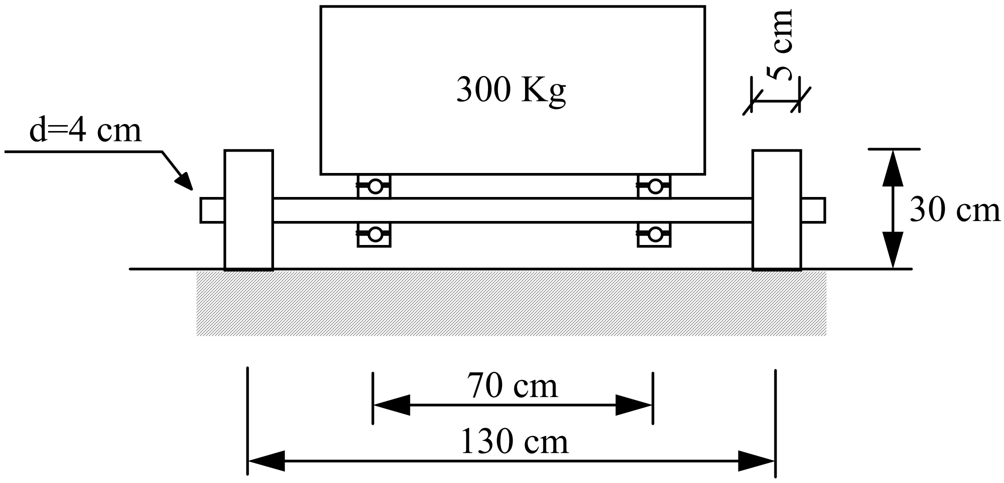
Examen de TECNOLOGIA DE MAQUINAS – Febrero 96
Nombre ....

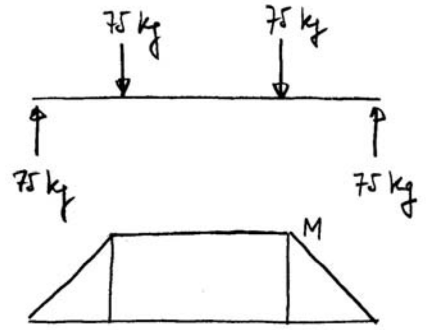
Sebastián es un estudiante de tercer curso de Ingeniería Industrial que ha estado pensando en su disfraz para los próximos Carnavales. Finalmente, ha decidido, junto con su novia, emular a los Picapiedra: él será Pedro y ella Vilma. Para más realismo, Sebastián ha pensado construir una especie de troncomóvil. En la figura se esquematiza el vehículo, que posee dos ejes iguales.



Sebastián quiere diseñar el vehículo para una carga máxima de 300 Kg. Los ejes y las ruedas serán de madera. La unión de los ejes al habitáculo se conseguirá merced a dos cojinetes de bolas por cada eje. Los cojinetes serán de ranura profunda y una sola fila, pertenecientes a la serie 02. Las dimensiones de los distintos elementos quedan recogidas en la figura.

Determinar:
a) Coeficiente de seguridad a fatiga y vida infinita de que se dispone en los ejes, si la madera tiene un límite de rotura S_u=100 MPa, un límite elástico S_y=70 MPa, y se estima un factor de reducción de resistencia por acabado superficial de 0.9. Aplíquese el método general de fatiga.
b) Número de vueltas que pueden soportar los cojinetes.
c) Coeficiente de seguridad a presión superficial de que se dispone en las ruedas si la madera tiene un módulo de elasticidad E=11 GPa, un coeficiente de Poisson ν=0.33 y una dureza Brinell H_B=40. Para el suelo se estima un módulo de elasticidad E=20 GPa y un coeficiente de Poisson ν=0.4. Utilícense las expresiones correspondientes a contacto entre dos cilindros de ejes paralelos, particularizadas al caso que se presenta.

a) Cada eje estará sometido a las siguientes cargas.



Este es el diagrama de momentos flectores. El momento máximo vale, $M = 75 \times 30 = 2250$ kg cm, o bien, en unidades SI,

$$M = 2250 \times 9'81 \times 10^{-2} = 220'725 \text{ Nm}$$

Como el eje va dando vueltas estará sometido a flexión rotativa, con una tensión alternada,

$$\sigma_a = \frac{32M}{\pi d^3} = \frac{32 \times 220'725}{\pi \times 0'04^3} = 35'13 \text{ MPa}$$

En cuanto a la resistencia del eje tenemos:

$S_u = 100$ MPa, $S_y = 70$ MPa

$S'_e = 0'5\, S_u = 0'5 \times 100 = 50$ MPa

Se necesita el factor de tamaño.

$$k_b = 1'189\, d^{-0'097} = 1'189 \times 40^{-0'097} = 0'83$$

Entonces, el límite de fatiga a vida infinita será,

$$S_e = k_a k_b S'_e = 0'9 \times 0'83 \times 50 = 37'35 \text{ MPa}$$

Luego el coeficiente de seguridad a vida infinita vale,

$$C_s = \frac{S_e}{\sigma_a} = \frac{37'35}{35'13} = 1'06 \quad ; \quad \boxed{C_s = 1'06}$$

La condición de fluencia es mucho menos restrictiva ($S_y = 70$ MPa).

b) La capacidad de carga para cojinetes de bolas de ranura profunda y una sola fila de la serie 02, con un diámetro interior de 40 mm vale $C = 30'7$ kN.

Dado que $C = FL^{1/a}$ y que la carga radial que ha de soportar cada cojinete es de 75 kg, tenemos,

$$30700 = 75 \times 9'81 \left(\frac{n}{10^6}\right)^{1/3}$$

$$\boxed{n = 72648 \cdot 10^6 \text{ revoluciones}}$$

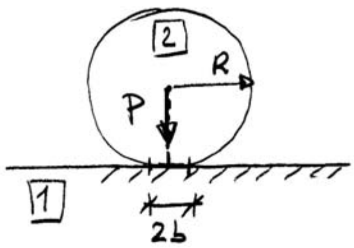
c) La expresión para el contacto entre dos cilindros es,

$$b = \sqrt{\frac{4P(k_1+k_2)R_1R_2}{R_1+R_2}}$$

, siendo b el semiancho de la zona de contacto y P la carga por unidad de longitud.

Como en nuestro caso hay contacto de un cilindro con el suelo (cilindro de radio infinito) escribiremos,

$$b = \sqrt{\frac{4P(k_1+k_2)R_2}{1+\frac{R_2}{R_1}}}$$



Si $R_1 \to \infty$,

$$b = \sqrt{4P(k_1+k_2)R_2}$$

o mejor, llamando t al espesor de la rueda,

$$\boxed{b = \sqrt{\frac{4P(k_1+k_2)R}{t}}}$$

, donde P ya es carga total y R es el radio de la rueda.

Calculemos los factores k_1 y k_2 que dependen sólo de los materiales.

$$k_1 = \frac{1-\nu_1^2}{\pi E_1} = \frac{1-0'4^2}{\pi \cdot 20 \cdot 10^9} = 1'337 \cdot 10^{-11}$$

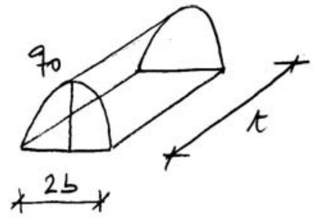
$$k_2 = \frac{1-\nu_2^2}{\pi E_2} = \frac{1-0'33^2}{\pi \cdot 11 \cdot 10^9} = 2'58 \cdot 10^{-11}$$

Entonces, el semiancho de la zona de contacto será,

$$b = \sqrt{\frac{4 \times 75 \times 9'81 \times (1'337 + 2'58) \cdot 10^{-11} \times 0'15}{0'05}} = 5'88 \cdot 10^{-4}\ m$$

$\underline{b = 0'588\ mm}$

La presión máxima será tal que,



$$P = \frac{1}{2}\pi q_0 b t$$

$$q_0 = \frac{2P}{\pi b t} = \frac{2 \times 75 \times 9'81}{\pi \times 5'88 \cdot 10^{-4} \times 0'05} = 15'93\ MPa$$

La presión máxima admisible para una vida de 10^8 ciclos es, en función de la dureza Brinell,

$$S_c = 2'76\, H_B - 70 = 2'76 \times 40 - 70 = 40'4\ MPa$$

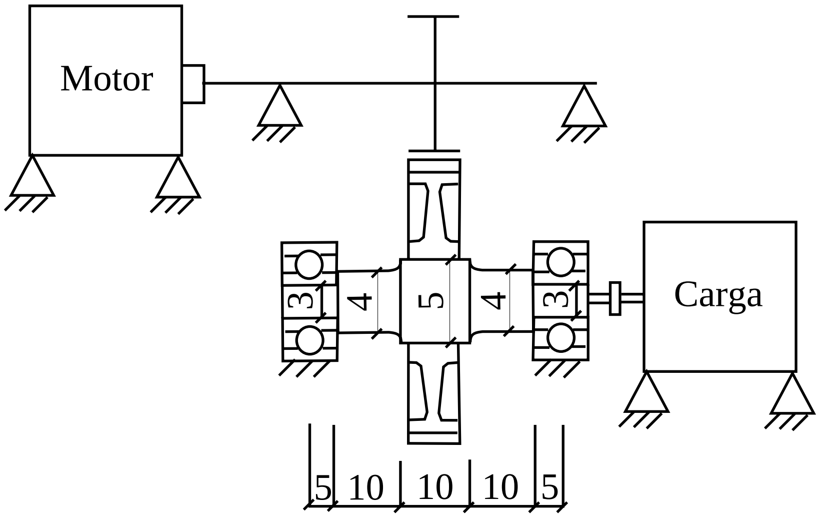
con lo cual, se dispone de un coeficiente de seguridad a presión superficial de,

$$C_s = \frac{S_c}{q_0} = \frac{40'4}{15'93} = 2'53 \quad ; \quad \boxed{C_s = 2'53}$$

Examen de TECNOLOGIA DE MAQUINAS – Febrero 97

Nombre ....

La figura muestra un esquema que se describe a continuación. En primer lugar, existe un motor, que proporciona una potencia de 100 Kw a 3000 rpm, y es el encargado de mover el conjunto. A continuación hay un par de engranajes, de 25 y 75 dientes respectivamente, que producen una reducción de velocidad, siendo su módulo 4 mm y su ángulo de presión de funcionamiento 20º. El eje que está conectado a la carga (y lleva montada la rueda de 75 dientes) es de acero AISI 1035 estirado en frío, y posee un módulo elástico de 207 GPa. Sus dimensiones en centímetros se muestran en la figura.



Calcular el coeficiente de seguridad de que se dispone en el trabajo a fatiga del eje, aplicando el criterio de Soderberg para ejes. A este efecto, tómese un factor de concentración de tensiones a fatiga igual a 2 para los cambios de sección del eje, y considérese que el resto de factores causan que la vida a fatiga se reduzca al 70%. Indicar claramente cuál es la sección crítica.

Calcular el coeficiente de seguridad referente a la inclinación del eje en los cojinetes de bolas que lo soportan por sus extremos, tomando como límite admisible un ángulo de 0.001 radianes.

