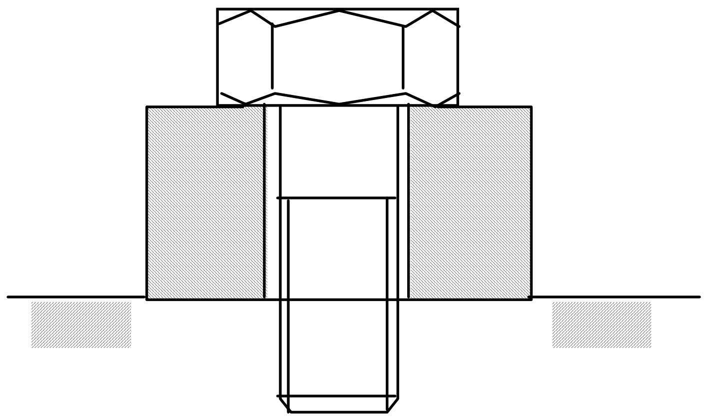
Examen de TECNOLOGIA DE MAQUINAS – Febrero 95

Nombre ..........................................................................................................

El tornillo de la junta de la figura es M-10 y calidad 8G. La pieza tiene una altura de 1 cm y su diámetro es doble que el del tornillo. Los módulos de elasticidad son 2.1e06 $Kg/cm^2$ para el tornillo y 0.7e06 $Kg/cm^2$ para la pieza.

Si se supone que inicialmente tornillo y pieza están en situación de apriete firme, ¿qué ángulo deberá girarse el tornillo para conseguir una precarga en la junta de 0.75 $S_y$?

Nota: $S_y$ es el límite de fluencia del tornillo.



Las ecuaciones que deben cumplirse corresponden al equilibrio de fuerzas y a la compatibilidad de deformaciones.

$$\begin{cases} \delta_t + \delta_j = np & \text{compatibilidad de deformaciones} \\ F_t = F_j = F_i & \text{equilibrio de fuerzas} \end{cases}$$

Ahora bien, el comportamiento elástico y el dato de apriete nos dan,

$$F_t = k_t \delta_t \;;\quad F_j = k_j \delta_j \;;\quad F_i = 0'75\, S_y A_t$$

Comencemos por calcular las rigideces de tornillo y pieza.

$$k_t = \frac{E_t A_t}{l_t} = \frac{2'1 \cdot 10^6 \times 50'9 \times 10^{-2}}{1} = 1'0689 \cdot 10^5 \text{ kg/mm}$$

$$k_j = \frac{E_j A_j}{l_j} = \frac{0'7 \cdot 10^6 \times (3 \times 50'9)\, 10^{-2}}{1} = 1'0689 \cdot 10^5 \text{ kg/mm}$$

El área del tornillo se ha obtenido sabiendo que es de métrica M10 $\rightarrow A_t = 50'9$ mm². El área de la junta es tres veces la del tornillo, ya que, al ser de diámetro doble,

$$A_t = \frac{\pi D^2}{4} \;;\quad A_j = \frac{\pi (2D)^2}{4} - \frac{\pi D^2}{4} = \frac{3\pi D^2}{4} = 3A_t$$

Por otro lado, el paso del tornillo M10 es $p = 1'5$ mm. El límite de fluencia $S_y$ es, para calidad 8G, $S_y = 64$ kg/mm².

Entonces, volviendo a las ecuaciones del principio con todos los datos numéricos,

$$\begin{cases} \delta_t + \delta_j = 1'5\, n & (1) \\ 106890\, \delta_t = 0'75 \times 64 \times 50'9 = 2443'2 & (2) \\ 106890\, \delta_j = 106890\, \delta_t & (3) \end{cases}$$

De la ecuación (2), $\delta_t = 2'28571 \cdot 10^{-2}$ mm

De la ecuación (3), $\delta_j = \delta_t = 2'28571 \cdot 10^{-2}$ mm

En la ecuación (1),

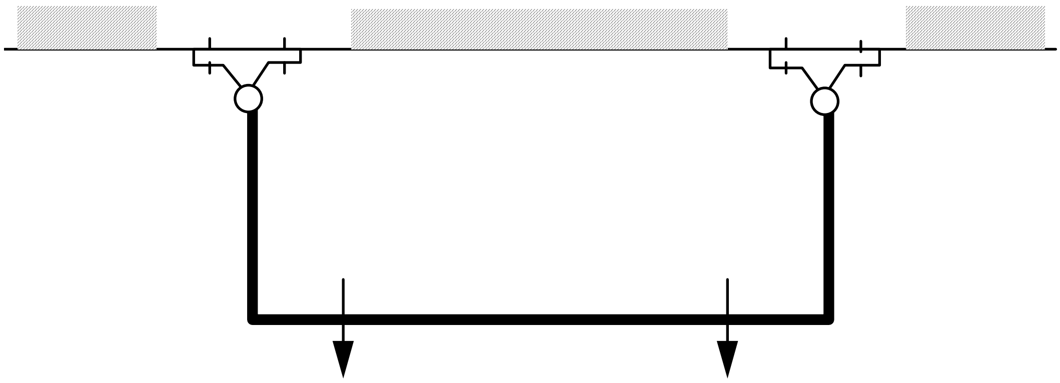
$$2 \times 2'28571 \cdot 10^{-2} = 1'5\, n \quad \Rightarrow \quad n = 3'04761 \cdot 10^{-2} \text{ vueltas}$$

que pasado a ángulo girado es,

$$3'04761 \cdot 10^{-2} \times 360 = \boxed{10'97^\circ = \text{ángulo a girar}}$$

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

Máximo es un estudiante de tercer curso de Ingeniería Industrial que últimamente está preocupado: se le cansa mucho el brazo derecho al tomar apuntes. Para solucionarlo, ha decidido instalar en su casa una barra elevada horizontal como la que se muestra en la figura, que le permita hacer flexiones.



Las flechas de la figura indican la posición aproximada en que Máximo situará sus manos para realizar el ejercicio. Cada fijación al techo llevará dos tornillos de calidad 4A y rosca cortada con tratamiento de normalizado. El diámetro de la junta puede estimarse doble que el de los tornillos.

Máximo es algo más que fuerte: pesa 100 Kg. Además, se ha informado de que la carga máxima que ha de soportar la barra durante el ejercicio es de 2.5 veces el peso del individuo (en el instante de la arrancada hacia arriba), mientras que la carga mínima puede considerarse nula (al iniciarse el descenso).

