UNIDAD 4: ACOPLAMIENTOS TEMPORARIOS

Trabajo practico:

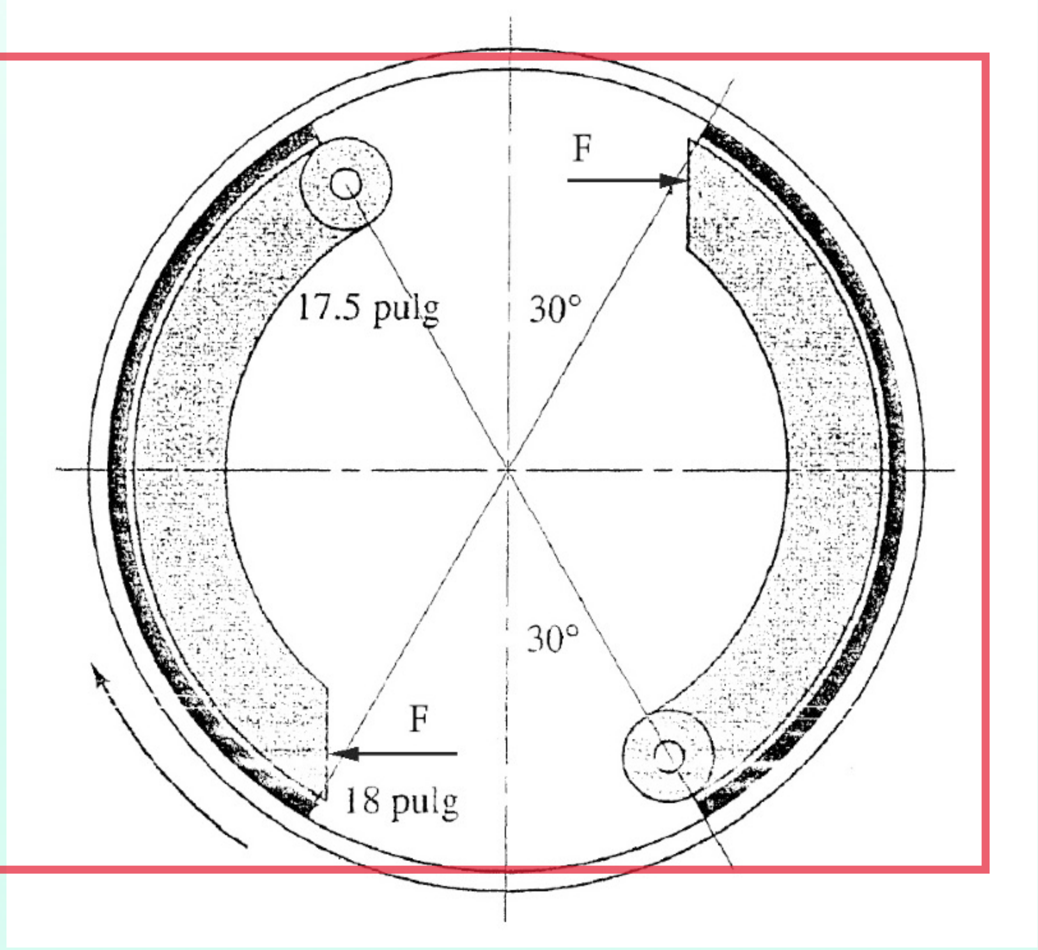
ACOPLAMIENTOS TEMPORARIOS

Frenos de disco, tambor y embragues de disco

Para la resolución se utiliza el libro
Diseño en Ingeniería Mecánica – Shigley ed. 9th

Problema 2

El freno de la figura es utilizado para detener la carga de una grúa. Como puede apreciarse, ambas zapatas son autoenergizantes. Este freno tienen la particularidad que su funcionamiento es "seguro ante una falla" (**fail safe**), es decir, ante una falla en el sistema o un corte en el suministro de energía, el freno se aplica. La fuerza F es proporcionada por resortes, y la fuerza para liberar el freno es aplicada por el operador de la grúa a través de un mando hidráulico. El **ancho del freno es de 8 in**, el **radio del tambor es de 18 in**, el punto de aplicación de F y el punto de pivot se encuentran sobre un radio 17,5 in, y el **torque máximo que debe soportar el freno es de 540000 lbf.in**. Para esta aplicación se exige un factor de seguridad mínimo de **n=1,5**. El material para las zapatas será metal sinterizado en seco.