Lo primero es calcular las cargas que sufre el eje.
El par motor es,

$$T_m = \frac{\dot{W}}{\omega_m} = \frac{100 \cdot 10^3}{3000 \frac{2\pi}{60}} = 318'3 \text{ Nm}$$

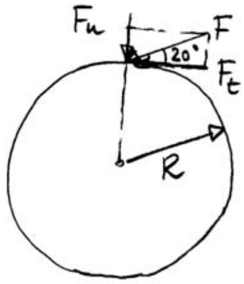
El eje de carga gira a una velocidad

$$\frac{\omega_c}{\omega_m} = \frac{z_m}{z_c} \Rightarrow \frac{\omega_c}{3000} = \frac{25}{75} \Rightarrow \omega_c = 1000 \text{ rpm}$$

Como la potencia se conserva en el engrane (ya que no nos hablan de rendimiento),

$$T_m \omega_m = T_c \omega_c \Rightarrow 318'3 \times 3000 = T_c \, 1000$$

$$\underline{T_c = 955 \text{ Nm}}$$



La fuerza de contacto entre los dientes de los engranajes está inclinada 20° respecto a la horizontal. La componente tangencial es la que da par, luego,

$$F_t R = T_c$$

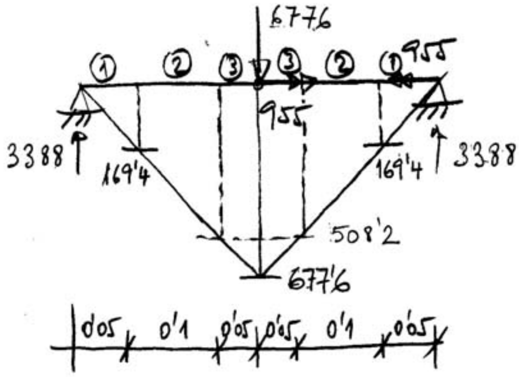
El radio del engranaje será, $R = \frac{m z_c}{2} = \frac{4 \times 75}{2} = 150 \text{ mm}$
Entonces, la fuerza tangencial,

$$F_t = \frac{T_c}{R} = \frac{955}{0'15} = 6367 \text{ N} = F_t$$

Y la fuerza total,

$$F = \frac{F_t}{\cos \varphi} = \frac{6367}{\cos 20} = \underline{6776 \text{ N} = F}$$

Por tanto, ya podemos dibujar la situación de cargas sobre el eje en cuestión.



La sección crítica será el cambio de sección 5→4 cm de la derecha. Las cargas son,

$M = 508'2 \ Nm$

$T = 955 \ Nm$

En cuanto a la resistencia, el eje es de acero AISI 1035 estirado en frío, luego, $S_u = 550 \ MPa$
$S_y = 460 \ MPa$

El límite a fatiga a vida infinita,

$S_e' = 0'5 \ S_u = 0'5 \times 550 = 275 \ MPa$

$S_e = k \frac{1}{k_f} S_e' = 0'7 \ \frac{1}{2} \ 275 = 96'25 \ MPa$

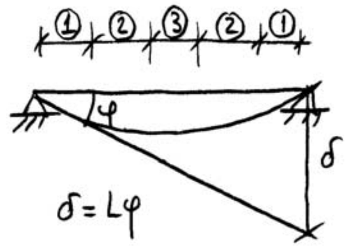
Así pues, aplicando el criterio de Soderberg para ejes,

$$\frac{1}{c_s} = \frac{32}{\pi d^3} \sqrt{\left(\frac{M}{S_e}\right)^2 + \left(\frac{T}{S_y}\right)^2} = \frac{32}{\pi \times 0'04^3} \sqrt{\left(\frac{508'2}{96'25 \cdot 10^6}\right)^2 + \left(\frac{955}{460 \cdot 10^6}\right)^2}$$

$$\boxed{c_s = 1'1}$$

Ahora vamos a calcular la deflexión del eje en uno cualquiera de los extremos, ya que será igual en ambos.

Comenzamos calculando las inercias geométricas de las distintas secciones.



$$I_1 = \frac{1}{4}\pi\left(\frac{0'03}{2}\right)^4 = 3'97 \cdot 10^{-8}$$

$$I_2 = \frac{1}{4}\pi\left(\frac{0'04}{2}\right)^4 = 1'25 \cdot 10^{-7}$$

$$I_3 = \frac{1}{4}\pi\left(\frac{0'05}{2}\right)^4 = 3'06 \cdot 10^{-7}$$

Aplicamos el 2º teorema de Mohr, $\delta = \int \frac{M x\, dx}{EI}$

$$E\delta = \frac{1}{I_1}\left(\frac{1}{2}\, 0'05 \cdot 169'4\right) 0'366 +$$

$$+ \frac{1}{I_2}\left[(0'1 \cdot 169'4)\, 0'3 + \left(\frac{1}{2}\, 0'1 \cdot 338'8\right) 0'283\right] +$$

$$+ \frac{1}{I_3}\left[(0'1 \cdot 508'2)\, 0'2 + \left(\frac{1}{2}\, 0'1 \times 169'4\right) 0'2\right] +$$

$$+ \frac{1}{I_2}\left[(0'1 \cdot 169'4)\, 0'1 + \left(\frac{1}{2}\, 0'1 \cdot 338'8\right) 0'083\right] +$$

$$+ \frac{1}{I_1}\left(\frac{1}{2}\, 0'05 \cdot 169'4\right) 0'016 = 2'88 \cdot 10^{8}$$

$$\delta = \frac{2'88 \cdot 10^{8}}{207 \cdot 10^{9}} = 1'39 \cdot 10^{-3} = L\varphi$$

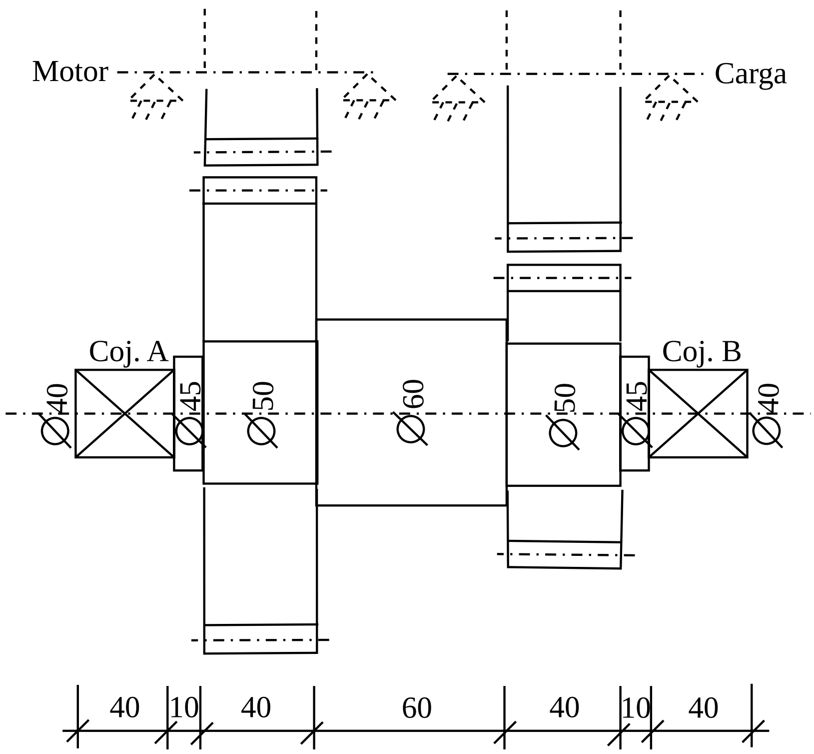
$$\varphi = \frac{1'39 \cdot 10^{-3}}{0'4} = 3'48 \cdot 10^{-3} > 0'001$$

$$C_S = \frac{0'001}{3'48 \cdot 10^{-3}} = \boxed{0'28 = C_S}$$

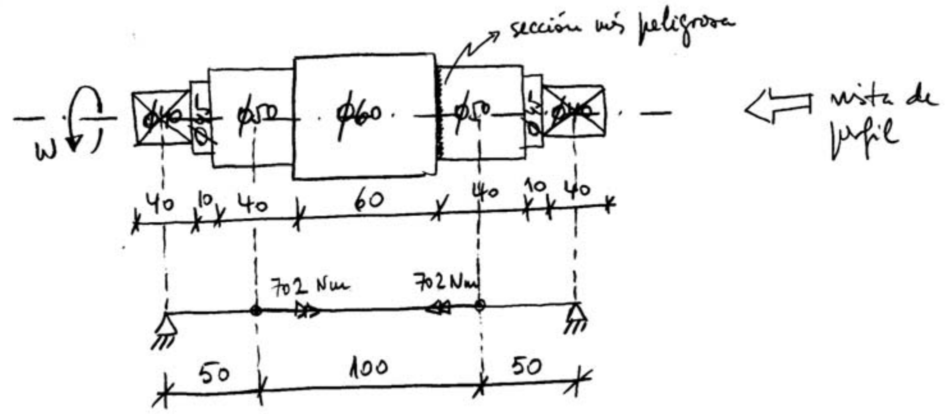
Luego, aunque el eje es admisible desde el punto de vista de la resistencia, no lo es desde el de la deformación.

Examen de TECNOLOGIA DE MAQUINAS – Febrero 99
Nombre ....

La figura muestra un eje de un reductor de velocidad que gira a 1000 rpm y por el que atraviesa una potencia de 100 CV. El eje es de acero AISI 1006 estirado en frío y sus dimensiones se indican en la figura (en mm). Los radios de acuerdo en los cambios de sección son de 2 mm. La rueda que lleva montada tiene 60 dientes y el piñón 20. Ambos poseen un módulo de 4 mm y un ángulo de presión de 20º.



a) Determinar la sección más crítica del eje desde el punto de vista de resistencia, indicando cuál es el punto más crítico en dicha sección.
b) Calcular el coeficiente de seguridad frente a la rotura por fatiga, aplicando el método de Söderberg (con Tresca) para ejes.

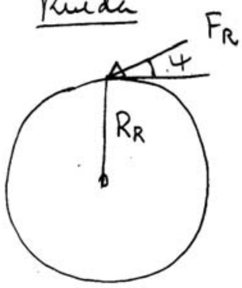


Con la potencia y la velocidad de giro del eje se puede calcular el par,

$$T = \frac{\dot{W}}{\omega} = \frac{100 \times 735'5}{1000 \frac{2\pi}{60}} = 702 \text{ Nm}$$

Los engranajes,

Rueda

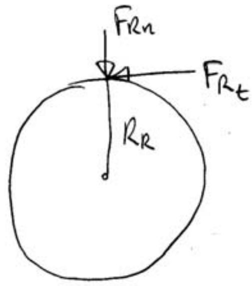


$$R_R = \frac{m Z_R}{2} = \frac{4 \times 60}{2} = 120 \text{ mm}$$

$$T = F_R R_R \cos\psi$$

$$702 = F_R \, 0'12 \cos 20$$

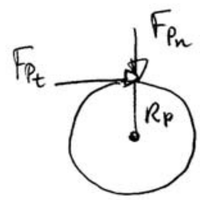
$$F_R = 6225 \text{ N}$$



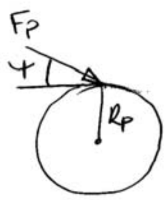
$$F_{R_t} = F_R \cos\psi = 6225 \cos 20 = 5850 \text{ N}$$

$$F_{R_n} = F_R \operatorname{sen}\psi = 6225 \operatorname{sen} 20 = 2129 \text{ N}$$

Piñón



$$R_P = \frac{m Z_P}{2} = \frac{4 \times 20}{2} = 40 \text{ mm}$$



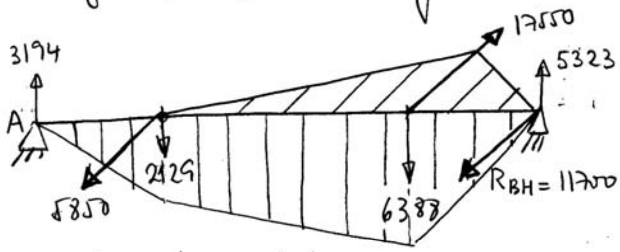
$$T = F_P R_P \cos\psi$$

$$702 = F_P \, 0'04 \cos 20 \Rightarrow F_P = 18676 \text{ N}$$

$$F_{P_t} = F_P \cos\psi = 18676 \cos 20 = 17550 \text{ N}$$

$$F_{P_n} = F_P \operatorname{sen}\psi = 18676 \operatorname{sen} 20 = 6388 \text{ N}$$

Existen por tanto fuerzas en dos planos: horizontal y vertical. Veamos los diagramas de momentos flectores.



