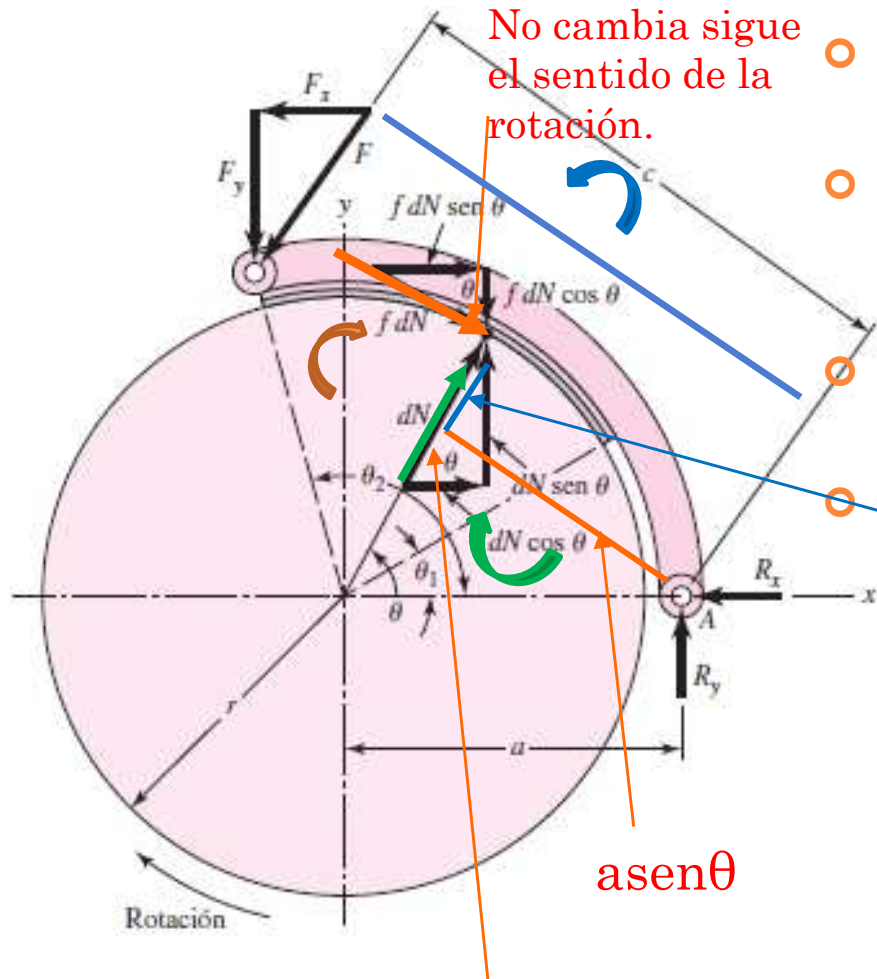
- En esta sección se estudian los frenos y embragues con zapatas externas articuladas.
- Los métodos que se vean se pueden adaptar a otros tipos de actuación.
- Mecanismos de operación:
 1. Solenoides
 2. Palancas, eslabonamientos o palanquillas de codo
 3. Eslabonamiento con carga por resorte.
 4. Hidráulicos y neumáticos.

Fuerzas sobre la zapata.

$$dN = p \cdot br \cdot d\theta = p_a \cdot br \cdot \frac{\sin \theta}{\sin \theta_a} d\theta \quad p = \frac{p_a}{\sin \theta_a} \sin \theta$$

CÁLCULO DE EMBRAGUES Y FRENOS

5. E. Y F. DE TAMBOR (CON ZAPATAS EXTERNAS)



- La notación este tipo de zapatas se muestra en la figura.
- Los momentos de las fuerzas de fricción y normal son los mismos que los de zapatas internas.
- Ambos momentos dan valores positivos cuando se emplean zapatas externas.
- La fuerza de accionamiento F debe ser suficientemente grande para equilibrar ambos momentos:

$$M_f = \frac{\mu p_a b r}{\sin \theta_a} \int_{\theta_1}^{\theta_2} \sin \theta (r - a \cos \theta) d\theta$$

$$M_N = \frac{p_a b r a}{\sin \theta_a} \int_{\theta_1}^{\theta_2} \sin^2 \theta d\theta$$

$$F = \frac{M_N + M_f}{c}$$

M_f sentido contrario F .
Impide frenado, se suma la fuerza.

Cambia dirección de la Normal y de la Fuerza.

CÁLCULO DE EMBRAGUES Y FRENOS

5. E. Y F. DE TAMBOR (CON ZAPATAS EXTERNAS)

- De forma análoga se calculan las reacciones R_x y R_y en el talón.

$$R_x = \int dN \cos \theta + \int \mu dN \sin \theta - F_x = \frac{p_a br}{\sin \theta_a} (A + \mu B) - F_x$$

$$R_y = -\int dN \sin \theta + \int \mu dN \cos \theta + F_y = \frac{p_a br}{\sin \theta_a} (-B + \mu A) + F_y$$

$$A = \int_{\theta_1}^{\theta_2} \sin \theta \cos \theta d\theta = \left(\frac{1}{2} \sin^2 \theta \right)_{\theta_1}^{\theta_2}$$

$$B = \int_{\theta_1}^{\theta_2} \sin^2 \theta d\theta = \left(\frac{\theta}{2} - \frac{1}{4} \sin 2\theta \right)_{\theta_1}^{\theta_2}$$

Idem anterior excepto signos.

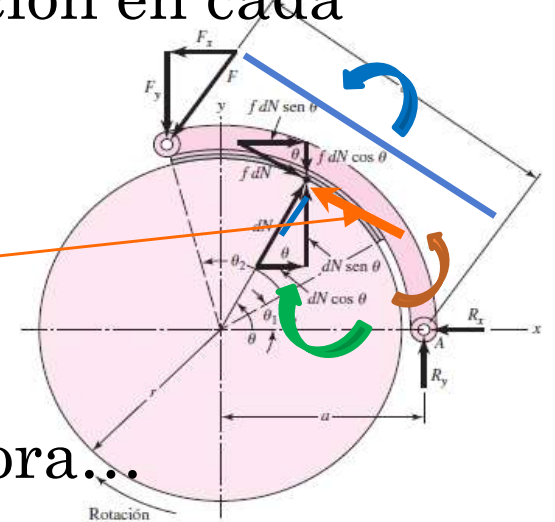
CÁLCULO DE EMBRAGUES Y FRENOS

5. E. Y F. DE TAMBOR (CON ZAPATAS EXTERNAS)

- Si la rotación es en sentido contrario al de las manecillas del reloj, se invierte el sentido del término de fricción en cada ecuación.

$$F = \frac{M_N - M_f}{c}$$

- Y existe autoenergizado para esta rotación.
- La reacciones horizontal y vertical quedan ahora...



$$R_x = \frac{p_a b r}{\sin \theta_a} (A - \mu B) - F_x$$

$$R_y = \frac{p_a b r}{\sin \theta_a} (-B - \mu A) + F_y$$

Idem anterior excepto signos.

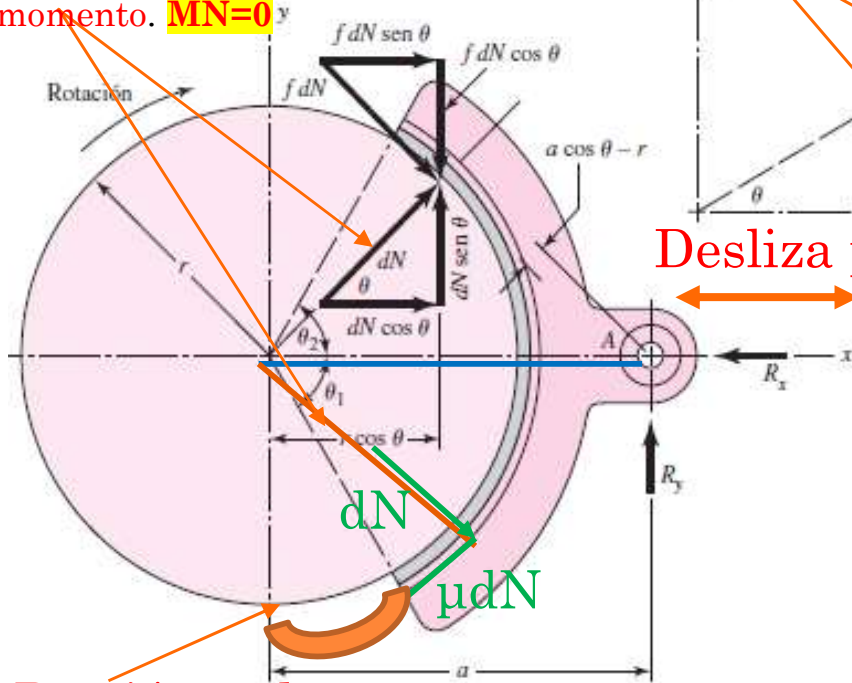
$$A = \int_{\theta_1}^{\theta_2} \sin \theta \cos \theta d\theta = \left(\frac{1}{2} \sin^2 \theta \right)_{\theta_1}^{\theta_2}$$

$$B = \int_{\theta_1}^{\theta_2} \sin^2 \theta d\theta = \left(\frac{\theta}{2} - \frac{1}{4} \sin 2\theta \right)_{\theta_1}^{\theta_2}$$

CÁLCULO DE EMBRAGUES Y FRENOS

5. E. Y F. DE TAMBOR (CON ZAPATAS EXTERNAS)

Simétrico dN en y se anula y en dirección x no genera momento. **$MN=0$**



iguales

Desliza para crear o separar contacto.

- **Caso especial.** Pivote simétrico y fuerzas de fricción respecto al pivote

cero. **Distribución de presiones**

- Se hace la hipótesis de **desgaste cilíndrico, máximo en $\theta = 0$:**

$$p(\theta) = p_a \cos \theta$$

Relación entre presión máxima y presión en cualquier punto

- Estudio de fuerzas: **Equilibrio de fuerzas.**

$$dN = p b r d\theta = p_a b r \cos \theta d\theta$$

Presión nula.

- La distancia **a** hasta el pivote se elige cuando se halla el lugar en donde el momento de las fuerzas de fricción **M_f** es cero y preservando la simetría ($\theta_1 = \theta_2$)

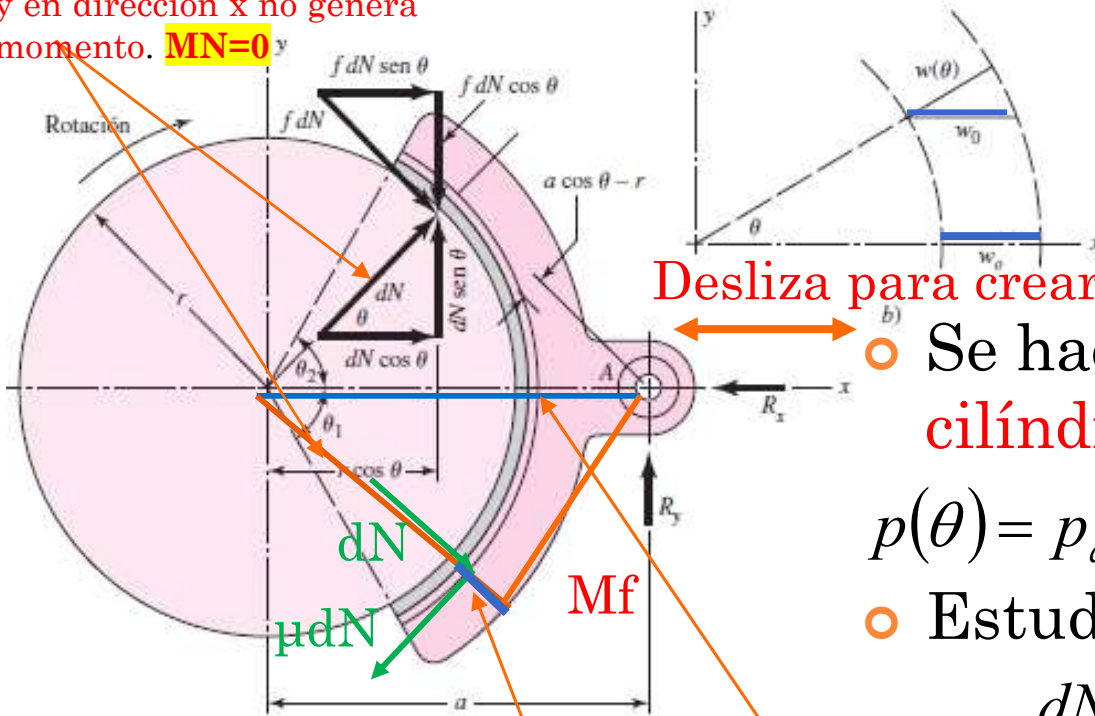
$$M_f = 2 \int_0^{\theta_2} (\mu dN) (a \cos \theta - r) = 0 \rightarrow a = \frac{4r \sin \theta_2}{2\theta_2 + \sin 2\theta_2}$$

$$M_f = \frac{\mu p_a b r}{\sin \theta_a} \left[-r(\cos \theta_2 - \cos \theta_1) - \frac{a}{2}(\sin^2 \theta_2 - \sin^2 \theta_1) \right]$$

CÁLCULO DE EMBRAGUES Y FRENOS

5. E. Y F. DE TAMBOR (CON ZAPATAS EXTERNAS)

Simétrico dN en y se anula
y en dirección x no genera
momento. **MN=0**



- **Caso especial.** Pivote simétrico y fuerzas de fricción respecto al pivote **cero.**
Desliza para crear o separar contacto.

