



TECSUP

Profesionales en Ingeniería

TRABAJO N° 1

“EJEMPLO DE DISEÑO DE UN EJE”

CARRERA: TECNOLOGÍA MECÁNICA ELÉCTRICA

CICLO: IV

GRUPO: C10-F

CURSO: ELEMENTOS DE MAQUINAS

PROFESOR: AGUILAR NARVAEZ CARLOS

ALUMNO: ESTRADA ARQUEROS MAURICIO

FECHA DE REALIZACIÓN DEL LABORATORIO: 15 de noviembre de 2012

FECHA DE ENTREGA DEL INFORME: 21 de noviembre de 2012

2012 - I

EJEMPLO DE DISEÑO DE UN EJE

Diseñe el eje mostrado en las figuras 12-1 y 12-2. Se va a maquinar en acero AISI 1144 OQT 1000. El eje es parte de la transmisión para un sistema de soplador grande, que suministra aire a un horno. El engrane A recibe 200 HP del engrane P. el engrane C entrega la potencia al engrane Q. El eje gira a 600 rpm.

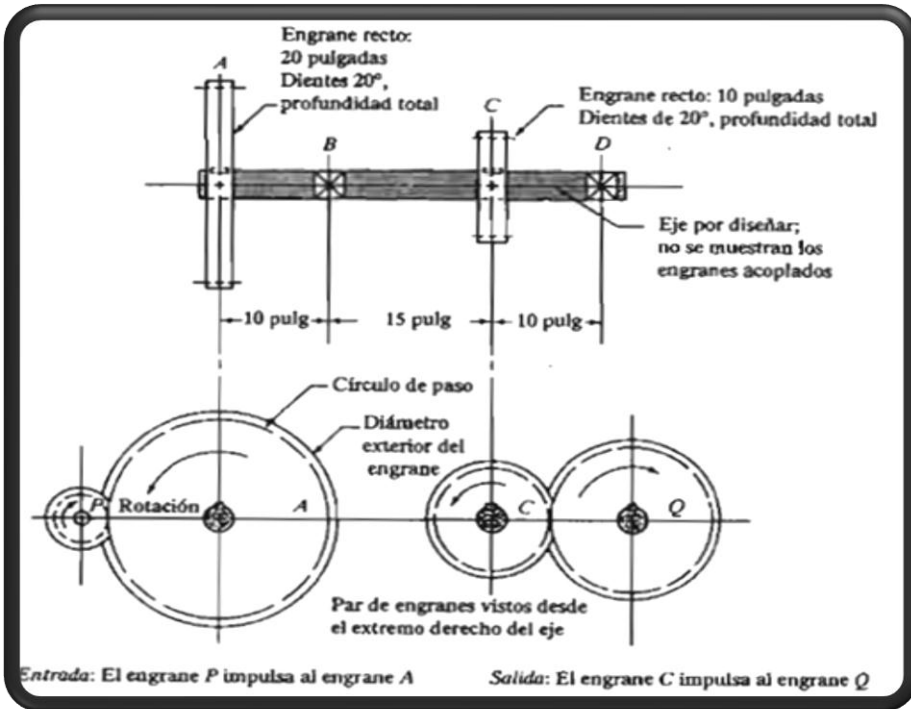


Figura 12-1 eje intermedio para un reductor de velocidad

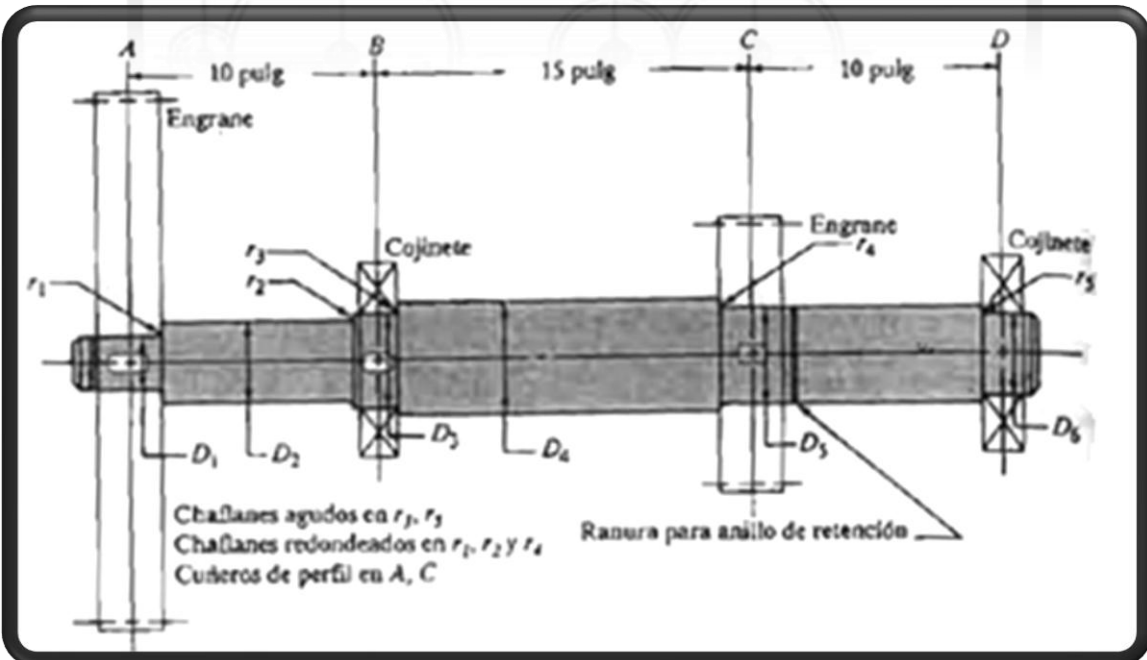