Reacciones: plano horizontal.

$$\sum M_B = 0 \Rightarrow 5850 \times 150 - 17550 \times 50 + R_{AH} \times 200 = 0 \Rightarrow R_{AH} = 0$$

$$R_{AH} + R_{BH} + 5850 - 17550 = 0 \Rightarrow R_{BH} = 11700\ N$$

Reacciones: plano vertical.

$$\sum M_B = 0 \Rightarrow 2129 \times 150 + 6388 \times 50 - R_{AV}\, 200 = 0 \Rightarrow R_{AV} = 3194\ N$$

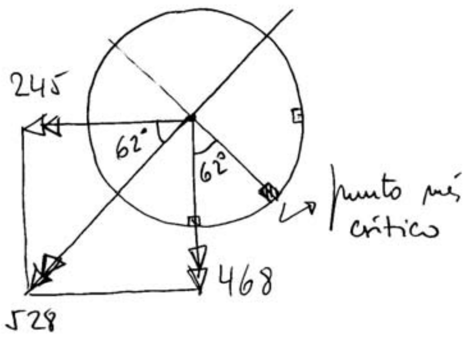
$$R_{AV} + R_{BV} = 2129 + 6388 \Rightarrow R_{BV} = 5323\ N$$

Los momentos flectores son máximos en la sección central del piñón. Sin embargo, la sección 50-60 derecha (del lado del piñón) será seguramente peor, ya que aunque el momento flector sea inferior, existirá concentración de tensiones por la entalla.

Los momentos en esa sección valdrán,

$$M_H = 5850 \times 0'08 = 468\ Nm$$

$$M_V = 5323 \times 0'07 - 6388 \times 0'02 = 245\ Nm$$



Como se ve, la sección más crítica es la 50-60 derecha y el punto más crítico el indicado en la figura. Las cargas en la sección son:

Momento de torsión, $T = 702\ Nm$

Momento de flexión, $M = 528\ Nm$

Aplicando el criterio de Soderberg para ejes se tiene,

$$\frac{1}{c_s} = \frac{32}{\pi d^3}\sqrt{\left(\frac{M}{S_e}\right)^2 + \left(\frac{T}{S_y}\right)^2}$$

Hace falta, por tanto, el límite de fatiga a vida infinita para flexión.

AISI 1006 est. en frío $\Rightarrow S_u = 330$ MPa, $S_y = 280$ MPa

$S_e' = 0'5\, S_u = 0'5 \times 330 = 165$ MPa

$K_a = 4'51\, S_u^{-0'265} = 4'51 \times 330^{-0'265} = 0'97$

$K_b = 1'189\, d^{-0'097} = 1'189 \times 50^{-0'097} = 0'81$

$$\left.\begin{array}{l} \frac{D}{d} = \frac{60}{50} = 1'2 \\ \frac{r}{d} = \frac{2}{50} = 0'04 \end{array}\right\} K_t = 2 \qquad \left.\begin{array}{l} r = 2 \text{ mm} \\ S_u = 0'33 \text{ GPa} \end{array}\right\} q = 0'7$$

$K_f = 1 + q(K_t - 1) = 1 + 0'7\,(2-1) = 1'7$

Se justifica aquí que la sección más peligrosa sea la indicada, ya que la reducción de momento flector respecto a la sección más cargada no alcanza al factor de 1'7 que hay que considerar por la entalla.

$$S_e = K_a K_b \frac{1}{K_f} S_e' = 0'97 \times 0'81 \times \frac{1}{1'7} \times 165 = 76 \text{ MPa}$$

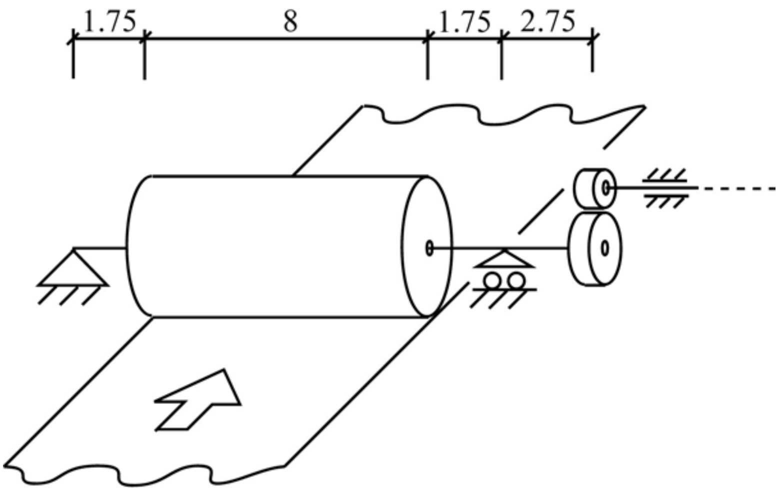
Entonces, en el criterio de Soderberg,

$$\frac{1}{c_s} = \frac{32}{\pi \times 0'05^3}\sqrt{\left(\frac{528}{76\cdot 10^6}\right)^2 + \left(\frac{702}{280\cdot 10^6}\right)^2} \Rightarrow \boxed{c_s = 1'66}$$

Luego el coeficiente de seguridad del eje en cuanto a resistencia es aceptable, 1'66.

Examen de TECNOLOGIA DE MAQUINAS – Septiembre 01
Nombre ....

La figura muestra un rodillo de impresión de 4 in de diámetro, que gira a una velocidad constante de 300 rpm, movido por un par de 140 lb·in que le llega del motor a través de un engranaje cilíndrico recto de 24 dientes, paso diametral de 16 dte/in y ángulo de presión de 20º. Sobre la generatriz del rodillo en contacto con el papel actúa una fuerza normal distribuida de 20 lb/in, junto con la correspondiente fuerza tangencial debida al rozamiento, que puede considerarse en su valor máximo a efectos de cálculo. Todas las medidas de la figura se expresan en pulgadas.



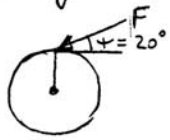
a) Determinar el coeficiente de rozamiento existente entre el papel y la superficie del rodillo.
b) Seleccionar los rodamientos de bolas de la serie 02 de la AFBMA a instalar en los apoyos, sabiendo que ambos rodamientos han de ser iguales, que han de soportar una vida de 30 Khoras, y que se exige un factor de 1.2 como coeficiente de seguridad.
Nota: 1 lb = 0.4536 Kg.

a) El radio del engranaje que se halla en voladizo en el extremo del eje del rodillo es,

$$R = \frac{mz}{2} = \frac{z}{2P} = \frac{24}{2\times16} = 0'75 \text{ in}$$

Entonces, la fuerza que actúa sobre el engranaje es,

$$F = \frac{T}{R\cos\psi} = \frac{140}{0'75\cos 20^\circ} = 198'65 \text{ lb}$$



La fuerza normal entre el cilindro y el papel vale,

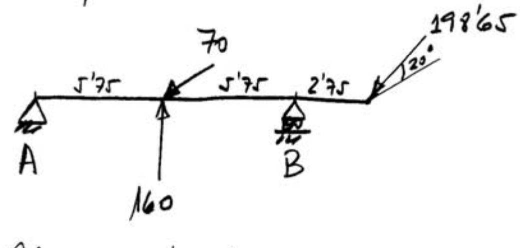
$$N = 20\times8 = 160 \text{ lb} \rightarrow F_{roz} = \mu N = 160\mu \text{ lb.}$$

El par que le llega al eje del cilindro desde el motor se emplea para vencer el par resistente debido al rozamiento, luego,

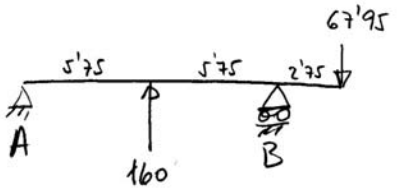
$$T = F_{roz}\times R_{cilindro}$$

$$140 = 160\mu\times 2 \Rightarrow \boxed{\mu = 0'4375}$$ es el coeficiente de rozamiento.

b) El eje del cilindro recibe cargas en el plano horizontal y en el plano vertical, según la siguiente figura:



Plano vertical



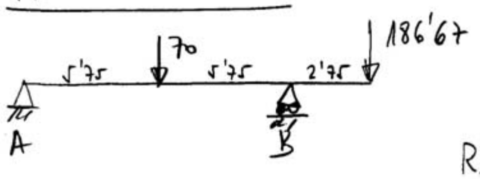
$$160\times5'75 + R_B^v\times11'5 = 67'95\times14'25$$

$$R_B^v = 4'20 \text{ lb}$$

$$R_A^v + 160 + 4'20 = 67'95$$

$$R_A^v = -96'25$$

Plano horizontal



$$R_B^H \times 11'5 = 70 \times 5'75 + 186'67 \times 14'25$$

$$R_B^H = 266'31 \ lb$$

$$R_A^H - 70 + 266'31 - 186'67 = 0$$

$$R_A^H = -9'64 \ lb$$

Por lo tanto, las cargas resultantes en los apoyos son:

$$R_A = \sqrt{96'25^2 + 9'64^2} = 96'73 \ lb$$

$$R_B = \sqrt{4'20^2 + 266'31^2} = 266'34 \ lb$$

Así que el cojinete más cargado es el B, y es el que va a marcar la necesidad del rodamiento.