- Se hace la hipótesis de **desgaste cilíndrico**, máximo en $\theta = 0$: (pa)

$$p(\theta) = p_a \cos \theta$$

- Estudio de fuerzas:

$$dN = p b r d\theta = p_a b r \cos \theta d\theta$$

- La distancia **a** hasta el pivote se elige cuando se halla el lugar en donde el momento de las fuerzas de fricción **Mf es cero** y preservando la simetría ($\theta_1 = \theta_2$)
2 veces por simetría.

$$M_f = 2 \int_0^{\theta_2} (\mu dN)(a \cos \theta - r) = 0 \rightarrow a = \frac{4r \sin \theta_2}{2\theta_2 + \sin 2\theta_2}$$

Los dos momentos son cero.
Al empujar el momento no
gira la articulación y el
desgaste es simétrico.

$$M_f = \frac{\mu p_a br}{\sin \theta_a} \left[-r(\cos \theta_2 - \cos \theta_1) - \frac{a}{2}(\sin^2 \theta_2 - \sin^2 \theta_1) \right] \quad dN = p \cdot b \cdot r \cdot d\theta = p_a \cdot b \cdot r \cdot \frac{\sin \theta}{\sin \theta_a} d\theta \quad \frac{p}{\sin \theta} = \frac{p_a}{\sin \theta_a} \Rightarrow p = \frac{p_a}{\sin \theta_a} \sin \theta$$

$$p(\theta) = p_a \cos \theta \quad dN = p b r d\theta = p_a b r \cos \theta d\theta$$

$$M_f = \int_0^{\theta_2} \mu \cdot dN (a \cos \theta - r) = 2\mu p_a b r \int_0^{\theta_2} (r - a \cos \theta) \cos \theta d\theta$$

$$M_f = 2\mu p_a b r \left(r \int_0^{\theta_2} \cos \theta d\theta - a \int_0^{\theta_2} \cos^2 \theta d\theta \right) = 2\mu p_a b r \left(r \sin \theta_2 - r \sin 0 - a \int_0^{\theta_2} \cos^2 \theta d\theta \right)$$

$$r \sin \theta_2 = a \int_0^{\theta_2} \frac{1 + \cos(2\theta)}{2} d\theta = \frac{a}{2}(\theta_2) + \frac{a}{2} \int_0^{\theta_2} \cos(2\theta) d\theta = \frac{a}{2} \left(\theta_2 + \frac{1}{2} \sin 2\theta_2 - 0 \right) = \frac{a}{4} (2\theta_2 + \sin 2\theta_2)$$

$$\begin{cases} 1 = \sin^2 \theta + \cos^2 \theta \\ \cos(2\theta) = \cos^2 \theta - \sin^2 \theta \end{cases} \rightarrow 1 + \cos(2\theta) = 2\cos^2 \theta$$

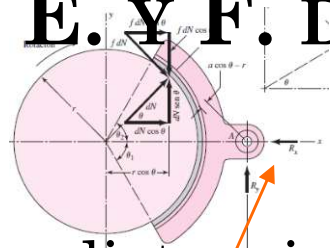
$$\cos^2 \theta = \frac{1 + \cos(2\theta)}{2}$$

$$r \sin \theta_2 = \frac{a}{4} (2\theta_2 + \sin 2\theta_2)$$

$$M_f = 2 \int_0^{\theta_2} (\mu dN)(a \cos \theta - r) = 0 \rightarrow a = \frac{4r \sin \theta_2}{2\theta_2 + \sin 2\theta_2}$$

CÁLCULO DE EMBRAGUES Y FRENOS

5. E. Y F. DE TAMBOR (CON ZAPATAS EXTERNAS)



$$p(\theta) = p_a \cos \theta \quad dN = p b r d\theta = p_a b r \cos \theta d\theta$$

$$\cos^2 \theta = \frac{1 + \cos(2\theta)}{2}$$

- La distancia a depende de la distribución de la presión.
- La ubicación incorrecta del pivote provoca que M_f sea cero respecto a una ubicación diferente y el desgaste sea asimétrico, lo que hará que se deba reemplazar prematuramente el forro de la zapata.
- Con el pivote bien ubicado el momento respecto al pasador es cero y las reacciones están dadas por

$$R_x = 2 \int_0^{\theta_2} dN \cos \theta = \frac{p_a b r}{2} (2\theta_2 + \sin 2\theta_2) = -N$$

$$R_y = 2 \int_0^{\theta_2} \mu dN \cos \theta = \frac{p_a b r \mu}{2} (2\theta_2 + \sin 2\theta_2) = -\mu N$$

$$T = a \mu N \quad T = 2 \mu p_a b r^2 \sin \theta_2$$

$$T = 2 \int_0^{\theta_2} r \mu dN = 2 \int_0^{\theta_2} r \cdot \mu \cdot p \cdot b \cdot r \cdot \cos \theta d\theta$$

$$T = 2 \int_0^{\theta_2} r^2 \cdot \mu \cdot p \cdot b \cdot \cos \theta d\theta$$

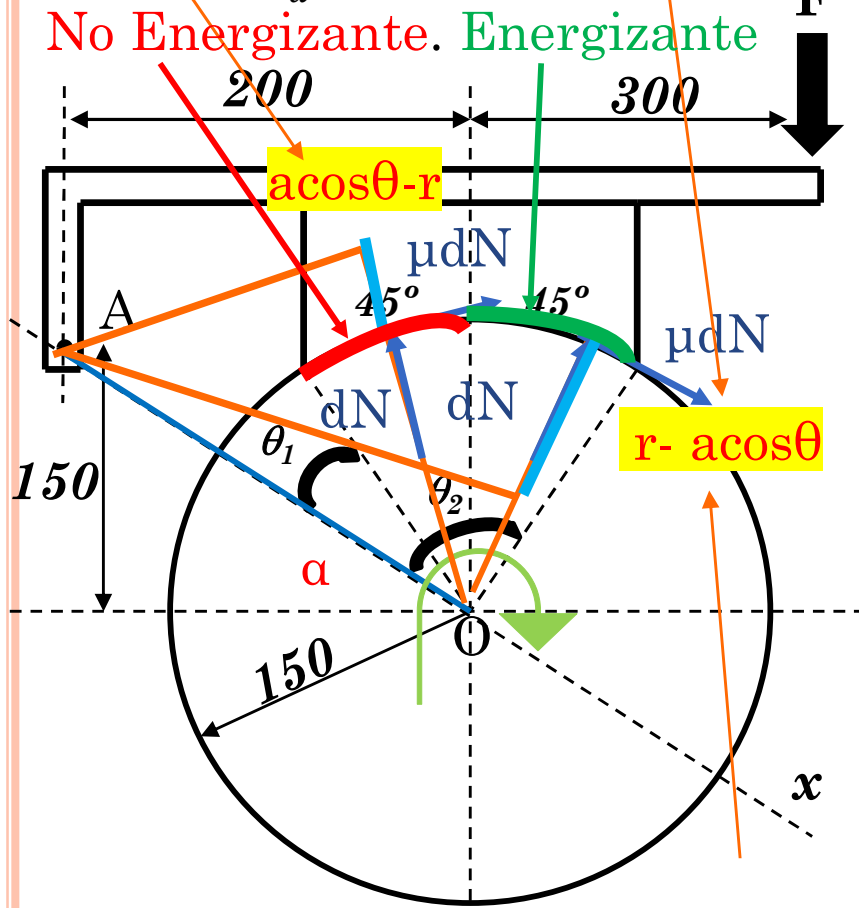
$$p(\theta) = p_a \cos \theta$$

CÁLCULO DE EMBRAGUES Y FRENOS

5. E. Y F. DE TAMBOR (CON ZAPATAS EXTERNAS)

$$M_f = \frac{\mu p_a b r}{\sin \theta_a} \int_{\theta_1}^{\theta_2} \sin \theta (r - a \cos \theta) d\theta \quad F = \frac{M_N - M_f}{c} \text{ ayuda. Tiende a unir.}$$

$$M_f = -\frac{\mu p_a b r}{\sin \theta_a} \int_{\theta_1}^{\theta_2} \sin \theta (r - a \cos \theta) d\theta \quad F = \frac{M_N + M_f}{c} \text{ impide. Tiende a separar.}$$



Ejemplo 2.

El freno de la figura tiene un ancho de cara de $b=45\text{mm}$. El material de fricción permite una presión máxima de $p_a=550\text{ kPa}$ con un coeficiente de fricción $\mu=0.24$.

Se pide:

- Determinar la $F_{\text{máxima}}$
- La capacidad del freno
- Si la velocidad del eje es 100 rpm y el freno se aplica durante 5 segundos a plena capacidad hasta detener el eje. ¿Qué cantidad de calor se genera?

$$\alpha = \arctan(150/200) = 0,64 \text{ rad} = 36,9^\circ$$

$$\theta_1 = 45^\circ - \alpha = 45 - 36,9 = 8,1^\circ \quad \theta = 90^\circ + \theta_1 = 98,1^\circ$$

Dr. José Luis Olazagoitia y MABH

$$E = \int_0^{t_1} P_{ot_{dis}} dt = \frac{I_1 \cdot I_2 \cdot (\omega_1 - \omega_2)^2}{2 \cdot (I_1 + I_2)}$$

UNIVERSIDAD
DE BILBAO

CÁLCULO DE EMBRAGUES Y FRENOS

6. E. Y F. DE CINTA O DE BANDA

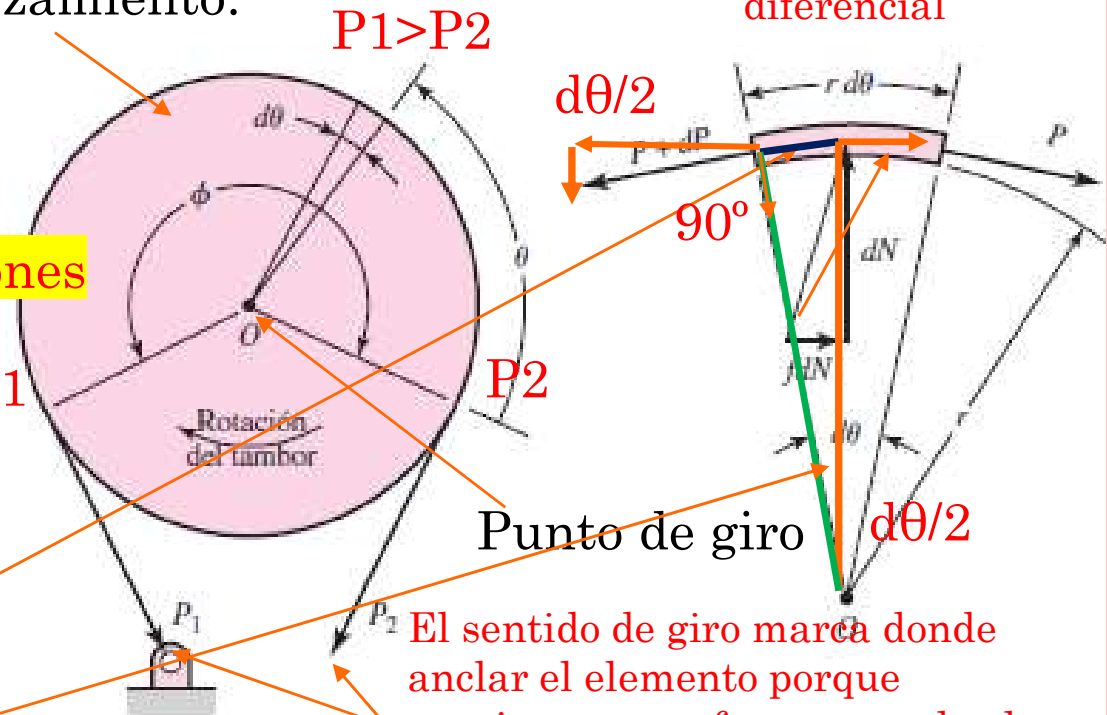
Frenado por rozamiento.

Equilibrio en elemento diferencial

- Funcionan mediante una cinta o banda flexible de fricción. **Distribución de presiones**

- Debido a la fricción, la fuerza P_2 es menor que la fuerza en el punto de retención P_1 .

- Cualquier elemento de la banda está en equilibrio...



Eje y

$$(P + dP) \sin \frac{d\theta}{2} + P \sin \frac{d\theta}{2} - dN = 0 \rightarrow dN = P d\theta$$

Eje x

$$(P + dP) \cos \frac{d\theta}{2} - P \cos \frac{d\theta}{2} - \mu dN = 0 \rightarrow dP - \mu dN = 0$$

Equilibrio de fuerzas.

El sentido de giro marca donde anclar el elemento porque requiere menos fuerza, ayuda el rozamiento. La tensión disminuye en ese sentido.

P_1, P_2 , Fuerzas
 r radio.

b ancho.

f/μ rozamiento.

T par frenado.