Figura 12-2 dimensiones propuestas para el eje de la figura 12-1.

1º PASO:

Obtenemos el valor de la resistencia a la fatiga con respecto al dato de la resistencia a la tensión, en la siguiente tabla

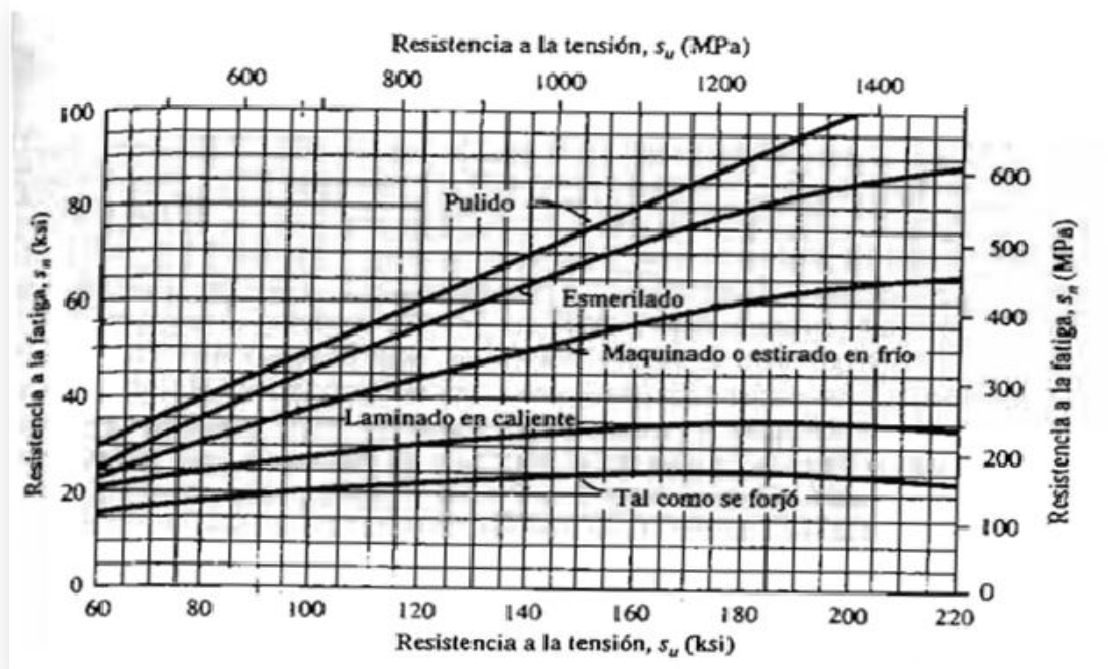


Figura 5-8 resistencia a la fatiga s_n en función de la resistencia a la tensión

Resistencia a la tensión >>>>>>> $S_y = 83000 \text{ psi}$

Resistencia a la fatiga >>>>>>> $S_n = 42000 \text{ psi}$

2º PASO:

Determinamos la resistencia a la fatiga modificada estimando un factor por tamaño y un factor por confiabilidad.

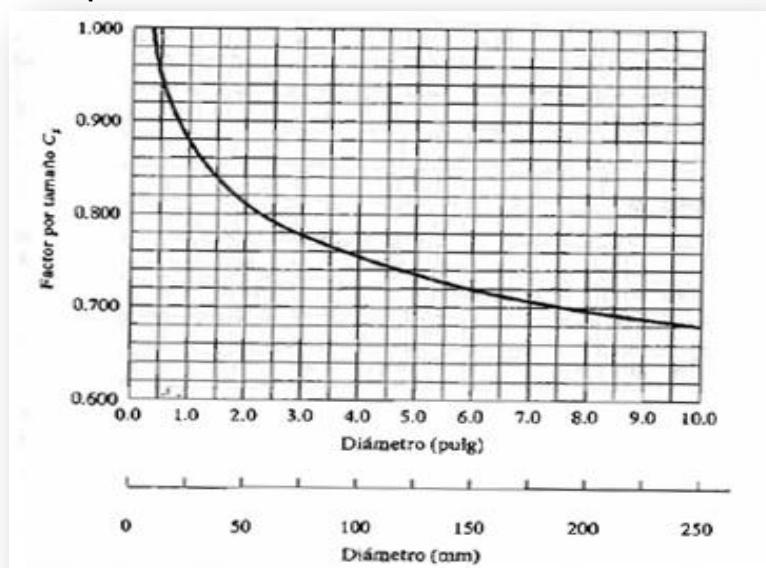


Figura 5-9 factor por tamaño

TABLA 5-1

Factores de confiabilidad aproximados C_R

Confiabilidad deseada C_R	
0.50	1.0
0.90	0.90
0.99	0.81
0.999	0.75

Estimamos un valor para el factor por tamaño porque no se conoce el tamaño real en este momento:

$$C_s = 0.75$$

En una decisión de diseño, se elegirá una confiabilidad de 0.99, tomando como dato de la tabla 5-1:

$$C_r = 0.81$$

Remplazamos los datos en la siguiente formula:

$$S_n' = S_n C_s C_r$$

$$S_n' = (42000) (0.75) (0.81)$$

$$S_n' = 25\,500 \text{ psi}$$

3º PASO:

Calcularemos el par torsional en el eje.

P= potencia que se transmite, HP = 200 HP

n= velocidad de giro, rpm = 600 rpm

T= par torsional del engrane, lb.pulg

$$T = 63000(P) / n$$

$$T = 63000 (200) / 600$$

$$T = 21000 \text{ lb.pulg}$$

Se supondrá que el factor de diseño es: $N= 2$

4º PASO:

Calcularemos las fuerzas que ejercen los elementos de maquinas sobre los engranajes "A" y "C".

D = diámetro de paso del engranaje, pulg

W_t = fuerza tangencial, lb

W_r = fuerza radial, lb

$$W_{tA} = T_A / (D_A / 2) = 21\,000 / (20 / 2) = 2100 \text{ lb} \downarrow$$

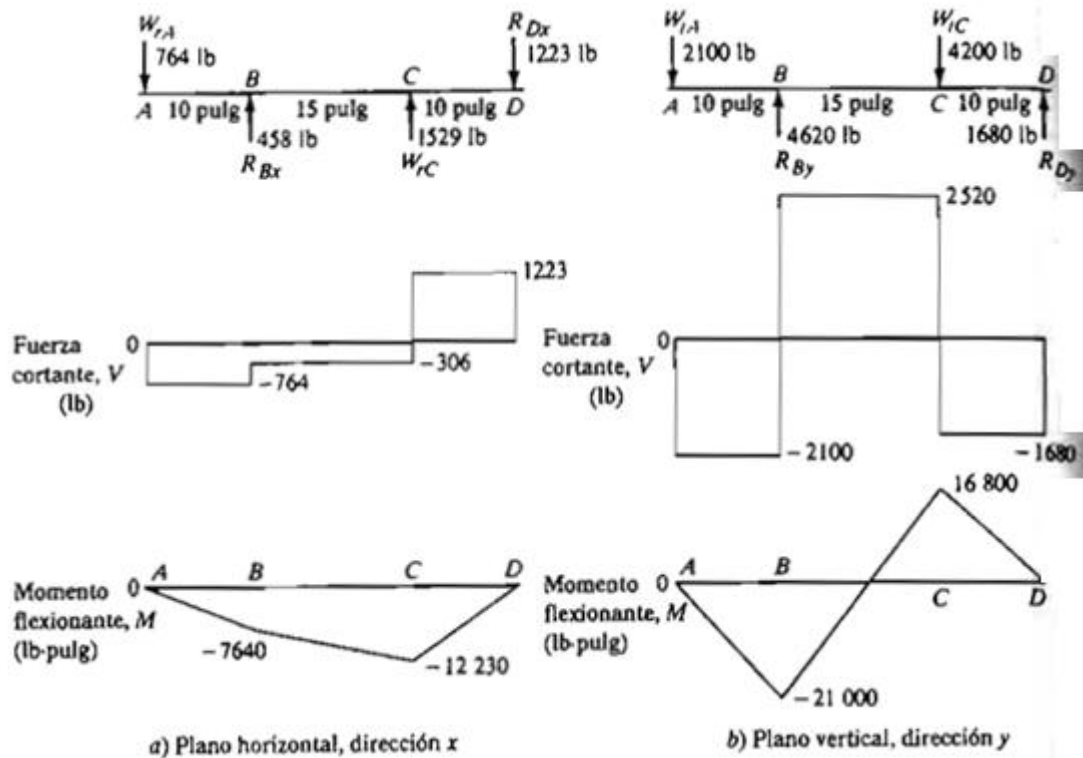
$$W_{rA} = W_{tA} \tan(\phi) = 2100 \tan(20^\circ) = 764 \text{ lb} \rightarrow$$

$$W_{tC} = T_C / (D_C / 2) = 21\,000 / (10 / 2) = 4200 \text{ lb} \downarrow$$

$$W_{rC} = W_{tC} \tan(\phi) = 4200 \tan(20^\circ) = 1529 \text{ lb} \leftarrow$$

5º PASO:

Calculamos los esfuerzos y reacciones en los siguientes puntos del eje , dichos datos servirán para calcular los diámetros mínimos que se requieren para las diversas partes del eje.