La capacidad de carga es,

$$C = C_S \times R_B \times L^{1/a} = 1'2 \times 266'34 \times \left(\frac{30 \cdot 10^3 \times 60 \times 300}{10^6}\right)^{1/3} =$$

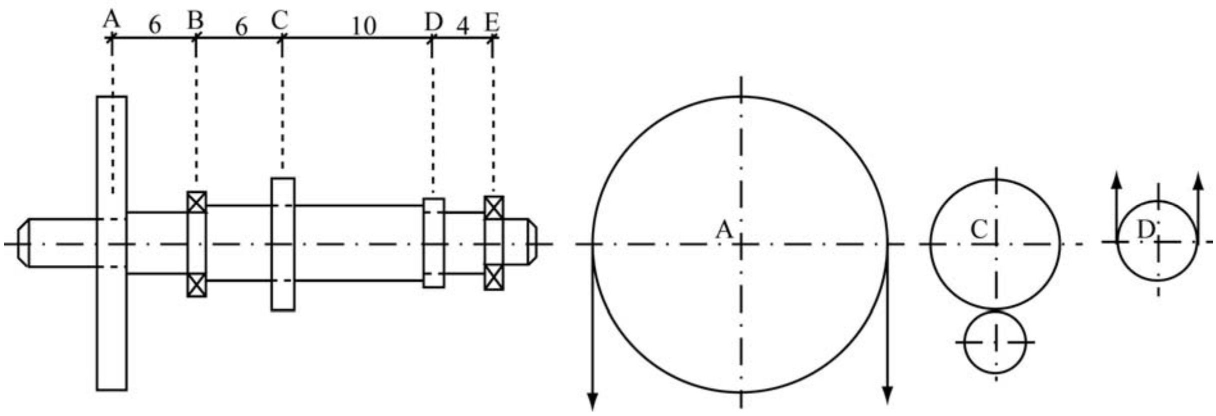
$$= 2602'65 \ lb = 2602'65 \times 0'4536 \times 9'81 \cdot 10^{-3} \ KN = 11'58 \ KN$$

Entonces, yendo a la tabla correspondiente a los cojinetes de bolas de la serie 02 de la AFBMA, resulta que los cojinetes necesarios son los de dimensiones:

$$\boxed{d_{int} = 20 \ mm \ , \ d_{ext} = 47 \ mm}$$

Examen de TECNOLOGIA DE MAQUINAS – Diciembre 01
Nombre ....

El eje de la figura es de acero estirado en frío, con límite de rotura S_u=69 Kpsi, y límite de fluencia S_y=51 Kpsi, y gira a 200 rpm. La polea acanalada para banda en V, montada en la sección A y de 20" de diámetro, recibe 10 hp de un motor emplazado más abajo. La rueda cilíndrica con dientes rectos, situada en la sección C y de 10" de diámetro, transmite 6 hp al piñón con el que engrana por debajo (con ángulo de presión 20º). La polea ubicada en la sección D, del mismo tipo que la anterior pero con un diámetro de 6", transmite 4 hp a un eje que se halla más arriba. En las secciones B y E se encuentran los apoyos del eje.



a) Indicar, en un esquema simplificado del eje (línea con apoyos), las fuerzas que actúan en cada una de las secciones.
b) Trazar, sobre otro esquema simplificado situado debajo del anterior, la forma del diagrama de momentos flectores a lo largo del eje, señalando el valor numérico del momento flector en los puntos de cambio de pendiente.
c) Dibujar, sobre un tercer esquema bajo los anteriores, el diagrama de momentos torsores que sufre el eje, anotando también el valor numérico en los puntos relevantes.
d) Si se pretende que existan tres diámetros distintos en el eje (diámetro mayor: tramo BD; diámetro intermedio: tramos AB y DE; diámetro menor: tramos a la izquierda de A y a la derecha de E), dimensionar esos tres diámetros en base al criterio de resistencia de Soderberg (con Tresca), con factor de seguridad 2. Los radios de acuerdo ocuparán todo el escalón y se tomarán de, aproximadamente, 1/10 del diámetro menor del eje en la entalla correspondiente.
Nota: en las poleas acanaladas para banda en V, se considera que la tensión de la banda en el lado flojo es 1/5 de la que soporta el lado tenso.

$1\ hp = 550\ \frac{lb \cdot ft}{s} = 6600\ \frac{lb \cdot in}{s}$; $T = \frac{\dot{W}}{\omega}$

$T_A = \dfrac{10 \times 6600}{\frac{200 \times 2\pi}{60}} = 3151\ lb \cdot in$; $T_C = 0'6\ T_A = 1891\ lb \cdot in$

$T_D = 0'4\ T_A = 1260\ lb \cdot in$

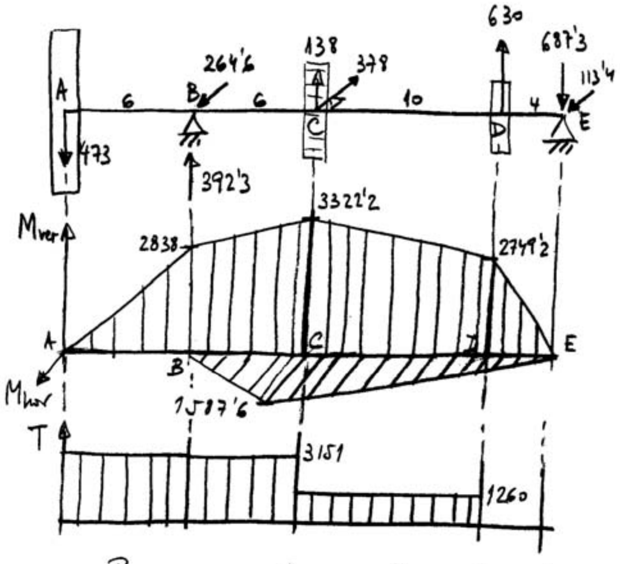
$T_A = (F_1 - F_2) R = \left(F_1 - \frac{F_1}{5}\right) R = \frac{4}{5} F_1 \times 10 = 3151 \Rightarrow \begin{cases} F_1 = 394\ lb \\ F_2 = 79\ lb \end{cases}$

$F_A = F_1 + F_2 = 473\ lb$

$T_C = (F_C \cos\varphi) R = (F_C \cos 20°)\, 5 = 1891 \Rightarrow F_C = 402\ lb \begin{cases} F_{hor} = 378\ lb \\ F_{ver} = 138\ lb \end{cases}$

$T_D = (F_1 - F_2) R = \left(F_1 - \frac{F_1}{5}\right) R = \frac{4}{5} F_1 \times 3 = 1260 \Rightarrow \begin{cases} F_1 = 525\ lb \\ F_2 = 105\ lb \end{cases}$

$F_D = F_1 + F_2 = 630\ lb$



Vertical

$473 \cdot 26 - R_B \cdot 20 - 138 \cdot 14 - 630 \cdot 4 = 0$

$R_B = 392'3\ lb$

$138 + 630 + 392'3 + R_E = 473$

$R_E = -687'3\ lb$

Horizontal

$R_B \cdot 20 = 378 \cdot 14$

$R_B = 264'6\ lb$

$R_E = 378 - R_B = 113'4\ lb$

Parece que la sección más crítica será la B.

$M_B = 2838\ lb \cdot in$; $T_B = 3151\ lb \cdot in$

$S'_e = 0'5\ S_u = 0'5 \cdot 69 = 34'5\ Kpsi$

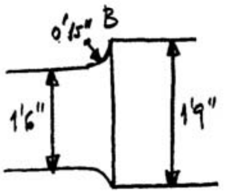
$k_a = 4'51\,(69 \cdot 6'89)^{-0'265} = 0'88$

Supongamos que $K_b = 0'8$ y $K_f = 1'75$ para tantear.

Entonces, $S_e = k_a k_b \dfrac{1}{K_f} S'_e = 0'88 \cdot 0'8 \cdot \dfrac{1}{1'75} 34'5 = 13'9$ Kpsi

$$d^3 = \frac{32 C_s}{\pi} \sqrt{\left(\frac{M}{S_e}\right)^2 + \left(\frac{T}{S_y}\right)^2} = \frac{32 \times 2}{\pi} \sqrt{\left(\frac{2838}{13'9 \cdot 10^3}\right)^2 + \left(\frac{3151}{51 \cdot 10^3}\right)^2}$$

$$d = 1'63''$$



Vamos a tomar por tanto las medidas que se indican en la figura. Ahora ya se puede calcular bien.

$$K_b = 1'189 \left(1'6 \cdot 25'4\right)^{-0'097} = 0'83$$

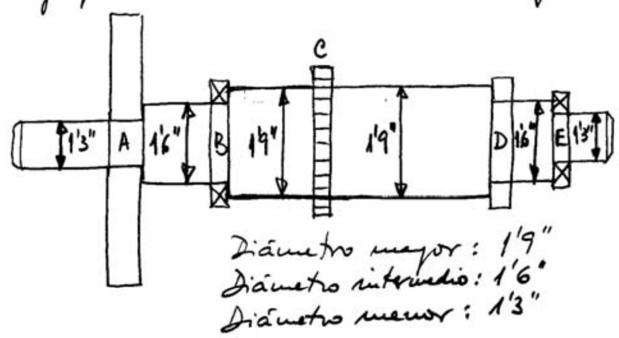
$$\left.\begin{array}{l} \left.\begin{array}{l} \dfrac{D}{d} = \dfrac{1'9}{1'6} \simeq 1'2 \\[2ex] \dfrac{r}{d} = \dfrac{0'15}{1'6} \simeq 0'1 \end{array}\right\} K_t = 1'6 \\[6ex] \left.\begin{array}{l} r = 0'15'' \\ S_u = 0'475 \text{ GPa} \end{array}\right\} q = 0'8 \end{array}\right\} K_f = 1 + 0'8(1'6 - 1) = 1'48$$

$$S_e = 0'88 \cdot 0'83 \cdot \frac{1}{1'48} 34'5 = 17 \text{ kpsi}$$

$$d^3 = \frac{32 \times 2}{\pi} \sqrt{\left(\frac{2838}{17 \cdot 10^3}\right)^2 + \left(\frac{3151}{51 \cdot 10^3}\right)^2} \Rightarrow d = 1'54''$$

Luego las medidas adoptadas pueden darse por válidas.

El eje podría dimensionarse como sigue:



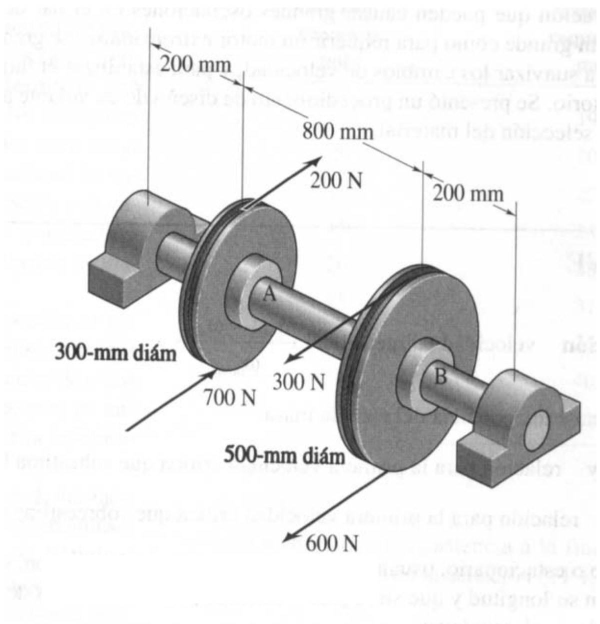
Diámetro mayor: 1'9"

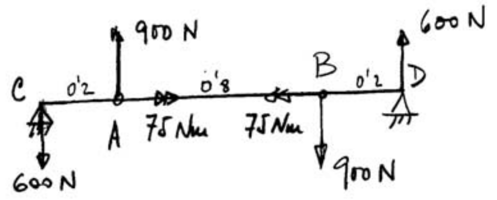
Diámetro intermedio: 1'6"

Diámetro menor: 1'3"

Examen de TECNOLOGIA DE MAQUINAS – Diciembre 02
Nombre ....

