

Ejes de transmisión. Índice

1. EJES DE TRANSMISIÓN	2
1.1. Introducción	2
1.2. Cálculo de un eje para resistencia a cargas estáticas	2
1.3. Cálculo de un eje para resistencia a cargas alternantes (fatiga)	3
1.3.1 Teoría básica o de Sines	4
1.3.2 Teoría de Soderberg	4
1.3.3 Teoría de Goodman	7
PROBLEMA EJEMPLO DE EJES	9



1. EJES DE TRANSMISIÓN

1.1. Introducción

Se define por **eje de transmisión** a un elemento cilíndrico de sección circular que transmite un movimiento de giro y que puede llevar montado distintos elementos mecánicos de transmisión de potencia (engranajes, poleas, volantes, etc.). Estos elementos deben situarse, siempre que sea posible, cerca de los cojinetes de soporte.

El eje de transmisión también recibe la denominación de árbol de transmisión y es uno de los elementos mecánicos más comunes en todas las máquinas.

Los ejes están sometidos a cargas de flexión, tracción, compresión o torsión que actúan de forma combinada ó individualmente.

En este tema vamos a poder analizar y aplicar las teorías analizadas en el tema anterior y estudiar teorías aplicables en el caso exclusivo de cálculo de ejes.

1.2. Cálculo de un eje para resistencia a cargas estáticas

Sabemos que las tensiones en la superficie de un eje macizo de sección circular, en un estado de carga combinada de flexión y torsión son:

$$\sigma_x = \frac{M \cdot d / 2}{I} = \frac{32 \cdot M}{\pi \cdot d^3}$$

$$\tau_{xy} = \frac{T \cdot d / 2}{J} = \frac{16 \cdot T}{\pi \cdot d^3}$$

donde:

σ_x = Tensión de flexión (esfuerzo normal según la dirección x).

τ_{xy} = Tensión de torsión (esfuerzo tangencial en el plano xy).

M = Momento flector en la sección crítica.

I = Momento de inercia transversal del eje = $\frac{\pi \cdot d^4}{64}$.

T = Momento torsor en la sección crítica.

J = Momento de inercia polar del eje = $\frac{\pi \cdot d^4}{32}$



d = Diámetro del eje.

A través de los círculos de Mohr podemos obtener la tensión cortante máxima, cuyo valor será:

$$\tau_{max} = \sqrt{\left(\frac{\sigma_x}{2}\right)^2 + \tau_{xy}^2}$$

Sustituyendo los valores obtenidos anteriormente llegamos a:

$$\tau_{max} = \frac{16}{\pi \cdot d^3} \sqrt{M^2 + T^2}$$

Si aplicamos las teorías de esfuerzo cortante máximo y de Von Mises para el caso de cortadura pura, y despejando el diámetro, obtenemos que:

- Teoría de E.C.M.

$$S_{sy} = S_Y / 2 \quad n = S_{sy} / \tau_{max}$$

$$d = \left[\frac{32 \cdot n}{\pi \cdot S_Y} (M^2 + T^2)^{1/2} \right]^{1/3}$$

- Teoría de V.M.

$$S_{sy} = 0.577 \cdot S_Y \quad n = S_{sy} / \tau_{max}$$

$$d = \left[\frac{27.7 \cdot n}{\pi \cdot S_Y} (M^2 + T^2)^{1/2} \right]^{1/3}$$

Entrando en estas expresiones con los datos disponibles podremos obtener el diámetro mínimo para poder soportar los esfuerzos requeridos.

1.3. Cálculo de un eje para resistencia a cargas alternantes (fatiga)

Todo eje en rotación en un estado tensional en el cual existan momentos flexionantes y torsionales, origina la aparición de una tensión flexionante alternante y una tensión



torsional que permanece constante. Los valores de estas tensiones coincidirán con las expresiones obtenidas en el capítulo anterior, de forma que si definimos con el subíndice “a” a la tensión alternante y con “m” el medio, tenemos:

$$\sigma_a = \frac{M \cdot d / 2}{I} = \frac{32 \cdot M}{\pi \cdot d^3}$$

$$\tau_m = \frac{T \cdot d / 2}{J} = \frac{16 \cdot T}{\pi \cdot d^3}$$

A continuación pasamos a analizar las distintas teorías existentes de aplicación al cálculo de ejes.

1.3.1 Teoría básica o de Sines

Esta teoría se basa en los resultados de experimentos que indican que la resistencia a la fatiga por flexión no varía por la existencia de un esfuerzo medio a torsión hasta el momento en el cual éste alcanza el valor de $1.5 S_{Sy}$. Así, entrando en la ecuación inicialmente planteada y según esta teoría, el diámetro de cálculo en unas condiciones dadas será:

$$d = \left[\frac{32 \cdot n}{\pi \cdot S_e} (M) \right]^{1/3}$$

Es importante indicar que cuando se utilice esta teoría es necesario comprobar que el eje, con el diámetro obtenido no sufrirá fluencia. Además es necesario indicar que el límite de fatiga es el corregido por los coeficientes de Marin.

1.3.2 Teoría de Soderberg

Esto es una de las teorías de variación lineal que ya hemos analizado y vamos a ver su aplicación al caso de ejes de transmisión.

Partimos de un elemento de esfuerzo en la superficie de un eje macizo de sección circular (Figura 45), girando a una velocidad de ω rad/s.

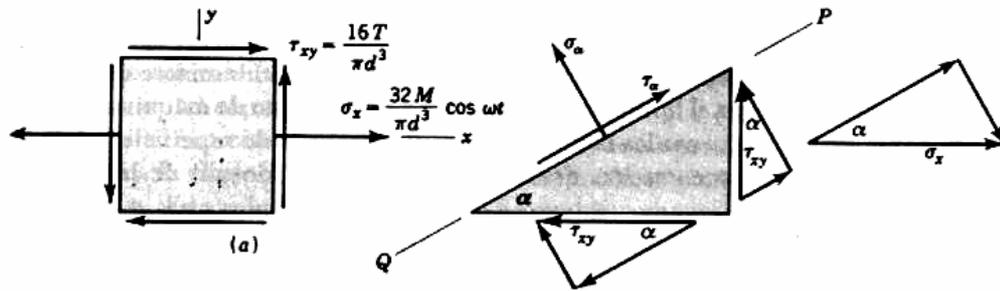


Figura 1

Supondremos que cortamos elemento de esfuerzo de espesor unitario por un plano PQ que pasa por la esquina inferior derecha del elemento. Bajo este plano tendremos un elemento en forma de cuña. Vamos a analizar todos los posibles valores de las tensiones en función de la variación del ángulo α con el fin de determinar en que plano ocurre la falla.

Vamos a utilizar la teoría de esfuerzo cortante máximo por lo que tenemos que encontrar la expresión que define τ_α . Si establecemos la ecuación de equilibrio de fuerzas, tenemos:

$$\tau_\alpha + \sigma_x \cdot \text{sen} \alpha \cdot \text{cos} \alpha + \tau_{xy} \cdot \text{sen}^2 \alpha - \tau_{xy} \cdot \text{cos}^2 \alpha = 0$$

que desarrollando nos queda:

$$\tau_\alpha = \frac{16 \cdot T}{\pi \cdot d^3} \cdot \text{cos} 2\alpha - \frac{16 \cdot M}{\pi \cdot d^3} \cdot \text{sen} 2\alpha \cdot \text{cos} \omega t$$

así podemos definir un τ_α medio y un τ_α alterante. Si representamos en una gráfica la variación de estas dos componentes en función de α , obtenemos una curva de los diferentes estados tensionales (Fig. 44).

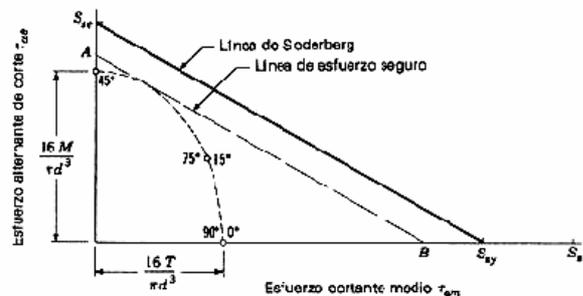


Figura 2



Se comprueba que el estado de máxima tensión será aquel punto de la elipse por el cual pasa una recta paralela a la línea de Soderberg y cuya distancia a la misma sea mínima. Así, geoméricamente obtenemos que el coeficiente de seguridad n vale:

$$n = \frac{\pi \cdot d^3}{16 \cdot \sqrt{\left(\frac{T}{S_{sy}}\right)^2 + \left(\frac{M}{S_{se}}\right)^2}}$$

despejando el diámetro, obtenemos:

$$d = \left[\frac{16 \cdot n}{\pi} \left(\left(\frac{T}{S_{sy}} \right)^2 + \left(\frac{M}{S_{se}} \right)^2 \right)^{1/2} \right]^{1/3}$$

Si a esta última expresión aplicamos las dos teorías de resistencia estática para obtener la expresión en función de S_y y S_e , obtenemos:

- Teoría de E.C.M:

$$S_{sy} = 0.5 \cdot S_y$$

$$S_{se} = 0.5 \cdot S_e$$

$$d = \left[\frac{32 \cdot n}{\pi} \left(\left(\frac{T}{S_y} \right)^2 + \left(\frac{M}{S_e} \right)^2 \right)^{1/2} \right]^{1/3}$$

- Teoría de V.M.:

$$S_{sy} = 0.577 \cdot S_y$$

$$S_{se} = 0.577 \cdot S_e$$



$$d = \left[\frac{27.7 \cdot n}{\pi} \left(\left(\frac{T}{S_y} \right)^2 + \left(\frac{M}{S_e} \right)^2 \right)^{1/2} \right]^{1/3}$$

Estas expresiones nos dan el valor del diámetro en función de valores que conocemos ó que debemos estimar.