Determinar:
a) Valor necesario de la precarga inicial en los tornillos para que la junta tenga un coeficiente de seguridad 2 frente a la pérdida de compresión. Este factor equivale a que un sólo soporte se lleve toda la carga, y es un requerimiento de Máximo que le permitirá hacer flexiones con un solo brazo cuando ya tenga entrenamiento suficiente (está del lado de la seguridad, ya que nunca agarrará la barra justo del extremo).
b) Métrica que se precisa en los tornillos para obtener un coeficiente de seguridad a fatiga de valor 3 o superior.
c) Coeficiente de seguridad a fatiga obtenido finalmente en los tornillos.

a) La fuerza en la junta es,

$$F_j = F_i - (1 - f_j) F_e$$

Calculemos el factor de junta.

$$f_j = \frac{A_t}{A_t + A_j} = \frac{\frac{\pi d^2}{4}}{\frac{\pi d^2}{4} + \frac{\pi}{4}(D^2 - d^2)} \underbrace{=}_{\text{ya que } D=2d} \frac{1}{1+3} = \frac{1}{4} = 0'25$$

Entonces,

$$F_j = F_i - (1 - 0'25) F_e$$

$$F_j = F_i - 0'75 F_e$$

La fuerza exterior total máxima serán 250 kg, que repartida entre las cuatro juntas dará 62'5 kg por junta. Como además se pide un coeficiente de seguridad de 2, tendremos que la junta quedará sin compresión cuando soporte 125 kg.

$$0 = F_i - 0'75 \times 125 \implies \boxed{F_i = 93'75 \text{ kg}} \text{ Precarga inicial}$$

b) Calculemos cuáles son las fuerzas máxima y mínima que soportará cada tornillo.

$$F_t = F_i + f_j F_e$$

$$\begin{cases} F_{máx} = 93'75 + 0'25 \times 62'5 = 109'375 \text{ kg} \\ F_{mín} = 93'75 \text{ kg} \end{cases}$$

Entonces, las fuerzas media y alternada son,

$$F_m = \frac{F_{máx} + F_{mín}}{2} = \frac{109'375 + 93'75}{2} = 101'5625 \text{ kg}$$

$$F_a = \frac{F_{máx} - F_{mín}}{2} = \frac{109'375 - 93'75}{2} = 7'8125 \text{ kg}$$

Las tensions media y alternada son,

$$\sigma_m = \frac{F_m}{A_t} = \frac{101'5625}{A_t} \quad ; \quad \sigma_a = \frac{F_a}{A_t} = \frac{7'8125}{A_t}$$

Si vamos a la tabla correspondiente, obtenemos que, para un tornillo de calidad 4A,

$$S_u = 34\ kg/mm^2 \quad ; \quad S_y = 20\ kg/mm^2$$

y la rosca cortada y normalizada nos da un factor de concentración de tensiones a fatiga,

$$k_f = 2'8$$

El límite de fatiga a vida infinita vale,

$$S_e = \frac{0'46\, S_u}{k_f} = \frac{0'46 \times 34}{2'8} = 5'58\ kg/mm^2$$

Aplicando el criterio de Goodman, $\frac{\sigma_m}{S_u} + \frac{\sigma_a}{S_e} = \frac{1}{C_s}$.

$$\frac{\frac{101'5625}{A_t}}{34} + \frac{\frac{7'8125}{A_t}}{5'58} = \frac{1}{3} \rightarrow \underline{A_t = 13'16\ mm^2}$$

La fluencia, $\frac{\sigma_m + \sigma_a}{S_y} = \frac{1}{C_s}$,

$$\frac{\frac{109'375}{A_t}}{20} = \frac{1}{3} \rightarrow \underline{A_t = 16'4\ mm^2} \quad \text{(más restrictivo)}$$

El tornillo que necesitamos es por tanto de métrica $\boxed{M6}$, que posee un área $\underline{A_t = 17'3\ mm^2}$.

c) Por tanto, el coeficiente de seguridad a fatiga obtenido realmente en cada tornillo será,

$$\frac{\frac{101'5625}{17'3}}{34} + \frac{\frac{7'8125}{17'3}}{5'58} = \frac{1}{C_s} \Rightarrow \cancel{\boxed{C_s = 3'94}}$$

$$\frac{\frac{109'375}{17'3}}{20} = \frac{1}{C_s} \rightarrow \boxed{C_s = 3'16}$$

Es más restrictiva la fluencia.

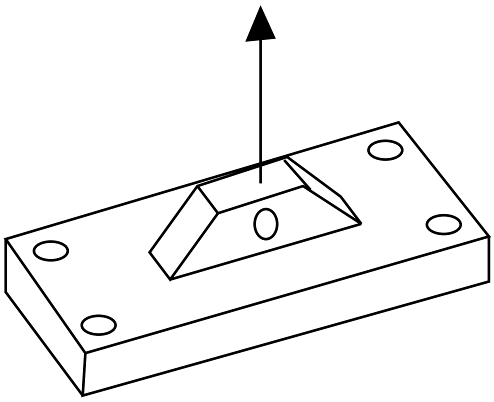
Examen de TECNOLOGIA DE MAQUINAS – Septiembre 96
Nombre ........................................................................................................

El soporte de la figura recibe una carga variable, con un valor mínimo de 1000 Kg y un valor máximo de 3000 Kg. Se pretende sujetarlo al suelo con cuatro tornillos de calidad 8G y rosca cortada y normalizada. Si se admite la aproximación de que cada junta tiene un diámetro doble que su tornillo, determinar:

a) Precarga necesaria en los tornillos para que la junta no se separe, con un coeficiente de seguridad de 1.35.

b) Diámetro requerido de los tornillos para que en el trabajo a fatiga el coeficiente de seguridad sea también 1.35.

c) Tensión máxima que soportará cada tornillo.



a) La carga máxima que soportará cada tornillo será de 750 kg. Entonces, para que el soporte no se separe del suelo hará falta una precarga tal que,

$$F_j = F_i - (1 - f_j) F C_S = 0$$

El factor de junta vale,

$$f_j = \frac{\frac{EA_t}{L}}{\frac{EA_t}{L} + \frac{EA_j}{L}} = \frac{A_t}{A_t + A_j} = \frac{\frac{\pi d^2}{4}}{\frac{\pi d^2}{4} + \frac{\pi}{4}(D^2 - d^2)} =$$

$$= \frac{d^2}{d^2 + 3d^2} = 0'25$$

Entonces,

$$F_i = (1 - f_j) F = (1 - 0'25)\, 750 \times 1'35 = \boxed{759'375 \text{ kg} = F_i}$$

Nótese que, en lugar de la carga máxima, se ha introducido dicha carga multiplicada por el coeficiente de seguridad pedido.

b) La carga sobre el tornillo tiene la forma,

$$F_t = F_i + f_j F$$

Así, la carga máxima y mínima que soporta cada tornillo vale,

$$\begin{cases} F_{máx} = 759'375 + 0'25 \times 750 = 946'875 \text{ kg} \\ F_{mín} = 759'375 + 0'25 \times 250 = 821'875 \text{ kg} \end{cases}$$

Por tanto, la fuerza media y alternada son,

$$\begin{cases} F_m = \dfrac{946'875 + 821'875}{2} = 884'375 \text{ kg} \\ F_a = \dfrac{946'875 - 821'875}{2} = 62'5 \text{ kg} \end{cases}$$

Y, por tanto, las tensiones media y alternada valdrán,

$$\begin{cases} \sigma_m = \dfrac{F_m}{A_t} = \dfrac{884'375}{A_t} \\ \sigma_a = \dfrac{F_a}{A_t} = \dfrac{62'5}{A_t} \end{cases}$$

Para un tornillo de calidad 8G,

$S_R = 80 \text{ kg/mm}^2$

$S_E = 64 \text{ kg/mm}^2$

y al ser la rosca cortada y normalizada, $K_f = 2'8$.