El eje que se muestra en la figura, se acciona por una banda plana en A que actúa sobre una polea de 300 mm de diámetro y, a su vez, acciona una banda plana en B que actúa sobre una polea de 500 mm de diámetro. Las bandas son horizontales y cargan al eje en direcciones opuestas. Determinar el diámetro del eje, tomando un coeficiente de seguridad de 5, si se va a fabricar con un acero de límite de rotura 770 MPa, límite de fluencia 420 MPa, y límite de fatiga 280 MPa.



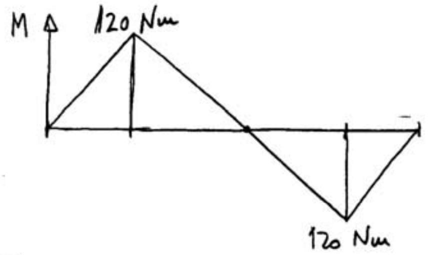


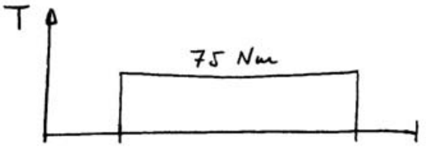
$T_A = (700-200)\,0'15 = 75\ \text{Nm}$; $F_A = 700 + 200 = 900\ \text{N}$

$T_B = (600-300)\,0'25 = 75\ \text{Nm}$; $F_B = 600 + 300 = 900\ \text{N}$

$R_C \times 1'2 + 900 \times 1 = 900 \times 0'2 \Rightarrow R_C = -600\ \text{N}$

$R_D = -R_C = 600\ \text{N}$





Método general de fatiga

Suponiendo que $\tau_m < 0'5\, S_{ys}$,

$$d^3 = \frac{32\, M\, C_s}{\pi\, S_e} = \frac{32 \times 120 \times 5}{\pi \times 280 \cdot 10^6}$$

$$\boxed{d = 0'028\ \text{m} = 28\ \text{mm}}$$

Comprobemos si la hipótesis es correcta.

$$\tau_m = \frac{16\, T}{\pi\, d^3} = \frac{16 \times 75}{\pi \times 0'028^3} = 17'4\ \text{MPa}$$

$0'5\, S_{ys} = 0'5 \times 0'5 \times 420 = 105\ \text{MPa}$, luego se cumple $\tau_m < 0'5\, S_{ys}$.

Método de Soderberg

$$d^3 = \frac{32\, C_s}{\pi} \sqrt{\left(\frac{M}{S_e}\right)^2 + \left(\frac{T}{S_y}\right)^2} = \frac{32 \times 5}{\pi} \sqrt{\left(\frac{120}{280 \cdot 10^6}\right)^2 + \left(\frac{75}{420 \cdot 10^6}\right)^2}$$

$$\boxed{d = 0'029\ \text{m} = 29\ \text{mm}}$$

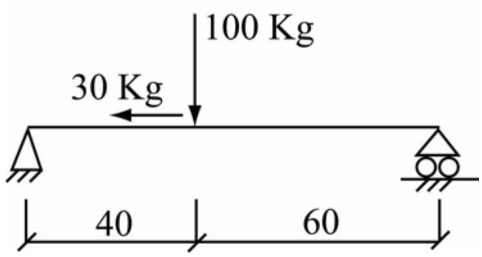
Comprobación de fluencia

$$C_s = \frac{S_y}{\sigma} = \frac{S_y}{\sqrt{\sigma^2 + 4\tau^2}} = \frac{S_y}{\sqrt{\left(\frac{32M}{\pi d^3}\right)^2 + 4\left(\frac{16T}{\pi d^3}\right)^2}} = \frac{420 \cdot 10^6}{\sqrt{\left(\frac{32 \times 120}{\pi \times 0'028^3}\right)^2 + 4\left(\frac{16 \times 75}{\pi \times 0'028^3}\right)^2}}$$

$$\boxed{C_s = 6'4}$$

Examen de TECNOLOGIA DE MAQUINAS – Febrero 04
Nombre..

La figura representa un eje que lleva montado un engranaje helicoidal. Como consecuencia de ello, actúa permanentemente sobre el eje una carga radial de 100 Kg y un carga axial de 30 Kg. Las distancias están en cm.



Para los apoyos se han elegido cojinetes de bolas de ranura profunda y una sola fila, pertenecientes a la serie 02, según la clasificación de la AFBMA. El diámetro del eje en los apoyos es de 20 mm, y los cojinetes están dispuestos de manera que gira el aro interior, y se halla fijo el exterior.

Si los cojinetes han de soportar 15000 horas de funcionamiento, a una velocidad de giro del eje de 750 rpm, determinar el coeficiente de seguridad de que se dispone en cada rodamiento.

El apoyo izquierdo va a ser el que se encuentre más cargado, pues habrá de soportar:

$$F_r = 60 \text{ kg} = 60 \times 9'81 = 588'6 \text{ N}$$
$$F_a = 30 \text{ kg} = 30 \times 9'81 = 294'3 \text{ N}$$
$$\frac{F_a}{F_r} = \frac{294'3}{588'6} = 0'5$$

Hay por tanto que calcular la carga equivalente.

$$F_e = \text{máx}\begin{cases} V F_r \\ X V F_r + Y F_a \end{cases}$$. En este caso $V=1$, pues gira el aro interior.

Yendo al catálogo de la serie 02,

$$d = 20 \text{ mm} \rightarrow C_0 = 6200 \text{ N} \rightarrow \frac{F_a}{C_0} = \frac{294'3}{6200} = 0'0475$$

$$\frac{F_a}{C_0} = 0'042 \rightarrow e = 0'24 < 0'5 = \frac{F_a}{F_r} \rightarrow X = 0'56 \text{ , } Y = 1'85$$

$$\frac{F_a}{C_0} = 0'056 \rightarrow e = 0'26 < 0'5 = \frac{F_a}{F_r} \rightarrow X = 0'56 \text{ , } Y = 1'71$$

Por interpolación lineal,

$$\frac{F_a}{C_0} = 0'0475 \rightarrow X = 0'56 \text{ , } Y = 1'795$$

Así pues,

$$F_e = \text{máx}\begin{cases} V F_r = 588'6 \text{ N} \\ X V F_r + Y F_a = 0'56 \times 588'6 + 1'795 \times 294'3 = \\ \quad = 857'9 \text{ N} \end{cases}$$

$F_e = 857'9$ N

La capacidad básica de carga requerida será,

$$C = F_e L^{1/a} = 857'9 \left(\frac{15000 \times 60 \times 750}{10^6}\right)^{1/3} = 7525'5 \text{ N}$$

La capacidad básica de carga del rodamiento es,

$C_c = 12700$ N.

Entonces, $$C_s = \frac{C_c}{C} = \frac{12700}{7525'5} = \boxed{1'68 = C_s}$$ Para el apoyo izquierdo

El apoyo derecho sólo recibe carga radial.

$F_r = 40 \text{ kg} = 40 \times 9'81 = 392'4 \text{ N}$

La capacidad básica de carga requerida será, en este caso,

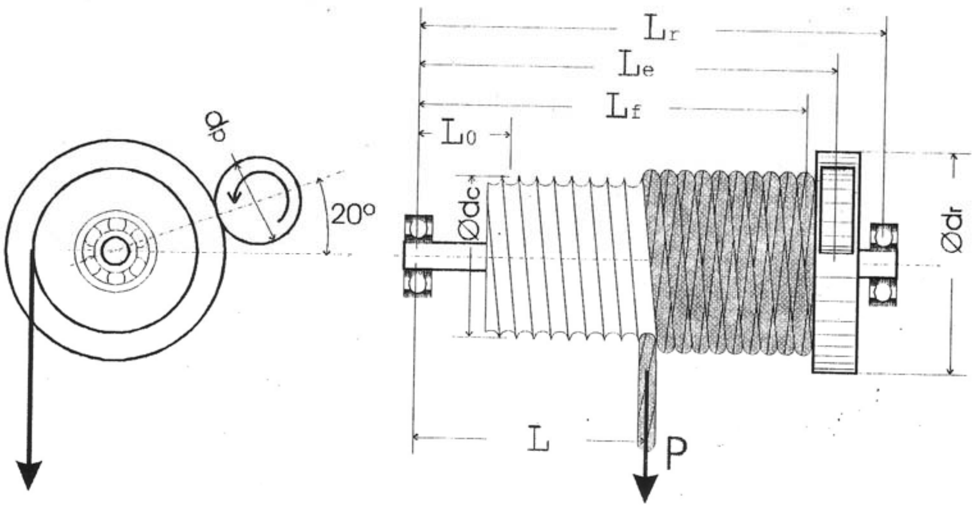
$$C = F_r L^{1/a} = 392'4 \left(\frac{15000 \times 60 \times 700}{10^6} \right)^{1/3} = 3442'2 \text{ N}$$

Como $C_c = 12700 \text{ N}$, el coeficiente de seguridad será,

$$C_s = \frac{12700}{3442'2} = \boxed{3'68 = C_s}$$ Para el apoyo derecho.

Examen de TECNOLOGIA DE MAQUINAS – Septiembre 04
Nombre..

La figura muestra un mecanismo empleado para la elevación de una carga *P*, que utiliza un sistema de engranajes de dientes rectos de ángulo de presión 20º, y un cable de acero que se enrolla sobre un tambor.



Cuando el piñón que mueve a la rueda gira en el sentido indicado en la figura, el cable, que soporta la tensión producida por la carga, se enrolla sobre el tambor y la carga se eleva.

El punto de aplicación de la carga varía entre las cotas L_f y L_0.

El sistema trabaja de forma tal que, cuando el piñón gira en sentido contrario al indicado en la figura, es decir, cuando el cable se desenrolla, se deja de aplicar la carga *P*, de forma que trabaja en vacío, pudiéndose despreciar las cargas que actúan sobre los componentes mecánicos.

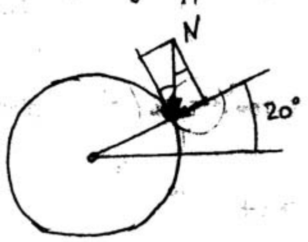
El eje está apoyado en dos rodamientos rígidos de bolas.