Para el caso más general en el cual el eje esta sometido a la combinación de esfuerzos de flexión (M_a) y torsión (T_a) variables y, al mismo tiempo, esfuerzos de flexión (M_m) y torsión (T_m) constante, la forma de entrar en las ecuaciones es:

$$\frac{T}{S_y} \equiv \frac{T_a}{S_e} + \frac{T_m}{S_y}$$

$$\frac{M}{S_e} \equiv \frac{M_a}{S_e} + \frac{M_m}{S_y}$$

1.3.3 Teoría de Goodman

El planteamiento es exactamente igual que con la teoría de Soderberg pero aplicando la teoría de Goodman .

Así obtenemos, de forma geométrica, las siguientes expresiones.

$$n = \frac{\pi \cdot d^3}{16 \cdot \sqrt{\left(\frac{T}{S_{su}} \right)^2 + \left(\frac{M}{S_{se}} \right)^2}}$$

despejando el diámetro, obtenemos:

$$d = \left[\frac{16 \cdot n}{\pi} \left(\left(\frac{T}{S_{su}} \right)^2 + \left(\frac{M}{S_{se}} \right)^2 \right)^{1/2} \right]^{1/3}$$

Si a esta última expresión aplicamos las dos teorías de resistencia estática para obtener la expresión en función de S_y y S_e , obtenemos:



- Teoría de E.C.M:

$$S_{sy} = 0.5 \cdot S_y$$

$$S_{se} = 0.5 \cdot S_e$$

$$d = \left[\frac{32 \cdot n}{\pi} \left(\left(\frac{T}{S_u} \right)^2 + \left(\frac{M}{S_e} \right)^2 \right)^{1/2} \right]^{1/3}$$

- Teoría de V.M.:

$$S_{sy} = 0.577 \cdot S_y$$

$$S_{se} = 0.577 \cdot S_e$$

$$d = \left[\frac{27.7 \cdot n}{\pi} \left(\left(\frac{T}{S_u} \right)^2 + \left(\frac{M}{S_e} \right)^2 \right)^{1/2} \right]^{1/3}$$

Estas expresiones nos dan el valor del diámetro en función de valores que conocemos ó que debemos estimar.

Para el caso más general en el cual el eje esta sometido a la combinación de esfuerzos de flexión (M_a) y torsión (T_a) variables y, al mismo tiempo, esfuerzos de flexión (M_m) y torsión (T_m) constante, la forma de entrar en las ecuaciones es:

$$\frac{T}{S_u} \equiv \frac{T_a}{S_e} + \frac{T_m}{S_u}$$

$$\frac{M}{S_e} \equiv \frac{M_a}{S_e} + \frac{M_m}{S_u}$$



PROBLEMA EJEMPLO DE EJES

La figura representa el alzado de un árbol que transmite una potencia nominal de 10 CV de la polea P a la rueda dentada RD a 900 rpm. El material del eje es un F125 templado y revenido con las siguientes características mecánicas:

- Resistencia última a la tracción: $S_{ut} = 84 \text{ kg/mm}^2$
- Resistencia a fluencia: $S_y = 72 \text{ kg/mm}^2$
- Dureza: 240 HB

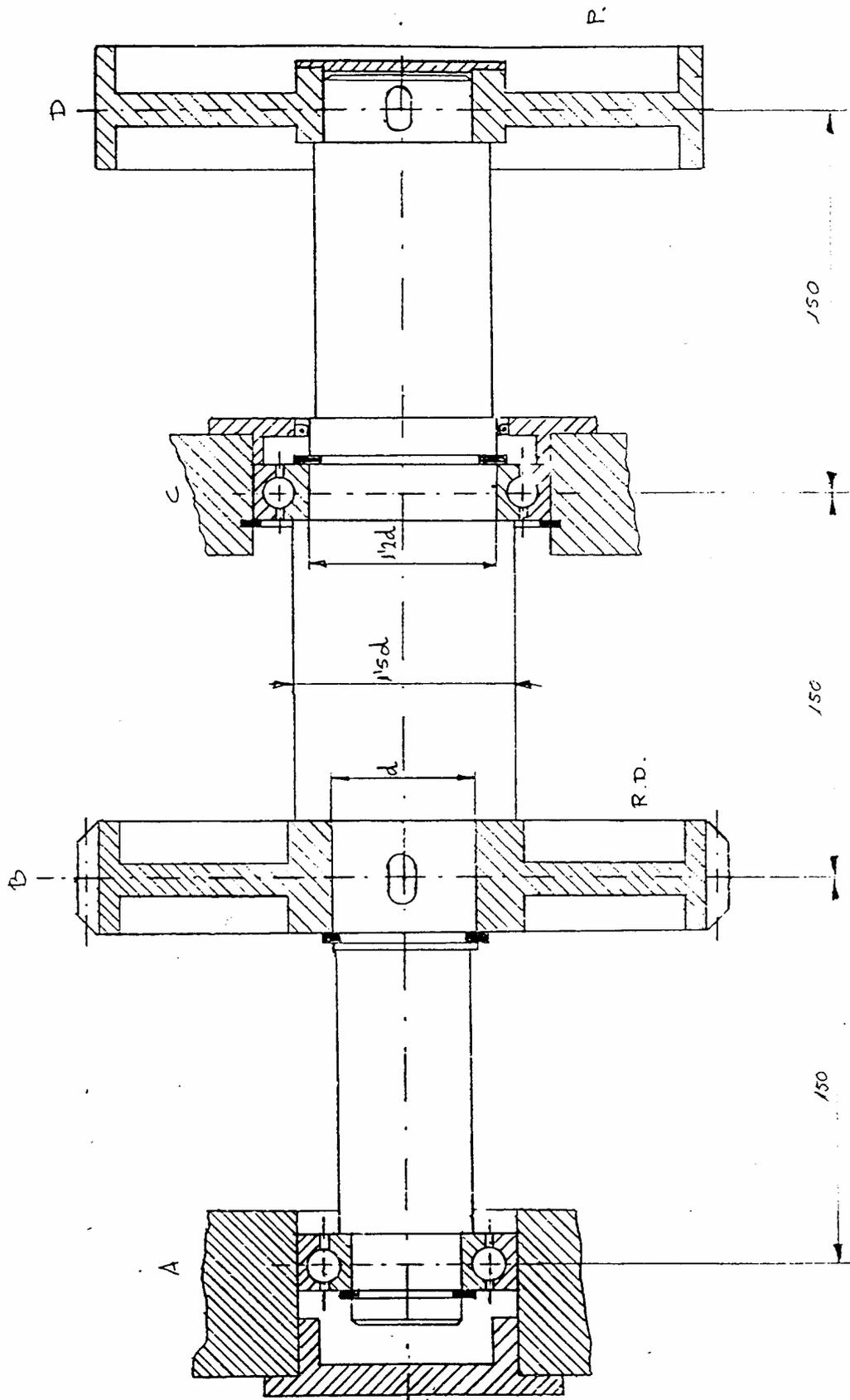
El peso de la polea y de la rueda dentada es de 15 kg. Para el cálculo, puede considerarse despreciable el peso del árbol.

La rueda es de dentado recto normalizado de clase de precisión ISO-7. El diámetro primitivo es de 252 mm y la anchura del dentado y del cubo es de 45 mm. El momento de inercia respecto a su eje es de $0,1 \text{ m}^2\text{Kg}$. El eje del piñón con el que engrana la rueda se encuentra en el plano vertical por encima de la rueda. La distancia entre ejes es de 157,5 mm.

Considérese el vector resultante de los esfuerzos de los ramales sobre la polea saliendo perpendicularmente del papal y de valor 1600 N (el ramal fuerte es el inferior): El momento de inercia de la polea respecto de su eje es de $0,15 \text{ m}^2\text{Kg}$. La anchura del cubo es de 40 mm.

Tómese, en principio, para el cálculo un radio de acuerdo de los escalonamientos de 1 mm. Considérese que los chaveteros han sido mecanizados por fresa de dedo. La temperatura de funcionamiento será de $70 \text{ }^\circ\text{C}$.

