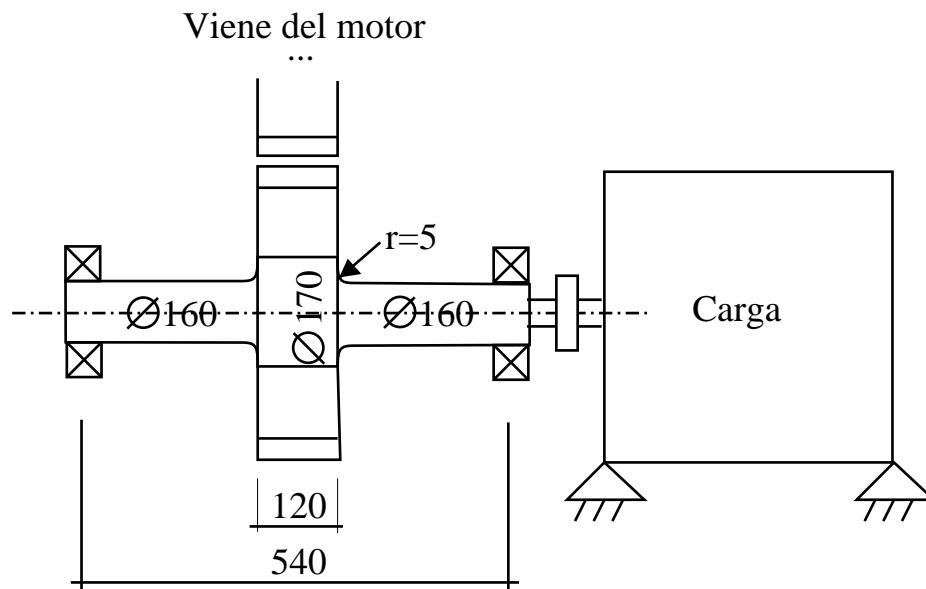
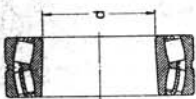
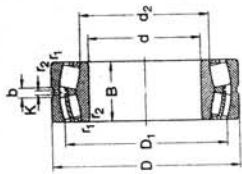


El eje de la figura recibe la potencia procedente del motor a través del engranaje cilíndrico recto que lleva montado, y se acopla a la carga por su extremo derecho. La potencia consumida es de 70 CV y la velocidad de giro del eje es 20 rpm. El eje es de acero AISI 1030 estirado en frío y sus dimensiones se muestran en la figura (en mm). Se apoya en sus extremos sobre sendos rodamientos de rodillos (agujero cilíndrico). El engranaje está construido en acero AISI 1050 estirado en frío, tiene 50 dientes, módulo 12 mm, ángulo de presión  $20^\circ$  y la longitud de los dientes es 120 mm.



- Calcular el coeficiente de seguridad con que se cuenta en el eje frente a la rotura por fatiga, aplicando para ello el método de Söderberg para ejes.
- Seleccionar los rodamientos para los apoyos en el catálogo que se adjunta, si se desea una vida de los mismos de 12000 horas.
- Indicar si se producirá fallo por flexión en los dientes del engranaje, utilizando como tensión admisible un tercio del correspondiente límite elástico.
- Comprobar también la posibilidad de fallo de los dientes por presión superficial, sabiendo que el piñón que engrana con la rueda de la figura tiene 25 dientes y está fabricado en el mismo material.
- Caso de que se descubra algún error de diseño al resolver los apartados anteriores, explicar qué cambios podrían introducirse para solucionarlo.

**Rodamientos de rodillos a rótula**  
d : 130 - 170 mm



Agujero cilíndrico

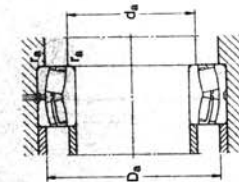
Agujero cónico

Dimensiones principales	Capacidad de carga dinám.	C	B	D	Carga límite de fatiga		Velocidad nominal	Masa	Designaciones	Apogero
					estático	Pu				
d	N	C	B	D	N	Pu	r/min	kg		
130	200 52 240 60 270 68	914 000 477 000 815 000	610 000 815 000 780 000	81 500 1 700 2 200 855	81 500 1 700 2 200 855	6 10 7 95	1 900 1 500 900	2 600 1 800 1 100	23026 CC/W33 24026 CC/W33 25126 CC/W33 26126 CC/W33 27126 CC/W33 28126 CC/W33 29126 CC/W33 30126 CC/W33	23026 CCK/W33 24026 CCK/W33 25126 CCK/W33 26126 CCK/W33 27126 CCK/W33 28126 CCK/W33 29126 CCK/W33 30126 CCK/W33
140	210 53 210 69 210 85 225 85 225 85 250 88 250 88 300 102	397 000 495 000 675 000 675 000 675 000 915 000 915 000 1 130 000	680 000 900 000 900 000 1 160 000 1 160 000 1 250 000 1 250 000 1 560 000	68 000 1 400 1 400 850 1 000 1 200 1 200 1 100	68 000 1 400 1 400 850 1 000 1 200 1 200 1 100	6 55 8 45 8 45 10 5 10 5 14 0 14 0 34 5	1 800 1 600 1 600 850 1 000 1 200 1 200 1 100	2 400 2 000 2 000 1 100 1 100 2 200 2 200 2 200	23028 CC/W33 24028 CC/W33 25128 CC/W33 26128 CC/W33 27128 CC/W33 28128 CC/W33 29128 CC/W33 30128 CC/W33	23028 CCK/W33 24028 CCK/W33 25128 CCK/W33 26128 CCK/W33 27128 CCK/W33 28128 CCK/W33 29128 CCK/W33 30128 CCK/W33
150	225 56 225 75 250 80 250 100 270 109 270 109 320 108	437 000 564 000 725 000 897 000 1 000 000 1 000 000 1 270 000	750 000 1 040 000 1 200 000 1 500 000 1 500 000 1 500 000 1 760 000	73 500 1 040 000 1 14 000 1 37 000 1 37 000 1 37 000 1 46 000	73 500 1 040 000 1 14 000 1 37 000 1 37 000 1 37 000 1 46 000	7 95 10 5 10 5 15 0 15 0 15 0 41 5	1 700 1 300 1 300 800 1 000 1 000 1 000	2 200 1 700 1 400 900 1 100 1 100 1 100	23030 CC/W33 24030 CC/W33 25130 CC/W33 26130 CC/W33 27130 CC/W33 28130 CC/W33 29130 CC/W33	23030 CCK/W33 24030 CCK/W33 25130 CCK/W33 26130 CCK/W33 27130 CCK/W33 28130 CCK/W33 29130 CCK/W33
160	240 60 240 80 270 109 270 109 290 80 290 104 340 114	508 000 645 000 1 000 000 1 040 000 863 000 1 070 000 1 270 000	880 000 1 070 000 1 370 000 1 370 000 1 760 000 1 660 000 1 960 000	85 000 1 170 000 1 29 000 1 29 000 1 63 000 1 53 000 1 80 000	85 000 1 170 000 1 29 000 1 29 000 1 63 000 1 53 000 1 80 000	9 70 13 0 20 5 20 5 24 0 24 0 41 5	1 700 1 300 1 300 700 1 500 1 500 950	2 300 1 500 1 500 900 1 300 1 300 1 300	23032 CC/W33 24032 CC/W33 25132 CC/W33 26132 CC/W33 27132 CC/W33 28132 CC/W33 29132 CC/W33	23032 CCK/W33 24032 CCK/W33 25132 CCK/W33 26132 CCK/W33 27132 CCK/W33 28132 CCK/W33 29132 CCK/W33
170	260 67 260 80 280 88 280 109 310 110 360 120	621 000 769 000 870 000 970 000 1 070 000 1 540 000	1 060 000 1 460 000 1 500 000 1 680 000 1 930 000 2 160 000	100 000 1 37 000 1 37 000 1 460 000 1 32 000 1 76 000	100 000 1 37 000 1 37 000 1 460 000 1 32 000 1 76 000	13 0 17 5 26 5 28 5 38 5 55 5	1 600 1 000 1 000 800 1 300 950	2 000 1 400 1 400 950 1 300 1 300	23034 CC/W33 24034 CC/W33 25134 CC/W33 26134 CC/W33 27134 CC/W33 28134 CC/W33	23034 CCK/W33 24034 CCK/W33 25134 CCK/W33 26134 CCK/W33 27134 CCK/W33 28134 CCK/W33