6º PASO:

PUNTO A

Calcularemos el diámetro requerido del eje en A, mediante el término de la torsión.

$$D_1 = \left[\frac{32 N}{\pi} \sqrt{\frac{3}{4} \left(\frac{T}{s_y} \right)^2} \right]^{1/3}$$

$$D_1 = \left[\frac{32 N}{\pi} \sqrt{\frac{3}{4} \left(\frac{21\,000}{83\,000} \right)^2} \right]^{1/3} = 1.65 \text{ pulg}$$

7º PASO:

PUNTO B

El momento flexionante en B es la resultante del momento en los planos “X” y “Y” de acuerdo con los diagramas de carga, cortante y flexión

$$M_B = \sqrt{M_{Bx}^2 + M_{By}^2}$$

$$M_B = \sqrt{(7640)^2 + (21\,000)^2} = 22\,350 \text{ lb} \cdot \text{pulg}$$

$$K_t = 1.5 \text{ (chaflán bien redondeado)}$$

Se emplea una ecuación a causa de la condición de esfuerzo combinado

$$D_2 = \left[\left(\frac{32N}{\pi} \right) \sqrt{\left(\frac{K_t M}{s_n'} \right)^2 + \frac{3}{4} \left(\frac{T}{s_y} \right)^2} \right]^{1/3}$$

$$D_2 = \left[\frac{32(2)}{\pi} \sqrt{\left[\frac{1.5(22\,350)}{25\,500} \right]^2 + \frac{3}{4} \left[\frac{21\,000}{83\,000} \right]^2} \right]^{1/3}$$

$$D_2 = 3.30 \text{ pulgadas}$$

En B y a la derecha de B (diámetro D3) todo es igual, excepto el valor de $K_t = 2.5$, debido al chaflán agudo. Entonces:

$$D_3 = \left[\frac{32(2)}{\pi} \sqrt{\left[\frac{2.5(22\,350)}{25\,500} \right]^2 + \frac{3}{4} \left[\frac{21\,000}{83\,000} \right]^2} \right]^{1/3}$$

$$D_3 = 3.55 \text{ pulgadas}$$

8º PASO:

EL PUNTO C

El momento de flexión en C es:

$$M_c = \sqrt{M_{Cx}^2 + M_{Cy}^2}$$

$$M_c = \sqrt{(12\,230)^2 + (16\,800)^2} = 20\,780 \text{ lb} \cdot \text{pulg}$$

A la izquierda de C existe el par torsional de 21 000 lb.pulg, y con el cuñero de perfil $K_t = 2.0$

$$D_s = \left[\left(\frac{32N}{\pi} \right) \sqrt{\left(\frac{K_t M}{s_n'} \right)^2 + \frac{3}{4} \left(\frac{T}{s_y} \right)^2} \right]^{1/3}$$

$$D_s = \left[\frac{32(2)}{\pi} \sqrt{\left[\frac{2.0(20\,780)}{25\,500} \right]^2 + \frac{3}{4} \left[\frac{21\,000}{83\,000} \right]^2} \right]^{1/3} = 3.22 \text{ pulg}$$

A la derecha de C no hay par, pero la ranura para el anillo sugiere un $K_t = 3.0$ para diseño, aplicando la ecuación anterior con $M = 20780 \text{ lb} \cdot \text{pulg}$ y $T = 0$

$$D_s = \left[\frac{32(2)}{\pi} \sqrt{\left(\frac{(3.0)(20\,780)}{25\,500} \right)^2} \right]^{1/3} = 3.68 \text{ pulg}$$

Si el factor por ranura de anillo es 3.57, el diámetro sube a 3.90 pulgadas.

$$D_s = \left[\frac{32(2)}{\pi} \sqrt{\left(\frac{(1.6)(20\,780)}{25\,500} \right)^2} \right]^{1/3} = 3.90 \text{ pulg}$$

Este último valor es mayor que el calculado a la izquierda de C, por lo cual es el que gobierna al diseño en el punto C.

9º PASO:

PUNTO D

Se empleara la resultante de las reacciones en los planos “X” y “Y” para calcular la fuerza cortante para el punto “D”

$$V_D = \sqrt{(1223)^2 + (1680)^2} = 2078 \text{ lb}$$

Aplicaremos la siguiente ecuación para calcular el diámetro que requiere el eje en este punto; en la figura 12-2 se observa que en este punto existe un chaflán agudo, por consiguiente tendrá un $K_t = 2.5$

$$D = \sqrt{2.94 K_t (V) N / s'_\pi}$$

$$D_6 = \sqrt{\frac{2.94(2.5)(2078)(2)}{25\,500}} = 1.094 \text{ pulg}$$

10º PASO

Los diámetros mínimos que se requieren, calculados para las diversas partes del eje de la figura 12-2, son los siguientes:

$$D_1 = 1.65 \text{ pulg}$$

$$D_2 = 3.30 \text{ pulg}$$

$$D_3 = 3.55 \text{ pulg}$$

$$D_5 = 3.90 \text{ pulg}$$

$$D_6 = 1.094 \text{ pulg}$$

También, D_4 debe ser un poco mayor que 3.90 para tener escalones adecuados en el engrane “C” y el rodamiento “B”