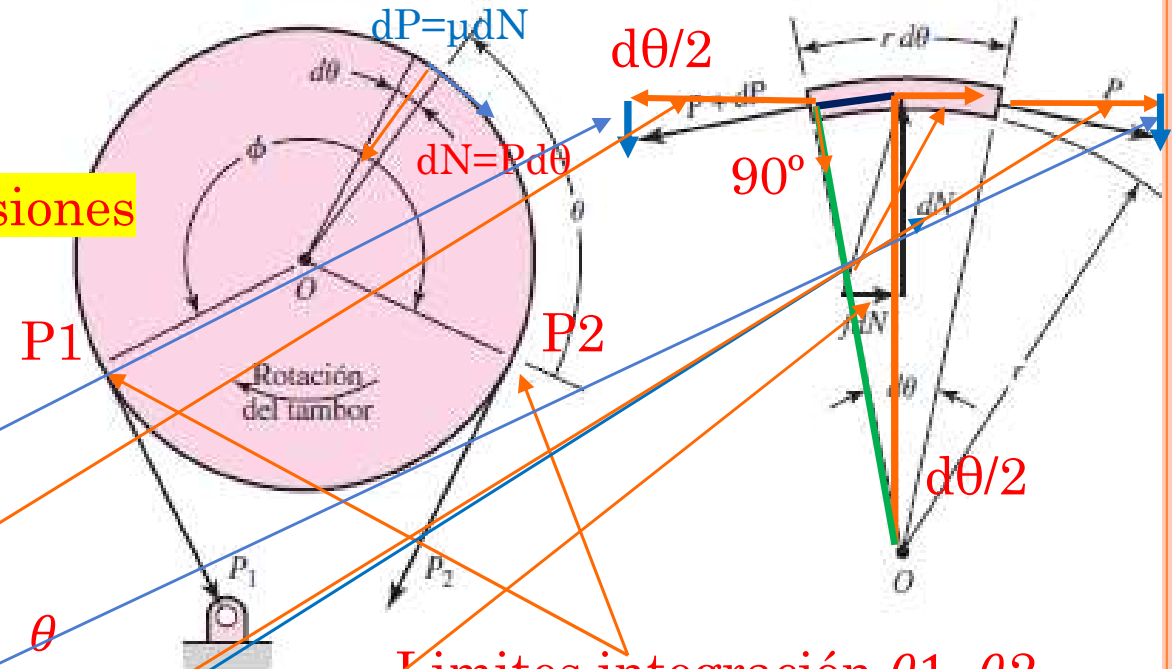
CÁLCULO DE EMBRAGUES Y FRI

6. E. Y F. DE CINTA O DE BANDA

P_1, P_2 , Fuerzas
 r radio.
 b ancho.
 f/μ rozamiento.
 T par frenado.

$$P_1 > P > P_2$$

- Funcionan mediante una cinta o banda flexible de fricción. **Distribución de presiones**
- Debido a la fricción, la fuerza P_2 es menor que la fuerza en el punto de retención P_1 .
- Cualquier elemento de la banda está en equilibrio...



$$\text{Eje } y \quad (P + dP) \sin \frac{d\theta}{2} + P \sin \frac{d\theta}{2} - dN = 0 \rightarrow dN = P d\theta$$

$$\text{Eje } x \quad (P + dP) \cos \frac{d\theta}{2} - P \cos \frac{d\theta}{2} - \mu dN = 0 \rightarrow dP - \mu dN = 0$$

Limites integración θ_1, θ_2

Equilibrio de fuerzas.

Aproximación de Taylor

$$f(x) \approx f(x_0) + f'(x_0) \cdot (x - x_0) + \frac{f''(x_0)}{2!} \cdot (x - x_0)^2 + \dots + \frac{f^{(n)}(x_0)}{n!} \cdot (x - x_0)^n$$

$$f(x) \approx \sum_{i=0}^n \frac{f^{(i)}(x_0)}{i!} \cdot (x - x_0)^i$$

$$d\theta/2 \approx 0, \cos \frac{d\theta}{2} \approx 1, \sin \frac{d\theta}{2} \approx \frac{d\theta}{2}$$

CÁLCULO DE EMBRAGUES Y FRENOS

6. E. Y F. DE CINTA O DE BANDA

$$dN = p \cdot b \cdot r \cdot d\theta \rightarrow P \cdot d\theta = p \cdot b \cdot r \cdot d\theta \rightarrow p = \frac{P}{br} = \frac{2P}{bD}$$

$$p_a = \frac{2P_1}{bD}$$

Relación entre presión máxima y presión en cualquier punto

- Sustituyendo dN en la segunda ecuación queda:

$$dN = Pd\theta$$

$$dP - \mu dN = 0 \rightarrow dP - \mu P d\theta = 0 \rightarrow \frac{dP}{P} = \mu d\theta \rightarrow \int_{P_2}^{P_1} \frac{dP}{P} = \mu \int_0^\varphi d\theta \rightarrow \ln \frac{P_1}{P_2} = \mu\varphi \rightarrow \frac{P_1}{P_2} = e^{\mu\varphi}$$

inmediata

Ángulo en rad.

En un ejercicio de ejes relación de tensiones que era 1 a 5.

- El par de torsión (diferencia entre los dos momentos del hilo en la entrada y en la salida).

$$T = \int \mu dN r = r \int_{P_2}^{P_1} dP \rightarrow T = (P_1 - P_2) \frac{D}{2}$$

$$\text{Poleas: } P_2 = \frac{P_1}{e^{\mu\varphi}}$$

$$T = \frac{P_1 D}{2} \left(1 - \frac{1}{e^{\mu\varphi}}\right) = \frac{p_a b D^2}{4} \left(1 - \frac{1}{e^{\mu\varphi}}\right)$$

$$p_a = \frac{2P_1}{bD} \rightarrow P_1 = p_a b D / 2$$

- La presión p y presión máxima p_a que la cinta ejerce sobre el tambor:

$$dN = Pd\theta \text{ de equilibrio}$$

$$dN = p \cdot b \cdot r \cdot d\theta \rightarrow P \cdot d\theta = p \cdot b \cdot r \cdot d\theta \rightarrow p = \frac{P}{br} = \frac{2P}{bD}$$

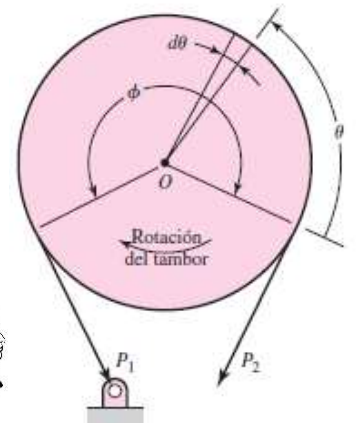
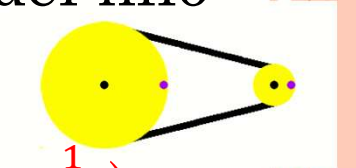
$$p_a = \frac{2P_1}{bD}$$

radio $r=D/2$

Ancho por arco

Presión N/m²

$p_m \geq p_a$



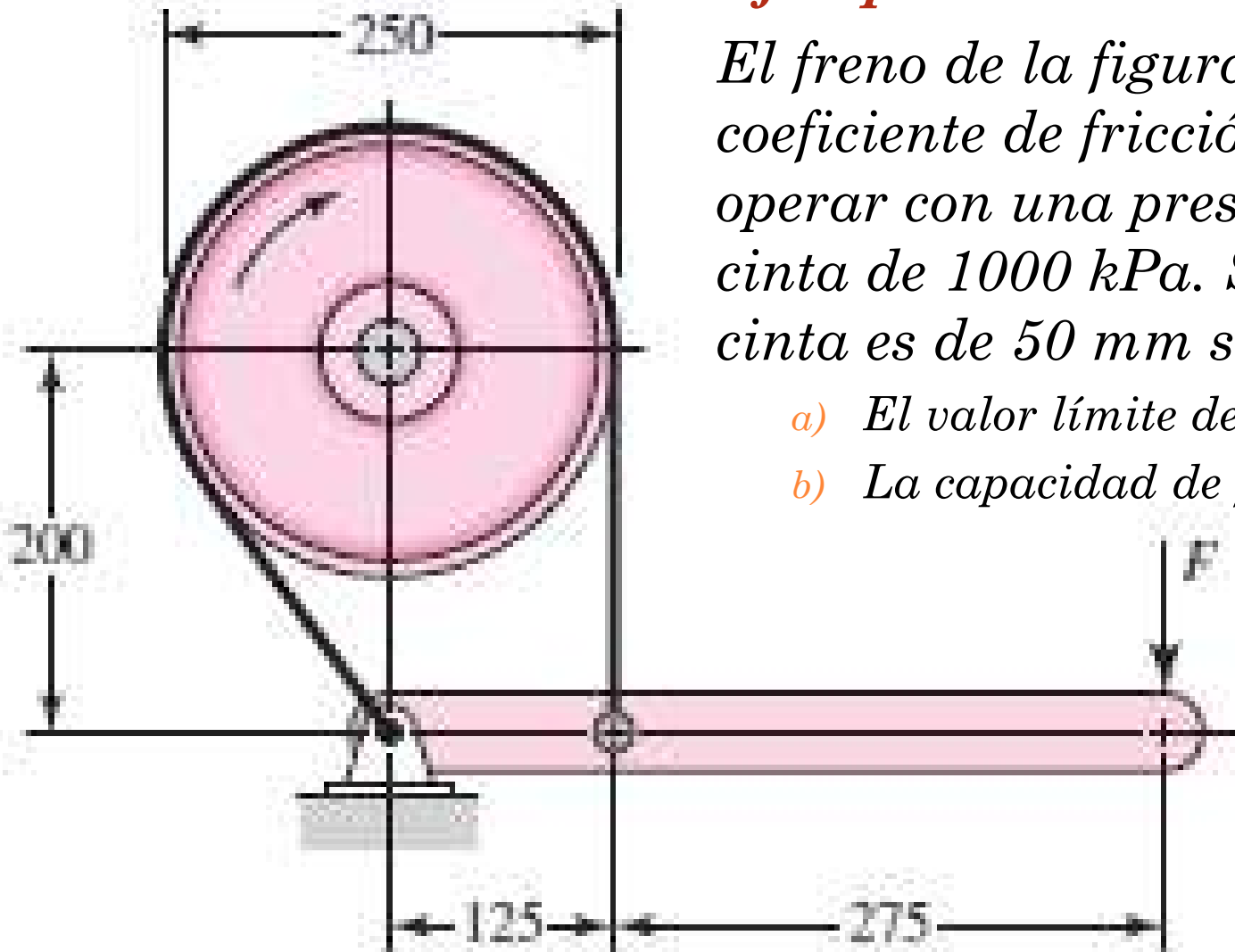
CÁLCULO DE EMBRAGUES Y FRENOS

6. E. Y F. DE CINTA O DE BANDA

Ejemplo 3

El freno de la figura tiene un coeficiente de fricción de 0.3 y ha de operar con una presión máxima en la cinta de 1000 kPa. Si el ancho de la cinta es de 50 mm se pide calcular:

- a) El valor límite de la fuerza F*
- b) La capacidad de frenado*



$$\frac{P_1}{P_2} = e^{\mu\varphi}$$

$$p_a = \frac{2P_1}{bD}$$

$$T = (P_1 - P_2) \frac{D}{2}$$

CÁLCULO DE EMBRAGUES Y FRENOS

6. E. Y F. DE CINTA O DE BANDA

Ejemplo 3

$$P_m \geq P_a$$

b

μ

El freno de la figura tiene un coeficiente de fricción de 0.3 y ha de operar con una presión máxima en la cinta de 1000 kPa. Si el ancho de la cinta es de 50 mm se pide calcular:

a) El valor límite de la fuerza F

b) La capacidad de frenado

$$p_a = \frac{2P_1}{bD} = \frac{P_1}{br} \rightarrow P_1 = p_a br$$

$$p_a = p_m \quad \frac{P_1}{P_2} = e^{\mu\phi} \rightarrow P_2 = \frac{P_1}{e^{\mu\phi}}$$