Entonces, el límite de fatiga del tornillo vale,

$$S_e = \frac{0'46\, S_R}{K_f} = \frac{0'46 \times 80}{2'8} = 13'14 \text{ kg/mm}^2$$

Aplicando el criterio de Goodman modificado,

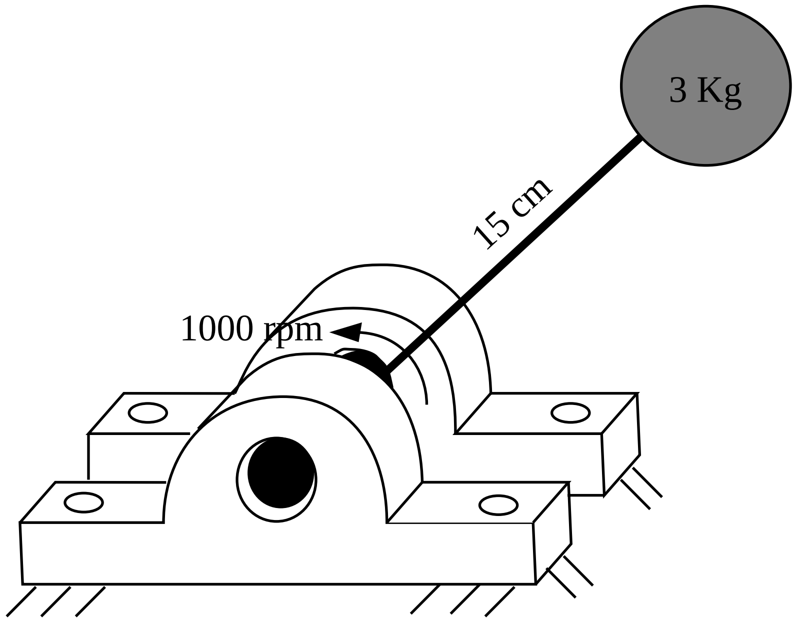
$$\frac{\sigma_m}{S_R} + \frac{\sigma_a}{S_e} = \frac{1}{C_s} \Rightarrow \frac{\frac{884'375}{A_t}}{80} + \frac{\frac{62'5}{A_t}}{13'14} = \frac{1}{1'35}$$

Despejando, $\underline{A_t = 21'345 \text{ mm}^2}$

Dado que los tornillos están normalizados, $\boxed{M8}$, cuya área es, $A_t = 31'9 \text{ mm}^2$. Entonces, la máxima tensión en un tornillo será, $\boxed{\sigma_{máx} = \dfrac{F_{máx}}{A_t} = \dfrac{946'875}{31'9} = 29'68 \dfrac{\text{kg}}{\text{mm}^2}}$

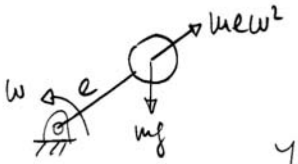
Examen de TECNOLOGIA DE MAQUINAS – Febrero 97
Nombre ..........................................................................................................

La figura muestra una bola esférica maciza de 3 Kg unida a un eje mediante una barra de 15 cm de longitud, cuya masa se desprecia. El conjunto gira alrededor del eje con una velocidad de 1000 rpm, bajo la acción de la gravedad. El eje se halla unido al suelo por dos soportes, cada uno de los cuales se sujeta con dos tornillos de calidad 5S y rosca cortada con tratamiento de normalizado. Se estima que el diámetro de cada junta es 1.5 veces el diámetro del correspondiente tornillo.




Si se desea un coeficiente de seguridad ante la pérdida de compresión en la junta de 1.5, y un coeficiente de seguridad a fatiga (vida infinita) también de 1.5, determinar el tipo de tornillos necesario.

Nota: considérese que la resistencia a vida infinita es igual para tracción y cortante (salvo por el hecho de ser una normal y otra tangencial). Despréciese el factor de tamaño.




La fuerza de inercia vale,

$$me\omega^2 = 3 \times 0'15 \times \left(\frac{1000 \times 2\pi}{60}\right)^2 = 4935 \text{ N}$$

Y el peso,

$$mg = 3 \times 9'8 = 29'4 \text{ N}$$

La máxima fuerza de tracción sobre la unión se produce cuando la bola se encuentra en el punto más alto, y vale, por tornillo,

$$F^{tr}_{máx} = \frac{4935 - 29'4}{4} = 1226 \text{ N}$$

La máxima fuerza de compresión sobre la unión se produce cuando la bola está en el punto más bajo, y vale, por tornillo,

$$F^{co}_{máx} = \frac{4935 + 29'4}{4} = 1241 \text{ N}$$

Vamos ahora a calcular el factor de junta.

$$f_j = \frac{k_t}{k_t + k_j} = \frac{\frac{\cancel{E_t} A_t}{\cancel{l_t}}}{\frac{\cancel{E_t} A_t}{\cancel{l_t}} + \frac{\cancel{E_j} A_j}{\cancel{l_j}}} = \frac{A_t}{A_t + A_j} = \frac{\frac{\pi d_t^2}{4}}{\frac{\pi d_t^2}{4} + \frac{\pi}{4}(d_j^2 - d_t^2)} =$$

$$= \frac{d_t^2}{d_t^2 + (1'5 d_t)^2 - d_t^2} = \frac{1}{2'25} = 0'444$$

Si nos piden un coeficiente de seguridad de 1'5 contra la pérdida de compresión en la junta, habrá que mayorar con este factor la situación más desfavorable (bola arriba).

$$F_j = F_i - (1 - f_j) F^{tr}_{máx} C_s = 0$$

$$F_i = (1 - f_j) F^{tr}_{máx} C_s = (1 - 0'444) 1226 \times 1'5 = \boxed{1023 \text{ N} = F_i}$$

Ya tenemos, por tanto, la precarga.