Problema 2

UNCUYO UNIVERSIDAD NACIONAL DE CUYO
FACULTAD DE INGENIERÍA

Determinar:

a) La **presión máxima** aplicada en las zapatas (verificar con la admisible)

b) La **fuerza F** a aplicar por los resortes para frenar el torque del enunciado

Datos:

$b = 8in$: ancho de la zapata

$r = 18in$: radio de la zapata

$a = 17{,}5in$: distancia al pivot

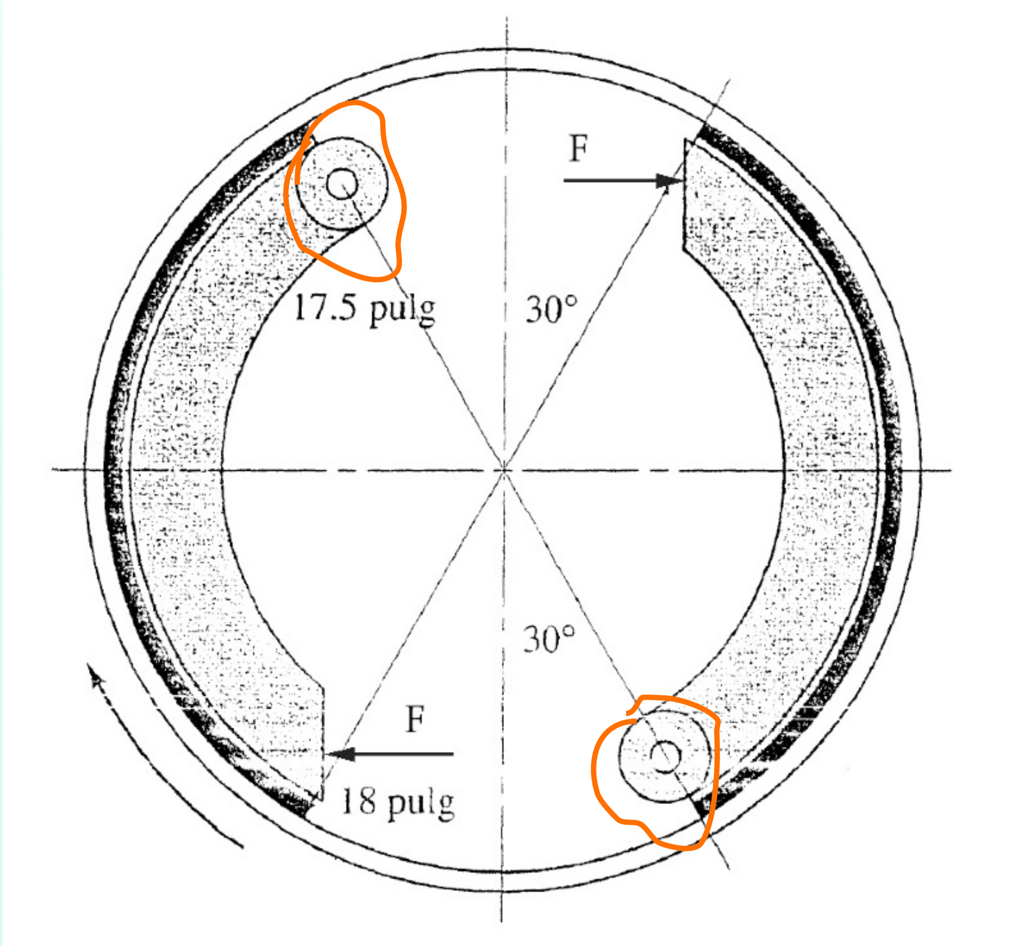
$n = 1{,}5$: factor de seguridad

$T = 540000lb\,.\,in$: torque de frenado

$\theta_1 = 0^\circ$

$\theta_a = 90^\circ$

$\theta_2 = 120^\circ$



Problema 2

En principio, se buscan los datos característicos de los materiales del embrague. (Shigley – 9th ed.)