$$\phi \text{ (rad)} = \pi + \alpha$$

$$\alpha \text{ (rad)} = \arcsin\left(\frac{r}{r+B}\right)$$

$$0 = (r+B)F - rP_2$$

$$a) F = \frac{rP_2}{r+B}$$

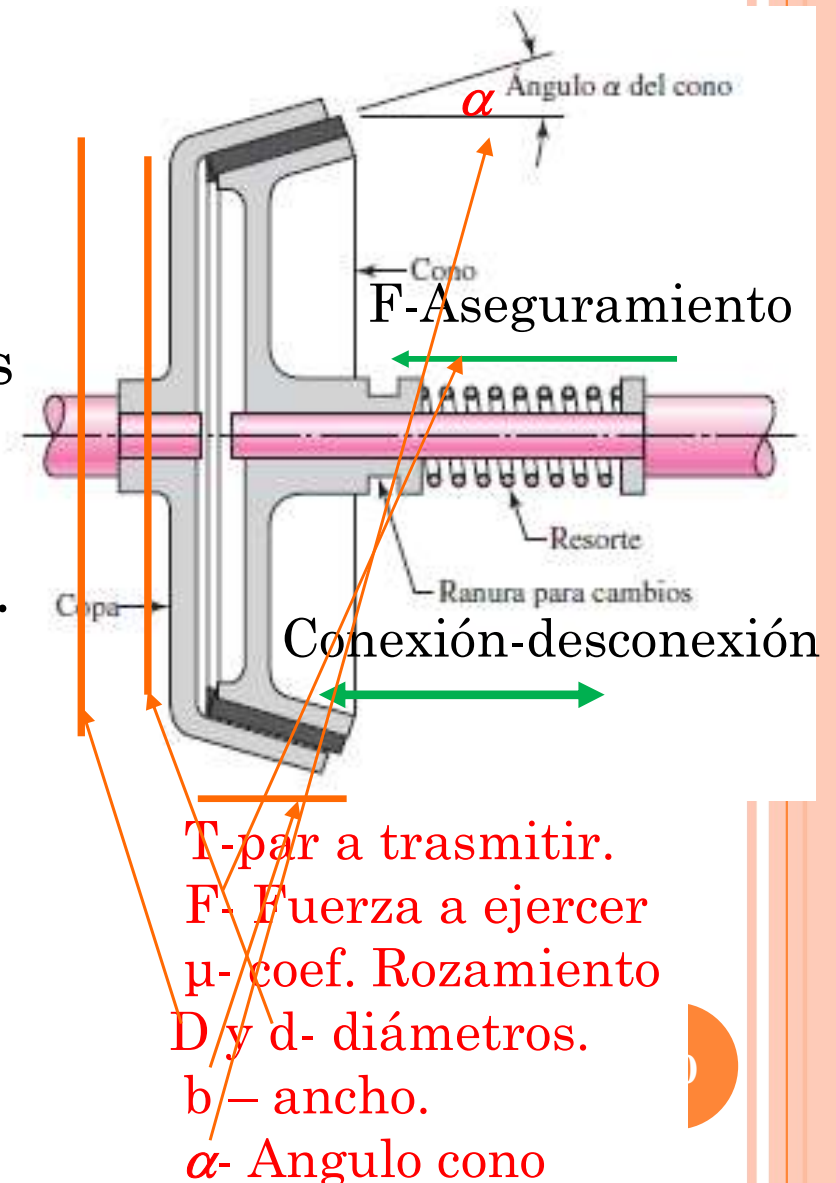
$$b) T = (P_1 - P_2) \frac{D}{2}$$

39

CÁLCULO DE EMBRAGUES Y FRENOS

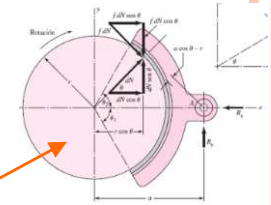
7. E. Y F. CÓNICOS DE ACCIÓN AXIAL

- En los embragues axiales, los elementos de fricción de contacto se mueven paralelos al eje de rotación.
- El embrague cónico es uno de los más antiguos. Se usa en aplicaciones sencillas. Es simple y eficaz.
- El cono se puede deslizar axialmente. **Un resorte mantiene el cierre del embrague.**
- El embrague se desconecta por un mecanismo que ajusta en la ranura de cambios.**
- El ángulo del cono α , su diámetro y ancho son parámetros de diseño.**



CÁLCULO DE EMBRAGUES Y FRENOS

7. E. Y F. CÓNICOS DE ACCIÓN AXIAL



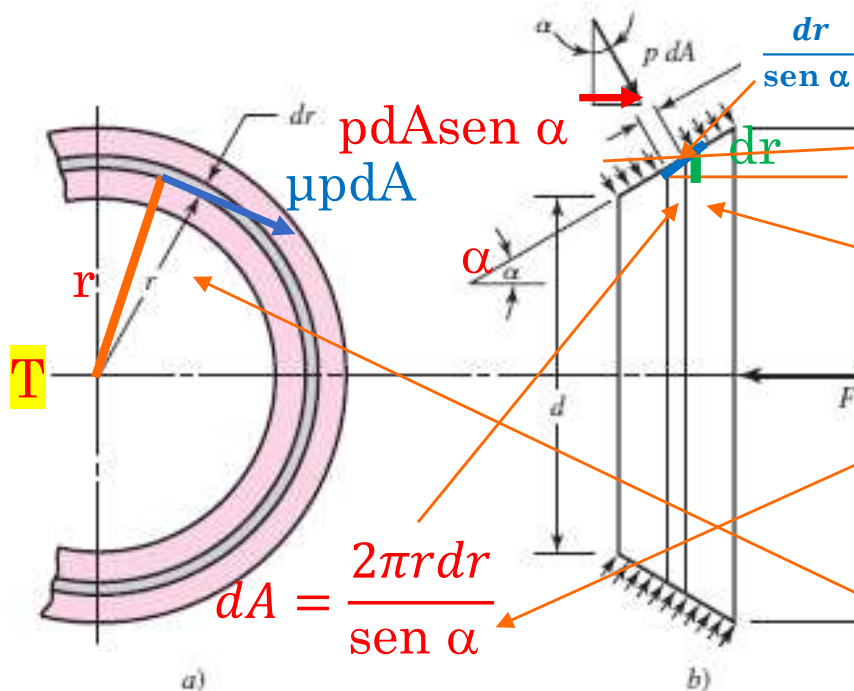
- Para hallar la relación entre la fuerza de trabajo F y el par de torsión transmitidos T se pueden emplear dos hipótesis:

- Distribución de presión uniforme (embrague nuevo)
- Desgaste uniforme (embrague usado)

Distribución de presiones

- Suponiendo distribución uniforme $p = p_a$

Relación entre presión máxima y presión en cualquier punto



$$F = \int p dA \sin \alpha = \int_{d/2}^{D/2} p_a \frac{2\pi r dr}{\sin \alpha} \sin \alpha$$

$$F = \frac{\pi p_a}{4} (D^2 - d^2)$$

Equilibrio de fuerzas.

$$T = \int \mu p dA r = \int_{d/2}^{D/2} \mu p_a \frac{2\pi r^2 dr}{\sin \alpha}$$

$$T = \frac{\mu \pi p_a}{12 \sin \alpha} (D^3 - d^3)$$

CÁLCULO DE EMBRAGUES Y FRENOS

7. E. Y F. CÓNICOS DE ACCIÓN AXIAL

Si se desequilibra el desgaste mayor tensión y se desgastará más implica autorregulación

Distribución de presiones

- Suponiendo **desgaste uniforme** en la dirección del eje de rotación

cte. Relación entre presión máxima Si $p_{xr} = \text{Cte}$, $p = p_a$ para r más pequeño, o sea, $d/2$ y presión en cualquier punto La presión disminuirá uniformemente.

- La distribución de presiones en ese caso es:

$$p = p_a \frac{d}{2r}$$

- Conocida la distribución de presiones se puede hallar la fuerza y el par de torsión:

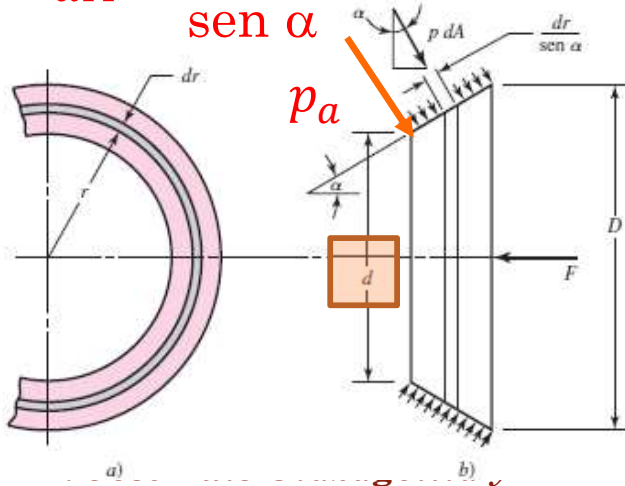
Equilibrio de fuerzas.

$$F = \int p dA \sin \alpha = \int_{d/2}^{D/2} p_a \frac{d}{2r} \frac{2\pi r dr}{\sin \alpha} \sin \alpha = \frac{\pi p_a d}{2} (D - d)$$

$$T = \int \mu \cdot p \cdot dA \cdot r = \int_{d/2}^{D/2} \mu \cdot p_a \frac{d}{2r} \frac{2\pi r dr}{\sin \alpha} r = \frac{\mu p_a \pi d}{8 \sin \alpha} (D^2 - d^2)$$

$$dA = \frac{2\pi r dr}{\sin \alpha}$$

$$p = p_a \frac{d}{2r}$$



Hipótesis.

Presión x radio = Cte.

A mayor r mayor par de frenado y se desgasta más.

$$T(\text{nuevo}) = \int \mu \cdot p \cdot dA \cdot r$$

$$T(\text{nuevo}) = \frac{\mu \pi p_a}{12 \sin \alpha} (D^3 - d^3)$$

El T de frenado mayor cuando esta nuevo
Cálculos con usado que es más crítico.

CÁLCULO DE EMBRAGUES Y FRENOS

7. E. Y F. CÓNICOS DE ACCIÓN AXIAL

$$d = D - 2(b/\cos\alpha)\sin\alpha = D - 2btg\alpha$$

Ejemplo 4

Un motor de combustión interna proporciona su máximo par a 3400 rpm y desarrolla una potencia en esas condiciones de 12 CV. El diseño provisional de un embrague cónico para este motor tiene un ángulo de 13° , un diámetro exterior de 10 cm y un coeficiente de fricción de 0.2. Se considera que la presión máxima puede ser 350 kPa. Determinar:

- El ancho de cara requerido
- Fuerza necesaria para el embrague

(Considerar embrague usado)

$$1 \text{ rpm} = 2\pi/60 \text{ rad/s}$$

$$1 \text{ CV} = 736 \text{ W}$$

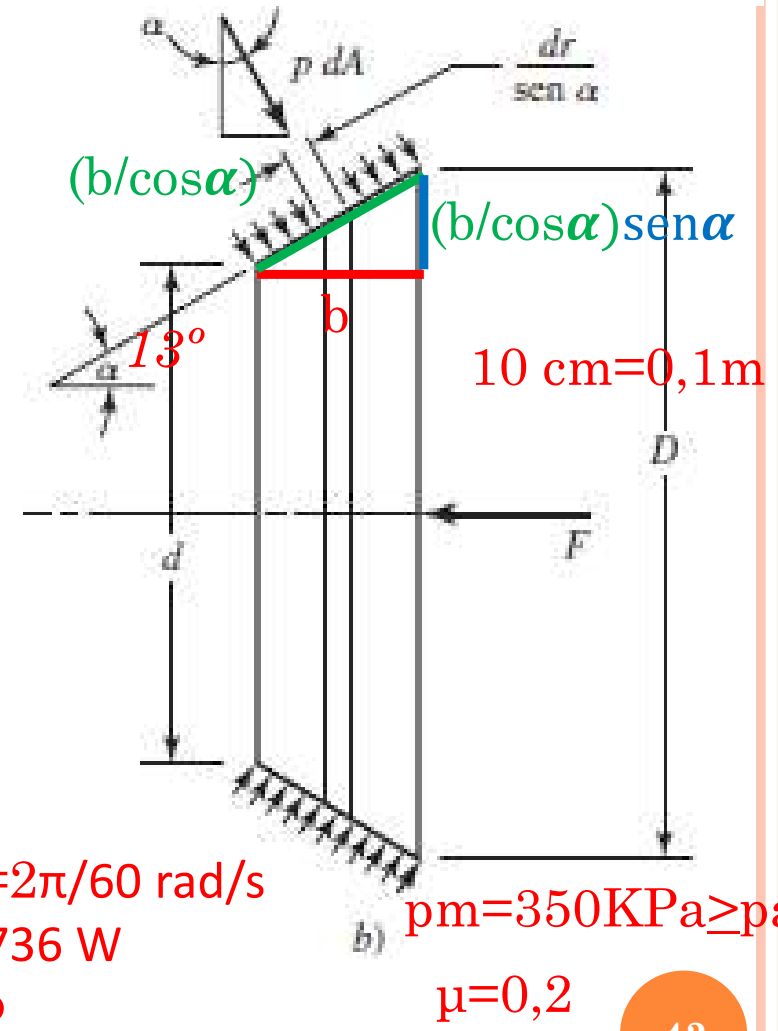
$$T = P/\omega$$

$$p_m = 350 \text{ KPa} \geq p_a$$

$$\mu = 0,2$$

Orientación

$$\text{Despejar de } T(\text{nuevo}) = \frac{\mu \pi p_a}{12 \sin \alpha} (D^3 - d^3)$$



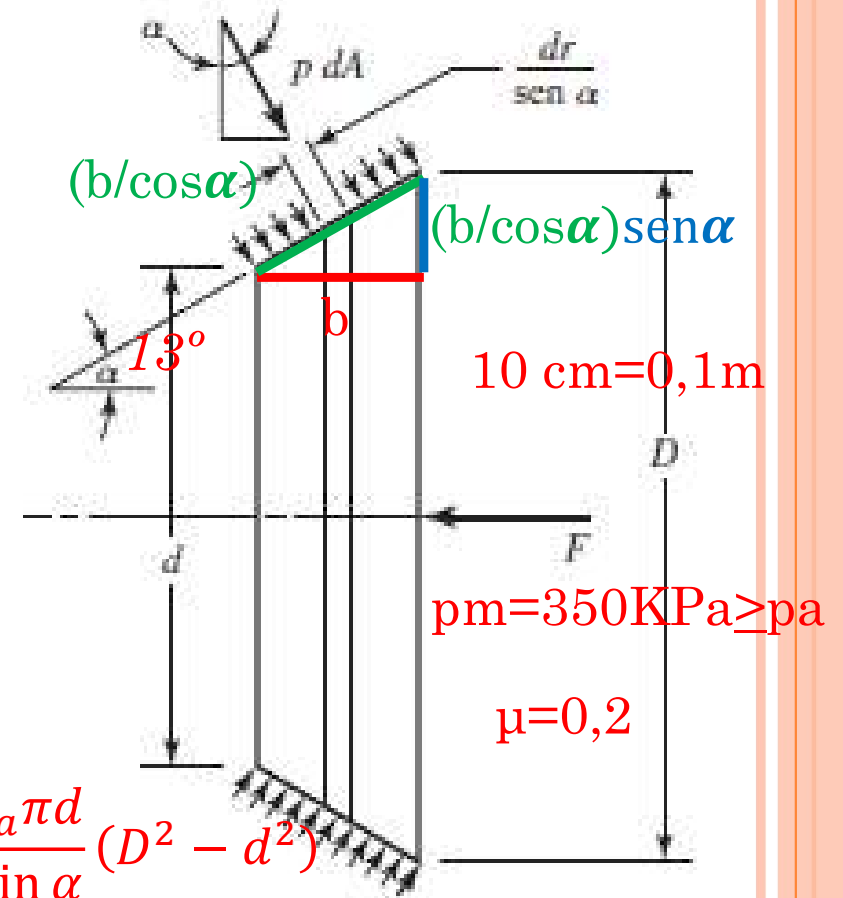
CÁLCULO DE EMBRAGUES Y FRENOS

7. E. Y F. CÓNICOS DE ACCIÓN AXIAL

Ejemplo 4

Un motor de combustión interna proporciona su máximo par a 3400 rpm y desarrolla una potencia en esas condiciones de 12 CV. El diseño provisional de un embrague cónico para este motor tiene un ángulo de 13° , un diámetro exterior de 10 cm y un coeficiente de fricción de 0.2. Se considera que la presión máxima puede ser 350 kPa. Determinar:

- El ancho de cara requerido
- Fuerza necesaria para el embrague (Considerar embrague usado)



$$T = P/\omega \quad T = \frac{\mu p_a \pi d}{8 \sin \alpha} (D^2 - d^2)$$

$$d = D - 2(b/\cos \alpha) \sin \alpha = D - 2b \tan \alpha$$

$$d = D - 2b \tan \alpha; \quad b = \frac{D}{2 \tan \alpha}$$

$$F = \frac{\pi p_a d}{2} (D - d)$$



CÁLCULO DE EMBRAGUES Y FRENOS

7. E. Y F. CÓNICOS DE ACCIÓN AXIAL

Ejemplo 4

Un motor de combustión interna proporciona su máximo par a 3400 rpm y desarrolla una potencia en esas condiciones de 12 CV. El diseño provisional de un embrague cónico para este motor tiene un ángulo de 13° , un diámetro exterior de 10 cm y un coeficiente de fricción de 0.2. Se considera que la presión máxima puede ser 350 kPa. Determinar:

- El ancho de cara requerido
- Fuerza necesaria para el embrague

(Considerar embrague usado)

$$T = P/\omega$$

Incógnita d

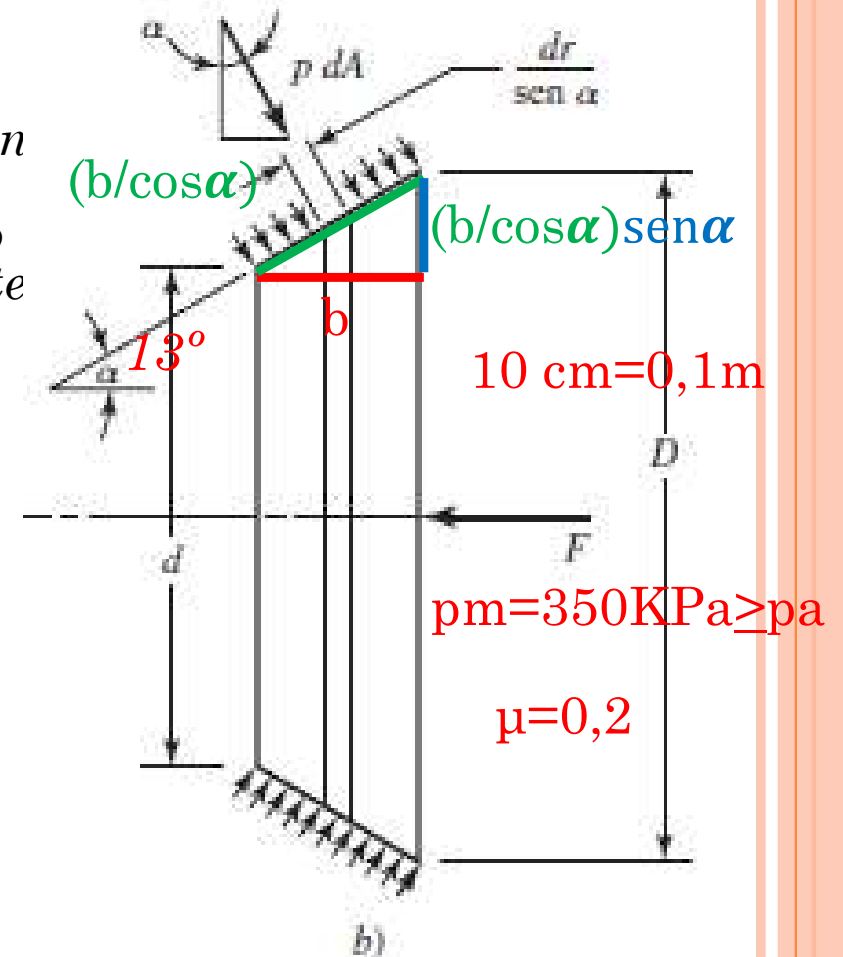
$$T = \frac{\mu p_a \pi d}{8 \sin \alpha} (D^2 - d^2) = \frac{\mu p_a \pi}{8 \sin \alpha} (dD^2 - d^3)$$

$$\frac{T 8 \sin \alpha}{\mu p_a \pi} = dD^2 - d^3 \rightarrow d^3 - D^2 d + \frac{T 8 \sin \alpha}{\mu p_a \pi} = 0$$

$$z^3 + pz + q$$

$$\Delta = (-4p^3 - 27q^2)$$

$$\Delta > 0, \text{ pero donde } p < 0$$



$$d = D - 2(b/\cos \alpha) \sin \alpha = D - 2b \tan \alpha$$

$$F = \frac{\pi p_a d}{2} (D - d)$$

CÁLCULO DE EMBRAGUES Y FRENOS

7. E. Y F. CÓNICOS DE ACCIÓN AXIAL

Ejemplo 4

$$d = D - 2(b/\cos\alpha)\sin\alpha = D - 2btg\alpha$$

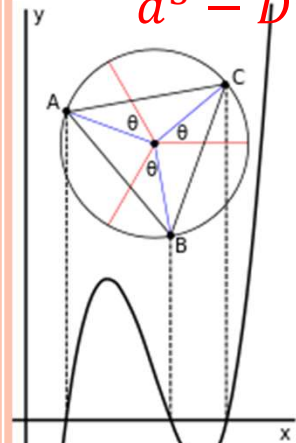
Un motor de combustión interna proporciona su máximo par a 3400 rpm y desarrolla una potencia en esas condiciones de 12 CV. El diseño provisional de un embrague cónico para este motor tiene un ángulo de 13°, un diámetro exterior de 10 cm y un coeficiente de fricción de 0.2. Se considera que la presión máxima puede ser 350 kPa. Determinar:

- El ancho de cara requerido
- Fuerza necesaria para el embrague

(Considerar embrague usado) $\Delta > 0$, pero donde $p < 0$

Incógnita d

$$d^3 - D^2d + \frac{T8 \sin \alpha}{\mu p_a \pi} = 0$$



$$z^3 + pz + q$$

$$p = -D^2 \quad \text{Cumple} \quad -0,01$$

$$q = (T8 \sin \alpha) / (\mu p_a \pi)$$

$$0,0000000412371$$

Cumple

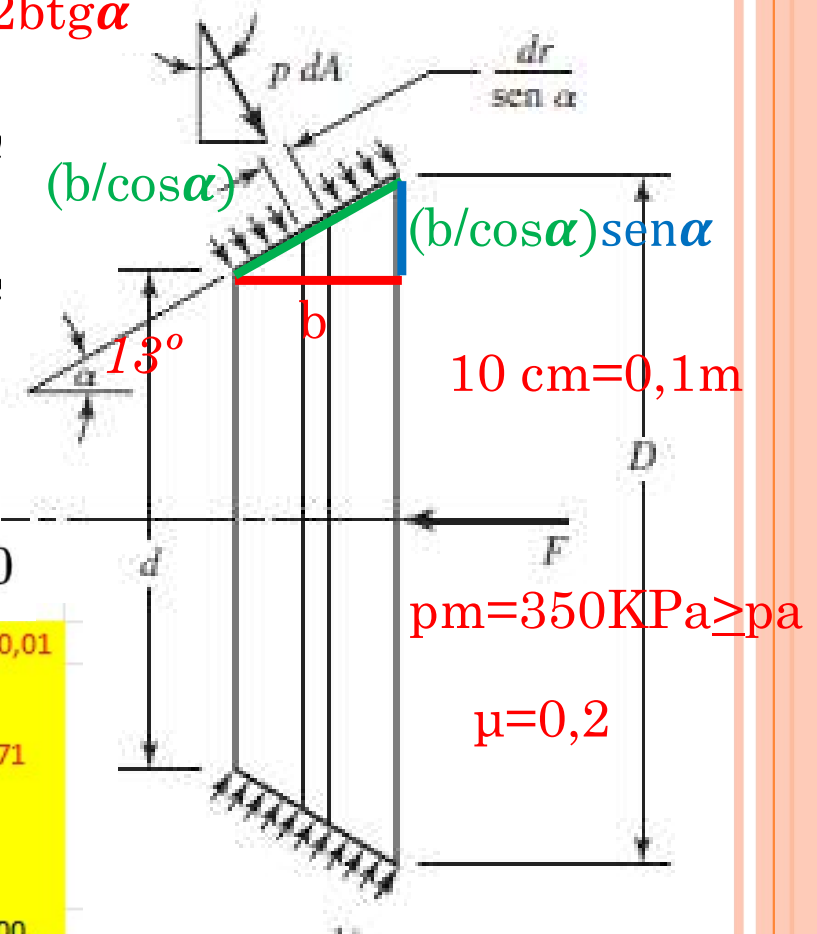
$$\Delta = (-4p^3 - 27q^2)$$

$$0,0000040000000$$

$$\theta = \arccos \left(\frac{3q}{2p} \sqrt{\frac{-3}{p}} \right)$$

$$1,57$$

$$z_{k+1} = \pm 2 \sqrt{-\frac{p}{3}} \cos \left(\frac{\theta + 2k\pi}{3} \right), \text{ para } k = 0, 1, 2$$



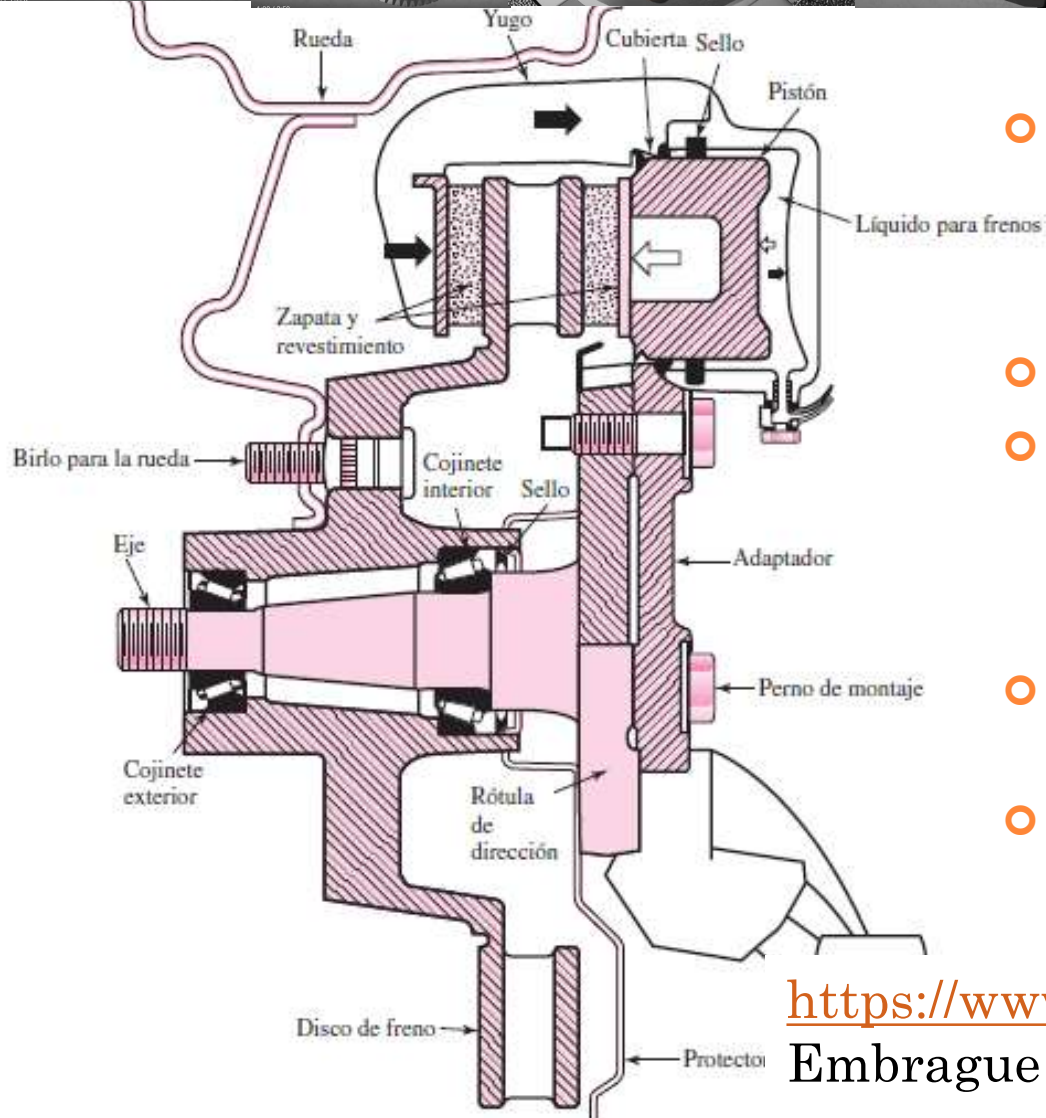
$$d = D - 2btg\alpha; b = \frac{D - d}{2tg\alpha}$$

$(\theta + 2K\pi)/3$			
0,52	d0	0,0605	m porque el resto es mayor D
2,62	d1	0,3023	m
4,71	d2	0,5441	m

CÁLCULO DE EMBRAGUES Y FRENOS

Cigüeñal a caja cambios.