Vamos ahora a calcular los esfuerzos que sufre cada tornillo.

$$F_t = F_i + f_j F$$

$$F_{t_{máx}} = F_i + f_j F^{tr}_{máx} = 1023 + 0'444 \times 1226 = 1568 \text{ N}$$

$$F_{t_{mín}} = F_i - f_j F^{co}_{máx} = 1023 - 0'444 \times 1241 = 472 \text{ N}$$

Así pues, la carga en cada tornillo varía entre estos dos valores,

$$\underline{F_t = 472 \div 1568 \text{ N}}$$

Pero además, los tornillos sufren fuerza cortante cuando la bola pasa por la horizontal. El valor de esa fuerza, por tornillo, es:

$$T = \frac{4935}{4} = 1234 \text{ N}$$

Entonces, la carga tangencial sobre cada tornillo varía de la siguiente forma:

$$\underline{T_t = -1234 \div 1234 \text{ N}}$$

Estamos por tanto ante un caso de tensiones combinadas. Las tensiones axiales son:

$$\left\{\begin{array}{l} \sigma_{máx} = \dfrac{1568}{A_t} \\[2ex] \sigma_{mín} = \dfrac{472}{A_t} \end{array}\right. \Rightarrow \left\{\begin{array}{l} \sigma_m = \dfrac{1020}{A_t} \\[2ex] \sigma_a = \dfrac{548}{A_t} \end{array}\right.$$

Las tensiones cortantes son:

$$\left\{\begin{array}{l} \tau_{máx} = \dfrac{1234}{A_t} \\[2ex] \tau_{mín} = -\dfrac{1234}{A_t} \end{array}\right. \Rightarrow \left\{\begin{array}{l} \tau_m = 0 \\[2ex] \tau_a = \dfrac{1234}{A_t} \end{array}\right.$$

Las tensiones normales equivalentes valen,

$$\bar{\sigma}_m = \sigma_m = \frac{1020}{A_t}$$

$$\bar{\sigma}_a = \sqrt{\sigma_a^2 + 3\,\tau_a^2} = \sqrt{\left(\frac{548}{A_t}\right)^2 + 3\left(\frac{1234}{A_t}\right)^2} = \frac{2207}{A_t}$$

Ahora falta por calcular la resistencia a fatiga a vida infinita. Hacemos el cálculo para esfuerzo axial.

Calidad 5S $\Rightarrow$ $S_u = 50\ kg/mm^2 = 490\ MPa$
$S_y = 40\ kg/mm^2 = 392\ MPa$

Rosca cortada + normalizado $\Rightarrow$ $K_f = 2'8$

$S'_e = 0'46\, S_u = 0'46 \times 490 = 225\ MPa$

$K_a = a\,S_u^b = 4'51 \times 490^{-0'265} = 0'87$

$S_e = k_a \dfrac{1}{K_f} S_e' = 0'87 \times \dfrac{1}{2'8}\, 225 = 70\ MPa$

El valor para cortante nos dicen que es el mismo, aunque por ser tensión tangencial será,

$S_{es} = \dfrac{S_e}{\sqrt{3}}$ pero como hay que multiplicarlo por $\sqrt{3}$ para obtener el valor de tensión normal equivalente, nos quedamos igual.

Entonces, ya podemos aplicar el criterio de Goodman modificado.

$$\frac{\bar{\sigma}_m}{S_u} + \frac{\bar{\sigma}_a}{S_e} = \frac{1}{C_S} \;;\quad \frac{\frac{1020}{A_t}}{490 \cdot 10^6} + \frac{\frac{2207}{A_t}}{70 \cdot 10^6} = \frac{1}{1'5} \Rightarrow A_t = 50'42\ mm^2$$

$$\frac{\bar{\sigma}_m + \bar{\sigma}_a}{S_y} = \frac{1}{C_S} \;;\quad \frac{\frac{1020}{A_t} + \frac{2207}{A_t}}{392 \cdot 10^6} = \frac{1}{1'5} \Rightarrow A_t = 12'35\ mm^2$$

Se ve que es más restrictiva la fatiga que la fluencia, luego

$A_t \geq 50'42\ mm^2 \Rightarrow \boxed{M10}$

Examen de TECNOLOGIA DE MAQUINAS – Febrero 98
Nombre ...........................................................................................................

La figura representa la culata de un compresor, que se fija con diez tornillos de calidad 5D, de rosca cortada y con tratamiento de normalizado. El pistón tiene un diámetro de 250 mm. y la presión de trabajo alcanza los 14 Kg/cm$^2$. La tensión inicial de los tornillos, suponiendo que están idénticamente cargados, es tal que requiere una presión interior de 21 Kg/cm$^2$ para abrir la junta. El módulo de elasticidad del acero es 2.1x10$^6$ Kg/cm$^2$.
La culata es de hierro fundido con módulo de elasticidad 0.8x10$^6$ Kg/cm$^2$, y para ella se define un diámetro equivalente igual al doble del diámetro del tornillo.
a) Determinar el diámetro de los tornillos necesario para asegurar un coeficiente de seguridad a fatiga de valor 2 (fig. 1).
b) Repetir el cálculo si entre las dos caras de la junta se intercala un sello de cinc cuyo módulo de elasticidad es 0.9x10$^6$ Kg/cm$^2$, y para el que se admite también un diámetro equivalente igual al doble del diámetro del tornillo (fig. 2).