1. Calcular las dimensiones del árbol de forma que el coeficiente de seguridad ante el fallo por fatiga según Soderberg sea superior a 2,5 con una fiabilidad del 99%.
2. Coeficiente de seguridad del árbol ante el fallo por fatiga con una fiabilidad del 99% según Sines.
3. Calcular el coeficiente de seguridad frente a fluencia según Tresca y Von Mises.



SOLUCIÓN PROBLEMA 12

1 MOMENTO TORSOR (T).

El momento torsor es constante entre RD. y P

$$T = \frac{W \text{ (CV)} \cdot 75 \cdot 60 \frac{\text{Kgf} \cdot \text{m}}{\text{CV} \cdot \text{s}}}{N(\text{rpm}) \cdot 2\pi \frac{\text{rad}}{\text{s}} \cdot \frac{1}{\text{rpm}}}$$

Sustituyendo: $W = 10 \text{ CV}$ y $N = 900 \text{ rpm}$ \Rightarrow $T = 7,96 \text{ m Kg}$

2 ESFUERZOS SOBRE EL ÁRBOL

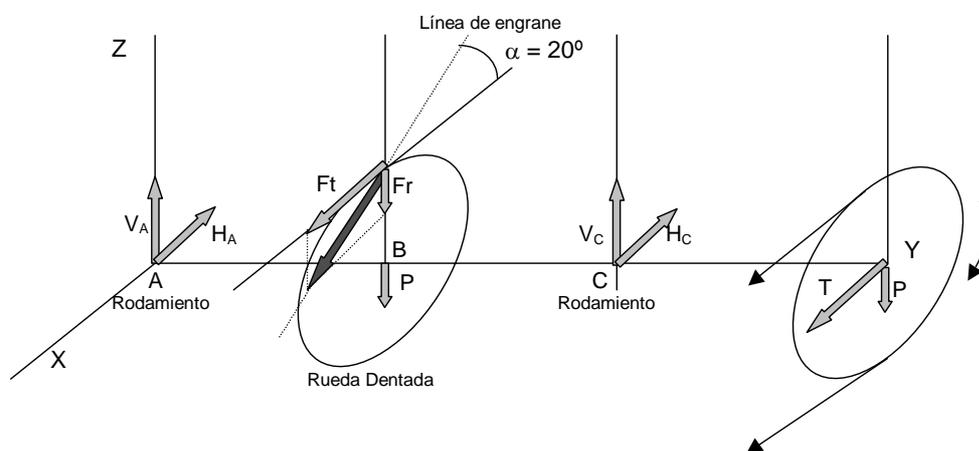
• Esfuerzo en la polea: $\Sigma F_{\text{polea sobre el eje}} = 160 \text{ Kg}$

• Esfuerzos tangencial (F_t) y radial (F_r) en la Rueda Dentada:

$$F_t = \frac{T}{r} = \frac{7,96 \text{ mKg}}{126 \text{ mm}} = 63,18 \text{ Kg}$$

$$F_r = F_t \cdot \tan(\alpha) = 63,18 \text{ Kg} \cdot \tan(20^\circ) = 23 \text{ Kg}$$

• Peso de la Rueda Dentada = Peso de la Polea = 15 Kg



Siendo:

H_A y V_A : Reacciones horizontal y vertical, respectivamente, en el apoyo izquierdo

H_B y V_B : Reacciones horizontal y vertical en el apoyo derecho

P: Peso de la rueda = Peso de la polea

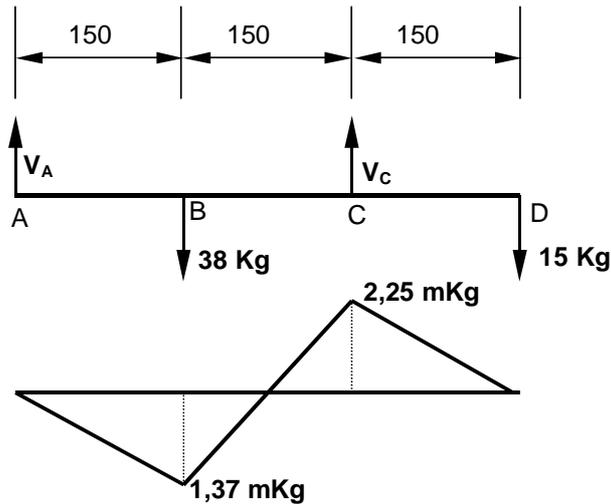
T: Tensión total debida a la correa en la polea

F_t y F_r : Fuerzas tangencial y radial, respectivamente, debidas al engranaje

3 DIAGRAMA DE MOMENTOS FLECTORES

Las cargas sobre el árbol provocan una flexión alternante con la frecuencia de giro del árbol, lo que produce FATIGA.

- Plano vertical



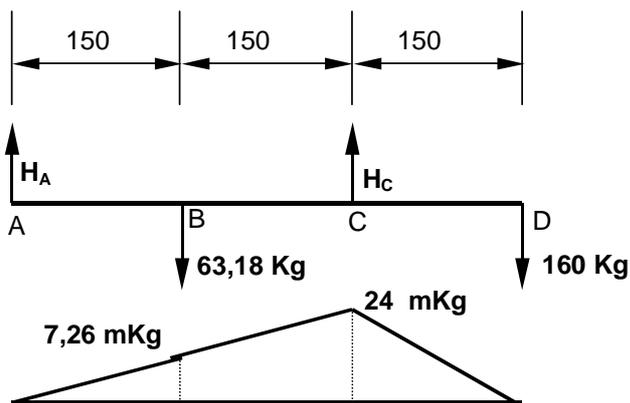
$$\sum F = 0 \Rightarrow V_A + V_C = 38 + 15$$

$$\sum M_A = 0 \Rightarrow 38 \cdot \overline{AB} - V_C \cdot \overline{AC} + 15 \cdot \overline{AD} = 0$$

$$V_A = 11,5 \text{ Kg}$$

$$V_C = 41,5 \text{ Kg}$$

- Plano horizontal



$$\sum F = 0 \Rightarrow H_A + H_C = 63,18 + 160$$

$$\sum M_A = 0 \Rightarrow 63,18 \cdot \overline{AB} - H_C \cdot \overline{AC} + 160 \cdot \overline{AD} = 0$$

$$H_A = -48,41 \text{ Kg}$$

$$H_C = 271,59 \text{ Kg}$$



4 ESTIMACIÓN INICIAL DEL DIÁMETRO

Para comenzar los cálculo es necesario estimar previamente el diámetro. Para hacer esta estimación utilizamos una recomendación (Conservadora).

$$d_i = 120 \cdot \sqrt[4]{\frac{W \text{ (CV)}}{N \text{ (rpm)}}} \Rightarrow d_i \approx 39 \text{ mm} \Rightarrow 1,2 \cdot d = 46,8 \text{ mm}$$

Los diámetros de los ejes están normalizados, coincidiendo con los diámetros normalizados de los rodamientos. Por lo tanto los datos iniciales para el cálculo serán:

$$\left\{ \begin{array}{l} d = 37,5 \text{ mm} \\ 1,2 d = 45 \text{ mm} \\ 1,5 d = 56,3 \text{ mm} \end{array} \right.$$

5 LÍMITE DE FATIGA DEL MATERIAL CON UNA FIABILIDAD DEL 50% (Se')

$$S'e = 0,5 Sut$$

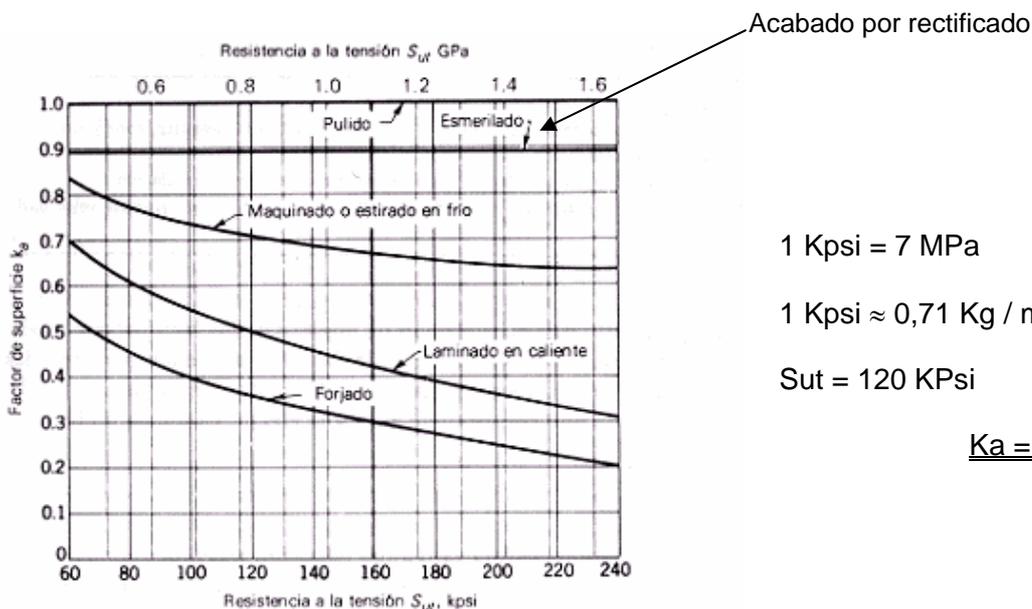
$$Sut = 85 \text{ Kg/mm}^2$$

$$\underline{\underline{Se' = 42 \text{ Kg/mm}^2}}$$

Para calcular el límite de fatiga corregido (Se) hay que hallar los coeficientes de Marin (Coeficientes modificativos del límite de fatiga).