Comprobar disponibilidad de rodamientos de diseño E(K) antes de hacer el pedido.



Bosch Rexroth AG, 48483 Düsseldorf, Germany



Otras dimensiones

Dimensiones de resaltes

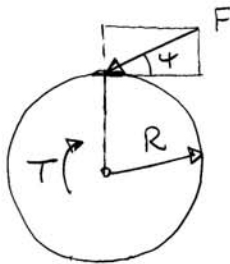
Factores de carga

Otras dimensiones	Dimensiones de resaltes				Factores de carga			
	c	d2	D1	d1	e	f	g	h
d	mm	mm	mm	mm				
130	148 190 148 190 147 180 153 200 152 203 164 233	146 184 146 184 144 216 144 216 144 218 148 262	190 200 190 200 200 213 200 213 200 213 200 213	2 2	0,23 0,31 0,28 0,36 0,35 0,43 0,29 0,37 0,33 0,41 0,35 0,43	2 2	2 2	4,4 2,8 3,3 2,2 2,5 1,9 2,9 2,3 2,5 1,9 3,7 2,9 1,8 2,9
140	158 190 155 185 159 185 166 216 165 212 175 247	140 180 140 180 144 218 144 218 144 218 148 262	190 200 190 200 200 213 200 213 200 213 200 213	2 2	0,22 0,30 0,26 0,34 0,31 0,39 0,28 0,36 0,26 0,34 0,33 0,41	2 2	2 2	4,6 2,8 3,4 2,2 3,4 2,2 2,9 2,3 2,9 2,3 1,8 2,9
150	169 203 166 197 173 216 169 211 176 234 189 267	162 213 162 213 162 213 162 213 162 213 168 302	2 2	4,5 3,3 3,3 2,2 1,1 1,1 8,3 6,2 7,5 5,4 16,7 12,5	0,22 0,30 0,26 0,34 0,31 0,39 0,28 0,36 0,26 0,34 0,33 0,41	2 2	2 2	4,6 2,8 3,4 2,2 3,4 2,2 2,9 2,3 2,9 2,3 1,8 2,9
160	181 217 187 231 181 228 191 260 189 244 201 282	172 228 172 228 172 228 174 276 174 276 178 322	2 2	1,1 1,1 1,1 1,1 8,3 6,2 13,9 10,3 13,9 10,3 16,7 12,5	0,22 0,30 0,26 0,34 0,31 0,39 0,28 0,36 0,26 0,34 0,33 0,41	2 2	2 2	4,6 2,8 3,4 2,2 3,4 2,2 2,9 2,3 2,9 2,3 1,8 2,9
170	192 232 188 226 185 244 190 237 201 281 213 300	182 248 182 248 182 248 188 292 188 292 188 342	2 2	1,1 1,1 6 4,5 6 4,5 13,9 10,3 13,9 10,3 16,7 12,5	0,23 0,31 0,27 0,35 0,31 0,39 0,27 0,35 0,27 0,35 0,33 0,41	2 2	2 2	4,4 2,8 3,3 2,2 3,3 2,2 2,5 1,9 2,5 1,9 1,8 2,9

a) El par de torsión que sufre el eje vale,

$$T = \frac{\dot{W}}{\omega} = \frac{70 \times 735'5}{20 \times \frac{2\pi}{60}} = 24582 \text{ Nm} = T$$

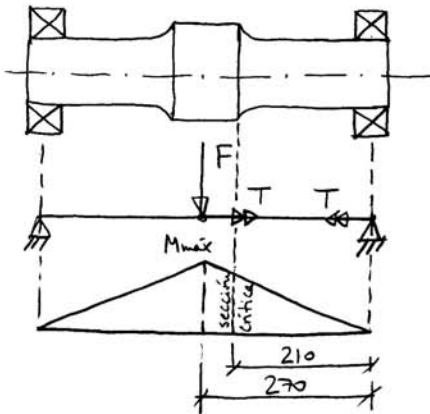
Y la fuerza que actúa en el contacto de los dientes,



$$R = \frac{wz}{2} = \frac{12 \times 50}{2} = 300 \text{ mm}$$

$$FR \cos \psi = T \Rightarrow F = \frac{T}{R \cos \psi} = \frac{24582}{0'3 \cos 20}$$

$$F = 87200 \text{ N}$$



El momento flector máximo vale,

$$M_{\max} = \frac{FL}{4} = \frac{87200 \times 0'54}{4} = 11772 \text{ Nm}$$

y en la sección de la entalle,

$$M = 11772 \frac{210}{270} = 9156 \text{ Nm} = M$$

Ya se conocen pues los cargas en la sección crítica:

$$\left\{ \begin{array}{l} \text{Momento flector } M = 9156 \text{ Nm} \\ \text{Momento torsor } T = 24582 \text{ Nm} \end{array} \right.$$

Vamos ahora a calcular la resistencia del eje.