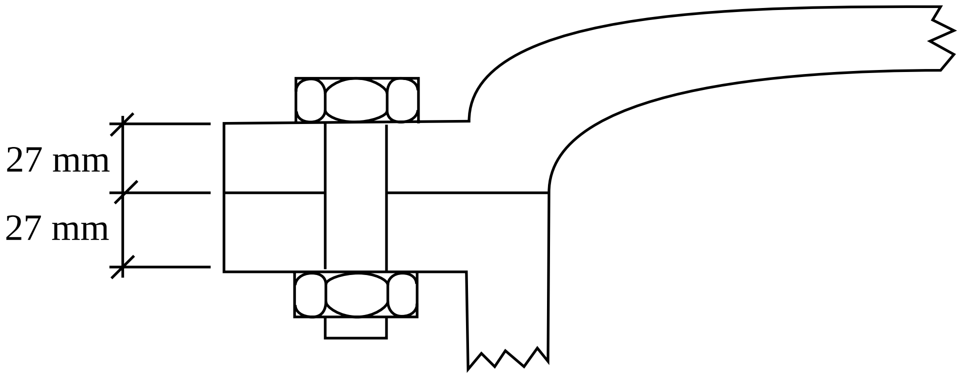


Figura 1

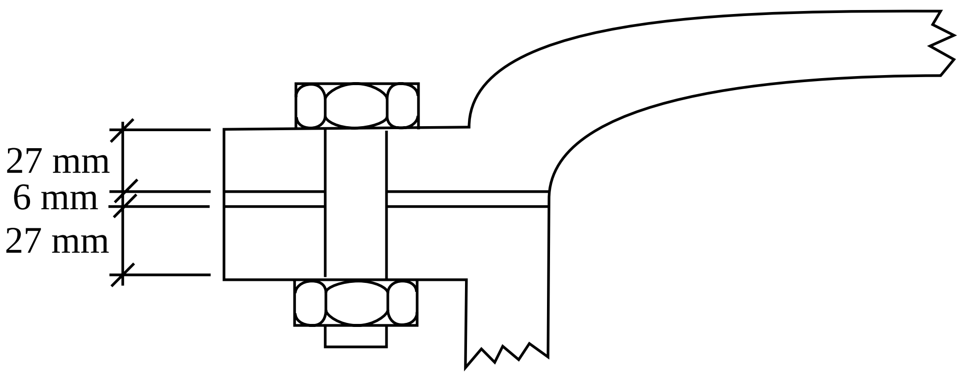


Figura 2

a) Calidad 5D $\rightarrow \begin{cases} S_u = 50 \text{ kg/mm}^2 \\ S_y = 28 \text{ kg/mm}^2 \end{cases}$

Rosca cortada y normalizada $\rightarrow k_f = 2'8$

$$S_e = \frac{0'46\, S_u}{k_f} = \frac{0'46 \times 50}{2'8} = 8'2 \text{ kg/mm}^2$$

Vamos a calcular el factor de junta.

$$f_j = \frac{k_t}{k_t + k_j} = \frac{\frac{2'1 \cdot 10^4 A_t}{54}}{\frac{2'1 \cdot 10^4 A_t}{54} + \frac{2'4 \cdot 10^4 A_t}{54}} = 0'466$$

donde el valor de la rigidez de la junta $k_j$ se ha obtenido como,

$$k_j = \frac{E_j A_j}{l_j} = \frac{0'8 \cdot 10^4 \times \frac{\pi}{4}\left[(2d_t)^2 - d_t^2\right]}{54} = \frac{0'8 \cdot 10^4 \frac{\pi}{4} 3 d_t^2}{54} =$$

$$= \frac{2'4 \cdot 10^4 A_t}{54}$$

Las cargas máxima y mínima que sufre la tapadera son,

$P_{máx} = 14 \cdot 10^{-2} \frac{\pi}{4} 250^2 = 6872$ kg

$P_{mín} = 0$ kg , ya que cuando el compresor está succionando el fluido se puede suponer nula la carga sobre la tapadera.

La precarga de los tornillos será,

$$F_j = F_i - (1 - f_j) P = 0$$

$$F_i = (1 - f_j) P = (1 - 0'466) \frac{21 \cdot 10^{-2} \frac{\pi}{4} 250^2}{10} = 550 \text{ kg}$$

Entonces, las cargas sobre los tornillos serán,

$$\begin{cases} F_{máx} = F_i + f_j P_{máx} = 550 + 0'466 \frac{6872}{10} = 870 \text{ kg} \\ F_{mín} = F_i = 550 \text{ kg} \end{cases}$$

Las tensiones,

$$\begin{cases} \sigma_{máx} = \dfrac{F_{máx}}{A_t} = \dfrac{870}{A_t} \\ \sigma_{mín} = \dfrac{F_{mín}}{A_t} = \dfrac{550}{A_t} \end{cases} \Rightarrow \begin{cases} \sigma_m = \dfrac{710}{A_t} \\ \sigma_a = \dfrac{160}{A_t} \end{cases}$$

Y aplicando el criterio de Goodman,

$$\frac{\sigma_m}{S_u} + \frac{\sigma_a}{S_e} = \frac{1}{C_S}$$

$$\frac{\frac{710}{A_t}}{50} + \frac{\frac{160}{A_t}}{8'2} = \frac{1}{2} \Rightarrow A_t = 67'42\ mm^2$$

Luego se precisan tornillos $\boxed{M\text{-}12}$

Comprobemos también la fluencia,

$$\frac{\sigma_{máx}}{S_y} = \frac{1}{C_S} \quad ; \quad \frac{\frac{870}{A_t}}{28} = \frac{1}{2} \Rightarrow A_t = 62'14\ mm^2$$

Se ve que la exigencia es inferior a la de fatiga.

b) $K_t = \dfrac{2'1 \cdot 10^4 A_t}{60}$

$$\left.\begin{array}{l} K_1 = \dfrac{0'8 \cdot 10^4\, 3 A_t}{54} \\ K_2 = \dfrac{0'9 \cdot 10^4\, 3 A_t}{6} \end{array}\right\} \frac{1}{K_j} = \frac{1}{K_1} + \frac{1}{K_2} = \left(\frac{54}{0'8} + \frac{6}{0'9}\right) \frac{1}{3 \cdot 10^4 A_t}$$

Entonces, $K_j = \dfrac{3 \cdot 10^4 A_t}{74'16}$

El factor de junta,

$$f_j = \frac{K_t}{K_t + K_j} = \frac{\frac{2'1 \cdot 10^4 A_t}{60}}{\frac{2'1 \cdot 10^4 A_t}{60} + \frac{3 \cdot 10^4 A_t}{74'16}} = 0'464$$

Se observa que el factor de junta es muy similar al anterior.

A partir de aquí se repiten los cálculos del primer apartado, pero con el nuevo factor de junta.

$$F_i = (1-f_j)\,P = (1-0'464)\,\frac{21\cdot 10^{-2}\,\frac{\pi}{4}\,250^2}{10} = 552'5\ \text{kg}$$

$$\begin{cases} F_{máx} = F_i + f_j\,P_{máx} = 552'5 + 0'464 \times 687'2 = 871\ \text{kg} \\ F_{mín} = F_i = 552'5\ \text{kg} \end{cases}$$

$$\begin{cases} \sigma_{máx} = \dfrac{F_{máx}}{A_t} = \dfrac{871}{A_t} \\ \sigma_{mín} = \dfrac{F_{mín}}{A_t} = \dfrac{552'5}{A_t} \end{cases} \Rightarrow \begin{cases} \sigma_m = \dfrac{711'75}{A_t} \\ \sigma_a = \dfrac{159'25}{A_t} \end{cases}$$

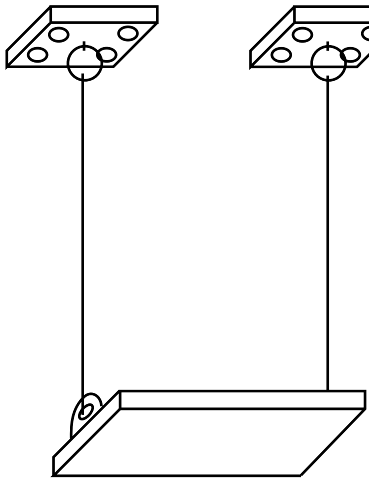
$$\frac{\sigma_m}{S_u} + \frac{\sigma_a}{S_e} = \frac{1}{C_s}$$

$$\frac{\frac{711'75}{A_t}}{50} + \frac{\frac{159'25}{A_t}}{8'2} = \frac{1}{2} \Rightarrow A_t = 67'31\ \text{mm}^2$$

De nuevo $\boxed{M-12}$. Es obvio que, también en este caso, la fluencia va a resultar menos exigente.