6 COEFICIENTES MODIFICATIVOS DEL LÍMITE DE FATIGA

A) Coeficiente de acabado superficial (Ka)





B) Coeficiente de acabado superficial (Kb)

$$K_b = 1 \quad \text{para} \quad d \leq 8 \text{ mm}$$

$$K_b = 1,189 \cdot d^{-0,097} \quad \text{para} \quad 8 \text{ mm} < d \leq 250 \text{ mm}$$

Kb es diferente dependiendo de la zona del árbol en la que nos encontremos:

$$d = 37,5 \text{ mm} \dots\dots\dots K_b = 0,84$$

$$1,2 d = 45 \text{ mm} \dots\dots\dots K_b = 0,82$$

$$1,5 d = 56,3 \text{ mm} \dots\dots\dots K_b = 0,80$$

C) Coeficiente de Fiabilidad (Kc)

Confiabilidad	Factor de confiabilidad K_c
0.5	1
0.9	0.897
0.95	0.868
0.99	0.814
0.999	0.753
0.9999	0.702
0.99999	0.659
0.999999	0.620
0.9999999	0.584
0.99999999	0.551
0.999999999	0.520

Fiabilidad del 99 %: $K_c = 0,814$

D) Coeficiente de temperatura (Kd)

Para $T < 450^\circ$ $K_d = 1$

Por lo tanto: $K_d = 1$

E) Coeficiente de concentración de tensiones (Ke)

- Chaveteros: Cubos de la rueda y la polea

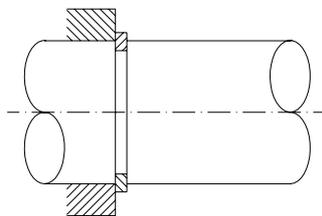


	Chaveta (o cuña) con talón		Chaveta (o cuña) extremos fresados	
	Factor de concentración de esfuerzos por fatiga o reducido K_f			
Acero	Flexión	Torsión	Flexión	Torsión
Aleados (< 200 HB)	1.3	1.3	1.6	1.3
Templado y revenido (≥ 200 HB)	1.6	1.6	2.0	1.6

Extremos obtenidos con fresa de dedo $K_f = 2$ y $H = 240$ HB

$$K_e = 1/K_f = 0,5$$

- Arandela de seguridad con o sin cubo de presión: Sujeciones de rodamientos y ruedas dentadas



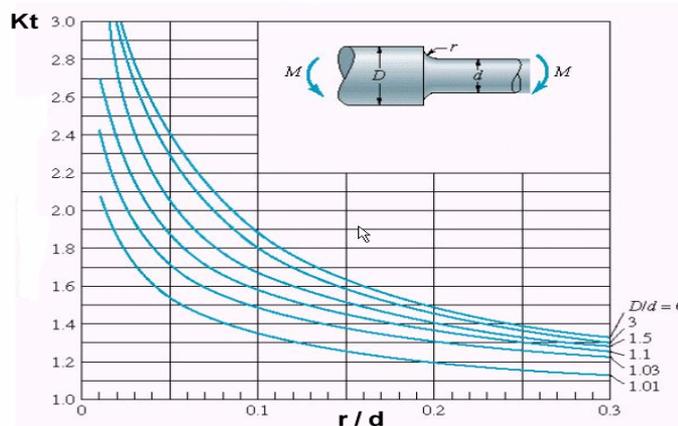
$$K_f = 2,2$$

$$K_e = 1 / K_f$$

$$K_e = 0,46$$

- Resalte en el hombro de rodamiento: Cubo montado a presión contra resalte

Coefficiente geométrico de concentración de tensiones (Kt)

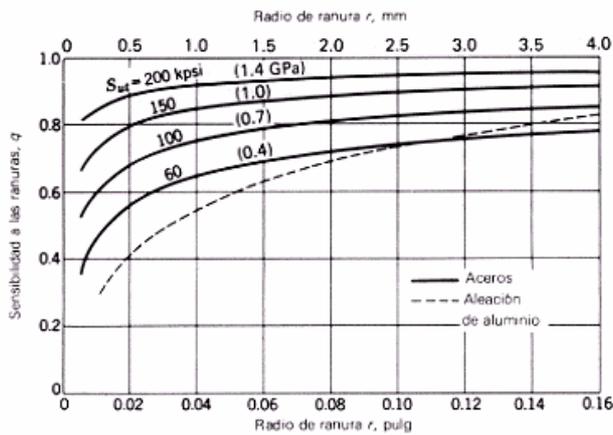


$$\frac{D}{d} = \frac{1,5}{1,2} = 1,25$$

$$\frac{r}{d} = \frac{1}{45} = 0,02$$

$$K_t = 2,53$$

Índice de sensibilidad a la entalla (q)



$S_{ut} = 84 \text{ Kg /mm}^2$

$r = 1 \text{ mm}$

$q = 0,78$

$K_f = 1 + q \cdot (K_t - 1)$

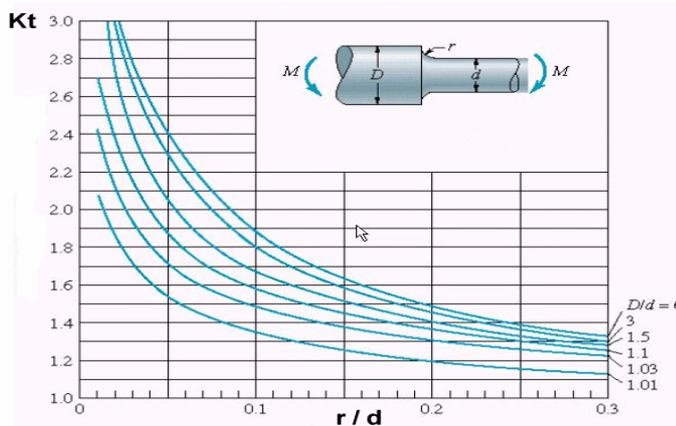
$K_t = 2,53$

$q = 0,78$

$\Rightarrow K_f = 2,19$

$K_e = 1/ K_f = 0,46$

- Resalte en el hombro de la rueda dentada

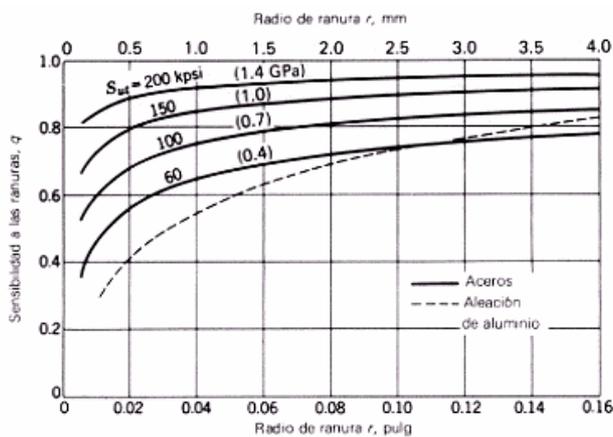


$\frac{D}{d} = \frac{1,5}{1,2} = 1,5$

$\frac{r}{d} = \frac{1}{37,5} = 0,03$

$K_t = 2,4$

Índice de sensibilidad a la entalla (q)



$S_{ut} = 84 \text{ Kg /mm}^2$

$r = 1 \text{ mm}$

$q = 0,78$



$$K_f = 1 + q \cdot (K_t - 1)$$

$$K_t = 2,4$$

$$q = 0,78 \quad \Rightarrow \quad K_f = 2,09$$

$$\underline{K_e = 1 / K_f = 0,48}$$

F) Coeficiente de esfuerzos varios (Kf)

No hay otros efectos a considerar ($K_f = 1$)