Tabla 16-3

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

Material	Coeficiente de fricción f	Presión máxima $p_{máx}$, psi	Temperatura máxima Instantánea, °F	Temperatura máxima Continua, °F	Velocidad máxima, $V_{máx}$, pie/min	Aplicaciones
Cermet	0.32	150	1500	750		Frenos y embragues
Metal sinterizado (seco)	0.29-0.33	300-400	930-1020	570-660	3 600	Embragues y frenos de disco de yugo
Metal sinterizado (húmedo)	0.06-0.08	500	930	570	3 600	Embragues
Asbesto moldeado rígido (seco)	0.35-0.41	100	660-750	350	3 600	Frenos y embragues de tambor
Asbesto moldeado rígido (húmedo)	0.06	300	660	350	3 600	Embragues industriales
Zapatas de asbesto moldeado rígido	0.31-0.49	750	930-1380	440-660	4 800	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 semirrígido	0.37-0.41	100	660	300	3 600	Embragues y frenos
Asbesto moldeado flexible	0.39-0.45	100	660-750	300-350	3 600	Embragues y frenos
Hilo y alambre de asbesto arrollado	0.38	100	660	300	3 600	Embragues de automóviles
Hilo y alambre de asbesto tejido	0.38	100	500	260	3 600	Embragues y frenos industriales
Algodón tejido	0.47	100	230	170	3 600	Embragues y frenos industriales
Papel resiliente (húmedo)	0.09-0.15	400	300		$PV < 500\ 000$ psi · pie/min	Embragues y bandas de transmisión

Problema 2

Los datos del material:

Material: - Metal sinterizado
(en seco)

Coeficiente de fricción:

$$f_{min} := 0.29 \qquad f_{max} := 0.33$$

Presión admisible:

$$P_{adm\_min} := 300psi \qquad P_{adm\_max} := 400psi$$

Para el calculo usaremos el promedio de los factores de fricción:

$$f := \frac{f_{min} + f_{max}}{2} \qquad f = 0.31$$

Debido a que las 2 zapatas son iguales, asumimos que cada una produce la mitad del torque de frenado requerido, por lo tanto:

$$T_{zap} = n \cdot \frac{T}{2} \qquad T_{zap} = 1{,}5 \cdot \frac{540000 lb\,.\,in}{2} = 405000 lb\,.\,in \qquad \boxed{T_{zap} = 405000 lb\,.\,in}$$

Ejercicio 4

a) Calculo y verificación de la presión máxima

De acuerdo a la teoría, para frenos de zapata larga la presión tiene una distribución senoidal a lo largo de dichas zapatas, ocurriendo la máxima presión cuando:

$$\theta_a := 90°$$

Debido a que conocemos el torque a frenar por cada zapata, podemos calcular cual sería la presión necesaria máxima para conseguir el frenado, a partir de la ecuación 16-6:

$$T = \frac{f p_a b r^2 (\cos\theta_1 - \cos\theta_2)}{\sin\theta_a} \qquad (16\text{–}6)$$

Y ahora despejamos la presión aplicada para el torque trasmitido por zapata:

$$\boxed{p_{max} = \frac{T_{zap} \cdot sen\left(\theta_a\right)}{f \cdot b \cdot r^2 \cdot \left(cos\left(\theta_1\right) - cos\left(\theta_2\right)\right)}}$$

$$p_{max} = \frac{405000 lb\,.\,in \cdot sen\left(90°\right)}{0{,}31 \cdot 8in \cdot (18in)^2 \cdot \left(cos\left(0°\right) - cos\left(120°\right)\right)}$$