Examen de TECNOLOGIA DE MAQUINAS – Septiembre 98
Nombre ..........................................................................................................

La figura representa un columpio. El asiento está colgado del techo por medio de dos cadenas, una a cada lado. Cada una de las cadenas se conecta por su extremo superior a una argolla enganchada en una placa cuadrada que se fija en el techo con cuatro tornillos de métrica M4, calidad 4A, rosca cortada y tratamiento de bonificado. Las placas son del mismo material que los tornillos, y se estima un diámetro de junta doble al del tornillo.



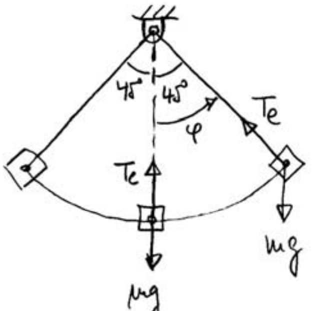
Por motivos de seguridad se considera que el usuario medio va a pesar 80 Kg, y se pretende que las juntas pierdan compresión para una carga axial doble de la máxima que vayan a sufrir en dicho supuesto. A efectos de cálculo se asumirá que el usuario del columpio es una carga puntual situada en el centro del asiento.

a) Determinar los valores máximos y mínimos de las cargas axiales y cortantes que habrá de soportar cada unión atornillada, si se supone que el máximo balanceo del columpio va a ser el correspondiente a una inclinación de las cadenas de 45º con respecto a la vertical.

b) Calcular la precarga necesaria en los tornillos para cumplir los requerimientos expuestos.

c) Obtener el coeficiente de seguridad de que se dispone en la resistencia a fatiga a vida infinita de los tornillos, y comprobar también la seguridad frente a fluencia. Se admite que la resistencia a fatiga a cortante coincide con la resistencia a fatiga a axial.

a) El columpio va a tener un movimiento plano pendular, como se muestra en la figura. $m = \frac{80}{2} = 40$ kg, ya que hay dos cadenas.




Cuando el columpio llega a un extremo se para, luego $\dot{\varphi}=0$, entonces el equilibrio en dirección de la cadena nos da,

$$mg\frac{\sqrt{2}}{2} = Te \rightarrow Te = 40 \times 9'81 \frac{\sqrt{2}}{2} = 277'47 \text{ N}$$

Cuando el columpio pasa por el punto más bajo, el equilibrio en la dirección de la cadena es,

$$Tc - mg = ml\dot{\varphi}^2$$

Por tanto, necesitamos saber el valor de la velocidad angular cuando el columpio pasa por el punto más bajo. Para ello hacemos un balance de energías.

$$mgl\left(1-\frac{\sqrt{2}}{2}\right) = \frac{1}{2}m\left(l\dot{\varphi}\right)^2 \rightarrow l\dot{\varphi}^2 = 2g\left(1-\frac{\sqrt{2}}{2}\right)$$

Introduciendo este resultado en la ecuación de equilibrio,

$$Tc - mg = 2mg\left(1-\frac{\sqrt{2}}{2}\right) \rightarrow Tc = (3-\sqrt{2})mg = (3-\sqrt{2})\,40 \times 9'81 = 622'26 \text{ N}$$

Así pues tenemos que, sobre una unión atornillada las cargas son,

<u>Axial</u>

$$P_{mín} = Te\frac{\sqrt{2}}{2} = 277'47\frac{\sqrt{2}}{2} = 196'2 \text{ N}$$

$$P_{máx} = Tc = 622'26 \text{ N}$$

<u>Cortante</u>

$$H_{mín} = -Te\frac{\sqrt{2}}{2} = -277'47\frac{\sqrt{2}}{2} = -196'2 \text{ N}$$

$$H_{máx} = Te\frac{\sqrt{2}}{2} = 277'47\frac{\sqrt{2}}{2} = 196'2 \text{ N}$$

b) La carga máxima axial que sufre cada tornillo será,

$$P_{t\,máx} = \frac{P_{máx}}{4} = \frac{622'26}{4} = 155'565 \text{ N}$$

El factor de junta vale,

$$f_j = \frac{\frac{E_t A_t}{L_t}}{\frac{E_t A_t}{L_t} + \frac{E_j A_j}{L_j}} = \frac{\frac{1}{4}\pi d^2}{\frac{1}{4}\pi d^2 + \frac{1}{4}\pi(D^2-d^2)} = \frac{d^2}{d^2+3d^2} = \frac{1}{4} = 0'25$$

La compresión en la junta será,

$$F_j = F_i - (1-f_j)\,P$$

y nos dicen que, para un valor de carga axial doble de la carga axial máxima, la junta perderá la compresión, luego,

$$0 = F_i - (1-0'25)\times 2\times 155'565 \Rightarrow \boxed{F_i = 233'35\ N}$$ Precarga en cada tornillo

c) La calidad 4A conlleva $\rightarrow S_R = 34\ kg/mm^2,\ S_E = 20\ kg/mm^2$

Rosca cortada y bonificada $\rightarrow k_f = 3'8$

El límite de fatiga a vida infinita bajo carga axial es,

$$S_e = \frac{0'46\,S_R}{k_f} = \frac{0'46\times 34\times 9'81\cdot 10^6}{3'8} = 40'37\ MPa$$

A cortadura nos dicen que utilicemos el mismo valor.