8. E. Y F. DE DISCO



ACOPLADO DESACOPLADO

- Los frenos de disco **no tienen autoenergización** y por lo tanto **no es susceptible a cambios del coeficiente de fricción**.
- Han desplazado a los cónicos.
- Presentan una **gran superficie de fricción en un espacio reducido** (para pares superiores de rozamiento).
- La **superficie disipadora de calor es más efectiva**.
- Al igual que los cónicos estos frenos están **libre de los efectos centrífugos**.

47

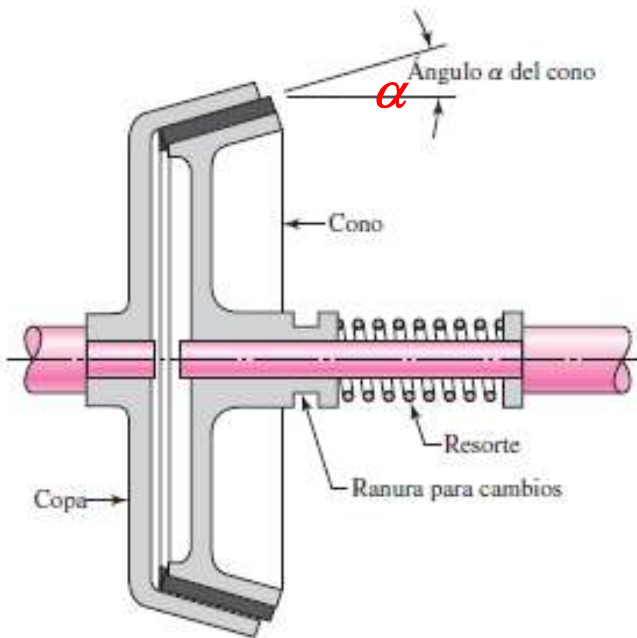
https://www.youtube.com/watch?v=6j_nWI9m-MY

Embrague de fricción monodisco.

CÁLCULO DE EMBRAGUES Y FRENOS

7. E. Y F. CÓNICOS DE ACCIÓN AXIAL

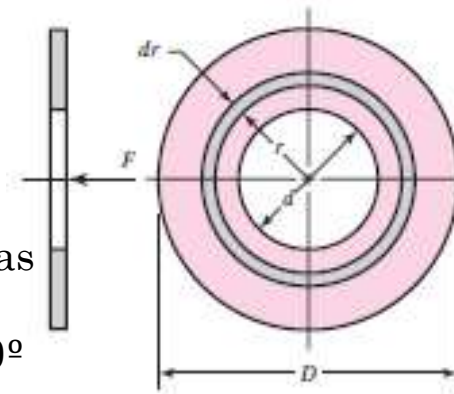
Valido para una superficie de fricción.



T-par a transmitir.
F- Fuerza a ejercer
 μ - coef. Rozamiento
D y d- diámetros.
b – ancho.
 α - Angulo cono

De las ecuaciones calculadas para embrague nuevo y usado si le aplicamos $\alpha=90^\circ$ tendremos las ecuaciones de freno de disco.

$\alpha = 90^\circ$ freno de disco



T-par a transmitir.
F- Fuerza a ejercer
 μ - coef. Rozamiento
D y d- diámetros.
 $\alpha= 90^\circ$

Embrague nuevo (distribución uniforme)

$$F = \frac{\pi p_a}{4} (D^2 - d^2)$$

$$T = \frac{\mu \pi p_a}{12 \sin \alpha} (D^3 - d^3)$$

Embrague usado (desgaste uniforme)

$$F = \frac{\pi p_a d}{2} (D - d)$$

$$T = \frac{\mu p_a \pi d}{8 \sin \alpha} (D^2 - d^2)$$

$$p = p_a \frac{d}{2r}$$

Embrague nuevo (distribución uniforme)

$$F = \frac{\pi p_a}{4} (D^2 - d^2)$$

$$T = \frac{\mu \pi p_a}{12} (D^3 - d^3)$$

Embrague usado (desgaste uniforme)

$$F = \frac{\pi p_a d}{2} (D - d)$$

$$T = \frac{\mu p_a \pi d}{8} (D^2 - d^2)$$

$$p = p_a \frac{d}{2r}$$

48



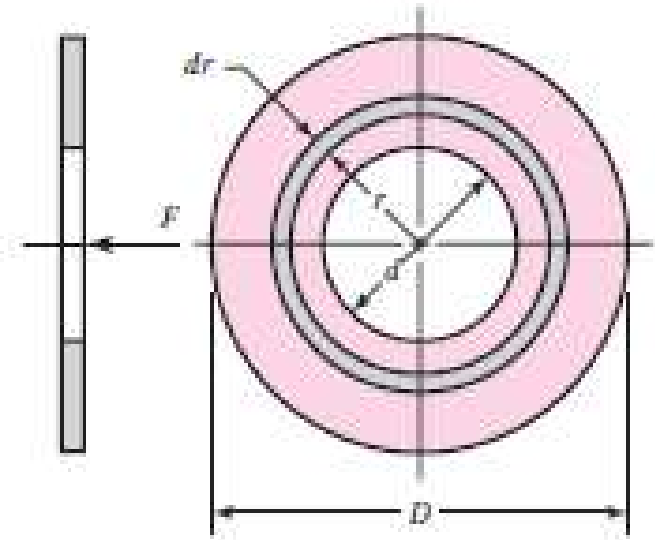
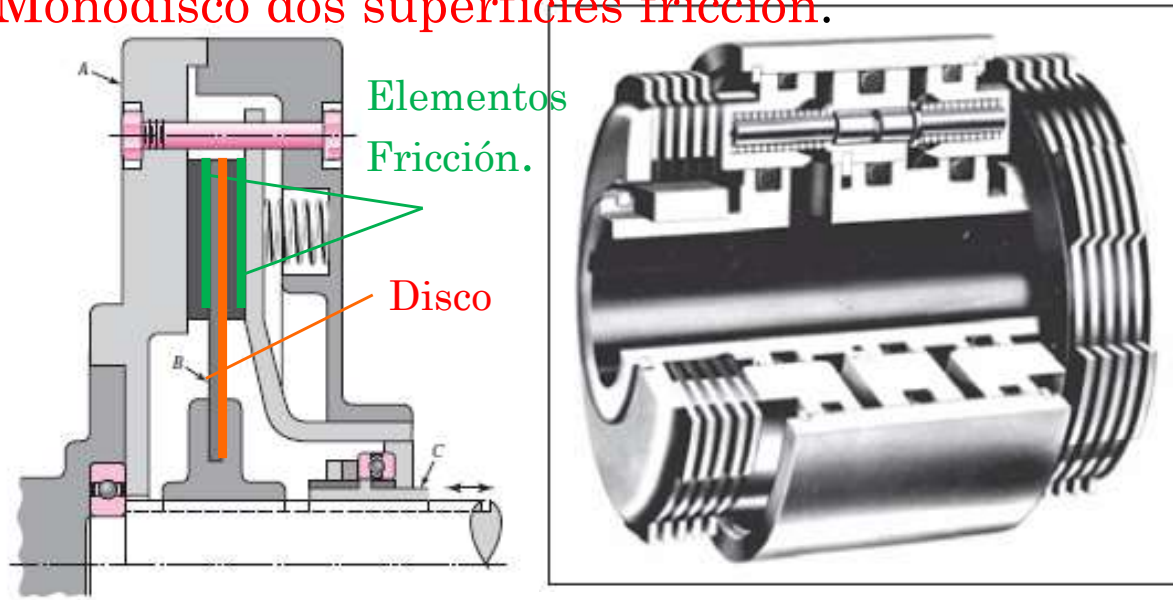
UNIVERSIDAD
NEBRIJA

CÁLCULO DE EMBRAGUES Y FRENOS

8. E. Y F. DE DISCO

Valido para dos superficies de fricción.

Monodisco dos superficies fricción.



- Embrague nuevo: $p = p_a$
- Como el cónico con $\alpha = 90^\circ$
- Embrague usado, desgaste uniforme
- Como el cónico con $\alpha = 90^\circ$

$$F = \int p dA = \int_{d/2}^{D/2} p_a 2\pi r dr = \frac{\pi p_a}{4} (D^2 - d^2)$$

$$T = 2 \int \mu \cdot p \cdot dA \cdot r = 2 \int_{d/2}^{D/2} \mu \cdot p_a 2\pi r^2 dr = \frac{\mu \pi p_a}{6} (D^3 - d^3)$$

$$F = \frac{\pi p_a d}{2} (D - d)$$

$$T = 2 \frac{\mu p_a \pi d}{8} (D^2 - d^2) = \frac{\mu p_a \pi d}{4} (D^2 - d^2)$$

$$p = p_a \frac{d}{2r}$$

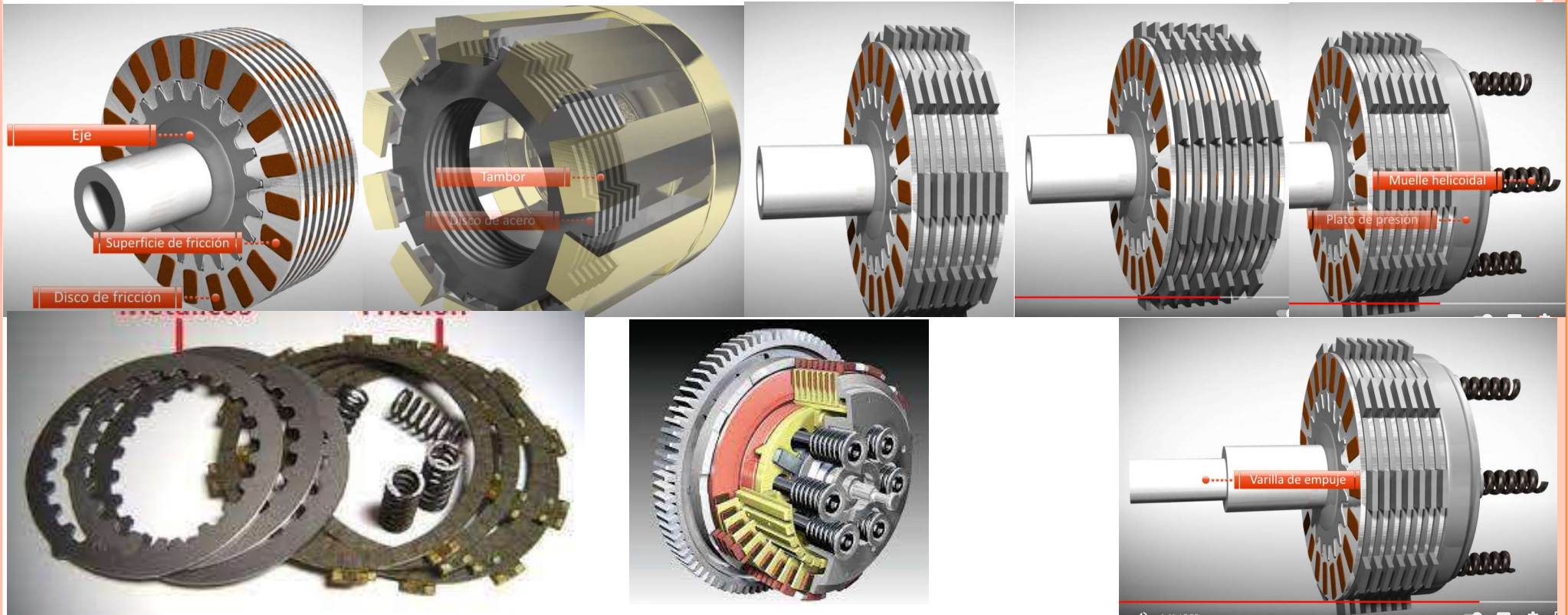
Por haber en este caso dos superficies de fricción.

CÁLCULO DE EMBRAGUES Y FRENOS

8. E. Y F. DE DISCO

Embrague multidisco.

Valido para n superficies de fricción.



- Embrague nuevo: $p = p_a$

$$F = \int p dA = \int_{d/2}^{D/2} p_a 2\pi r dr = \frac{\pi p_a}{4} (D^2 - d^2)$$

$$T = n \int \mu \cdot p \cdot dA \cdot r = n \int_{d/2}^{D/2} \mu \cdot p_a 2\pi r^2 dr = \frac{n \mu \pi p_a}{12} (D^3 - d^3)$$

- Embrague usado, desgaste uniforme

$$F = \frac{\pi p_a d}{2} (D - d) \quad p = p_a \frac{d}{2r}$$

$$T = n \frac{\mu p_a \pi d}{8} (D^2 - d^2)$$

Por haber en este caso n superficies de fricción.

<https://www.youtube.com/watch?v=CADe8EJRa2E>

CÁLCULO DE EMBRAGUES Y FRENOS

8. E. Y F. DE DISCO

Ejemplo 5

Un embrague de discos múltiples de acero sobre bronce debe transmitir 5CV a 750 rpm. El radio interior de los discos es 3.75 cm y el exterior es 6.875 cm. El embrague opera en aceite con un coeficiente de rozamiento de 0.1. La máxima presión admisible es 350 kPa.