AISI 1030 estirado en frío:  $S_u = 520 \text{ MPa}$ ;  $S_y = 440 \text{ MPa}$

$$S_e = 0'5 S_u = 0'5 \times 520 = 260 \text{ MPa}$$

$$K_a = 4'51 S_u^{-0'265} = 4'51 \times 520^{-0'265} = 0'86$$

$$K_b = 1'189 d^{-0'097} = 1'189 \times 160^{-0'097} = 0'72$$

$$\left. \begin{array}{l} \frac{r}{d} = \frac{5}{160} = 0'03125 \\ \frac{D}{d} = \frac{170}{160} = 1'0625 \end{array} \right\} K_t = 2'1$$

$$\left. \begin{array}{l} r = 5 \text{ mm} \\ S_u = 520 \text{ MPa} \end{array} \right\} q = 0'8$$

$$k_f = 1 + q(k_t - 1) = 1 + 0.8(2.1 - 1) = 1.88$$

$$S_e = k_a k_b \frac{1}{k_f} S_e = 0.86 \times 0.72 \times \frac{1}{1.88} \times 260 = 85 \text{ MPa}$$

Ahora ya se puede aplicar el método de Soderberg para ejes.

$$\frac{1}{C_s} = \frac{32}{\pi d^3} \sqrt{\left(\frac{M}{S_e}\right)^2 + \left(\frac{T}{S_y}\right)^2} = \frac{32}{\pi \times 0.16^3} \sqrt{\left(\frac{9156}{85 \cdot 10^6}\right)^2 + \left(\frac{24582}{440 \cdot 10^6}\right)^2}$$

$$C_s = 3.31$$

b) Selección de rodamientos.

La carga sobre cada rodamiento será,

$$P = \frac{F}{2} = \frac{87200}{2} = 43600 \text{ N}$$

y la velocidad de giro,  $\omega = 20 \text{ rpm}$

Como se desea una vida de 12000, necesitamos una capacidad dinámica de carga,

$$C \geq PL^{1/a} = 43600 \left( \frac{12000 \times 60 \times 20}{10^6} \right)^{3/10} = 97050 \text{ N}$$

En el catálogo, el primer rodamiento para  $d = 160 \text{ mm}$  ya posee una capacidad dinámica muy superior,  $C = 506000 \text{ N}$ . Por tanto, es el seleccionado.

Dos rodamientos 23032 CC/W33 (160/240  $\phi$  x 60)

c) Comprobación de la flexión de los dientes del engranaje.

$$K_v = \frac{6.1}{6.1 + 20 \frac{2.7}{60} \times 0.3} = 0.9 ;$$

AISI 1050 extraído en frío:  $S_u = 690 \text{ MPa}$ ;  $S_y = 580 \text{ MPa}$ ;  $H_B = 197 \text{ kpsi}$

$$\sigma_{adm} = \frac{S_y}{3} = \frac{580}{3} = 193 \text{ MPa}$$

$$\sigma = \frac{W_t}{k_r b m Y} = \frac{F_{w \rightarrow Y}}{k_r b m Y} = \frac{87200 \text{ en } 20}{0.9 \times 0.12 \times 12 \cdot 10^3 \times 0.409} =$$

$$= 155 \text{ MPa} < \sigma_{adm} = 193 \text{ MPa} \quad \text{OK!}$$

d) Comprobación de la presión superficial.

Acero:  $E = 207 \text{ GPa}$ ;  $\nu = 0.292$

$$C_p = \sqrt{\frac{1}{2\pi \frac{1-\nu^2}{E}}} = 189779 \text{ Pa}; \quad C_v = 0.9$$

$$R_1 = 300 \text{ mm}; \quad R_2 = \frac{m z_2}{2} = \frac{12 \times 25}{2} = 150 \text{ mm}$$

$$\sigma_c = C_p \sqrt{\frac{2 W_t}{C_v b \sin 2\alpha} \left( \frac{1}{R_1} + \frac{1}{R_2} \right)} =$$

$$= 189779 \sqrt{\frac{2 \times 87200 \text{ en } 20}{0.9 \times 0.12 \times \sin 40^\circ} \left( \frac{1}{0.3} + \frac{1}{0.15} \right)} = 922 \text{ MPa}$$

Como valor de referencia vamos a tomar la resistencia a fatiga superficial para  $10^8$  ciclos, que es función de la dureza.

$$S_c = 0.4 \text{ HB} - 10 \quad (\text{Kpsi}) = 0.4 \times 197 - 10 =$$

$$= 68.8 \text{ Kpsi} = 68.8 \times 6.89 \text{ MPa} = 474 \text{ MPa}$$

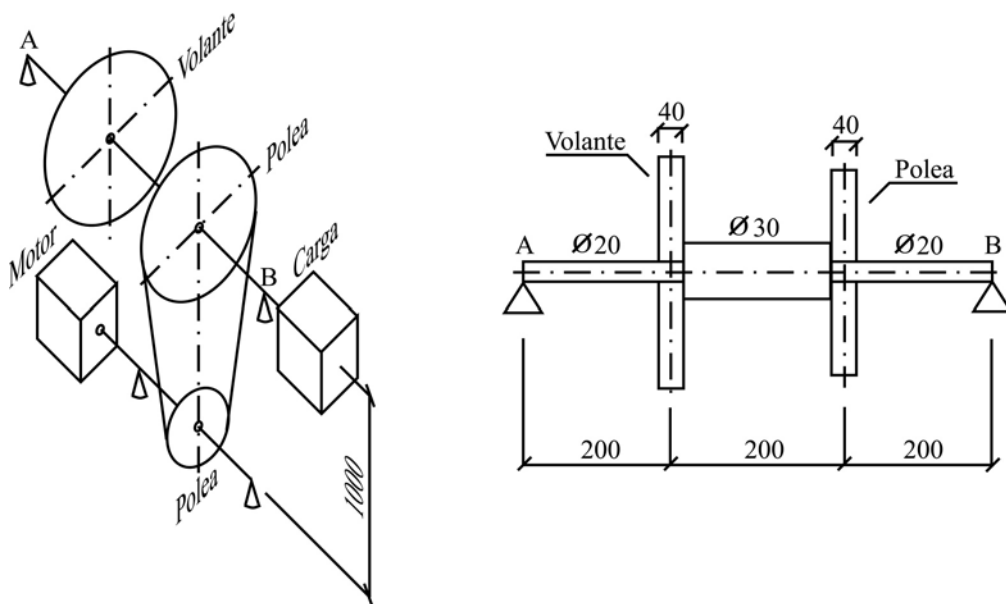
Entonces,

$$\sigma_c = 922 \text{ MPa} > S_c = 474 \text{ MPa}$$

luego tendremos fallo a fatiga superficial.

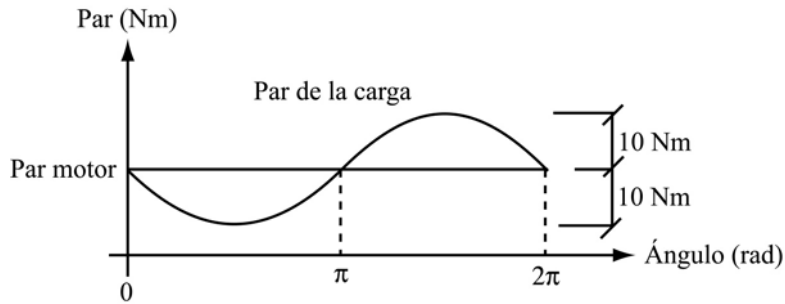
e) Para solucionar el problema de la fatiga superficial debe elegirse una longitud de dientes superior, o aumentar su tamaño (módulo).