Este valor verifica con los datos del material

$$\boxed{p_{max} = 336psi}$$

b) Calculo de la fuerza de aplicación del freno

Observando el diseño del freno, podemos asegurar que se trata de **zapatas autoenergizadas**, en las cuales el sentido de la rotación ayuda al frenado. Hacemos uso de la ecuación 16-4:

$$F = \frac{M_N - M_f}{c} \qquad (16\text{–}4)$$

$$\boxed{F \cdot c = M_N - M_f}$$

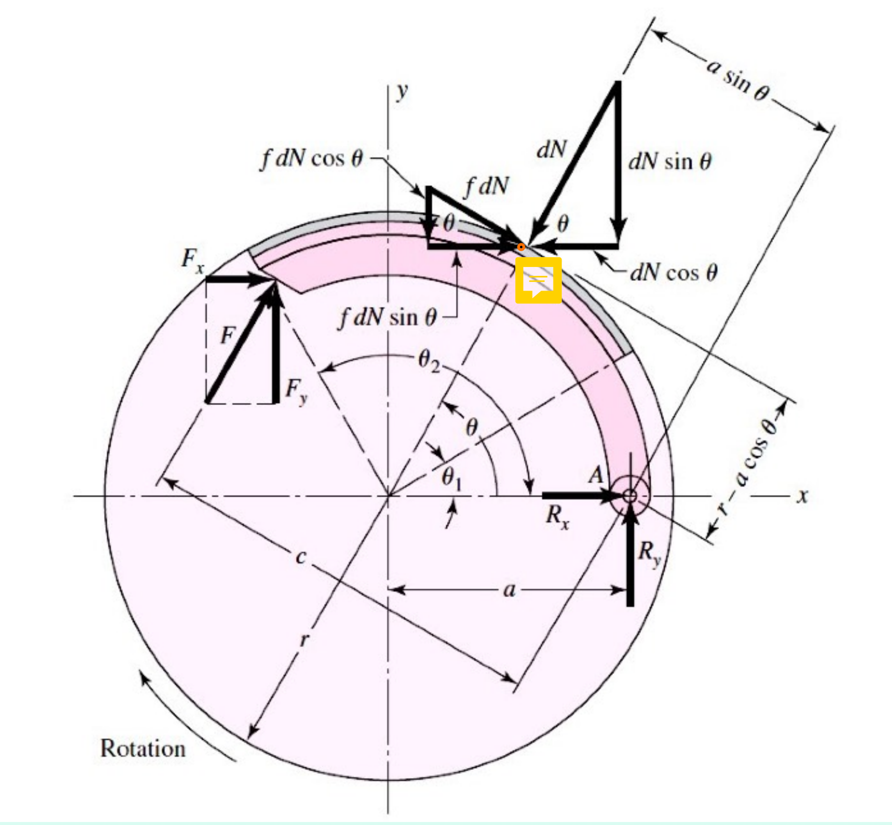
Equilibrio de momentos en el sistema, para zapata autoenergizada

$$\boxed{F \cdot c = M_N + M_f}$$

Equilibrio de momentos en el sistema, para zapata no autoenergizada

La variable ***c*** equivale a la distancia que hay entre el punto de aplicación de la carga **F** y el pivot.