Determinar la vida en horas que durará el rodamiento de la derecha, conociendo los siguientes datos: $\omega_{piñon}$=500 rpm, *P*=3000 N, d_p=5 cm, d_r=20 cm, d_c=15 cm, L_r=50 cm, L_e=40 cm, L_0=5 cm, L_f=35 cm, capacidad dinámica de carga del rodamiento *C*=10000 N.

la velocidad de giro del eje del tambor, donde se encuentra el rodamiento a estudio, es, la misma que la de la rueda dentada:

$$\frac{\omega_r}{\omega_p} = \frac{d_p}{d_r} \rightarrow \omega_r = \frac{d_p}{d_r}\,\omega_p = \frac{5}{20}\,500 = 125 \text{ rpm}$$

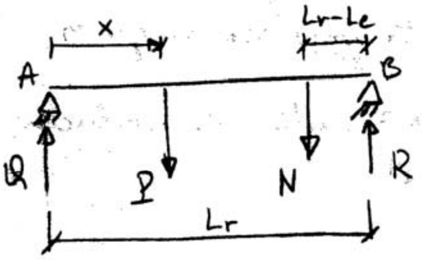
La carga que recibe la rueda por parte del piñón es,



$$(N\cos 20^\circ)\,\frac{d_r}{2} = P\,\frac{d_c}{2}$$

$$N = \frac{P\cdot d_c}{d_r\cos 20} = \frac{3000\cdot 0'15}{0'2\cos 20} = 2394\ N$$

Entonces, el diagrama de sólido libre del eje del tambor es,



Por lo tanto, la carga que soporta el rodamiento de la derecha será,

$$\Sigma M_A = 0$$

$$Px + N\cdot L_e = R\,L_r$$

$$R = \frac{Px + N\cdot L_e}{L_r} = \frac{3000x + 2394\cdot 0'4}{0'5} = 6000x + 957'6$$

con $L_o \leq x \leq L_f \rightarrow 0'05 \leq x \leq 0'35$

Hay que calcular la carga equivalente que soporta el rodamiento.

$$R_e^a = \frac{1}{L_f - L_o}\int_{L_o}^{L_f} R^a\,dx = \frac{1}{0'3}\int_{0'05}^{0'35} (6000x + 957'6)^a\,dx$$

siendo $a=3$ por tratarse de rodamiento de bolas.

$$Re^3 = \frac{1}{0'3}\int_{0'05}^{0'35} (6000x + 957'6)^3\, dx =$$

$$= \frac{1}{0'3}\int_{0'05}^{0'35} \left[(6000x)^3 + 957'6^3 + 3(6000x)^2\, 957'6 + 3\cdot 6000x\cdot 957'6^2\right] dx =$$

$$= \frac{1}{0'3}\left[\frac{6000^3 x^4}{4} + 957'6^3 x + 3\cdot 6000^2\cdot 957'6\,\frac{x^3}{3} + 3\cdot 6000\cdot 957'6^2\,\frac{x^2}{2}\right]_{0'05}^{0'35} =$$

$$= \frac{1}{0'3}\left[\frac{6000^3}{4}(0'35^4 - 0'05^4) + 957'6^3(0'35 - 0'05) + 6000^2\cdot 957'6\,(0'35^3 - 0'05^3) +\right.$$

$$\left. + 1'5\cdot 6000\cdot 957'6^2\,(0'35^2 - 0'05^2)\right] = 1'1791797\cdot 10^{10}.$$

$Re = 2276$ N.

Ahora, la vida del rodamiento bajo esa carga es,

$$L = \left(\frac{C}{Re}\right)^a = \left(\frac{10000}{2276}\right)^3 = 84'817 \text{ millones de revoluciones}$$

Por tanto, la vida en horas,

$$h = \frac{10^6 L}{60\cdot w_r} = \frac{10^6\cdot 84'817}{60\cdot 125} = 11308 \text{ horas}$$

Hay que tener en cuenta que las horas calculadas son horas de carga, por lo que a estas horas habría que añadir las horas de trabajo en vacío, que serían otras tantas.

$$\boxed{\text{Vida} = 11308 \text{ horas de carga} + 11308 \text{ horas en vacío}}$$

Examen de TECNOLOGIA DE MAQUINAS – Diciembre 04
Nombre..

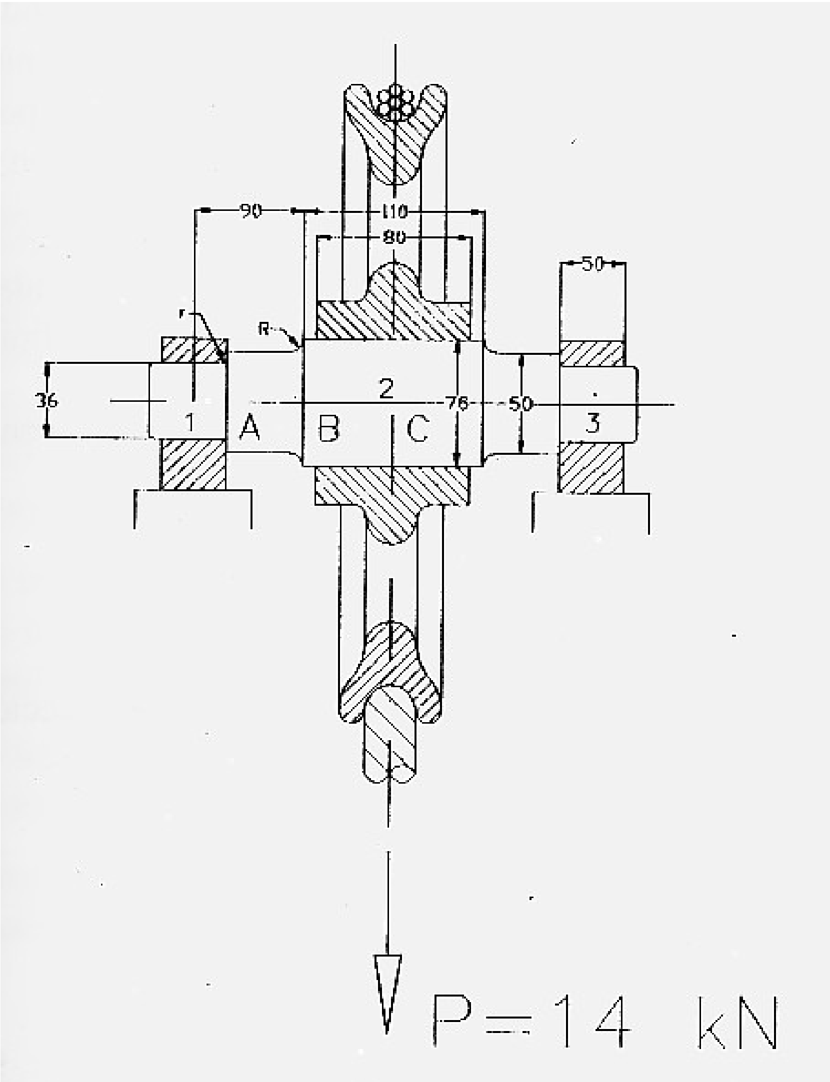
Por la polea de la figura pasa un cable que soporta una carga de 14 kN por ramal. Determinar el coeficiente de seguridad del eje en las siguientes situaciones:

a) Si el eje no gira y la polea es móvil.

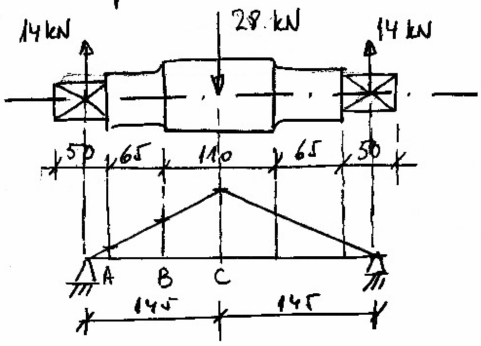
b) Si la polea está fija al eje, y éste gira sobre rodamientos en los apoyos.

c) En idénticas condiciones que en el apartado anterior, para una vida de 500.000 ciclos.

Datos: R=10 mm; r=3 mm. Acero mecanizado con S_u=910 MPa, S_y=603 MPa.



a) Si el eje no gira, las tensiones en el mismo son constantes, por lo que estamos ante un caso de fallo estático.



$M_A = 14 \times 25 = 350$ Nm

$M_B = 14 \times 90 = 1260$ Nm

$M_C = 14 \times 145 = 2030$ Nm

$$W = \frac{I}{c} = \frac{\frac{\pi}{4}\left(\frac{d}{2}\right)^4}{\frac{d}{2}} = \frac{\pi d^3}{32}$$

$$W_A = \frac{\pi \times (36 \cdot 10^{-3})^3}{32} = 4'58 \cdot 10^{-6} \text{ m}^3$$

$$W_C = \frac{\pi \times (76 \cdot 10^{-3})^3}{32} = 4'31 \cdot 10^{-5} \text{ m}^3$$

$$W_B = \frac{\pi \times (50 \cdot 10^{-3})^3}{32} = 1'23 \cdot 10^{-5} \text{ m}^3$$

$$\sigma_A = \frac{M_A}{W_A} = \frac{350}{4'58 \cdot 10^{-6}} = 76'4 \text{ MPa}$$

$$\sigma_B = \frac{M_B}{W_B} = \frac{1260}{1'23 \cdot 10^{-5}} = 102'4 \text{ MPa}$$

$$\sigma_C = \frac{M_C}{W_C} = \frac{2030}{4'31 \cdot 10^{-5}} = 47'1 \text{ MPa}$$

Así pues, la sección más crítica será la contigua a la central del eje, B, y los puntos más críticos de esa sección el superior, compresión, y el inferior, tracción.

$$C_S = \frac{S_y}{\sigma_B} = \frac{603}{102'4} = \boxed{5'8 = C_S}$$

b) Si el eje gira, las tensiones son variables (alternadas), por lo que estamos ante un problema de fatiga. Si en cálculo estático las secciones A y B eran más peligrosas que la C, ahora este efecto será aún más acusado, ya que hay que tener en cuenta la concentración de tensiones en A y B.

Vamos a calcular el valor del límite de fatiga en cada una de estas secciones.

$$S_e' = 0'5\, S_u = 0'5 \times 910 = 455 \ MPa$$

$$k_a = a\, S_u^{\,b} = 4'51 \times 910^{-0'265} = 0'74$$

$$k_b^A = 1'189\, d^{-0'097} = 1'189 \times 36^{-0'097} = 0'84$$

$$k_b^B = 1'189\, d^{-0'097} = 1'189 \times 50^{-0'097} = 0'81$$

$\underline{k_f^A}$

$$\left.\begin{array}{l} \dfrac{r}{d} = \dfrac{3}{36} = 0'083 \\ \dfrac{D}{d} = \dfrac{50}{36} = 1'388 \end{array}\right\} k_t = 1'75$$

$$\left.\begin{array}{l} r = 3 \ mm \\ S_u = 0'91 \ GPa \end{array}\right\} q = 0'88$$

$$k_f = 1 + q(k_t - 1) = 1 + 0'88(1'75 - 1) = 1'66$$

$\underline{k_f^B}$

$$\left.\begin{array}{l} \dfrac{r}{d} = \dfrac{10}{50} = 0'2 \\ \dfrac{D}{d} = \dfrac{76}{50} = 1'52 \end{array}\right\} k_t = 1'45$$

$$\left.\begin{array}{l} r = 10 \ mm \\ S_u = 0'91 \ GPa \end{array}\right\} q = 0'9$$

$$k_f = 1 + q(k_t - 1) = 1 + 0'9(1'45 - 1) = 1'405$$

$$S_e^A = k_a k_b^A \frac{1}{k_f^A} S_e' = 0'74 \times 0'84 \times \frac{1}{1'66}\, 455 = 170'4 \ MPa$$

$$S_e^B = k_a k_b^B \frac{1}{k_f^B} S_e' = 0'74 \times 0'81 \times \frac{1}{1'405}\, 455 = 194'1 \ MPa$$