EJERCICIO
PROPUESTO POR EL
ALUMNO

DISEÑO DE UN EJE

Diseñe el eje mostrado en las figuras 1-1 y 1-2. Se va a maquinar en acero AISI 1144 OQT 1000. El eje es parte de la transmisión para un sistema de soplador grande, que suministra aire a un horno. El engrane A recibe 400 HP del engrane P. el engrane C entrega la potencia al engrane Q. El eje gira a 800 rpm.

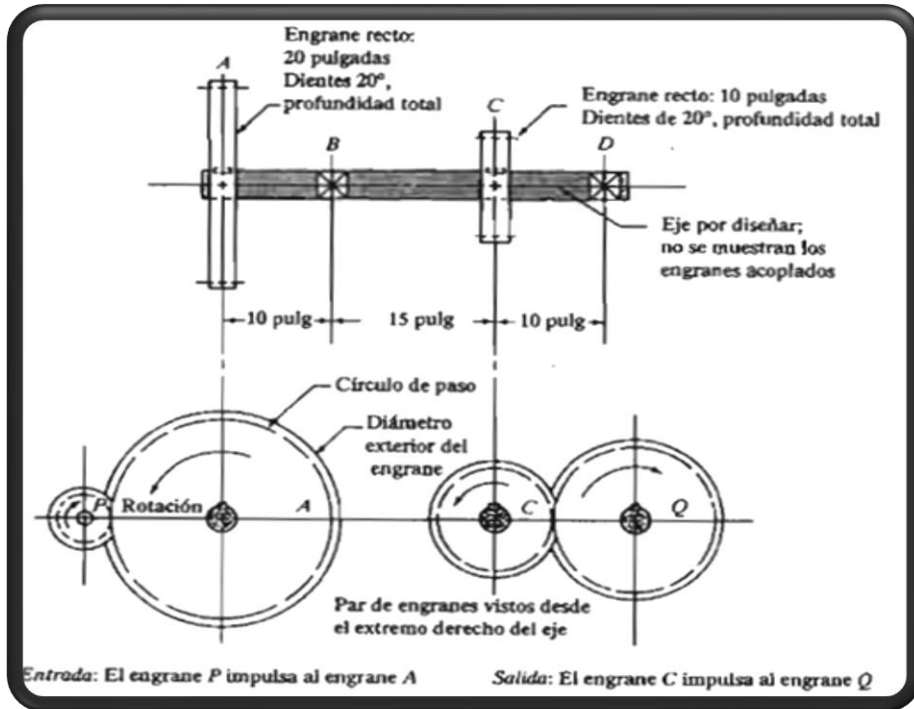


Figura 1-1 eje intermedio para un reductor de velocidad

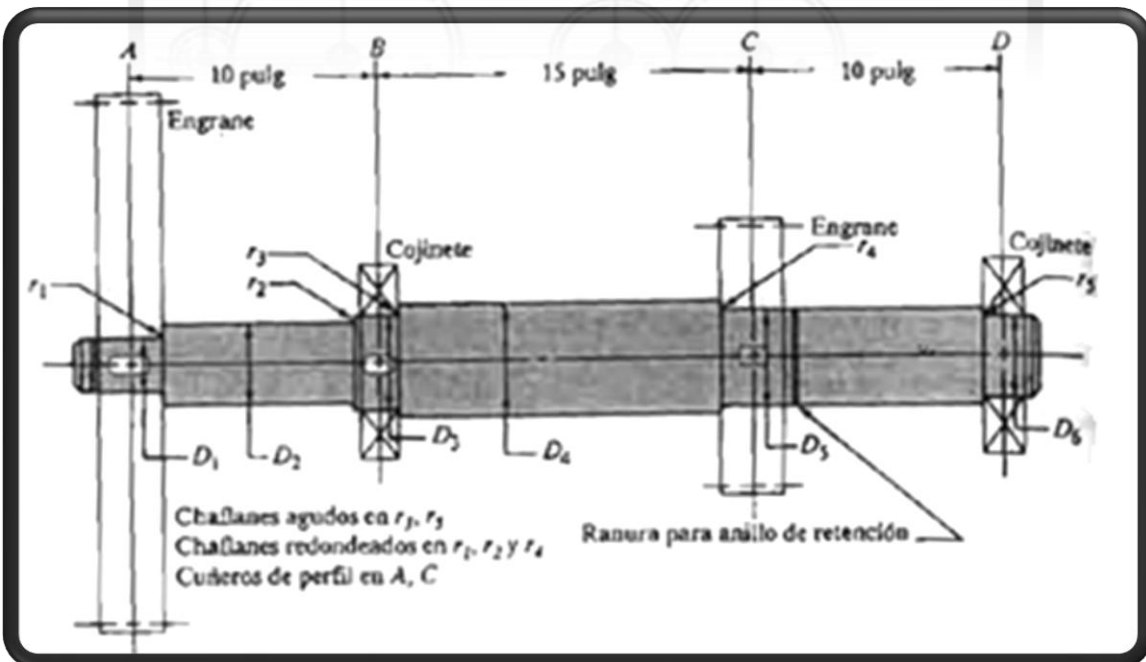


Figura 1-2 dimensiones propuestas para el eje de la figura 1-1.