7 CÁLCULO DEL LÍMITE DE FATIGA EN LAS SECCIONES MÁS SIGNIFICATIVAS DEL ÁRBOL PARA LAS DIMENSIONES INICIALMENTE SUPUESTAS• En el chavetero de la rueda dentada (A)

$$S_e = K_a \cdot K_b \cdot K_c \cdot K_d \cdot K_e \cdot K_f \cdot S'_e$$

$$S_e = 0,89 \cdot 0,84 \cdot 0,814 \cdot 1 \cdot 0,5 \cdot 1 \cdot 42 \text{ Kg/mm}^2$$

$$S_e = 12,78 \text{ Kg/mm}^2$$

• En el hombro de la rueda dentada (B)

$$S_e = K_a \cdot K_b \cdot K_c \cdot K_d \cdot K_e \cdot K_f \cdot S'_e$$

$$S_e = 0,89 \cdot 0,84 \cdot 0,814 \cdot 1 \cdot 0,48 \cdot 1 \cdot 42 \text{ Kg/mm}^2$$

$$S_e = 12,27 \text{ Kg/mm}^2$$

• En la ranura de la arandela de seguridad de la rueda dentada (C)

$$S_e = K_a \cdot K_b \cdot K_c \cdot K_d \cdot K_e \cdot K_f \cdot S'_e$$

$$S_e = 0,89 \cdot 0,84 \cdot 0,814 \cdot 1 \cdot 0,46 \cdot 1 \cdot 42 \text{ Kg/mm}^2$$

$$S_e = 11,76 \text{ Kg/mm}^2$$

• En el hombro del rodamiento derecho (D)

$$S_e = K_a \cdot K_b \cdot K_c \cdot K_d \cdot K_e \cdot K_f \cdot S'_e$$

$$S_e = 0,89 \cdot 0,84 \cdot 0,814 \cdot 1 \cdot 0,46 \cdot 1 \cdot 42 \text{ Kg/mm}^2$$

$$S_e = 11,48 \text{ Kg/mm}^2$$

• En la ranura de la arandela de seguridad del rodamiento derecho (E)

$$S_e = K_a \cdot K_b \cdot K_c \cdot K_d \cdot K_e \cdot K_f \cdot S'_e$$

$$S_e = 0,89 \cdot 0,84 \cdot 0,814 \cdot 1 \cdot 0,46 \cdot 1 \cdot 42 \text{ Kg/mm}^2$$

$$S_e = 11,48 \text{ Kg/mm}^2$$

8 CÁLCULO DEL DIÁMETRO SEGÚN SODERBERG

Expresión general para calcular el diámetro según el criterio de Soderberg:

$$d = \left[\frac{16 \cdot n}{\pi} \left(\left(\frac{T}{S_{sy}} \right)^2 + \left(\frac{M}{S_{se}} \right)^2 \right)^{1/2} \right]^{1/3}$$

S_{sy}: Fluencia a cortadura

Teoría del Esfuerzo Cortante Máximo: S_{sy} = 0,5S_y

S_{se}: Límite de fatiga a cortadura

S_{se} = 0,5 S_e

- En la zona del rodamiento derecho (D,E)

$$(1,2 \cdot d)^3 \geq \frac{32 \cdot n}{\pi} \sqrt{\left(\frac{M}{S_e} \right)^2 + \left(\frac{T}{S_y} \right)^2}$$

Con $M = \sqrt{M_{\text{vertical}}^2 + M_{\text{horizontal}}^2}$

$n = 2,5$

$M = 24,1 \text{ m Kg}$

$T = 7,96 \text{ m Kg}$

$S_e = 11,48 \text{ Kg / mm}^2$

$S_y = 72 \text{ Kg / mm}^2$

⇒

$1,2 \cdot d \geq 37,7 \text{ mm}$ $d \geq 31 \text{ mm}$
--

- En la zona de la rueda dentada (C)

$$d^3 \geq \frac{32 \cdot n}{\pi} \sqrt{\left(\frac{M}{S_e} \right)^2 + \left(\frac{T}{S_y} \right)^2}$$

Con $M = \sqrt{M_{\text{vertical}}^2 + M_{\text{horizontal}}^2}$

$n = 2,5$

$M = 7,46 \text{ m Kg}$

$T = 7,96 \text{ m Kg}$

$S_e = 11,76 \text{ Kg / mm}^2$

$S_y = 72 \text{ Kg / mm}^2$

⇒

$d \geq 25,41 \text{ mm}$

La condición más restrictiva es la primera, el cálculo en la zona del rodamiento derecho. Pero en la zona del rodamiento es necesario tener un diámetro normalizado, se elige el inmediatamente superior a $1,2 d = 37,7 \text{ mm}$

⇒ $1,2 d = 40 \text{ mm}$ ⇒ $d \approx 34 \text{ mm}$

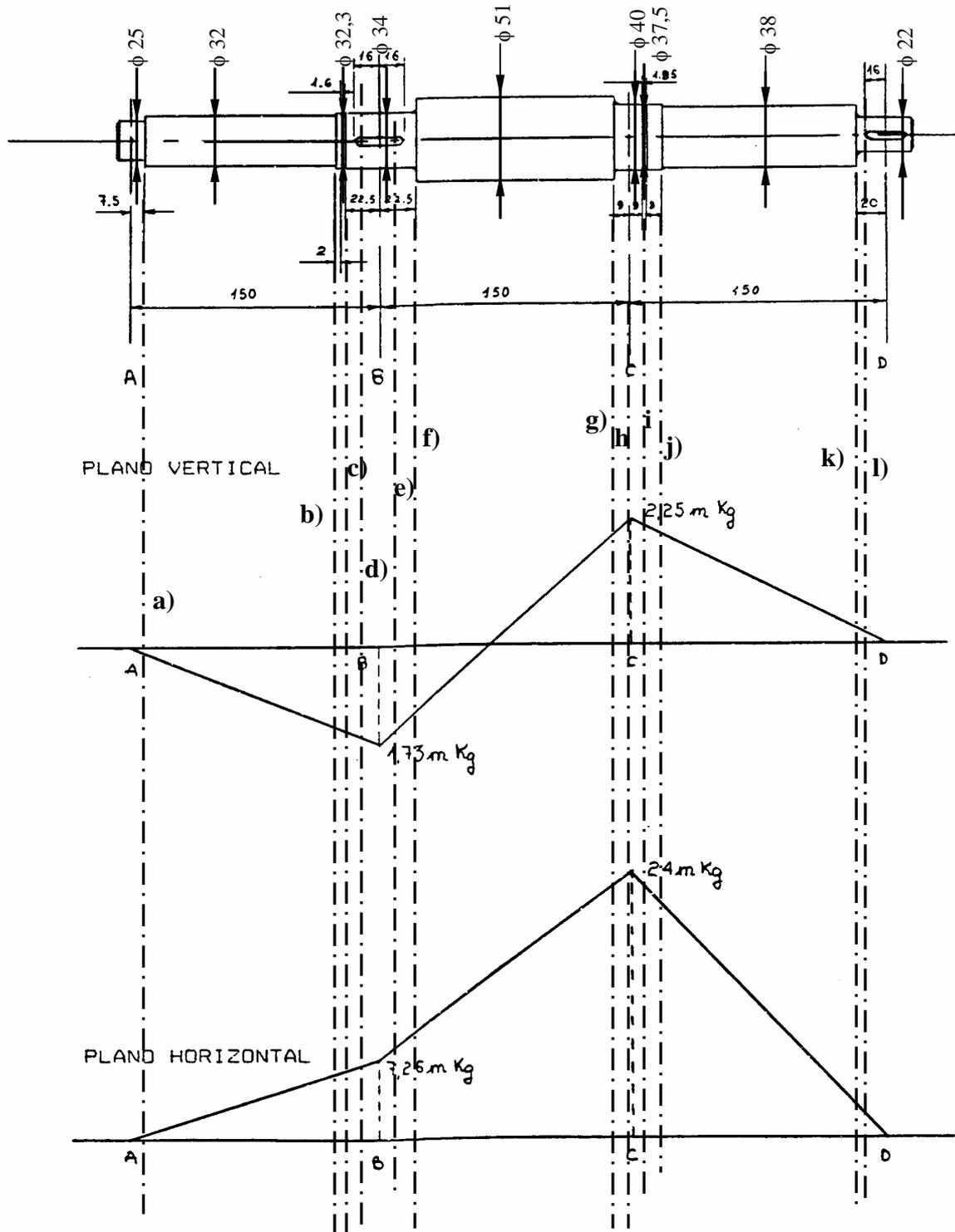


9 ELECCIÓN DE LAS DIMENSIONES DEL ÁRBOL

- Diámetro del agujero del Rodamiento Derecho
 $d_{Rd} = 40 \text{ mm}$
- Diámetro del agujero del Rodamiento de la Rueda Dentada
 $d_{RD} = 34 \text{ mm} \approx d_{Rd} / 1,2$
- Diámetro del hombro de la Rueda Dentada y del Rodamiento Derecho
 $d_H = 51 \text{ mm} = 1,5 d_{RD}$
- Diámetro del hombro del Rodamiento Izquierdo
 $d_{H Ri} = 32 \text{ mm}$
- Diámetro del agujero del Rodamiento Izquierdo
 $d_{Ri} = 25 \text{ mm}$
- Diámetro del hombro de la Polea
 $d_{HP} = 38 \text{ mm}$
- Diámetro del agujero de la Polea
 $d_P = 22 \text{ mm}$