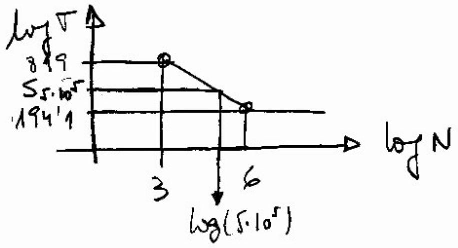
$$G^A = \frac{S_e^A}{\sigma_A} = \frac{170'4}{76'4} = 2'23 \ ; \quad \boxed{G^B = \frac{S_e^B}{\sigma_B} = \frac{194'1}{102'4} = 1'89}$$

Es, por tanto, peor, también en este caso, la sección B.

c) Para el caso de vida a 500.000 ciclos, es preciso calcular el S_{10^3}.

$$S_{10^3} = 0'9\, S_u = 0'9 \times 910 = 819 \text{ MPa}$$

Entonces, el $S_{5\cdot10^5}$ se puede obtener mediante interpolación entre los valores de S_{10^3} y S_e. Vamos a realizar el cálculo para la sección crítica, B.



$$\log S_{5\cdot10^5} = \log S_{10^3} + \frac{\log S_e - \log S_{10^3}}{6-3}\left(\log 5\cdot10^5 - 3\right)$$

$$\log S_{5\cdot10^5} = \log 819 + \frac{\log 194'1 - \log 819}{3}\left(\log 5\cdot10^5 - 3\right)$$

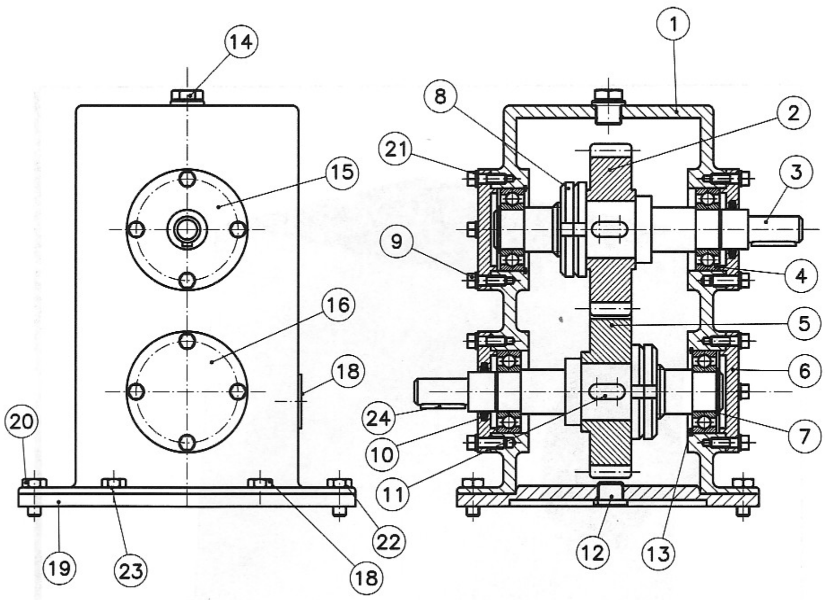
$$S^B_{5\cdot10^5} = 224'2 \text{ MPa}$$

$$C_s = \frac{S^B_{5\cdot10^5}}{\sigma_B} = \frac{224'2}{102'4} = \boxed{2'19 = C_s}$$

Examen de TECNOLOGIA DE MAQUINAS – Febrero 05

Nombre...

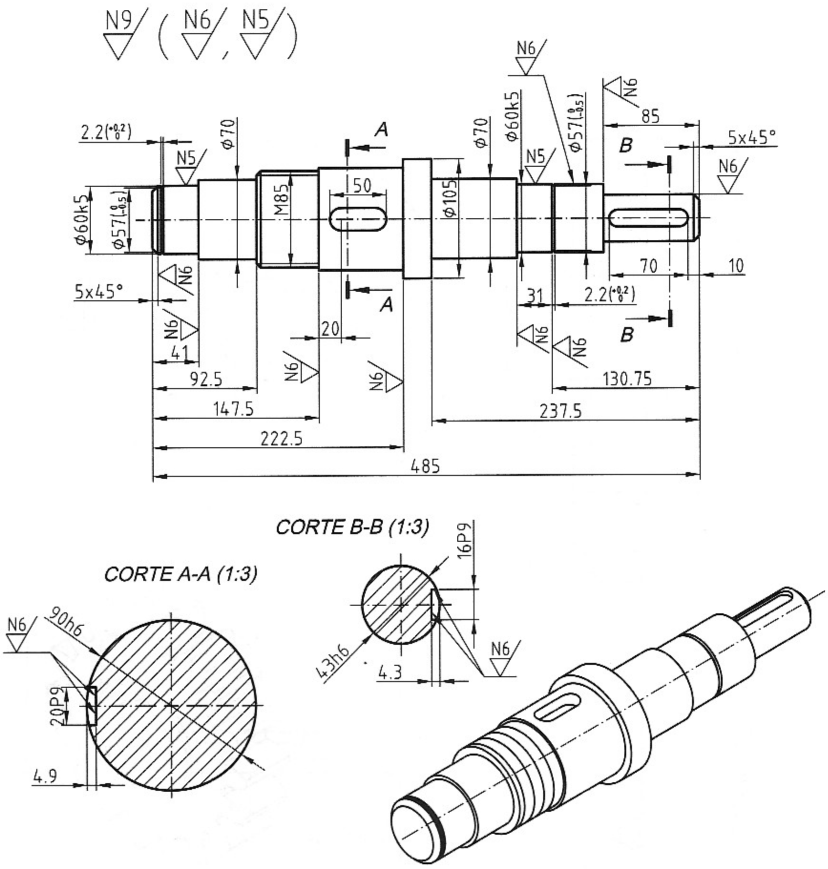
La figura muestra el plano de conjunto de un reductor de velocidad, junto con su lista de elementos.



Marca	N.° Pieza	Designación y observaciones	Norma	Material y medidas
24	2	Chaveta plana	UNE 17012	16x10x70
23	8	Arandela grower	DIN 127	ø16
22	4	Arandela grower	DIN 127	ø18
21	16	Arandela grower	DIN 127	ø12
20	4	Tornillo cab. hexagonal	DIN 931	M18x60 mg 8.8
19	1	Base soporte		FG–35
18	8	Tornillo cab. hexagonal	DIN 931	M16x35 mg 8.8
17	1	Visor nivel de aceite	Comercial	M70
16	2	Tapeta pasante		F–1150
15	2	Tapeta ciega		F–1150
14	1	Tapón de llenado	DIN 910	M30x15
13	2	Anillo elástico de seguridad	UNE 26075	ø130
12	1	Tapón de desagüe	DIN 908	M36x20
11	2	Chaveta plana	UNE 17012	20x12x50
10	2	Anillo de fieltro	DIN 5419	ø60
9	16	Tornillo cab. hexagonal	DIN 931	M12x60 mg 8.8
8	4	Tuerca ranurada	UNE 18035	KM17 (M85x2)
7	4	Anillo elástico de seguridad	UNE 26074	ø60
6	1	Anillo de goma	Comercial	øint=36/øext=65
5	1	Piñón		F–8110 M=10 Z=19
4	4	Rod. rígido de bolas	DIN 625	6312 (60x130x31)
3	2	Eje		F–1250
2	1	Rueda dentada		F–8110 M=10 Z=31
1	1	Carcasa		FG–35

a) Si la entrada del reductor se va a conectar al motor, y la salida a la carga, y se pretende que el dispositivo actúe como reductor de velocidad, indicar dónde estará la entrada y dónde la salida. ¿Cuál será la relación de reducción?

A continuación, se muestra el plano de detalle de los ejes, que son iguales.



b) Realizar un esquema simplificado del reductor, en el que sólo aparezcan los dos ejes con sus apoyos, la rueda y el piñón, todos ellos representados con simples líneas. Indicar también la distancia entre apoyos, y la distancia entre cada apoyo y el elemento dentado correspondiente.

En condiciones nominales, el motor suministra una potencia de 100 kW, a una velocidad de giro de 500 rpm.
c) Determinar el par de entrada al reductor, así como el par y la velocidad de giro a la salida del mismo.
d) Obtener las reacciones en los apoyos de ambos ejes, si se desprecia el peso propio de los elementos.
e) Sabiendo que el material de que están fabricados los ejes (acero F-1250) tiene un límite de rotura de 105 kg/mm^2, y un límite de fluencia de 90 kg/mm^2, calcular el coeficiente de seguridad de que se dispone, en el eje más solicitado, frente al fallo por fatiga a vida infinita.

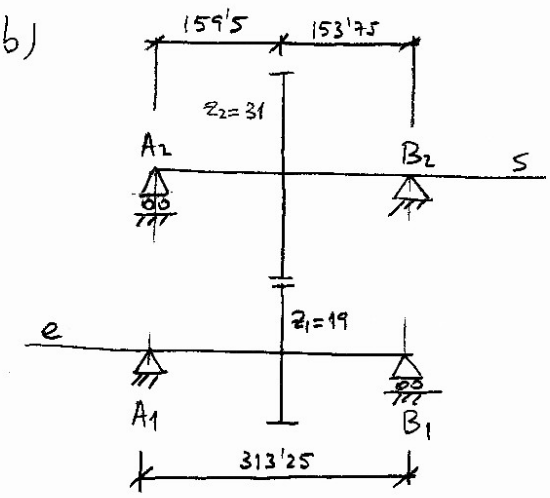
Nota: radios de acuerdo de las entallas, r=4 mm; factor de concentración de tensiones a fatiga en la parte roscada de los ejes, k_f=2.

a) Según se ve en la lista de elementos, el elemento 2 es la rueda dentada, de $m=10$ y $z=31$; el elemento 5 es el piñón, de $m=10$ y $z=19$. Por lo tanto, si se desea que el dispositivo actúe como reductor de velocidad, la entrada deberá estar en el piñón (elemento 5), esto es, en el eje inferior, y la salida en la rueda (elemento 2), es decir, en el eje superior.

La relación de reducción será,

$$\frac{\omega_s}{\omega_e} = \frac{z_e}{z_s} = \frac{19}{31}$$

b)

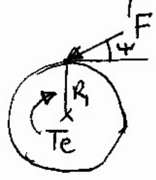


c) $\dot{W} = T_e \omega_e \rightarrow T_e = \frac{\dot{W}}{\omega_e} = \frac{100\cdot 10^3}{500\,\frac{2\pi}{60}} = \boxed{1910\ \text{Nm} = T_e}$

$\frac{\omega_s}{\omega_e} = \frac{z_e}{z_s} \rightarrow \frac{\omega_s}{500} = \frac{19}{31} \rightarrow \boxed{\omega_s = 306\ \text{rpm}}$

$\dot{W} = T_s \omega_s \rightarrow T_s = \frac{\dot{W}}{\omega_s} = \frac{100\cdot 10^3}{306\,\frac{2\pi}{60}} = \boxed{3116\ \text{Nm} = T_s}$

d) En el eje de entrada,



$T_e = (F\cos\varphi)R_1$; $R_1 = \frac{m z_1}{2} = \frac{10\times 19}{2} = 95$ mm

$$F = \frac{T_e}{R_1\cos\varphi} = \frac{1910}{0'095\cos 20^\circ} = 21396\ \text{N}$$

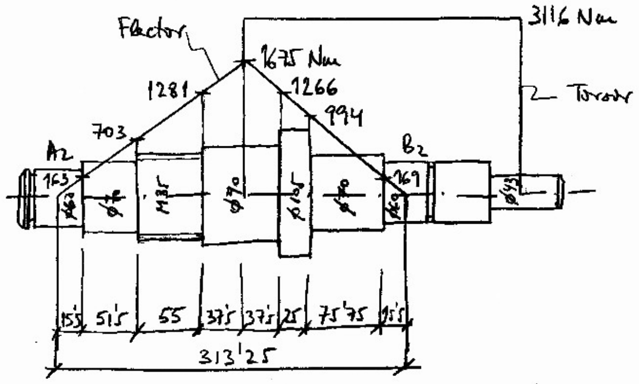
$$\Sigma M_{A_1} = 0 \rightarrow 21396 \times 159'5 = R_{B_1} \times 313'25$$

$$\boxed{R_{B_1} = 10894 \text{ N} = R_{B_2}}$$

$$\Sigma F_y = 0 \Rightarrow R_{A_1} + 10894 = 21396$$

$$\boxed{R_{A_1} = 10502 \text{ N} = R_{A_2}}$$

e) El eje más solicitado es el de salida, ya que soporta el mismo nivel de momento flector que el eje de entrada, pero más momento torsor.