En la máquina de la figura (con distancias en mm), un motor proporciona 1 Kw de potencia cuando gira a 1500 rpm. La reducción se logra mediante dos poleas, con radios de 40 y 120 mm, respectivamente, conectadas por una correa plana. La banda es de uretano, con densidad  $2.8022 \cdot 10^7 \text{ Kg/m}^3$ , anchura 31.75 mm y espesor 2.286 mm, siendo 0.7 el coeficiente de rozamiento entre correa y poleas. El eje motor se encuentra justo debajo del eje de la carga, siendo 1 m la distancia que separa a ambos ejes.



- a) Teniendo en cuenta que el efecto de las fuerzas centrífugas en la banda puede ser despreciado, determinar las fuerzas, en N, que soportan el lado tenso y el lado flojo de la correa, respectivamente.
- b) Calcular la precarga requerida por la correa, también en N.

Por su parte, la carga presenta una demanda de par senoidal, con valor medio igual al par proporcionado por el motor al eje de la carga, y amplitud de 10 N·m, según se indica en la siguiente figura.



c) Si se desea un coeficiente de fluctuación de 0.02 en la velocidad del eje de la carga, obtener el valor del momento de inercia, en  $\text{Kg}\cdot\text{m}^2$  que ha de poseer el volante.

d) Sabiendo que el volante va a ser un cilindro macizo de acero, con una densidad de  $7890 \text{ Kg}/\text{m}^3$  y un espesor de 40 mm, determinar el radio, en mm, que habrá de tener el volante.

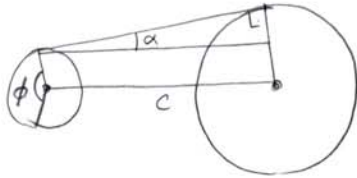
Por último, se estudia el eje de la carga, de acero AISI 1030, cuyo detalle puede verse en la figura derecha del comienzo del enunciado. Los radios de acuerdo en los cambios de sección son todos iguales, de valor 2 mm.

e) Si se considera que sobre dicho eje actúa el peso del volante (despreciándose el peso de la polea), la fuerza debida a la transmisión por correa, y el correspondiente par de torsión, indicar la sección más crítica.

f) Obtener el coeficiente de seguridad de que se dispone respecto a fatiga a vida infinita.

$$a) T_m = \frac{\dot{W}}{\omega} = \frac{1000}{1500 \frac{2\pi}{60}} = 6'3662 \text{ Nm}$$

$$T_m = (F_1 - F_2) r \rightarrow 6'3662 = (F_1 - F_2) 0'04 \rightarrow F_1 - F_2 = 159'15 \text{ (1)}$$



$$\mu \alpha = \frac{R-r}{c} = \frac{0'12-0'04}{1} = 0'08$$

$$\alpha = 4'5886^\circ = 0'0801 \text{ rad}$$

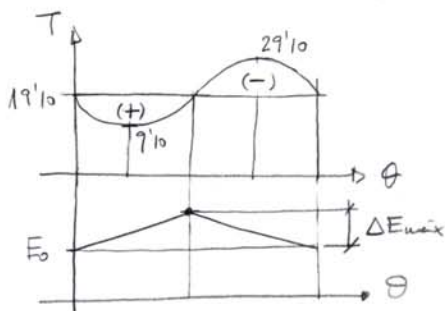
$$\phi = \pi - 2\alpha = \pi - 2 \times 0'0801 = 2'9814 \text{ rad}$$

$$F_1 = F_2 e^{\mu \phi} \rightarrow F_1 = F_2 e^{0'7 \times 2'9814} \rightarrow F_1 = 8'0605 F_2 \text{ (2)}$$

$$\text{De (1) y (2): } \boxed{F_1 = 181'69 \text{ N}; F_2 = 22'54 \text{ N}}$$

$$b) F_i = \frac{F_1 + F_2}{2} = \frac{181'69 + 22'54}{2} = \boxed{102'115 \text{ N} = F_i}$$

$$c) T_{mc} = \frac{R}{r} T_m = \frac{0'012}{0'04} 6'3662 = 19'10 \text{ Nm}$$



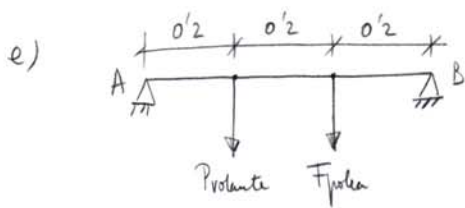
$$\Delta E_{mec} = 10 \int_0^{\pi} \sin \theta d\theta = 10 [-\cos \theta]_0^{\pi} = 20 \text{ J} = \Delta E_{mec}$$

$$I = \frac{\Delta E_{mec}}{C_f \omega^2} = \frac{20}{0'02 \times \left(1500 \frac{2\pi}{60}\right)^2} = \boxed{0'365 \text{ kg} \cdot \text{m}^2 = I}$$

$$d) I = \frac{1}{2} m_v r_v^2 = \frac{1}{2} (\rho \pi r_v^2 b) r_v^2 = \frac{1}{2} \rho \pi b r_v^4$$

$$0'365 = \frac{1}{2} 789071 \times 0'04 \times r_v^4 \rightarrow \boxed{r_v = 0'165 \text{ m} = 165 \text{ mm}}$$



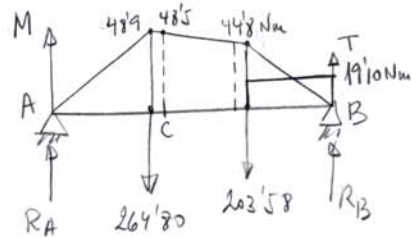


$$P_{\text{volante}} = uvf = \rho \pi b r^2 g =$$

$$= 7890 \text{ N/m} \times 0.04 \text{ m} \times 0.165^2 \text{ m} \times 9.81 \text{ m/s}^2 =$$

$$= 264.80 \text{ N}$$

$$F_{\text{volante}} = (F_1 + F_2) \cos \alpha = (171.69 + 22.54) \cos 4.5886^\circ = 203.58 \text{ N}$$



$$0.6 R_B = 0.4 \times 264.80 + 0.2 \times 203.58$$

$$R_B = 244.4 \text{ N}$$

$$R_A = 264.80 + 203.58 - 244.40$$

$$R_A = 223.98 \text{ N}$$

La sección más crítica va a ser la C, por tener un alto valor de momento flector junto con concentración de tensiones debido a la entalla.