Se pide:

- Hallar el total de discos de acero y bronce
- Hallar la presión media y la fuerza axial requerida.

(Considerar embrague usado)

$$T = n \frac{\mu p_a \pi d}{8} (D^2 - d^2)$$

despejar

$$F = \frac{\pi p_a d}{2} (D - d)$$

$p_m = 350 \text{ kPa} \geq p_a$

$\mu = 0,1$

$T = P / \omega$

$1 \text{ rpm} = 2\pi / 60 \text{ rad/s}$

$1 \text{ CV} = 736 \text{ W}$

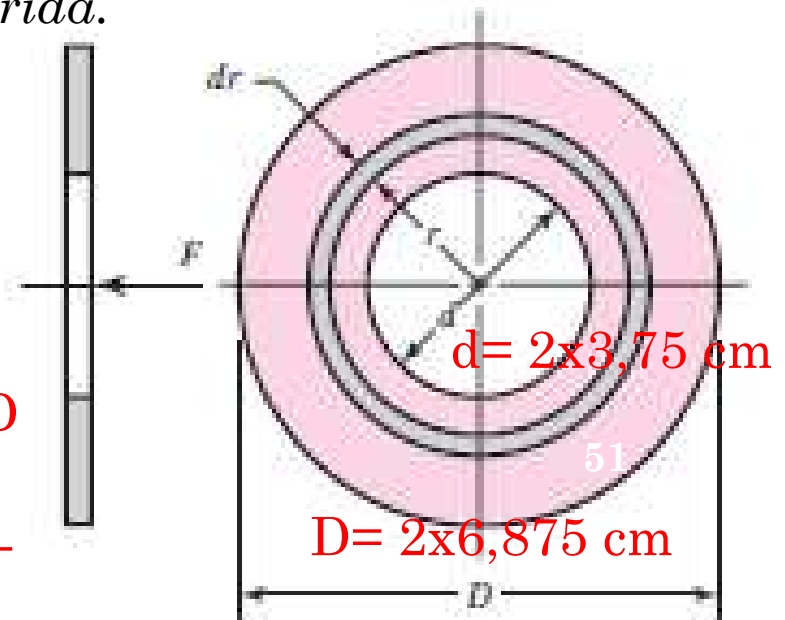
$p_m = p_a = p_{\text{max}}$ para d

$p_{\text{min}} = p$ para D

$p_{\text{med}} = \frac{p_{\text{max}} + p_{\text{mi}}}{2}$

$p = p_a \frac{d}{2r}$

Dan D y d no tengo ecuación de 3º grado.



CÁLCULO DE EMBRAGUES Y FRENOS

8. E. Y F. DE DISCO (FRENO DE YUGO)

Freno monodisco nuevo $F = \int p dA = \int_{d/2}^{D/2} p_a 2\pi r dr = \frac{\pi p_a}{4} (D^2 - d^2)$

Ahora no es toda la circunferencia ni todo el ancho.

$$dA = r dr d\theta$$

$$F = \int_{\theta_1}^{\theta_2} \int_{r_i}^{r_o} p r dr d\theta = (\theta_2 - \theta_1) \int_{r_i}^{r_o} p r dr$$

$$T = \int_{\theta_1}^{\theta_2} \int_{r_i}^{r_o} \mu p r^2 dr d\theta = (\theta_2 - \theta_1) \mu \int_{r_i}^{r_o} p r^2 dr$$

Pastilla de forma similar se puede aproximar.

Inmediata.

- Freno usado, desgaste uniforme
- La presión p se puede expresar en función de la máxima permisible p_a , que se presenta en el radio interno r_i .

$$F = (\theta_2 - \theta_1) p_a r_i (r_o - r_i)$$

$$T = \frac{1}{2} (\theta_2 - \theta_1) \mu p_a r_i (r_o^2 - r_i^2)$$

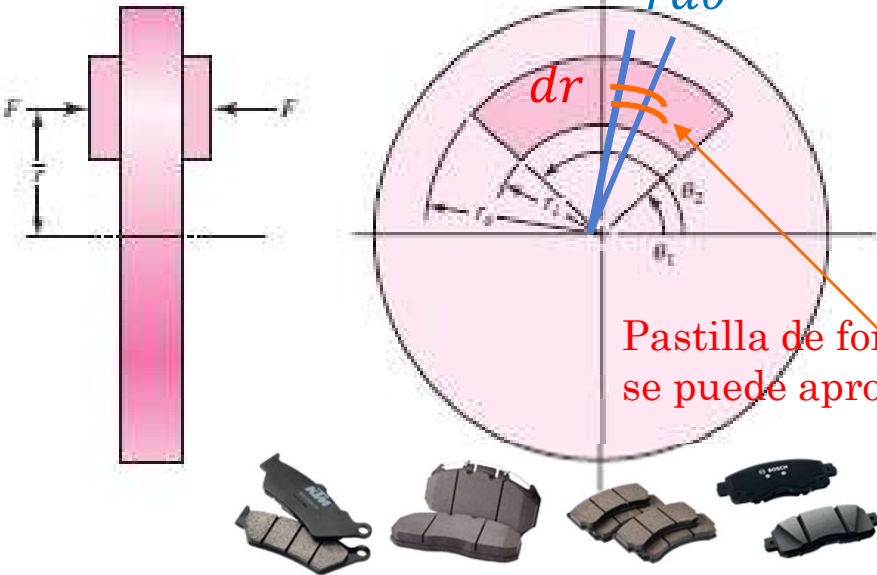
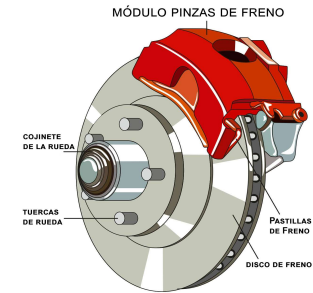
monodisco nuevo 1 superficie : Analogía.

$$F = \frac{\pi p_a}{4} (D^2 - d^2); T = \frac{\mu \pi p_a}{12} (D^3 - d^3) = \frac{\mu \pi}{3} p_a (R^3 - r^3)$$

monodisco usado 1 superficie : Analogía.

$$F = \frac{\pi p_a d}{2} (D - d); T = \frac{\mu p_a \pi d}{8} (D^2 - d^2) = \frac{\mu \pi p_a r}{2} (R^2 - r^2)$$

Por superficie contacto si es para dos multiplicar por dos.



- Presión uniforme, freno nuevo:

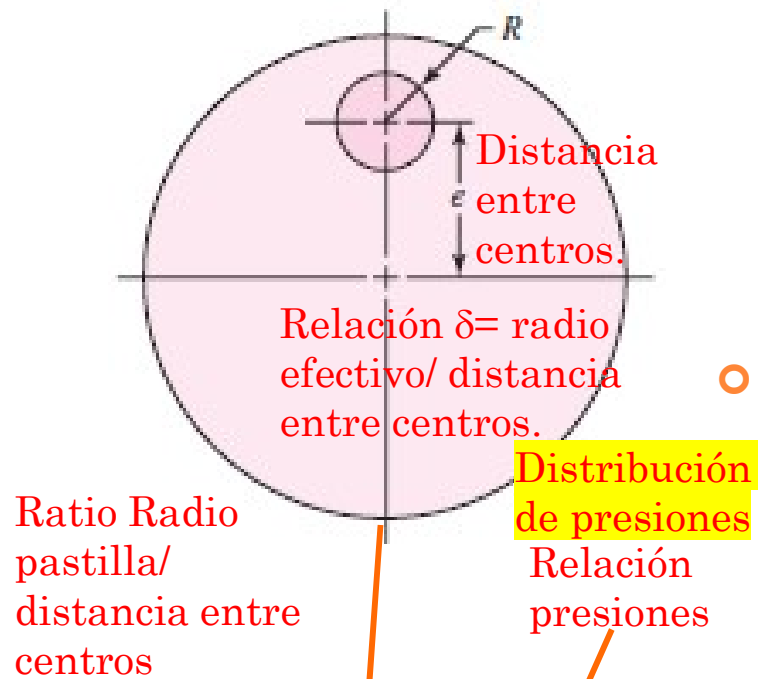
$$p = p_a$$

$$F = \frac{1}{2} (\theta_2 - \theta_1) p_a (r_o^2 - r_i^2)$$

$$T = \frac{1}{3} (\theta_2 - \theta_1) \mu p_a (r_o^3 - r_i^3)$$

CÁLCULO DE EMBRAGUE

8. E. Y F. DE DISCO (FRENO D



$$p = p_a \frac{d}{2r}$$

APSE + AVID



CLARKS + FORMULA



HOPE + HAYES



- Freno de yugo con zapata circular

En este caso las fronteras de la zapata son difíciles de manejar de forma cerrada y se requeriría **integración numérica**. Se usarán valores de la tabla adjunta.

- La fuerza de accionamiento y el par de torsión están dado por:

Distribución uniforme.

$$F = \pi R^2 p_{prom}$$

$$T = \mu F r_e$$

- Donde r_e es el **radio efectivo** de la zapata y está dado por:

$$r_e = \delta \cdot e$$

$\frac{R}{e}$	$\delta = \frac{r_e}{e}$	$\frac{P_{máx}}{P_{prom}}$
0.0	1.000	1.000
0.1	0.983	1.093
0.2	0.969	1.212
0.3	0.957	1.367
0.4	0.947	1.578
0.5	0.938	1.875

Relación entre presión máxima y presión en cualquier punto ABH

CÁLCULO DE EMBRAGUES Y FRENOS

8. E. Y F. DE DISCO (FRENO DE YUGO)

$R=10\text{ mm}$, $e=100\text{ mm}$, $R/e=0,1$, $\mu=0,1$, $F=31,4\text{ N}$, $p_{\max}=350\text{ MPa}$

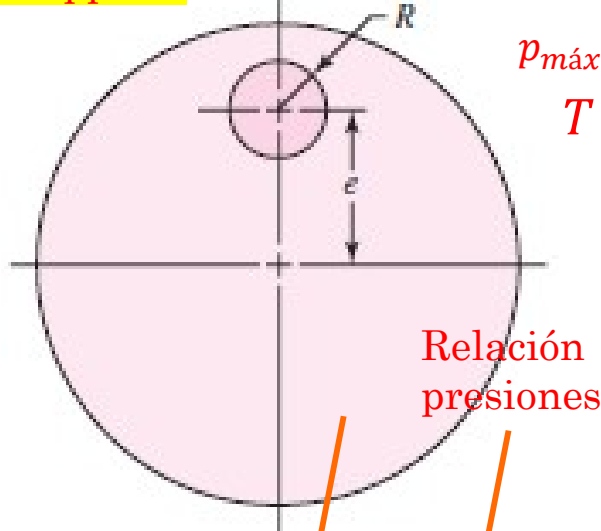
$\delta=0,983 \Rightarrow r_e = \delta \cdot e = 0,983 \times 100\text{ mm} = 98,3\text{ mm}$

$p_{\max}/p_{\text{prom}}=1,093$

$$F = \pi R^2 p_{\text{prom}} \rightarrow p_{\text{prom}} = \frac{F}{\pi R^2} = \frac{31,4\text{ N}}{\pi 0,01^2\text{ m}^2} \sim 100.000 \frac{\text{N}}{\text{m}^2} = 100\text{ KPa}$$

$p_{\max} \geq 1,093 p_{\text{prom}} = 109,3\text{ KPa}$ Cumple.

$$T = \mu F r_e = 0,1 \times 31,4 \times 98,3\text{ mm} = 308,6\text{ Nm}$$



$\frac{R}{e}$	$\delta = \frac{r_e}{e}$	$\frac{p_{\max}}{p_{\text{prom}}}$
0.0	1.000	1.000
0.1	0.983	1.093
0.2	0.969	1.212
0.3	0.957	1.367
0.4	0.947	1.578
0.5	0.938	1.875

- Freno de yugo con zapata circular
- En este caso las fronteras de la zapata son difíciles de manejar de forma cerrada y se requeriría **integración numérica**. Se usarán valores de la tabla adjunta.
- La fuerza de accionamiento y el par de torsión están dado por:

Distribución uniforme.

$$F = \pi R^2 p_{\text{prom}}$$

$$T = \mu F r_e$$

- Donde r_e es el **radio efectivo** de la zapata y está dado por:

$$r_e = \delta \cdot e$$

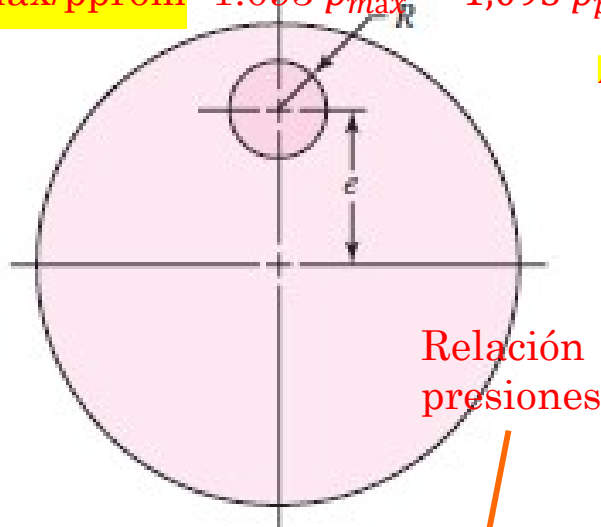
CÁLCULO DE EMBRAGUES Y FRENOS

8. E. Y F. DE DISCO (FRENO DE YUGO)

$R=10 \text{ mm}$, $e=100 \text{ mm}$ $R/e=0,1$, $\mu=0,1$ $p_{\max}=109,3 \text{ MPa}$ $T_{\max}$ implica $F_{\max}$

$\delta=0,983 \Rightarrow r_e = \delta \cdot e = 0,983 \times 100 \text{ mm} = 98,3 \text{ mm}$

$p_{\max}/p_{\text{prom}}=1,093$ $p_{\max}=1,093 p_{\text{prom}} \rightarrow p_{\text{prom}} = \frac{p_{\max}}{1,093} = \frac{109,3}{1,093} = 100 \text{ KPa}$.