1º PASO:

Obtenemos el valor de la resistencia a la fatiga con respecto al dato de la resistencia a la tensión, en la siguiente tabla

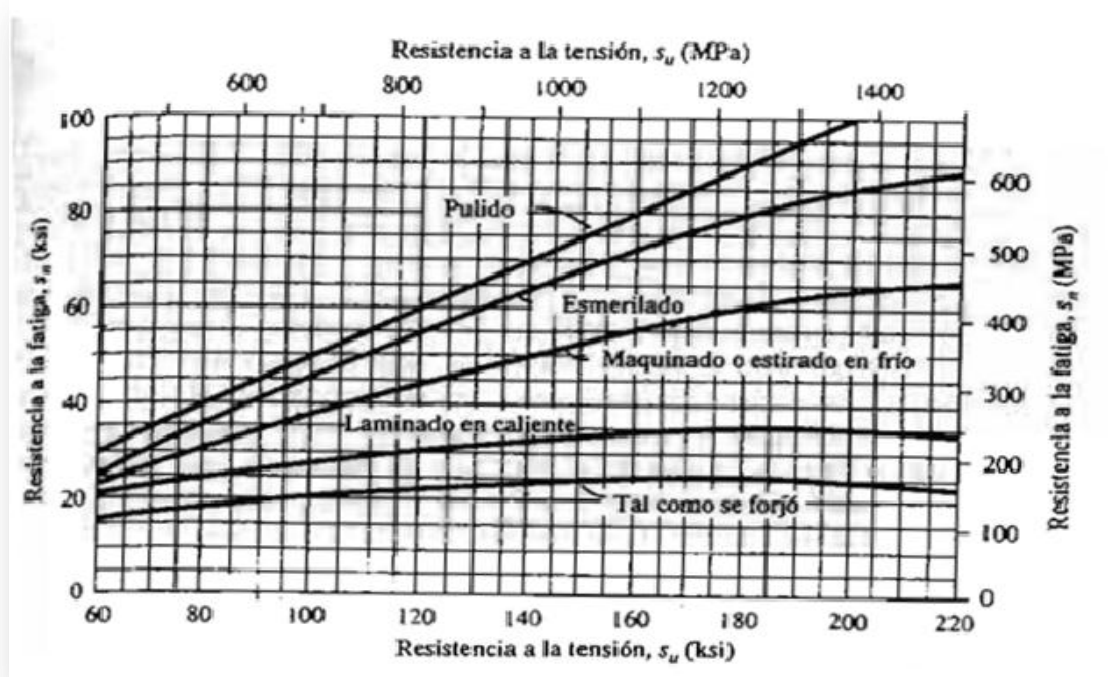


Figura 5-8 resistencia a la fatiga s_n en función de la resistencia a la tensión

Resistencia a la tensión >>>>>>> $S_y = 80\,000$ psi

Resistencia a la fatiga >>>>>>> $s_n = 40\,000$ psi

2º PASO:

Determinamos la resistencia a la fatiga modificada estimando un factor por tamaño y un factor por confiabilidad.

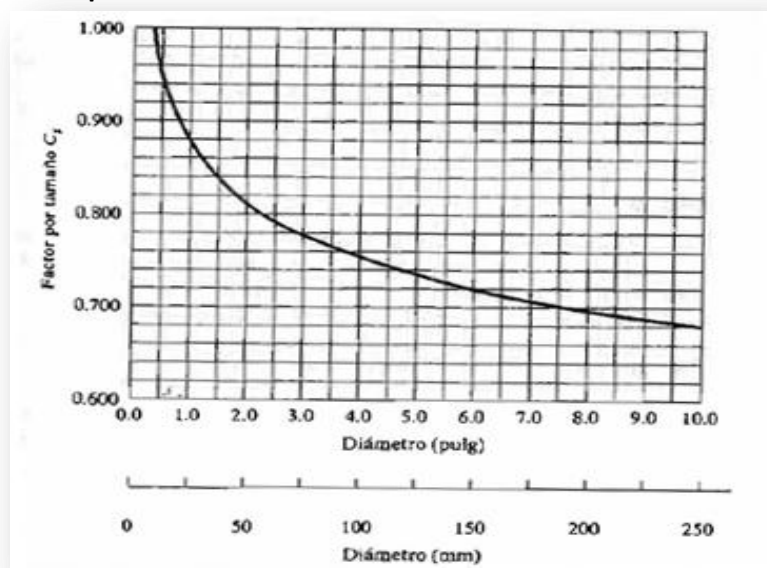


Figura 5-9 factor por tamaño

TABLA 5-1

Factores de confiabilidad aproximados C_R

Confiabilidad deseada C_R	
0.50	1.0
0.90	0.90
0.99	0.81
0.999	0.75

Estimamos un valor para el factor por tamaño porque no se conoce el tamaño real en este momento:

$$C_s = 0.75$$

En una decisión de diseño, se elegirá una confiabilidad de 0.999, tomando como dato de la tabla 5-1:

$$C_r = 0.75$$

Remplazamos los datos en la siguiente formula:

$$S_n' = S_n C_s C_r$$

$$S_n' = (40000) (0.75) (0.75)$$

$$S_n' = 22\,500 \text{ psi}$$

3º PASO:

Calcularemos el par torsional en el eje.

P= potencia que se transmite, HP = 400 HP

n= velocidad de giro, rpm = 800 rpm

T= par torsional del engrane, lb.pulg

$$T = 63000(P) / n$$

$$T = 63000 (400) / 800$$

$$T = 31500 \text{ lb.pulg}$$

Se supondrá que el factor de diseño es: $N= 3$

4º PASO:

Calcularemos las fuerzas que ejercen los elementos de maquinas sobre los engranajes "A" y "C".

D = diámetro de paso del engranaje, pulg

Wt = fuerza tangencial, lb

Wr = fuerza radial, lb

$$W_{tA} = T_A / (D_A / 2) = 31500 / (20 / 2) = 3150 \text{ lb} \downarrow$$

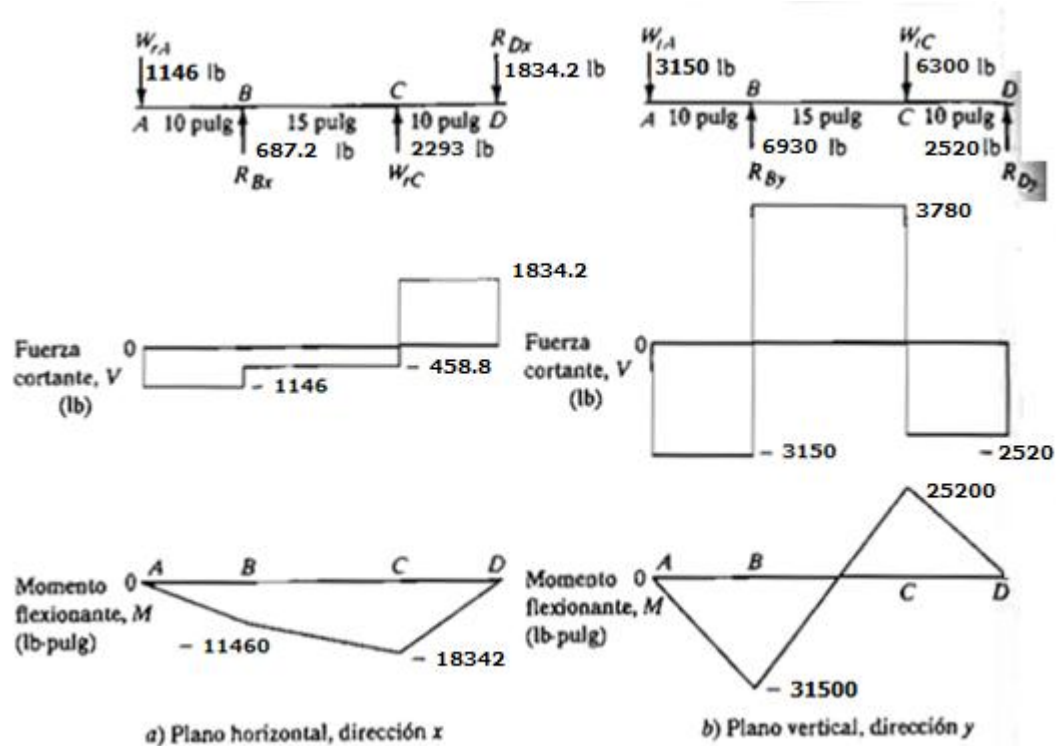
$$W_{rA} = W_{tA} \tan(\phi) = 3150 \tan(20^\circ) = 1146 \text{ lb} \rightarrow$$

$$W_{tC} = T_C / (D_C / 2) = 31500 / (10 / 2) = 6300 \text{ lb} \downarrow$$

$$W_{rC} = W_{tC} \tan(\phi) = 6300 \tan(20^\circ) = 2293 \text{ lb} \leftarrow$$

5º PASO:

Calculamos los esfuerzos y reacciones en los siguientes puntos del eje, dichos datos servirán para calcular los diámetros mínimos que se requieren para las diversas partes del eje.