f) AISI 1020 :  $f_u = 520 \text{ MPa}$ ,  $f_y = 440 \text{ MPa}$

$$S_e = 0.5 f_u = 0.5 \times 520 = 260 \text{ MPa}$$

$$k_a = a f_u^b = 4.51 \times 520^{-0.265} = 0.86$$

$$k_b = 1.189 d^{-0.097} = 1.189 \times 20^{-0.097} = 0.89$$

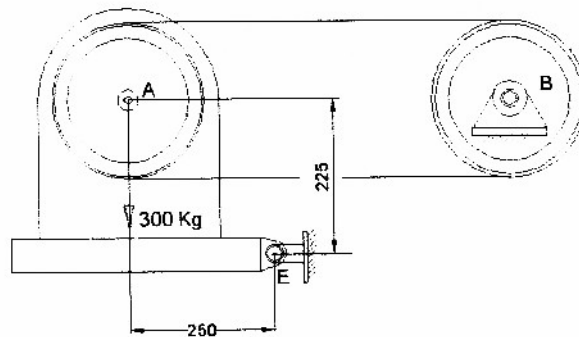
$$\left. \begin{array}{l} \frac{r}{d} = \frac{2}{20} = 0.1 \\ \frac{D}{d} = \frac{30}{20} = 1.5 \end{array} \right\} k_t = 1.7 ; \quad \left. \begin{array}{l} r = 2 \text{ mm} \\ S_u = 0.52 \text{ GPa} \end{array} \right\} q = 0.75$$

$$k_f = 1 + q(k_t - 1) = 1 + 0.75(1.7 - 1) = 1.525$$

$$S_e = k_a k_b \frac{1}{k_f} S_e = 0.86 \times 0.89 \times \frac{1}{1.525} 260 = 130.5 \text{ MPa}$$

$$G = \frac{\pi d^3 S_e}{32M} = \frac{\pi \times 0.02^3 \times 130.5 \cdot 10^6}{32 \times 48.5} = \boxed{2.11 = C_s}$$

La figura muestra una transmisión con el motor pivotado. El motor funciona a 800 rpm y pesa 300 kg. Las dos poleas tienen el mismo diámetro, 300 mm, y sus centros se hallan a una distancia de 700 mm. La correa, cuyos ramales se encuentran horizontales durante el funcionamiento del motor, tiene un ancho de 225 mm y un espesor de 6,5 mm, siendo su peso de 1,06 g/cm<sup>3</sup>. El coeficiente de rozamiento entre la correa y las poleas es 0,2. Las distancias de la figura están en mm.

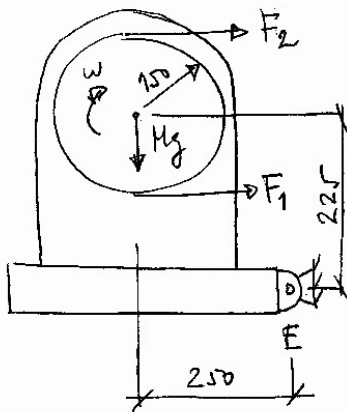


Si el motor gira en sentido horario, determinar, cuando la transmisión funciona a plena capacidad:

- a) Fuerza en los dos ramales de la correa.
- b) Potencia transmitida por el motor.
- c) Fuerza de pretensión en la correa.

Nota: no deben despreciarse las fuerzas centrífugas sobre la correa.

a)



Tomando momentos en la articulación del motor E,

$$F_1 \times 75 + F_2 \times 375 = 300 \times 9.81 \times 250 \quad (1)$$

Y según la ecuación para una relación de fuerzas en la correa a la entrada y a la salida de la polea,

$$\frac{F_1 - F_2}{F_2 - F_1} = e^{\mu \phi}$$

$$F_2 = m v^2 = [106 \times (22.5 \times 0.65 \times 100) \times 10^{-3}] \left( \frac{800 \times 2\pi}{60} \times 0.15 \right)^2 = 245 \text{ N}$$

$$\frac{F_1 - 245}{F_2 - 245} = e^{0.2\pi} \quad (2)$$

Resolviendo (1) y (2) tenemos

$$\begin{aligned} F_1 &= 2520 \text{ N} \\ F_2 &= 1458 \text{ N} \end{aligned}$$

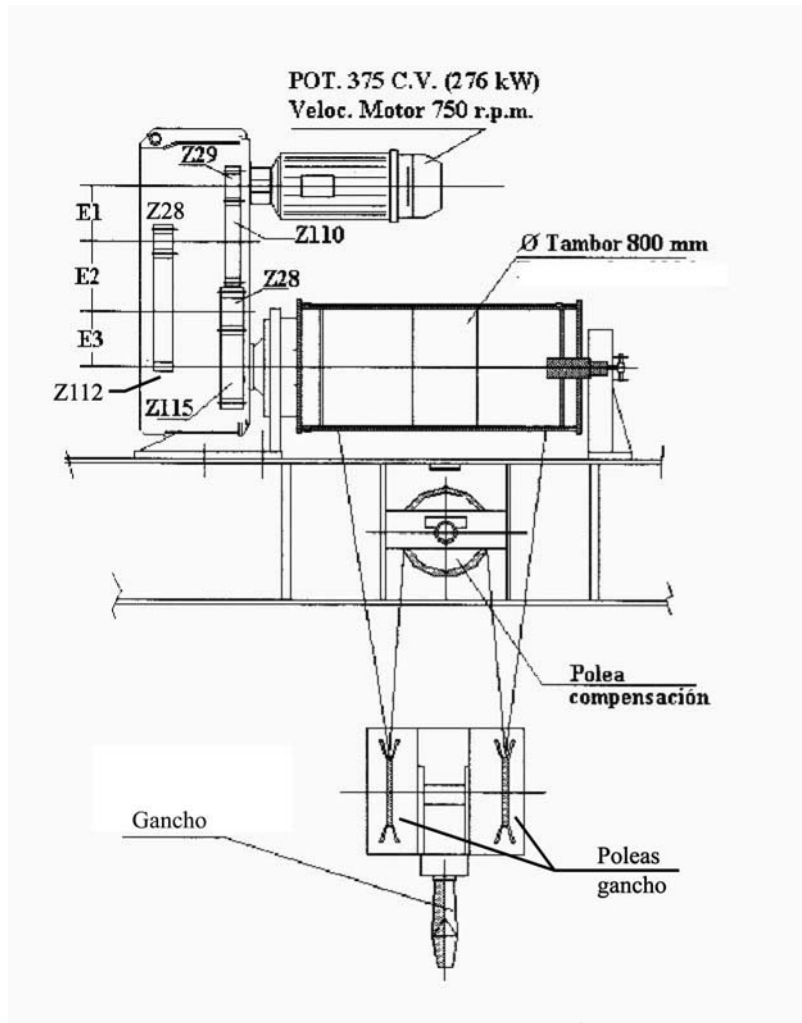
$$\begin{aligned} b) \quad \dot{W} &= (F_1 - F_2) v = (2520 - 1458) \left( \frac{800 \times 2\pi}{60} \times 0.15 \right) = 13345 \text{ W} = \\ &= \boxed{13.345 \text{ kW} = \dot{W}} \end{aligned}$$

$$c) \quad F_c = \frac{F_1 + F_2}{2} = \frac{2520 + 1458}{2} = \boxed{1989 \text{ N} = F_c}$$

Examen de TECNOLOGIA DE MAQUINAS – Septiembre 06

Nombre.....