Calculemos las tensiones que sufre un tornillo.

$$\left\{\begin{array}{l} F_{t\,máx} = F_i + f_j\,P_{t\,máx} = 233'35 + 0'25\times 155'565 = 272'24\ N \\ F_{t\,mín} = F_i + f_j\,P_{t\,mín} = 233'35 + 0'25\times \dfrac{196'2}{4} = 245'61\ N \end{array}\right. \Rightarrow$$

$$\left\{\begin{array}{l} \sigma_{máx} = \dfrac{F_{t\,máx}}{A_n} = \dfrac{272'24}{7'5\cdot 10^{-6}} = 36'3\ MPa \\ \sigma_{mín} = \dfrac{F_{t\,mín}}{A_n} = \dfrac{245'61}{7'5\cdot 10^{-6}} = 32'75\ MPa \end{array}\right. \Rightarrow \left\{\begin{array}{l} \sigma_m = 34'525\ MPa \\ \sigma_a = 1'775\ MPa \end{array}\right.$$

$$\left\{\begin{array}{l} H_{t\,máx} = \dfrac{196'2}{4} = 49'05\ N \\ H_{t\,mín} = -49'05\ N \end{array}\right. \Rightarrow \left\{\begin{array}{l} \tau_{máx} = \dfrac{H_{t\,máx}}{A_n} = \dfrac{49'05}{7'5\cdot 10^{-6}} = 6'54\ MPa \\ \tau_{mín} = \dfrac{H_{t\,mín}}{A_n} = -6'54\ MPa \end{array}\right. \Rightarrow$$

$$\left\{\begin{array}{l} \tau_m = 0 \\ \tau_a = 6'54\ MPa \end{array}\right.$$

Entonces, las tensiones normales equivalentes media y alternada valdrán,

$$\bar{\sigma}_m = \sigma_m = 34'525\ MPa$$

$$\bar{\sigma}_a = \sqrt{\sigma_a^2 + 3\tau_a^2} = \sqrt{1'775^2 + 3\times 6'54^2} = 11'47\ MPa$$

Aplicando el criterio de Goodman modificado tenemos,

$$\frac{\overline{\sigma_m}}{S_R} + \frac{\overline{\sigma_a}}{S_e} = \frac{1}{C_S}$$

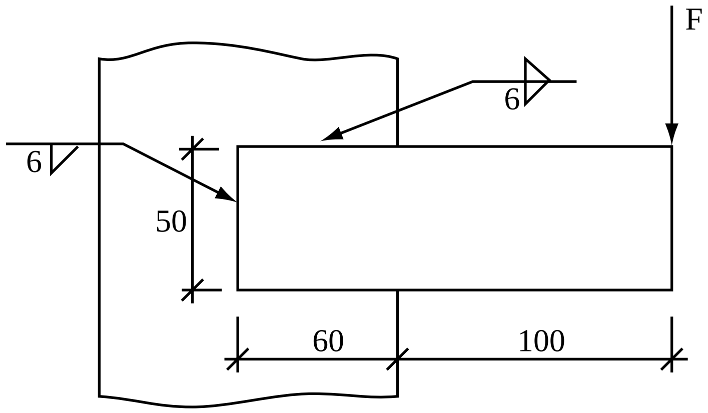
$$\frac{34'525}{34 \times 9'81} + \frac{11'47}{40'37} = \frac{1}{C_S} \longrightarrow \boxed{C_S = 2'58}$$ Coeficiente de seguridad a vida infinita

$$\frac{\overline{\sigma_m} + \overline{\sigma_a}}{S_E} = \frac{1}{C_S}$$

$$\frac{34'525 + 11'47}{20 \times 9'81} = \frac{1}{C_S} \rightarrow \underline{C_S = 4'26}$$ Coeficiente de seguridad a fluencia.

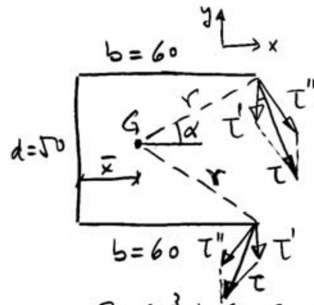
Examen de TECNOLOGIA DE MAQUINAS – Febrero 00
Nombre ...................................................................................................................

La barra horizontal que se muestra en la figura es una placa de acero AISI 1010 laminado en caliente, de 10 mm de espesor, y está soldada a un soporte mediante tres juntas de 6 mm. La barra está cargada en el extremo con una fuerza vertical F=2 KN.




Determinar los coeficientes de seguridad frente al fallo por fluencia:
a) De la soldadura.
b) De la placa.

a) Fallo en la soldadura.




$$A = \frac{h}{\sqrt{2}}(2b+d) = \frac{6}{\sqrt{2}}(2\times 60+50) = 721'25 \text{ mm}^2$$

$$\bar{x} = \frac{b^2}{2b+d} = \frac{60^2}{2\times 60+50} = 21'18 \text{ mm}$$

$$J_u = \frac{8b^3+6bd^2+d^3}{12} - \frac{b^4}{2b+d} =$$

$$= \frac{8\times 60^3+6\times 60\times 50^2+50^3}{12} - \frac{60^4}{2\times 60+50} = 153181'37 \text{ mm}^3$$

$$J = \frac{h}{\sqrt{2}} J_u = \frac{6}{\sqrt{2}} 153181'37 = 649893'52 \text{ mm}^4$$

$$\tau' = \frac{F}{A} = \frac{2000}{721'25\times 10^{-6}} = 2'77\cdot 10^6 \text{ Pa} = 2'77 \text{ MPa}$$

$$\tau'' = \frac{Mr}{J}$$

$$M = 2000\times(100+60-21'18)\times 10^{-3} = 277'64 \text{ Nm}$$

$$r = \sqrt{25^2+(60-21'18)^2} = 46'17 \text{ mm}$$

$$\tau'' = \frac{277'64\times 46'17\cdot 10^{-3}}{649893'52\times 10^{-12}} = 19'72\cdot 10^6 \text{ Pa} = 19'72 \text{ MPa}$$

$$\mathrm{tg}\,\alpha = \frac{25}{60-21'18} \Rightarrow \alpha = 32'78^\circ$$

$$\tau''_x = \tau''\,\mathrm{sen}\,\alpha = 19'72\times \mathrm{sen}\,32'78^\circ = 10'68 \text{ MPa}$$

$$\tau''_y = \tau''\cos\alpha = 19'72\times\cos 32'78^\circ = 16'58 \text{ MPa}$$

$$\tau_x = \tau''_x = 10'68 \text{ MPa}$$

$$\tau_y = \tau' + \tau''_y = 2'77+16'58 = 19'35 \text{ MPa}$$

$$\tau = \sqrt{\tau_x^2+\tau_y^2} = \sqrt{10'68^2+19'35^2} = \underline{22'1 \text{ MPa} = \tau}$$

El acero AISI 1010 laminado en caliente tiene,

$$S_u = 320 \text{ MPa} \; ; \; S_y = 180 \text{ MPa}$$

Utilizando el criterio de Von Mises,

$$S_{ys} = \frac{S_y}{\sqrt{3}} = \frac{180}{\sqrt{3}} = 103'92 \text{ MPa}$$

luego el coeficiente de seguridad es,

$$C_S = \frac{S_{ys}}{\tau} = \frac{103'92}{22'1} = \boxed{4'7 = C_S}$$

b) Fallo en la placa.