CÁLCULO DEL COEFICIENTE DE SEGURIDAD DEL ÁRBOL FRENTE AL FALLO POR FATIGA CON UNA FIABILIDAD DEL 99% SEGÚN SODERBERG Y SEGÚN SINES

1 CÁLCULO DE LOS MOMENTOS FLECTORES EN LAS SECCIONES MÁS



SIGNIFICATIVAS

- a) Escalonamiento A la derecha del Rodamiento Izquierdo
- | | |
|-----------------------|----------------------------|
| Plano Vertical | $M_v = 0,075 \text{ m Kg}$ |
| Plano Horizontal | $M_h = 0,315 \text{ m Kg}$ |
| Momento Flector Total | $M = 0,32 \text{ m Kg}$ |
- b) Reborde a la izquierda de la Rueda Dentada
- | | |
|-----------------------|---------------------------|
| Plano Vertical | $M_v = 1,42 \text{ m Kg}$ |
| Plano Horizontal | $M_h = 5,95 \text{ m Kg}$ |
| Momento Flector Total | $M = 6,12 \text{ m Kg}$ |
- c) Ranura para anillo de Seguridad para la Rueda Dentada
- | | |
|-----------------------|---------------------------|
| Plano Vertical | $M_v = 1,46 \text{ m Kg}$ |
| Plano Horizontal | $M_h = 6,13 \text{ m Kg}$ |
| Momento Flector Total | $M = 6,30 \text{ m Kg}$ |
- d) Extremo Izquierdo del Chavetero de la Rueda Dentada
- | | |
|-----------------------|---------------------------|
| Plano Vertical | $M_v = 1,55 \text{ m Kg}$ |
| Plano Horizontal | $M_h = 6,49 \text{ m Kg}$ |
| Momento Flector Total | $M = 6,67 \text{ m Kg}$ |
- e) Extremo Derecho del Chavetero de la Rueda Dentada
- | | |
|-----------------------|---------------------------|
| Plano Vertical | $M_v = 1,31 \text{ m Kg}$ |
| Plano Horizontal | $M_h = 9,05 \text{ m Kg}$ |
| Momento Flector Total | $M = 9,14 \text{ m Kg}$ |
- f) Reborde a la Derecha de la Rueda Dentada
- | | |
|-----------------------|---------------------------|
| Plano Vertical | $M_v = 1,16 \text{ m Kg}$ |
| Plano Horizontal | $M_h = 9,68 \text{ m Kg}$ |
| Momento Flector Total | $M = 9,73 \text{ m Kg}$ |
- g) Reborde a la izquierda del Rodamiento Derecho
- | | |
|-----------------------|----------------------------|
| Plano Vertical | $M_v = 2,04 \text{ m Kg}$ |
| Plano Horizontal | $M_h = 23,11 \text{ m Kg}$ |
| Momento Flector Total | $M = 23,20 \text{ m Kg}$ |
- h) Sección Media del Rodamiento Derecho
- | | |
|-----------------------|--|
| Plano Vertical | $M_v = 2,25 \text{ m Kg}$ |
| Plano Horizontal | $M_h = 24 \text{ m Kg}$ |
| Momento Flector Total | $M = 24,11 \text{ m Kg}$ |



i) Ranura para Anillo de Seguridad del Rodamiento Derecho

Plano Vertical	Mv = 2,10 m Kg
Plano Horizontal	Mh = 22,41 m Kg
Momento Flector Total	M = 22,51 m Kg

j) Escalonamiento a la Derecha el Retén

Plano Vertical	Mv = 1,94 m Kg
Plano Horizontal	Mh = 20,66 m Kg
Momento Flector Total	M = 20,75 m Kg

k) Reborde a la izquierda de la Polea

Plano Vertical	Mv = 0,29 m Kg
Plano Horizontal	Mh = 3,04 m Kg
Momento Flector Total	M = 3,05 m Kg

l) Extremo Izquierdo del Chavetero de la Polea

Plano Vertical	Mv = 0,24 m Kg
Plano Horizontal	Mh = 2,56m Kg
Momento Flector Total	M = 2,57 m Kg

El Momento máximo se produce en la sección h (Sección Media del Rodamiento Derecho) M = 24,11 m Kg

2 COEFICIENTES MODIFICATIVOS DEL LÍMITE DE FATIGA POR TAMAÑO (Kb)

Al variar el diámetro, el valor de Kb varía respecto a los cálculos anteriores

$$8 \text{ mm} < d < 250 \text{ mm} \Rightarrow K_b = 1,189 \cdot d^{-0,097}$$

$$d = 25 \text{ mm} \Rightarrow K_b = 0,87$$

$$d = 32 \text{ mm} \Rightarrow K_b = 0,85$$

$$d = 34 \text{ mm} \Rightarrow K_b = 0,85$$

$$d = 32,3 \text{ mm} \Rightarrow K_b = 0,85$$

$$d = 40 \text{ mm} \Rightarrow K_b = 0,83$$

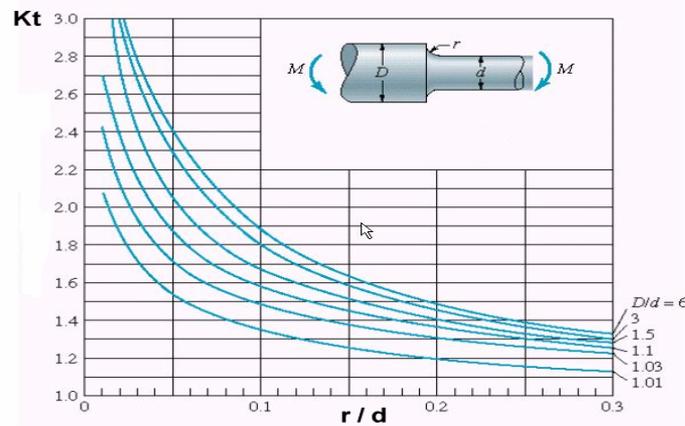
$$d = 37,5 \text{ mm} \Rightarrow K_b = 0,84$$

$$d = 38 \text{ mm} \Rightarrow K_b = 0,84$$

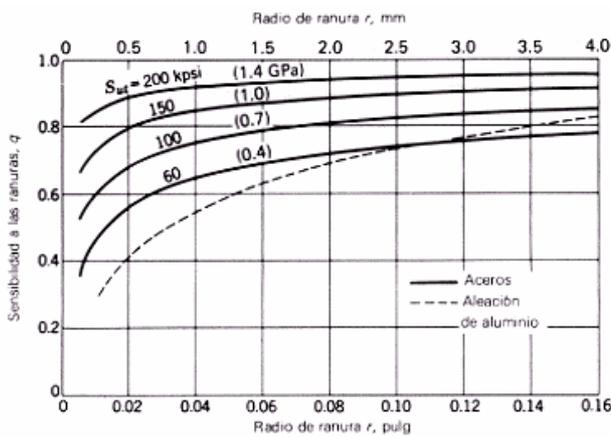
$$d = 22 \text{ mm} \Rightarrow K_b = 0,88$$

3 COEFICIENTES MODIFICATIVOS DEL LÍMITE DE FATIGA POR CONCENTRACIÓN DE TENSIONES EN LOS ESCALONAMIENTOS DEL ÁRBOL (Ke)

- Coefficiente geométrico de concentración de tensiones (Kt)



- Índice de sensibilidad a la entalla (q)



$S_{ut} = 84 \text{ Kg/mm}^2$

$r = 1 \text{ mm}$

$q = 0,78$

a) Reborde a la derecha del Rodamiento Izquierdo

$$\left. \begin{array}{l} D/d = 32 / 25 = 1,28 \\ r/d = 1 / 25 = 0,04 \end{array} \right\} \Rightarrow \left. \begin{array}{l} K_t = 1,95 \\ q = 0,78 \end{array} \right\} \Rightarrow \begin{array}{l} K_f = 1+q(K_t - 1) = 1,74 \\ K_e = 1/K_f = 0,57 \end{array}$$

b) Reborde a la izquierda de la Rueda Dentada

$$\left. \begin{array}{l} D/d = 34 / 32 = 1,06 \\ r/d = 1 / 32 = 0,03 \end{array} \right\} \Rightarrow \left. \begin{array}{l} K_t = 1,92 \\ q = 0,78 \end{array} \right\} \Rightarrow \begin{array}{l} K_f = 1+q(K_t - 1) = 1,71 \\ K_e = 1/K_f = 0,58 \end{array}$$



f) Reborde a la derecha del Rodamiento Izquierdo

$$\left. \begin{array}{l} D / d = 51 / 34 = 1,5 \\ r / d = 1 / 34 = 0,03 \end{array} \right\} \Rightarrow \left. \begin{array}{l} K_t = 2,4 \\ q = 0,78 \end{array} \right\} \Rightarrow \begin{array}{l} K_f = 1+q (K_t -1) = 2,1 \\ K_e = 1/K_f = 0,48 \end{array}$$