$\frac{R}{e}$	$\delta = \frac{r_e}{e}$	$\frac{p_{\max}}{p_{\text{prom}}}$
0.0	1.000	1.000
0.1	0.983	1.093
0.2	0.969	1.212
0.3	0.957	1.367
0.4	0.947	1.578
0.5	0.938	1.875

$$F = \pi R^2 p_{\text{prom}} = \pi 10^2 \text{ mm}^2 \times 0,1 \text{ MPa} = 31,4 \text{ N}$$

$$T = \mu F r_e = 0,1 \times 31,4 \text{ N} \times 98,3 \text{ mm} = 308,6 \text{ Nm}$$

- Freno de yugo con zapata circular
- En este caso las fronteras de la zapata son difíciles de manejar de forma cerrada y se requeriría **integración numérica**. Se usarán valores de la tabla adjunta.
- La fuerza de accionamiento y el par de torsión están dado por:

Distribución uniforme.

$$F = \pi R^2 p_{\text{prom}}$$

$$T = \mu F r_e$$

- Donde r_e es el **radio efectivo** de la zapata y está dado por:

$$r_e = \delta \cdot e$$

Los ejemplos no tienen que ver con materiales para embragues y frenos.

CÁLCULO DE EMBRAGUES Y FRENOS

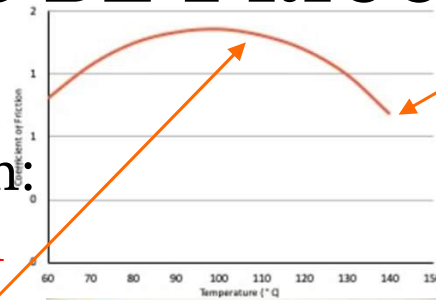
9. MATERIALES DE FRICCIÓN

Fading desvanecimiento

- Las propiedades de un material de fricción son:

- Coeficiente de fricción alto y uniforme
- Propiedades poco dependientes de las condiciones externas (p.e. ambientales)
- Buena conductividad térmica
- Resistencia de altas temperaturas
- Alta resistencia al desgaste, rayado y raspadura.
- Alta resiliencia (energía almacenada por unidad de volumen)
- Flexibilidad

Humedad



El blistering se genera cuando la **parte interior del neumático está mucho más caliente que la exterior**, generando **ampollas**. El aire de dentro de estas bolsas se expandirá y empujará la goma provocando cráteres en la superficie.

	Forro tejido	Forro moldeado	Bloque rígido
Resistencia a la compresión, kpsi	10-15	10-18	10-15
Resistencia a la compresión, MPa	70-100	70-125	70-100
Resistencia a la tensión, kpsi	2.5-3	4-5	3-4
Resistencia a la tensión, MPa	17-21	27-35	21-27
Temperatura máxima, °F	400-500	500	750
Temperatura máxima, °C	200-260	260	400
Velocidad máxima, pie/min	7 500	5 000	7 500
Velocidad máxima, m/s	38	25	38
Presión máxima, psi	50-100	100	150
Presión máxima, kPa	340-690	690	1 000
Coeficiente de fricción, medio	0.45	0.47	0.40-45

- La fabricación de estos materiales es un proceso **muy especializado**. Consultar catálogos fabricantes
- En la tabla adjunta se ven algunas propiedades de revestimientos para frenos.

CÁLCULO DE EMBRAGUES Y FRENOS

9. MATERIALES DE FRICCIÓN

Tabla 16-3

Características de materiales de fricción para frenos y embragues. Fuentes: Ferodo Ltd., Chapehen-le-fith, Inglaterra; Scan-pac, Mequon, Wisc; Raybestos, Nueva York, N.Y. y Stratford, Conn.; Gafke Corp., Chicago Ill.; General Metals Powder Co., Akron, Ohio; D.A.B. Industries, Troy, Mich.; Friction Products Co., Medina, Ohio.

Material	Coefficiente de fricción f	Presión máxima $P_{máx}$ psi	Temperatura máxima Instantánea, °F	Continua, °F	Velocidad máxima, $V_{máx}$ pie/min	Aplicaciones
Cermet	0.32	150	1 500	750		Frenos y embragues
Metal sinterizado (seco)	0.29-0.33	300-400	930-1 020	570-660	3600	Embragues y frenos de disco de yugo
Metal sinterizado (húmedo)	0.06-0.08	500	930	570	3600	Embragues
Asbesto moldeado rígido [seco]	0.35-0.41	100	660-750	350	3600	Frenos y embragues de tambor
Asbesto moldeado rígido (húmedo)	0.06	300	660	350	3600	Embragues industriales
Zapatas de asbesto moldeado rígido	0.31-0.49	750	930-1 380	440-660	4800	Frenos de disco
Que no sea asbesto moldeado rígido	0.33-0.63	100-150		500-750	4 800-7 500	Embragues y frenos
Asbesto moldeado semirígido	0.37-0.41	100	660	300	3600	Embragues y frenos
Asbesto moldeado flexible	0.39-0.45	100	660-750	300-350	3600	Embragues y frenos
Hilo y alambre de asbesto arrollado	0.38	100	660	300	3600	Embragues de automóviles
Hilo y alambre de asbesto tejido	0.38	100	500	260	3600	Embragues y frenos industriales
Algodón tejido	0.47	100	230	170	3600	Embragues y frenos industriales
Papel resiliente (húmedo)	0.09-0.15	400	300		$PV < 500\ 000$ psi · pie/min	Embragues y bandas de transmisión

Asbesto. Amianto, esta prohibido. Cancerígeno.

Review Article

Andrzej Borawski*

Conventional and unconventional materials used in the production of brake pads – review

- Las pastillas de freno son materiales compuestos por entorno a 10 y 20 sustancias distintas.
- Elementos.
 - Binders- aglutinantes.** Mantiene todo unido. Resinas de epoxy o silicona.
 - Additives- Aditivos.** Generalmente fibras para reforzar el elemento, aumentando la resistencia mecánica. Fibra de carbono por ejemplo.
 - Fillers- relleno.** Rellenar espacios que quedan. Perlita, mica, sulfato bórico o carbonato cálcico. Todos resistentes a altas temperaturas.
 - Abrasives- Abrasivos.** Controlador del coeficiente de fricción. Acero, hierro fundido, silicatos etc.

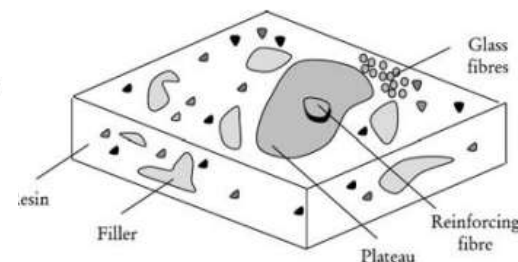
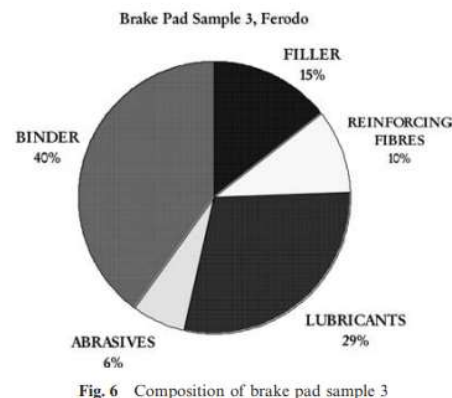
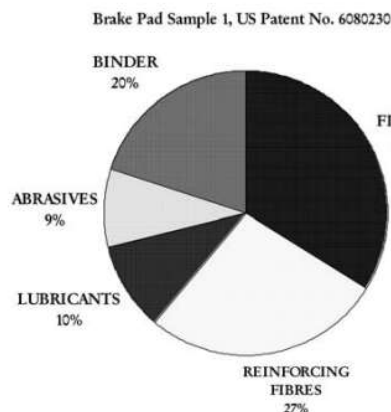


Fig. 8 Enlarged isometric view of a used brake pad

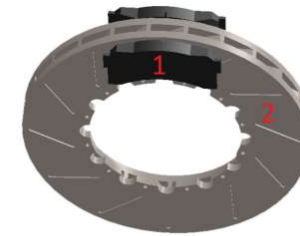


Figure 1: Disc brake friction pair: 1 - brake pads and 2 - corresponding brake disc

Brake pads- pastilla de freno.
Brake disc- freno de disco.



Figure 2: Key brake pad components: 1- back plate, 2- underlayer, 3- friction material

1 Placa soporte. Vibraciones.
2. Capa intermedia. Ruidos.
3 Material de fricción.

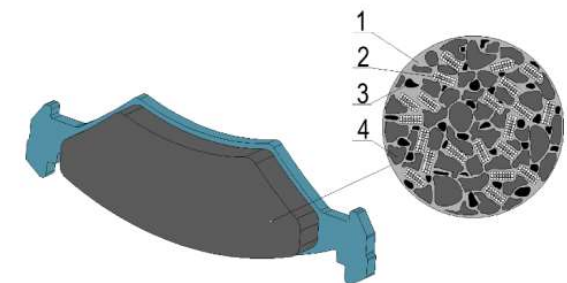


Figure 3: Brake pad friction material structure: 1 - binder, 2 - reinforcement, 3 - filler, 4 - abrasive

ARTÍCULOS EN CAMPUS. REVISIÓN MATERIALES DE FRICCIÓN.

○ Materiales de Fricción.

- **Metálicos.** Acero y cobre, alta resistencia y conductividad térmica. En colaboración con el acero fundido.
- **Semimetálicos.** Mezcla de metales y materiales orgánicos con buen coeficiente de fricción y buena conductividad térmica. Desgaste más rápido.
- **Cerámicos o orgánicos.** Aramidas, vidrios o fibras cerámicas con alta durabilidad y resistencia a altas temperaturas.

Table 3 Binders

Binder	Advantages	Disadvantages
Phenolic resin	Cheap and easy to produce	Brittle, low impact resistance, highly toxic, decomposes at relatively low temperatures (450 °C)
COPNA resin	High bonding strength with graphite (a common lubricant); therefore has better wear resistance than pure phenolic resin	Decomposes at relatively low temperatures (between 450 and 500 °C)
Silicone-modified phenolic resin	Better impact resistance than pure phenolic resin; better heat and chemical resistance than pure phenolic resin; enhanced water repellency	Base is still phenolic and highly toxic
Cyanate ester resin	High heat resistance, chemically inert, vibration dampener	Brittle, low-impact resistance
Epoxy-modified phenolic resin	Better heat resistance than pure phenolic resin	Base is still phenolic and highly toxic
Thermoplastic polyimide resin	Abrasion resistant; does not exhibit thermal fade	Thermal conductivity three times lower than phenolic resin

Table 2 Reinforcing fibres

Components	Advantages	Disadvantages
Glass	Sufficient thermal resilience (high melting point of 1430 °C, but will start to soften at approximately 600 °C)	Brittle
Metallic	Thermally resilient steel and copper have melting points greater than 1000 °C	Large amounts may cause excessive rotor wear; may corrode
Aramid	Good stiffness to weight ratio, excellent thermal resilience, good wear resistance	Soft, cannot be used without other fibres
Potassium titanate (a type of ceramic)	Thermally resilient (high melting point of approximately 1371 °C); very hard—good wear resistance	Health hazard
Sepiolite	Thermally resilient (high melting point of approximately 1550 °C); able to absorb traces of fluid	Potential health hazard
Ceramic	Thermally resilient (high melting point of approximately 1700–2040 °C); good stiffness–weight ratio	Brittle

Table 4 Fillers

Filler	Description
Barium sulphate	Imparts heat stability to friction material, aids friction characteristic
Calcium carbonate	Imparts heat stability to friction material
Mica	Suppresses low-frequency brake noise, but causes interlayer splitting in friction material
Vermiculite	Suppresses low-frequency brake noise, but has low heat resistance
Alkali metal titanates	Promotes stability of the friction coefficient
Molybdenum trioxide	Prevents thermal fade and cracking of friction lining under high-temperature conditions
Cashew dust	Suppresses brake noise, but does not adhere well to friction material
Rubber dust	Suppresses brake noise, but does not adhere well to friction material

Table 5 Frictional additives

Frictional additives	Description
Graphite	Widely used lubricant, available in natural or synthetic forms and as flakes or powder; able to form a self-sustaining lubricant layer
Metal sulphides	Good lubricating properties, with lower conductivities than graphite; examples include antimony/tin/copper/lead sulphides
Metal oxides/silicates	Abrasives with hardnesses ranging from 500 HV (quartz) to 1750 HV (aluminium oxide); examples include quartz (SiO ₂), zirconium silicate, zirconium oxide, aluminium oxide, etc.

Table 6 Different types of wet friction material [68]

Material type	Description
Paper	High porosity; high dynamic friction coefficient (0.10–0.15); low to medium thermal resistance; low compressive strength; material is dried
Sintered	Low porosity; low to medium dynamic friction coefficient (0.05–0.07); high thermal resistance; high compressive strength; material is cured instead of dried
Fabric	High porosity; medium dynamic friction coefficient (0.09–0.11); medium thermal resistance; medium compressive strength; made of interwoven strands of yarn