El momento normal M_N y M_F lo obtenemos a partir de la integración de las ecuaciones16-2 y 16-3:



$$M_f = \int f\,dN(r - a\cos\theta) = \frac{f p_a b r}{\sin\theta_a}\int_{\theta_1}^{\theta_2} \sin\theta(r - a\cos\theta)\,d\theta \qquad (16\text{–}2)$$

$$M_N = \int dN(a\sin\theta) = \frac{p_a b r a}{\sin\theta_a}\int_{\theta_1}^{\theta_2} \sin^2\theta\,d\theta \qquad (16\text{–}3)$$

Ejercicio 4

Integrando y resolviendo encontramos los valores de los momentos que deben ser equilibrados por el momento $F.c$:

$$M_f := \frac{f \cdot p_{max} \cdot b \cdot r}{\sin(\theta_a)} \cdot \int_{\theta_1}^{\theta_2} \sin(\theta) \cdot (r - a \cdot \cos(\theta)) \, d\theta \rightarrow M_f := \frac{f \cdot p_{max} \cdot b \cdot r}{\sin(\theta_a)} \cdot \left[r - r \cdot \cos(\theta_2) - \frac{a}{2} \cdot (\sin(\theta_2))^2 \right]$$

$$M_f = 307 \cdot \text{klbf} \cdot \text{in}$$

$$M_n := \frac{a \cdot p_{max} \cdot b \cdot r}{\sin(\theta_a)} \cdot \int_{\theta_1}^{\theta_2} (\sin(\theta))^2 \, d\theta \rightarrow M_n := \frac{a \cdot p_{max} \cdot b \cdot r}{\sin(\theta_a)} \cdot \left(\frac{\theta_2}{2} - \frac{1}{4} \cdot \sin(2 \cdot \theta_2) \right)$$

$$M_n = 1070 \cdot \text{klbf} \cdot \text{in}$$

La distancia c la resolvemos por trigonometría:

$$c := 2 \cdot (a \cdot \cos(30°)) \qquad c = 30.3 \cdot \text{in}$$

Entonces la fuerza necesaria en cada zapata para aplicar el freno es:

$$F := \frac{M_n - M_f}{c} \qquad F = 25189 \, \text{lbf}$$

Ejercicio 4

c) Calculo de las reacciones en los pasadores

Primero descomponemos la fuerza F en sus componentes x y de acuerdo al sistema de referencia utilizado:

$$F_x := F \cdot \sin(30°) \qquad F_x = 12595 \cdot lbf$$

$$F_y := F \cdot \cos(30°) \qquad F_y = 21815 \cdot lbf$$

A continuación, a partir de las ecuaciones 16-8, primero se deben calcular las variables A y B:

$$A = \int_{\theta_1}^{\theta_2} \sin\theta \cos\theta \, d\theta = \left(\frac{1}{2}\sin^2\theta\right)_{\theta_1}^{\theta_2}$$
$$B = \int_{\theta_1}^{\theta_2} \sin^2\theta \, d\theta = \left(\frac{\theta}{2} - \frac{1}{4}\sin 2\theta\right)_{\theta_1}^{\theta_2} \qquad (16\text{–}8)$$

$$A := \frac{1}{2} \cdot \left(\sin\left(\theta_2\right)\right)^2 \qquad A = 0.375$$

$$B := \frac{\theta_2}{2} - \frac{1}{4} \cdot \sin\left(2\theta_2\right) \qquad B = 1.264$$

Ejercicio 4

Por ultimo aplicamos las ecuaciones 16-9 (observar que estas formulas son para zapatas autoenergizadas):

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

$$R_y = \frac{p_a b r}{\sin\theta_a}(B + fA) - F_y \qquad (16\text{–}9)$$

$A = 0.375 \quad B = 1.264 \quad b := 8in \quad r := 18in \quad \theta_a := 90° \quad p_{max} = 336 \cdot psi$

$$R_x := \frac{p_{max} \cdot b \cdot r}{\sin(\theta_a)} \cdot (A - f \cdot B) - F_x \qquad R_x = -13405 \cdot lbf$$

$$R_y := \frac{p_{max} \cdot b \cdot r}{\sin(\theta_a)} \cdot (B + f \cdot A) - F_y \qquad R_y = 44957 \cdot lbf$$

Y calculamos la resultante de la reacción en los pasadores:

$$R := \sqrt{R_x^2 + R_y^2} \qquad \boxed{R = 46913 \cdot lbf}$$