Los valores del factor de concentración de tensiones en los distintos cambios de sección son:

$70-85 \longrightarrow k_f = 1'78$

$85-90 \longrightarrow k_f = 2$ (rosca)

$70-105 \longrightarrow k_f = 1'87$

No hay grandes diferencias en stos factores. Por tanto, para determinar la sección crítica, habrá que atender a la presencia o no de flector y torsor, y a la relación entre los esfuerzos y la sección resistente en cada tramo.

Por ejemplo, parece que puede ser crítica la sección <u>70-105</u>, ya que soporta un esfuerzo flector considerable con efecto de concentración de tensión, más el esfuerzo torsor, y además posee un diámetro de sólo 70 mm.

$$\frac{1}{C_S} = \frac{32}{\pi d^3}\sqrt{\left(\frac{M}{S_e}\right)^2+\left(\frac{T}{S_y}\right)^2}$$

$S_u = 105\ kg/mm^2 = 1030\ MPa$
$S_y = 90\ kg/mm^2 = 883\ MPa$

De cara a realizar una estimación, se puede aproximar:

$$S_e = \frac{0'5\, S_u}{k_f} = \frac{0'5 \times 1030}{1'87} = 275\ MPa$$

$$\frac{1}{C_S} = \frac{32}{\pi \times 0'07^3}\sqrt{\left(\frac{994}{275\cdot 10^6}\right)^2+\left(\frac{3116}{883\cdot 10^6}\right)^2} \Longrightarrow \underline{C_S = 6'7}$$

Dado que el momento torsor tiene un peso similar al flector, vamos a comprobar también la sección de <u>diámetro 43</u>, que, si bien sólo soporta torsor, posee un diámetro claramente inferior al de los otros tramos del eje.

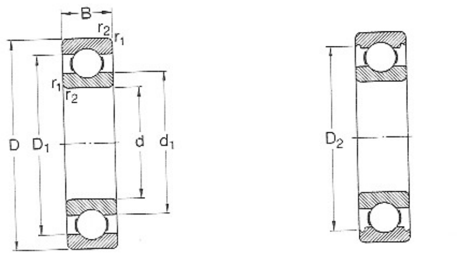
$$\frac{1}{C_S} = \frac{32}{\pi \times 0'043^3}\cdot\frac{3116}{883\cdot 10^6} \Longrightarrow \underline{C_S = 2'2}$$

Por lo tanto, se comprueba que la <u>sección crítica</u> va a ser <u>la de $\phi 43$</u>, y que el coeficiente de seguridad del eje a vida infinita es $\boxed{C_S = 2'2}$.

Examen de TECNOLOGIA DE MAQUINAS – Febrero 05
Nombre..

En el reductor del problema anterior:

a) Indicar cuál es el rodamiento que soporta unas condiciones más exigentes, y determinar su duración nominal, en horas.



Sin ranuras en el aro exterior

Con ranuras en el aro exterior

Dimensiones principales			Capacidad de carga dinám.	estát.	Carga límite de fatiga	Velocidad nominal Lubricación con grasa	aceite	Masa	Designación
d	D	B	C	C_0	P_u				
mm			N		N	r/min		kg	–
60	78	10	8 710	6 700	365	7 500	9 000	0,11	**61812**
	85	13	16 500	12 000	600	7 500	9 000	0,20	**61912**
	95	11	19 900	15 000	735	6 700	8 000	0,28	**16012**
	95	18	29 600	23 200	980	6 700	8 000	0,42	**6012**
	110	22	47 500	32 500	1 400	6 000	7 000	0,78	**6212**
	130	31	81 900	52 000	2 200	5 000	6 000	1,70	**6312**
	150	35	108 000	69 500	2 900	4 800	5 600	2,75	**6412**
65	85	10	11 700	9 150	490	7 000	8 500	0,13	**61813**
	90	13	17 400	13 400	680	6 700	8 000	0,22	**61913**
	100	11	21 200	16 600	830	6 300	7 500	0,30	**16013**
	100	18	30 700	25 000	1 060	6 300	7 500	0,44	**6013**
	120	23	55 900	40 500	1 730	5 300	6 300	0,99	**6213**
	140	33	92 300	60 000	2 500	4 800	5 600	2,10	**6313**
	160	37	119 000	78 000	3 150	4 500	5 300	3,30	**6413**
70	90	10	12 100	10 000	540	6 700	8 000	0,14	**61814**
	100	16	23 800	18 300	900	6 300	7 500	0,35	**61914**
	110	13	28 100	25 000	1 060	6 000	7 000	0,43	**16014**
	110	20	37 700	31 000	1 320	6 000	7 000	0,60	**6014**
	125	24	60 500	45 000	1 900	5 000	6 000	1,05	**6214**
	150	35	104 000	68 000	2 750	4 500	5 300	2,50	**6314**
	180	42	143 000	104 000	3 900	3 800	4 500	4,85	**6414**
75	95	10	12 500	10 800	585	6 300	7 500	0,15	**61815**
	105	16	24 200	19 300	965	6 000	7 000	0,37	**61915**
	115	13	28 600	27 000	1 140	5 600	6 700	0,46	**16015**
	115	20	39 700	33 500	1 430	5 600	6 700	0,64	**6015**
	130	25	66 300	49 000	2 040	4 800	5 600	1,20	**6215**
	160	37	114 000	76 500	3 000	4 300	5 000	3,00	**6315**
	190	45	153 000	114 000	4 150	3 600	4 300	6,80	**6415**
80	100	10	12 400	10 800	585	6 000	7 000	0,15	**61816**
	110	16	25 100	20 400	1 020	5 600	6 700	0,40	**61916**
	125	14	33 200	31 500	1 320	5 300	6 300	0,60	**16016**
	125	22	47 500	40 000	1 660	5 300	6 300	0,85	**6016**
	140	26	70 200	55 000	2 200	4 500	5 300	1,40	**6216**
	170	39	124 000	86 500	3 250	3 800	4 500	3,60	**6316**
	200	48	163 000	125 000	4 500	3 400	4 000	8,00	**6416**

b) Obtener el coeficiente de seguridad disponible frente al fallo a fatiga (vida infinita) por flexión de los dientes del engranaje más solicitado, sabiendo que la longitud de los dientes es de 65 mm, que el radio de acuerdo en la base de los dientes es de 3 mm, y que el límite de rotura del material de que están fabricados los engranajes (acero F-8110) es de 42 kg/mm^2.

a) La exigencia que soporta un rodamiento depende de la combinación de carga y velocidad a que se ve sometido. Entonces, los rodamientos de la derecha soportan más carga que los de la izquierda, y los del eje de entrada (inferior) giran a mayor velocidad que los del eje de salida (superior).

Por tanto, el rodamiento más crítico será el del apoyo B_1, es decir, el apoyo derecho del eje de entrada (inferior).

Carga: $F = 10894\ N$

Veloc.: $\omega = 500\ rpm$

En el catálogo se observa que la capacidad dinámica de carga del rodamiento es $C = 81900\ N$, luego,

$$L = \left(\frac{C}{F}\right)^a = \left(\frac{81900}{10894}\right)^3 = 424'9\ (\times 10^6\ rev)$$

$$424'9 \cdot 10^6 = \omega \times 60 \times h = 500 \times 60 \times h$$

$\boxed{h = 14163\ \text{horas}}$ es la duración nominal del rodamiento

b) $S_u = 42\ kg/mm^2 = 412\ MPa$

$S'_e = 0'5\ S_u = 0'5 \times 412 = 206\ MPa$

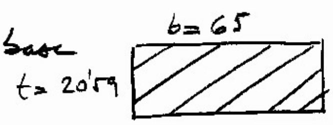
$K_a = a\,S_u^{\,b} = 4'51 \times 412^{-0'265} = 0'91$

K_b: dimensiones de la base del diente del piñón.

$$x = \frac{3}{2}\, m\, Y = \frac{3}{2}\, 10 \times 0'314 = 4'71\ mm$$

$$t = \sqrt{4\,l\,x} = \sqrt{4 \times (2'25 \times 10) \times 4'71} = 20'59\ mm$$

Sección del diente del piñón en la base



$$d_{eq} = 0'81\sqrt{bt} = 0'81\sqrt{65 \times 20'59} = 29'63 \text{ mm}$$

$$K_b = 1'189\, d_{eq}^{-0'097} = 1'189 \times 29'63^{-0'097} = 0'86$$

$$\left.\begin{array}{l} \dfrac{r}{d} = \dfrac{3}{20'59} = 0'15 \\ \dfrac{D}{d} = \infty \end{array}\right\} K_t = 1'7$$

$$\left.\begin{array}{l} r = 3 \text{ mm} \\ S_u = 0'412 \text{ GPa} \end{array}\right\} q = 0'76$$

$$K_f = 1 + 0'76(1'7 - 1) = 1'53$$

$$S_e = k_a k_b \frac{1}{K_f} S'_e = 0'91 \times 0'86 \times \frac{1}{1'53} \times 206 = 105 \text{ MPa}$$

La tensión máxima será,

$$\sigma = \frac{W_t}{k_v\, b\, m\, Y} = \frac{21396 \cos 20^\circ}{0'55 \times 0'065 \times 0'01 \times 0'314} = 179 \text{ MPa}$$

$$v = \omega_e R_1 = \left(500 \frac{2\pi}{60}\right) \times 0'095 = 4'97 \text{ m/s}$$

$$k_v = \frac{6'1}{6'1 + v} = \frac{6'1}{6'1 + 4'97} = 0'55$$

Como se trata de un caso de tensión repetida, $\begin{cases} \sigma_m = \sigma/2 \\ \sigma_a = \sigma/2 \end{cases}$

$$\frac{\sigma_m}{S_u} + \frac{\sigma_a}{S_e} = \frac{1}{G} \longrightarrow \frac{179/2}{412} + \frac{179/2}{105} = \frac{1}{G}$$

$$\boxed{C_s = 0'93} < 1 \;!!!$$

Por lo tanto, el piñón no dispone de vida infinita: fallará tras cierto número de ciclos por flexión de los dientes.