g) Reborde a la izquierda del Rodamiento Derecho

$$\left. \begin{array}{l} D / d = 51 / 40 = 1,28 \\ r / d = 1 / 40 = 0,03 \end{array} \right\} \Rightarrow \left. \begin{array}{l} K_t = 2,25 \\ q = 0,78 \end{array} \right\} \Rightarrow \begin{array}{l} K_f = 1+q (K_t -1) = 1,98 \\ K_e = 1/K_f = 0,51 \end{array}$$

j) Reborde a la derecha del Retén

$$\left. \begin{array}{l} D / d = 40 / 38 = 1,05 \\ r / d = 1 / 38 = 0,03 \end{array} \right\} \Rightarrow \left. \begin{array}{l} K_t = 2 \\ q = 0,78 \end{array} \right\} \Rightarrow \begin{array}{l} K_f = 1+q (K_t -1) = 1,78 \\ K_e = 1/K_f = 0,56 \end{array}$$

k) Reborde a la izquierda de la Polea

$$\left. \begin{array}{l} D / d = 38 / 22 = 1,73 \\ r / d = 1 / 22 = 0,05 \end{array} \right\} \Rightarrow \left. \begin{array}{l} K_t = 2,1 \\ q = 0,78 \end{array} \right\} \Rightarrow \begin{array}{l} K_f = 1+q (K_t -1) = 1,86 \\ K_e = 1/K_f = 0,54 \end{array}$$

4 CÁLCULO DEL LÍMITE DE FATIGA EN LAS SECCIONES MÁS SIGNIFICATIVAS

$$S_e = K_a K_b K_c K_d K_e K_f S'_e$$

a) Reborde Derecho del Rodamiento Izquierdo

$$\begin{aligned} S_e &= 0,89 \cdot 0,87 \cdot 0,814 \cdot 1 \cdot 0,57 \cdot 1 \cdot 42 \text{ Kg/mm}^2 \\ S_e &= 15,09 \text{ Kg /mm}^2 \end{aligned}$$

b) Reborde a la Izquierda de la Rueda Dentada

$$\begin{aligned} S_e &= 0,89 \cdot 0,85 \cdot 0,814 \cdot 1 \cdot 0,58 \cdot 1 \cdot 42 \text{ Kg/mm}^2 \\ S_e &= 15,00 \text{ Kg /mm}^2 \end{aligned}$$

c) Ranura a la izquierda de la Rueda Dentada

$$\begin{aligned} S_e &= 0,89 \cdot 0,85 \cdot 0,814 \cdot 1 \cdot 0,46 \cdot 1 \cdot 42 \text{ Kg/mm}^2 \\ S_e &= 11,90 \text{ Kg /mm}^2 \end{aligned}$$



d) e) Chavetero de la Rueda Dentada

$$Se = 0,89 \cdot 0,85 \cdot 0,814 \cdot 1 \cdot 0,5 \cdot 1 \cdot 42 \text{ Kg/mm}^2$$

$$Se = 12,93 \text{ Kg /mm}^2$$

f) Reborde a la derecha de la Rueda Dentada

$$Se = 0,89 \cdot 0,85 \cdot 0,814 \cdot 1 \cdot 0,48 \cdot 1 \cdot 42 \text{ Kg/mm}^2$$

$$Se = 12,41 \text{ Kg /mm}^2$$

g) Reborde a la izquierda del Rodamiento Derecho

$$Se = 0,89 \cdot 0,83 \cdot 0,814 \cdot 1 \cdot 0,51 \cdot 1 \cdot 42 \text{ Kg/mm}^2$$

$$Se = 12,88 \text{ Kg /mm}^2$$

h) Sección media del Rodamiento Derecho

$$Se = 0,89 \cdot 0,83 \cdot 0,814 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 42 \text{ Kg/mm}^2$$

$$Se = 25,26 \text{ Kg /mm}^2$$

i) Ranura a la derecha del Rodamiento Derecho

$$Se = 0,89 \cdot 0,84 \cdot 0,814 \cdot 1 \cdot 0,46 \cdot 1 \cdot 42 \text{ Kg/mm}^2$$

$$\mathbf{Se = 11,76 \text{ Kg /mm}^2}$$

j) Reborde a la derecha del Retén

$$Se = 0,89 \cdot 0,84 \cdot 0,814 \cdot 1 \cdot 0,56 \cdot 1 \cdot 42 \text{ Kg/mm}^2$$

$$Se = 14,31 \text{ Kg /mm}^2$$

k) Reborde a la izquierda de la Polea

$$Se = 0,89 \cdot 0,88 \cdot 0,814 \cdot 1 \cdot 0,54 \cdot 1 \cdot 42 \text{ Kg/mm}^2$$

$$Se = 14,46 \text{ Kg /mm}^2$$

l) Chavetero de la Polea

$$Se = 0,89 \cdot 0,88 \cdot 0,814 \cdot 0,5 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 42 \text{ Kg/mm}^2$$

$$Se = 13,39 \text{ Kg /mm}^2$$

El mínimo límite de fatiga se encuentra en la sección i (Ranura a la derecha del Rodamiento Derecho) $Se = 11,76 \text{ Kg/mm}^2$



5 CÁLCULO DEL COEFICIENTE DE SEGURIDAD ANTE EL FALLO POR FATIGA EN LAS SECCIONES MÁS SIGNIFICATIVAS SEGÚN SODERBERG Y SEGÚN SINES

- Según Soderberg y Teoría Lineal con TCM en estática

$$\frac{1}{n} = \frac{32}{\pi \cdot d^3} \sqrt{\left(\frac{M}{Se}\right)^2 + \left(\frac{T}{Sy}\right)^2}$$