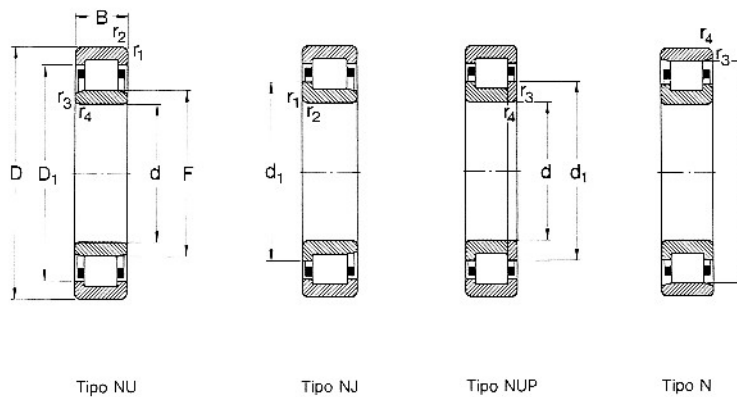
La figura muestra un mecanismo de elevación por cable, con cuatro ramales, dos de ellos unidos al tambor. La cadena cinemática consta de motor, reductor de tres etapas con engranajes cilíndricos normales de dientes rectos, tambor, gancho con dos poleas, y polea de compensación.



- Cuando el motor gira a 750 rpm, ¿cuál es la velocidad constante de ascenso o descenso de la carga soportada por el gancho, en m/min?
- Si, para elevar una carga a la velocidad constante calculada en el apartado anterior, el motor suministra una potencia de 276 kW, ¿cuál será el valor de la carga en  $T_m$ , sabiendo que cada engrane entre ruedas dentadas posee un rendimiento del 95%?
- El módulo de los engranajes es 10 mm. Las ruedas son de un acero con límite

de fluencia  $S_y=60 \text{ kg/mm}^2$ , y límite de rotura  $S_u=95 \text{ kg/mm}^2$ . Si se desea un coeficiente de seguridad de 3 respecto al fallo estático por flexión de los dientes, ¿cuál será el ancho de cara (o longitud de diente), en mm, que deberá poseer la rueda de 112 dientes? ¿Se encuentra el valor calculado en el rango recomendado de entre 3 y 5 veces el paso circunferencial?

d) Determinar la carga, en Tm, que soporta el eje de la polea de compensación. Si dicho eje tiene un diámetro de 85 mm, y se apoya en dos rodamientos de rodillos cilíndricos, elegir dichos rodamientos en el catálogo que se adjunta, para una vida de 3000 horas.



Dimensiones principales			Capacidad de carga dinám.	Capacidad de carga estát.	Carga límite de fatiga $P_u$	Velocidad nominal Lubricación con grasa      aceite		Masa	Designación
d	D	B	C	$C_0$	N	r/min		kg	-
80 (cont.)	170	58	358 000	440 000	55 000	3 200	3 800	5,85	NU 2316 EC
	170	58	358 000	440 000	55 000	3 200	3 800	5,95	NJ 2316 EC
	170	58	358 000	440 000	55 000	3 200	3 800	6,10	NUP 2316 EC
	200	48	303 000	320 000	39 000	3 200	3 800	7,30	NU 416
	200	48	303 000	320 000	39 000	3 200	3 800	7,45	NJ 416
85	130	22	68 200	86 500	10 800	5 000	6 000	1,05	NU 1017
	150	28	165 000	200 000	24 500	3 800	4 500	1,90	NU 217 EC
	150	28	165 000	200 000	24 500	3 800	4 500	1,95	NJ 217 EC
	150	28	165 000	200 000	24 500	3 800	4 500	2,00	NUP 217 EC
	150	28	165 000	200 000	24 500	3 800	4 500	1,90	N 217 EC
	150	36	216 000	280 000	34 500	3 800	4 500	2,45	NU 2217 EC
	150	36	216 000	280 000	34 500	3 800	4 500	2,55	NJ 2217 EC
150	36	216 000	280 000	34 500	3 800	4 500	2,55	NUP 2217 EC	
	180	41	297 000	335 000	41 500	3 000	3 600	4,70	NU 317 EC
	180	41	297 000	335 000	41 500	3 000	3 600	4,80	NJ 317 EC
	180	41	297 000	335 000	41 500	3 000	3 600	4,90	NUP 317 EC
	180	41	297 000	335 000	41 500	3 000	3 600	4,70	N 317 EC
	180	60	396 000	490 000	60 000	3 000	3 600	6,85	NU 2317 EC
	180	60	396 000	490 000	60 000	3 000	3 600	7,00	NJ 2317 EC
	180	60	396 000	490 000	60 000	3 000	3 600	7,15	NUP 2317 EC
	210	52	319 000	335 000	39 000	3 000	3 600	8,70	NU 417
	210	52	319 000	335 000	39 000	3 000	3 600	8,90	NJ 417
90	140	24	80 900	104 000	12 700	4 800	5 600	1,35	NU 1018
	160	30	183 000	220 000	27 000	3 600	4 300	2,35	NU 218 EC
	160	30	183 000	220 000	27 000	3 600	4 300	2,40	NJ 218 EC
	160	30	183 000	220 000	27 000	3 600	4 300	2,45	NUP 218 EC
	160	30	183 000	220 000	27 000	3 600	4 300	2,35	N 218 EC

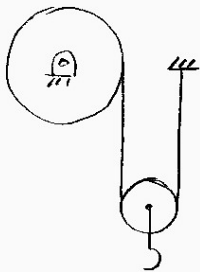
a) la relación entre la velocidad de giro del tambor y la del motor es,

$$\frac{W_t}{W_m} = \frac{29 \times 28 \times 28}{110 \times 112 \times 115} \Rightarrow W_t = \frac{W_m}{62'315}$$

$$W_t = \frac{750}{62'315} \times \frac{2\pi}{60} = 1'26 \text{ r/s}$$

Entonces, la velocidad de salida o entrada de cable en el tambor es,

$$V_c = W_t R_t = 1'26 \times 0'4 = 0'504 \text{ m/s}$$



Dado que la estructura cinemática del conjunto Tambor-cable-fancho-polea de Compensación es equivalente a la que se muestra en la figura, la velocidad de subida o bajada del fancho será la mitad que la velocidad entrada o salida de cable.

$$V = \frac{V_c}{2} = \frac{0'504}{2} \times 60 = 15'12 \text{ m/min} = v$$

b) Se puede establecer un balance entre la potencia suministrada por el motor, y la consumida por la carga, teniendo también en cuenta las pérdidas en los engranes del reductor.

$$\eta^3 W_m = W_c$$

$$0'95^3 \times 276 \cdot 10^3 = P \times \frac{0'504}{2} \Rightarrow P = 939030 \text{ N}$$

$$P = 939030 \frac{1}{9'81} \cdot 10^3 = 95'72 \text{ Tm} = P$$

c) El fallo por flexión de los dientes de engranajes cilíndricos rectos se comprueba con la fórmula de Lewis:

$$\sigma_{admis} = \frac{F_t}{k_v b m Y}$$

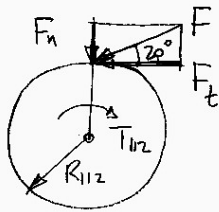
Como se habla de fallo estático, se utilizará:

$$\sigma_{admis} = \frac{S_y}{C_s} = \frac{60 \times 9'81}{3} = 196'2 \text{ MPa}$$

Para conocer la carga tangencial sobre el diente,  $F_t$ , es preciso averiguar qué par transmite la rueda de 112 dientes, que se halla en el eje previo al eje del tambor.