6º PASO:

PUNTO A

Calcularemos el diámetro requerido del eje en A, mediante el término de la torsión.

$$D_1 = \left[\frac{32 N}{\pi} \sqrt{\frac{3}{4} \left(\frac{T}{s_y} \right)^2} \right]^{1/3}$$

$$D_1 = \left[\frac{32(3)}{\pi} \sqrt{\frac{3}{4} \left(\frac{31\,500}{80\,000} \right)^2} \right]^{1/3} = \mathbf{2.18 \text{ pulg}}$$

7º PASO:

PUNTO B

El momento flexionante en B es la resultante del momento en los planos "X" y "Y" de acuerdo con los diagramas de carga, cortante y flexión

$$M_B = \sqrt{M_{Bx}^2 + M_{By}^2}$$

$$M_B = \sqrt{(11\,460)^2 + (31\,500)^2} = 33\,520 \text{ lb} \cdot \text{pulg}$$

$$K_t = 1.5 \text{ (chaflán bien redondeado)}$$

Se emplea una ecuación a causa de la condición de esfuerzo combinado

$$D_2 = \left[\left(\frac{32N}{\pi} \right) \sqrt{\left(\frac{K_t M}{s_n'} \right)^2 + \frac{3}{4} \left(\frac{T}{s_y} \right)^2} \right]^{1/3}$$

$$D_2 = \left[\frac{32(3)}{\pi} \sqrt{\left[\frac{1.5(33\,520)}{22\,500} \right]^2 + \frac{3}{4} \left[\frac{31\,500}{80\,000} \right]^2} \right]^{1/3}$$

$$D_2 = 4.10 \text{ pulgadas}$$

En B y a la derecha de B (diámetro D3) todo es igual, excepto el valor de $K_t = 2.5$, debido al chaflán agudo. Entonces:

$$D_3 = \left[\frac{32(3)}{\pi} \sqrt{\left[\frac{2.5(33\,520)}{22\,500} \right]^2 + \frac{3}{4} \left[\frac{31\,500}{80\,000} \right]^2} \right]^{1/3}$$

$$D_3 = 4.85 \text{ pulgadas}$$

8º PASO:

EL PUNTO C

El momento de flexión en C es:

$$M_c = \sqrt{M_{Cx}^2 + M_{Cy}^2}$$

$$M_c = \sqrt{(18\,342)^2 + (25\,200)^2} = 31\,168 \text{ lb} \cdot \text{pulg}$$

A la izquierda de C existe el par torsional de 21 000 lb.pulg, y con el cuñero de perfil $K_t = 2.0$

$$D_s = \left[\left(\frac{32N}{\pi} \right) \sqrt{\left(\frac{K_t M}{s_n'} \right)^2 + \frac{3}{4} \left(\frac{T}{s_y} \right)^2} \right]^{1/3}$$

$$D_s = \left[\frac{32(3)}{\pi} \sqrt{\left[\frac{2.0(31\,168)}{22\,500} \right]^2 + \frac{3}{4} \left[\frac{31\,500}{80\,000} \right]^2} \right]^{1/3} = 4.40 \text{ pulg}$$

A la derecha de C no hay par, pero la ranura para el anillo sugiere un $K_t = 3.0$ para diseño, aplicando la ecuación anterior con $M = 20780 \text{ lb.pulg}$ y $T = 0$

$$D_s = \left[\frac{32(3)}{\pi} \sqrt{\left(\frac{(3.0)(31\,168)}{22\,500} \right)^2} \right]^{1/3} = 5.03 \text{ pulg}$$

Si el factor por ranura de anillo es 3.57, el diámetro sube a 5.33 pulgadas.

$$D_s = \left[\frac{32(3)}{\pi} \sqrt{\left(\frac{(3.57)(31\,168)}{22\,500} \right)^2} \right]^{1/3} = 5.33 \text{ pulg}$$

Este último valor es mayor que el calculado a la izquierda de C, por lo cual es el que gobierna al diseño en el punto C.

9º PASO:

PUNTO D

Se empleara la resultante de las reacciones en los planos “X” y “Y” para calcular la fuerza cortante para el punto “D”

$$V_D = \sqrt{(1\ 834)^2 + (2\ 520)^2} = 3\ 116\ \text{lb}$$

Aplicaremos la siguiente ecuación para calcular el diámetro que requiere el eje en este punto; en la figura 1-2 se observa que en este punto existe un chaflán agudo, por consiguiente tendrá un $K_t = 2.5$

$$D = \sqrt{2.94 K_t (V) N / s'_\pi}$$

$$D_6 = \sqrt{\frac{2.94(2.5)(3\ 116)(3)}{22\ 500}} = 1.75\ \text{pulg}$$

10º PASO

Los diámetros mínimos que se requieren, calculados para las diversas partes del eje de la figura 1-2, son los siguientes:

$$D_1 = 2.18\ \text{pulg}$$

$$D_2 = 4.10\ \text{pulg}$$

$$D_3 = 4.85\ \text{pulg}$$

$$D_5 = 5.33\ \text{pulg}$$

$$D_6 = 1.75\ \text{pulg}$$

También, D_4 debe ser un poco mayor que 5.33 para tener escalones adecuados en el engrane “C” y el rodamiento “B”