- Según Sines

$$\frac{1}{n} = \frac{32 \cdot M}{\pi \cdot d^3 \cdot Se}$$

a) Reborde a la derecha del Rodamiento Izquierdo

$$d = 22 \text{ mm}$$

$$M = 0,32 \text{ m Kg}$$

$$\text{Según Soderberg: } n = 49,3$$

$$T = 0$$

$$Sy = 72 \text{ Kg / mm}^2$$

$$\text{Según Sines: } n = 49,3$$

$$Se = 15,09 \text{ Kg / mm}^2$$

b) Reborde a la izquierda de la Rueda Dentada

$$d = 32 \text{ mm}$$

$$M = 6,12 \text{ m Kg}$$

$$\text{Según Soderberg: } n = 7,9$$

$$T = 0$$

$$Sy = 72 \text{ Kg / mm}^2$$

$$\text{Según Sines: } n = 7,9$$

$$Se = 15,00 \text{ Kg / mm}^2$$

c) Ranura a la izquierda de la Rueda Dentada

$$d = 32,3 \text{ mm}$$

$$M = 6,30 \text{ m Kg}$$

$$\text{Según Soderberg: } n = 6,3$$

$$T = 0$$

$$Sy = 72 \text{ Kg / mm}^2$$

$$\text{Según Sines: } n = 6,3$$

$$Se = 11,90 \text{ Kg / mm}^2$$

d) e) Chavetero de la Rueda dentada

$$d = 34 \text{ mm}$$

$$M = 9,14 \text{ m Kg}$$

$$\text{Según Soderberg: } n = 5,4$$

$$T = 7,96 \text{ m Kg}$$

$$Sy = 72 \text{ Kg / mm}^2$$

$$\text{Según Sines: } n = 5,5$$



$$Se = 12,93 \text{ Kg} / \text{mm}^2$$

- f) Reborde a la derecha de la Rueda Dentada

$$d = 34 \text{ mm}$$

$$M = 9,73 \text{ m Kg}$$

$$\text{Según Soderberg: } n = 4,9$$

$$T = 7,96 \text{ m Kg}$$

$$Sy = 72 \text{ Kg} / \text{mm}^2$$

$$\text{Según Sines: } n = 4,9$$

$$Se = 12,41 \text{ Kg} / \text{mm}^2$$

- g) Reborde a la izquierda del Rodamiento Derecho

$$d = 40 \text{ mm}$$

$$M = 23,20 \text{ m Kg}$$

$$\text{Según Soderberg: } n = 3,5$$

$$T = 7,96 \text{ m Kg}$$

$$Sy = 72 \text{ Kg} / \text{mm}^2$$

$$\text{Según Sines: } n = 3,5$$

$$Se = 12,88 \text{ Kg} / \text{mm}^2$$

- h) Sección media del Rodamiento Derecho

$$d = 40 \text{ mm}$$

$$M = 24,11 \text{ m Kg}$$

$$\text{Según Soderberg: } n = 6,5$$

$$T = 7,96 \text{ m Kg}$$

$$Sy = 72 \text{ Kg} / \text{mm}^2$$

$$\text{Según Sines: } n = 6,5$$

$$Se = 25,26 \text{ Kg} / \text{mm}^2$$

- i) Ranura a al derecha del Rodamiento Derecho

$$d = 37,5 \text{ mm}$$

$$M = 22,51 \text{ m Kg}$$

$$\text{Según Soderberg: } n = 2,7$$

$$T = 7,96 \text{ m Kg}$$

$$Sy = 72 \text{ Kg} / \text{mm}^2$$

$$\text{Según Sines: } n = 2,7$$

$$Se = 11,76 \text{ Kg} / \text{mm}^2$$

- j) Reborde a la derecha del Retén

$$d = 38 \text{ mm}$$

$$M = 20,75 \text{ m Kg}$$

$$\text{Según Soderberg: } n = 3,7$$

$$T = 7,96 \text{ m Kg}$$

$$Sy = 72 \text{ Kg} / \text{mm}^2$$

$$\text{Según Sines: } n = 3,7$$

$$Se = 14,31 \text{ Kg} / \text{mm}^2$$



k) Reborde a la izquierda de la Polea

$$d = 22 \text{ mm}$$

$$M = 3,05 \text{ m Kg}$$

$$\text{Según Soderberg: } n = 4,4$$

$$T = 7,96 \text{ m Kg}$$

$$S_y = 72 \text{ Kg / mm}^2$$

$$\text{Según Sines: } n = 5,0$$

$$S_e = 14,46 \text{ Kg / mm}^2$$

l) Extremo del chavetero de la Polea

$$d = 22 \text{ mm}$$

$$M = 2,57 \text{ m Kg}$$

$$\text{Según Soderberg: } n = 4,7$$

$$T = 7,96 \text{ m Kg}$$

$$S_y = 72 \text{ Kg / mm}^2$$

$$\text{Según Sines: } n = 5,5$$

$$S_e = 13,39 \text{ Kg / mm}^2$$

CÁLCULO DEL COEFICIENTE DE SEGURIDAD DEL ÁRBOL FRENTE AL FALLO POR FLUENCIA SEGÚN TRESCA Y SEGÚN VON MISES

1 CRITERIOS DE FALLO POR FLUENCIA PARA ÁRBOLES (Resistencia Estática)

- Tresca (Teoría del Esfuerzo Cortante Máximo)

$$\frac{1}{n} = \frac{1}{S_y} \sqrt{\left(\frac{M}{W_b}\right)^2 + \left(\frac{T}{W_t}\right)^2}$$

- Von Mises (Teoría de la Energía de Distorsión)

$$\frac{1}{n} = \frac{1}{S_y} \sqrt{\left(\frac{M}{W_b}\right)^2 + 3 \cdot \left(\frac{T}{W_t}\right)^2}$$

Siendo (Según Decker), en diferentes zonas del eje:

Wt : Momento de resistencia contra flexión

Wt: Momento de resistencia contra torsión

Ib: Momento de inercia para flexión

It: Momento de inercia para torsión

							
	Ejes lisos	Eje ranurado	Eje con orificio transversal	Eje dentado	Eje nervado	Eje poligonal P3	Eje poligonal PC4
W_b	$\approx 0,1d^3$	$\approx 0,1D^3$	$\approx \frac{D^3}{10} - \frac{dD^3}{6}$	$\approx 0,1 \left(\frac{D+d}{2}\right)^3$	$\approx 0,1 \left(\frac{D+d}{2}\right)^3$	$\approx 0,1 \frac{D_m^3}{D_o}$	$\approx 0,15 D_i^3$
W_t	$\approx 0,2d^3$	$\approx 0,2d^3$	$\approx 2W_o$	$\approx 0,2 \left(\frac{D+d}{2}\right)^3$	$\approx 0,2 \left(\frac{D+d}{2}\right)^3$	$\approx 0,2 D_i^3$	$\approx 0,2 D_i^3$
I_o	$\approx 0,05d^4$	$\approx 0,05D^4$	$\approx \frac{D^4}{20} - \frac{dD^4}{12}$	$\approx 0,05 \left(\frac{D+d}{2}\right)^4$	$\approx 0,05 \left(\frac{D+d}{2}\right)^4$	$\approx 0,05 D_m^4 - 1,2 D_m^3 e^2$	$\approx 0,075 D_i^4$
I_i	$\approx 0,1d^4$	$\approx 0,1d^4$	$\approx 2I_o$	$\approx 0,1 \left(\frac{D+d}{2}\right)^4$	$\approx 0,1 \left(\frac{D+d}{2}\right)^4$	$\approx 0,1 D_m^4 - 2,4 D_m^3 e^2$	$\approx 0,14 D_i^4$

2 CÁLCULO DEL COEFICIENTE DE SEGURIDAD ANTE EL FALLO POR FLUENCIA

- a) Reborde a la derecha del Rodamiento Izquierdo

$$d = 22 \text{ mm} = D$$

$$M = 0,32 \text{ m Kg}$$

$$\text{Según Tresca: } n = 188,5$$

$$T = 0 \text{ m Kg}$$

$$\text{Según Von Mises: } n = 188,5$$

$$S_y = 72 \text{ Kg / mm}^2$$

- b) Reborde a la izquierda de la Rueda Dentada

$$d = 32 \text{ mm} = D$$

$$M = 6,12 \text{ m Kg}$$

$$\text{Según Tresca: } n = 37,8$$

$$T = 0 \text{ m Kg}$$

$$\text{Según Von Mises: } n = 37,8$$

$$S_y = 72 \text{ Kg / mm}^2$$

- c) Ranura a la izquierda de la Rueda Dentada

$$d = 32,3 \text{ mm} = D$$

$$M = 6,30 \text{ m Kg}$$

$$\text{Según Tresca: } n = 37,8$$

$$T = 0 \text{ m Kg}$$

$$\text{Según Von Mises: } n = 37,8$$

$$S_y = 72 \text{ Kg / mm}^2$$

- d) e) Chavetero de la Rueda Dentada

$$D = 34 \text{ mm}$$

$$d = D - t_1 = 28,8 \text{ mm}$$

$$M = 9,14 \text{ m Kg}$$

$$\text{Según Tresca: } n = 17,7$$

$$T = 7,96 \text{ m Kg}$$

$$\text{Según Von Mises: } n = 19,4$$

$$S_y = 72 \text{ Kg / mm}^2$$



f) Reborde a la derecha de la Rueda Dentada

$$d = 34 \text{ mm} = D$$

$$M = 9,73 \text{ m Kg}$$

$$\text{Según Tresca: } n = 22,1$$

$$T = 7,96 \text{ m Kg}$$

$$\text{Según Von Mises: } n = 23,3$$

$$S_y = 72 \text{ Kg / mm}^2$$

g) Reborde a la izquierda del Rodamiento Derecho

$$d = 40 \text{ mm} = D$$

$$M = 23,20 \text{ m Kg}$$

$$\text{Según Tresca: } n = 18,4$$

$$T = 7,96 \text{ m Kg}$$

$$\text{Según Von Mises: } n = 18,7$$

$$S_y = 72 \text{ Kg / mm}^2$$

h) Sección media del Rodamiento Derecho

$$d = 40 \text{ mm} = D$$

$$M = 24,11 \text{ m Kg}$$

$$\text{Según Tresca: } n = 17,8$$

$$T = 7,96 \text{ m Kg}$$

$$\text{Según Von Mises: } n = 18,0$$

$$S_y = 72 \text{ Kg / mm}^2$$

i) Ranura a la derecha del Rodamiento Derecho

$$d = 37,5 \text{ mm} = D$$

$$M = 22,51 \text{ m Kg}$$

$$\text{Según Tresca: } n = 15,6$$

$$T = 7,96 \text{ m Kg}$$

$$\text{Según Von Mises: } n = 15,8$$

$$S_y = 72 \text{ Kg / mm}^2$$

j) Reborde a la derecha del Retén

$$d = 38 \text{ mm}$$

$$M = 20,75 \text{ m Kg}$$

$$\text{Según Tresca: } n = 17,5$$

$$T = 7,96 \text{ m Kg}$$

$$\text{Según Von Mises: } n = 17,7$$

$$S_y = 72 \text{ Kg / mm}^2$$

k) Reborde a la izquierda de la Polea

$$d = 22 \text{ mm}$$

$$M = 3,05 \text{ m Kg}$$

$$\text{Según Tresca: } n = 9$$

$$T = 7,96 \text{ m Kg}$$

$$\text{Según Von Mises: } n = 10,2$$

$$S_y = 72 \text{ Kg / mm}^2$$

l) Extremo de la chaveta de la Polea

$$D = 22 \text{ mm}$$



EJES DE TRANSMISIÓN

$$d = D - t_1 = 18,4 \text{ mm}$$

$$M = 2,57 \text{ m Kg}$$

$$T = 7,96 \text{ m Kg}$$

$$S_y = 72 \text{ Kg / mm}^2$$

$$\text{Según Tresca: } n = 5,5$$

$$\text{Según Von Mises: } n = 6,3$$

Se observa que a fluencia los coeficientes de seguridad son mayores que a fatiga.