La velocidad del eje de la rueda de 112 dientes es:

$$\frac{\omega_t}{\omega_{112}} = \frac{28}{115} \rightarrow \omega_{112} = \frac{115}{28} \times 1'26 = 5'175 \text{ r/s}$$



$$\eta^2 \dot{W}_m = \dot{W}_{112}$$

$$0'95^2 \times 276 \cdot 10^3 = T_{112} \times 5'175$$

$$T_{112} = 48133 \text{ Nm}$$

$$F_t R_{112} = T_{112} \rightarrow F_t \times \frac{m z}{2} = T_{112}$$

$$F_t = \frac{2 \times T_{112}}{m z} = \frac{2 \times 48133}{0'01 \times 112} = 85952 \text{ N}$$

Para hallar  $k_v$  es preciso conocer la velocidad del engranaje en la línea de paso, en  $m/s$ :

$$v = \omega_{112} R_{112} = 5'175 \frac{0'01 \times 112}{2} = 2'9$$

$$k_v = \frac{6'1}{6'1 + v} = \frac{6'1}{6'1 + 2'9} = 0'67$$

El factor de Lewis,  $\gamma$ , se puede interpolar a partir de los siguientes valores:

$$\begin{array}{l} z = 100 \rightarrow \gamma = 0'447 \\ z = 150 \rightarrow \gamma = 0'460 \end{array} \left\{ \begin{array}{l} z = 112 \rightarrow \gamma = 0'450 \end{array} \right.$$

Ya se puede aplicar la fórmula de Lewis:

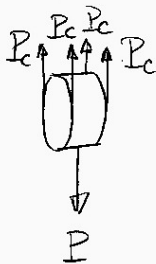
$$\sigma_{adm} = \frac{F_t}{k_v b m \gamma} \Rightarrow 196'2 \cdot 10^6 = \frac{85952}{0'67 \times b \times 0'01 \times 0'45}$$

$$b = 0'145 \text{ m} = \boxed{145 \text{ mm} = b}$$

El paso circular es:  $p = m\pi = 10\pi = 31'4 \text{ mm}$

luego  $\frac{b}{p} = \frac{145}{31'4} = 4'6$  que, efectivamente, se encuentra entre los 3 y 5 veces recomendados.

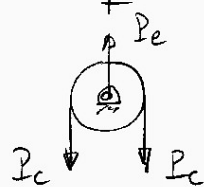
d) A: se realiza el equilibrio del fardo, se tiene que,



$P = 4 P_c$ , donde  $P_c$  es la carga del cable.

$$95'72 = 4 P_c \rightarrow P_c = 23'93 \text{ Tm}$$

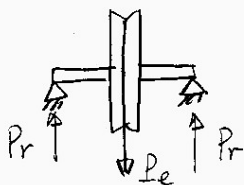
El equilibrio de la polea de compensación da,



$P_e = 2 P_c$ , siendo  $P_e$  la carga que soporta el eje de la polea.

$$P_e = 2 \times 23'93 = \boxed{47'86 \text{ Tm} = P_e}$$

Por tanto, cada rodamiento habrá de soportar la mitad de esta carga,



$$P_r = \frac{P_e}{2} = 23'93 \text{ Tm} = 23'93 \times 9'81 \cdot 10^3 =$$

$$= 234753 \text{ N} \text{ . Como la polea no}$$

gira apenas, nos fijamos en  $C_0$ , y elegimos el modelo NU2217 EC.

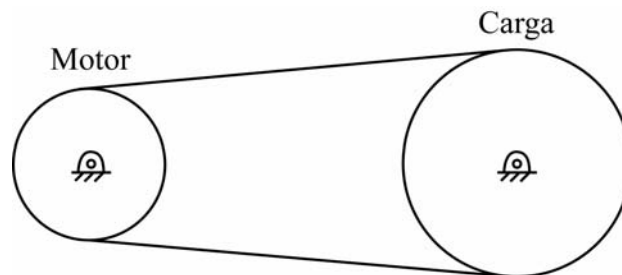


Examen de TECNOLOGIA DE MAQUINAS – Febrero 10

Nombre.....

---

La figura muestra una transmisión mediante poleas y banda plana entre los ejes de motor y carga, que distan 300 cm. La velocidad nominal de giro del motor es de 1000 rpm, y la de la carga ha de ser 200 rpm. La polea del motor posee un diámetro de 30 cm. La densidad de la banda es de  $0,9 \text{ kg/dm}^3$ , con una sección de 250 mm de anchura por 10 mm de espesor; la tensión de tracción máxima admisible según el fabricante es de  $20 \text{ kg/cm}^2$ .



Sabiendo que el coeficiente de rozamiento entre la banda y la polea del motor es de 0,3, y entre la banda y la polea de la carga es sólo de 0,2, determinar:

- Potencia máxima que se podrá transmitir, en kW.
- Valor necesario de la precarga de la banda, en N, para lograr transmitir la potencia máxima calculada en el apartado anterior.
- Par máximo, en Nm, que se obtendrá en el eje de la carga.

a) El diámetro de la polea de la carga será:

$$\frac{w_c}{w_m} = \frac{d}{D} \rightarrow \frac{200}{1000} = \frac{30}{D} \rightarrow D = 30 \times 5 = 150 \text{ cm}$$

$$\text{sen } \alpha = \frac{R-r}{c} = \frac{75-15}{300} \rightarrow \alpha = 11'54''$$

$$\theta_d = 180 - 2\alpha = 180 - 2 \times 11'54'' = 156'92''$$

$$\theta_D = 180 + 2\alpha = 180 + 2 \times 11'54'' = 203'08''$$

$$m_l = \rho A = 0'9 \times 25 \times 0'1 \times 10 = 2'25 \text{ kg/m}$$

$$v = w_m r = 1000 \frac{2\pi}{60} \times 0'15 = 15'71 \text{ m/s}$$

$$m_l v^2 = 2'25 \times 15'71^2 = 555'31 \text{ N}$$

Dado que los coeficientes de rozamiento de la banda con cada una de las poleas son distintos, vamos a calcular dónde se aplicará ante el rozamiento:

$$e^{\mu_d \theta_d} = e^{0'3 \times \frac{156'92\pi}{180}} = 2'27$$

$$e^{\mu_c \theta_c} = e^{0'2 \times \frac{203'08\pi}{180}} = 2'03$$

Por tanto, en este caso se aplica ante el rozamiento en la polea de la carga.

Por otro lado, la potencia a transmitir será máxima cuando la correa le lleve a la máxima tensión admisible en su lado tenso.

$$F_1 = T_{adm} A = 20 \times 9'81 \times 25 \times 1 = 4905 \text{ N}$$

Entonces, la fuerza en el ramal flojo será,

$$\frac{F_1 - m_L v^2}{F_2 - m_L v^2} = e^{\mu \theta_D} \rightarrow \frac{4905 - 555'31}{F_2 - 555'31} = 2'03$$

$$F_2 = 2698'01 \text{ N}$$

Aún, la potencia máxima transmisible resulta,

$$\dot{W} = (F_1 - F_2) v = (4905 - 2698'01) 15'71 = 34672 \text{ W} =$$

$$= \boxed{34'672 \text{ kW} = \dot{W}_{\text{máx}}}$$

b) Para alcanzar esas fuerzas en los ramales, la pre carga de la banda ha de ser,

$$F_i = \frac{F_1 + F_2}{2} = \frac{4905 + 2698'01}{2} = \boxed{3801'5 \text{ N} = F_i}$$

c) El par máximo en el eje de la carga valdrá,

$$\dot{W} = T_c \omega_c \rightarrow 34672 = T_c \left( 200 \frac{2\pi}{60} \right)$$

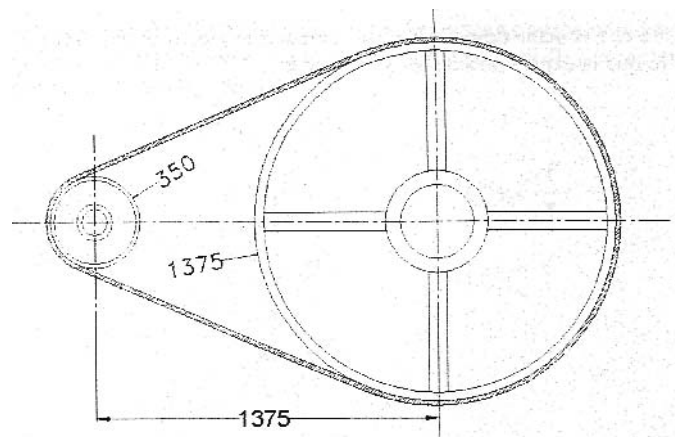
$$\boxed{T_c = 1655'46 \text{ Nm}}$$

Examen de TECNOLOGIA DE MAQUINAS – Febrero 12

Nombre.....

---

Un ventilador es conducido por un motor que gira a una velocidad de 880 rpm por medio de una correa plana que tiene 8 mm de espesor, 250 mm de anchura y pesa  $1,06 \text{ g/cm}^3$ . Como se indica en la figura, los diámetros de la polea motriz y la polea conducida son, respectivamente, 350 mm y 1375 mm, mientras que la distancia entre centros es de 1375 mm.



El coeficiente de rozamiento entre correa y poleas es de 0,35. Si la tensión permisible para la correa es de  $25 \text{ kg/cm}^2$ , determinar:

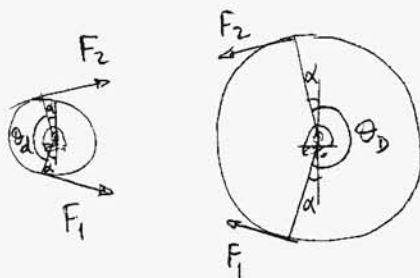
- Potencia máxima, en kW, que puede transmitir la correa a esa velocidad.
- Precarga necesaria de la correa, en N, para que pueda transmitir esa potencia.
- Longitud de la correa, en mm, una vez montada en las poleas.
- Velocidad de giro del ventilador en rpm.
- Par suministrado al ventilador en Nm.

a) La fuerza máxima admisible en el ramal tensor es:

$$F_1 = \sigma_{adm} A = 25 \text{ kg/cm}^2 \times 25 \times 0.8 = 500 \text{ kg} = 4905 \text{ N}$$

La fuerza en el ramal flojo se puede calcular mediante

$$\frac{F_1 - w_l v^2}{F_2 - w_l v^2} = e^{\mu \theta_a}, \text{ donde el arco activo } \theta_a = \theta_d \text{ para limitar la potencia máxima.}$$



$$\sin \alpha = \frac{R-r}{c} = \frac{687.5 - 175}{1375} \Rightarrow$$

$$\alpha = 21'88''$$

$$\theta_d = 180 - 2\alpha = 180 - 2 \times 21'88'' = 136'24''$$

La masa de la correa por unidad de longitud es,

$$w_l = \rho A = 1.06 \times 10^{-3} \times 0.8 \times 25 \times 100 = 2.12 \text{ kg/m}$$

Y la velocidad lineal de la correa,

$$v = \omega r = \left( 880 \frac{2\pi}{60} \right) 0.175 = 16.13 \text{ m/s}$$

Entonces,

$$\frac{4905 - 2.12 \times 16.13^2}{F_2 - 2.12 \times 16.13^2} = e^{0.35 \times 136.24 \frac{\pi}{180}} \Rightarrow F_2 = 2446 \text{ N}$$

La potencia máxima transmisible es por tanto,

$$\dot{W} = (F_1 - F_2) v = (4905 - 2446) \times 16.13 = 39700 \text{ W} = 39.7 \text{ kW}$$

b) La fuerza es 
$$F_i = \frac{F_1 + F_2}{2} = \frac{4905 + 2446}{2} = 3675.5 \text{ N}$$

c) La longitud de la correa una vez montada vale,

$$L = 2\sqrt{c^2 - (R-r)^2} + r\theta_d + R\theta_D, \text{ con } \theta_D = 180 + 2\alpha = 223'76^\circ$$

$$L = 2\sqrt{1375^2 - (687'5 - 175)^2} + 175 \times 136'24 \frac{\pi}{180} + 687'5 \times 223'76 \frac{\pi}{180} = \boxed{5653 \text{ mm} = L}$$

d) La velocidad de giro del ventilador es:

$$\frac{\omega_{motor}}{\omega_{ventilador}} = \frac{R}{r}$$

$$\omega_{ventilador} = \frac{r}{R} \omega_{motor} = \frac{175}{687'5} 880 = \boxed{224 \text{ rpm} = \omega_{vent.}}$$

e) El par suministrado al ventilador se obtiene como,

$$\boxed{T_{vent} = (F_1 - F_2) R = (4905 - 2446) 0'6875 = 1691 \text{ Nm}}$$