$$\sigma = \frac{Mc}{I}$$

$$M = 2000 \times 0'1 = 200 \text{ Nm}$$

$$c = 25 \text{ mm}$$

$$I = \frac{1}{12} 10 \times 50^3 = 104166'66 \text{ mm}^4$$

$$\sigma = \frac{200 \times 25 \cdot 10^{-3}}{104166'66 \cdot 10^{-12}} = 48 \cdot 10^6 \text{ Pa} = 48 \text{ MPa}$$

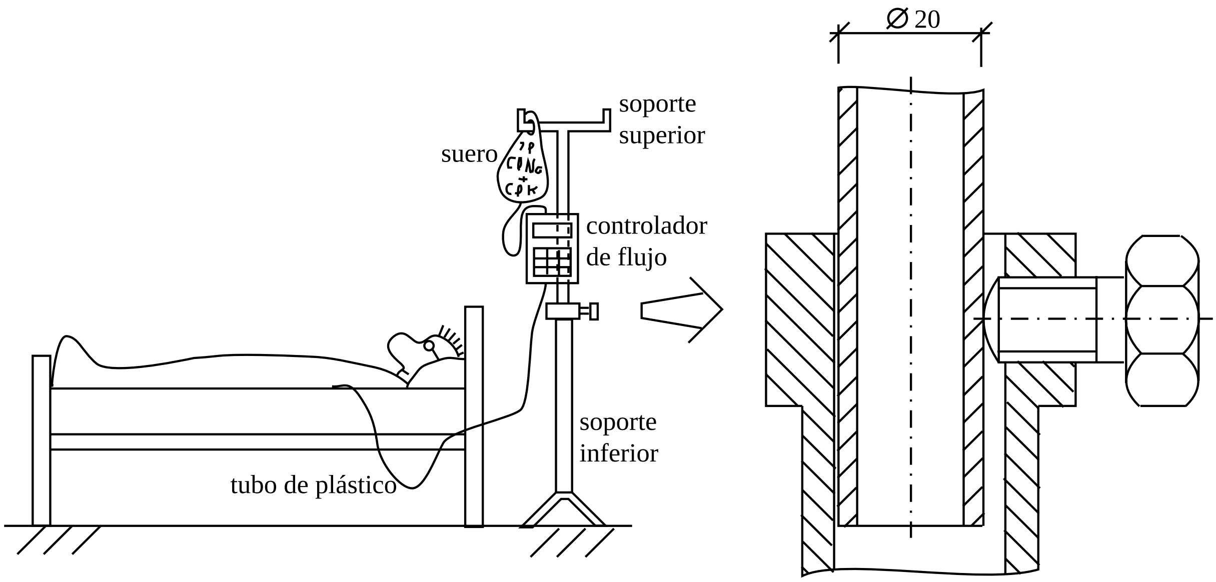
$$C_S = \frac{S_y}{\sigma} = \frac{180}{48} = \boxed{3'75 = C_S}$$

Así que, en este caso, está más cerca del fallo la placa que la soldadura.

Examen de TECNOLOGIA DE MAQUINAS – Septiembre 00
Nombre ........................................................................................................

La figura muestra un sistema de administración de suero de los empleados en los hospitales. El sistema consta de un soporte que mantiene la bolsa de suero en posición elevada, y de un dispositivo electrónico que controla el caudal suministrado al paciente. La altura del suero puede regularse introduciendo más o menos la parte superior del soporte en la inferior. Una vez situado el suero a la altura deseada, la posición relativa entre ambas partes del soporte se fija mediante un tornillo que, al ser apretado manualmente, presiona el tubo del soporte superior contra la cara interior del soporte inferior.

El peso del controlador de flujo es de unos 4 Kg, mientras que la parte superior del soporte pesa 2 Kg aproximadamente, y la bolsa de suero nunca supera 1 Kg. Sabiendo que el rozamiento entre todas las superficies puede estimarse en 0.2, determinar el par de apriete necesario en el tornillo (M6) para que la sujeción sea firme, con un coeficiente de seguridad 2. ¿Es preciso que se produzca autorretención en la rosca? ¿Se produce en este caso?




Para lograr un buen contacto superficial entre el tubo del soporte superior y la cabeza del tornillo, ésta posee una curvatura cuyo radio es de 50 mm. Determinar la forma y dimensiones del área de contacto que se producirá al apretar el tornillo contra el tubo del soporte superior, sabiendo que ambos están fabricados en acero común, cuyas propiedades físicas son: módulo elástico $E$=207 GPa, módulo de Poisson $\nu$=0.292, dureza Brinell $H$=100. Calcular también la presión máxima que se alcanzará en dicho contacto. ¿Se trata de una presión muy elevada? ¿Qué puede ocurrir como resultado de tal presión? ¿Qué soluciones pueden proponerse para aliviar este problema?


El equilibrio del soporte superior implica,

$$G_s \times Q = 2\mu N$$

$$2 \times 7 = 2 \times 0'2 \times N \Rightarrow \underline{N = 35 \text{ kg}}$$

El tornillo es M6, luego, $p = 1$mm, $d = 4'7$ mm.

$$tg\,\alpha = \frac{p}{\pi d} = \frac{1}{\pi \cdot 4'7} \Rightarrow \alpha = 3'87^\circ$$

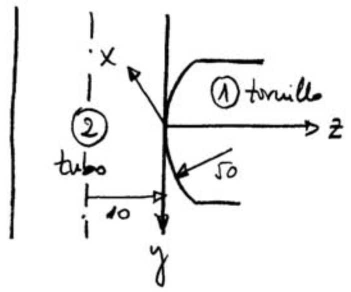
$$tg\,\varphi = 0'2 \Rightarrow \varphi = 11'31^\circ$$

El par de apriete necesario,

$$M = tg(\alpha + \varphi)\, N \frac{d}{2} = tg(3'87 + 11'31)\, 35\, \frac{4'7}{2} = \boxed{22'316 \text{ Kg mm} = M}$$

<u>La autorretención es necesaria</u> para que no se afloje el tornillo por sí solo. <u>En este caso se produce autorretención</u>, ya que

$$\varphi = 11'31^\circ > \alpha = 3'87^\circ$$




$$A = \frac{1}{2\rho_{x1}} + \frac{1}{2\rho_{x2}} = \frac{1}{2 \times 0'05} + \frac{1}{2 \times 0'01} = 60$$

$$B = \frac{1}{2\rho_{y1}} + \frac{1}{2\rho_{y2}} = \frac{1}{2 \times 0'05} + \frac{1}{2 \times \infty} = 10$$

$$\cos\theta = \frac{B - A}{B + A} = \frac{10 - 60}{10 + 60} = -\frac{50}{70} = -0'7143$$

$\theta \simeq 45^\circ$. El signo negativo indica que el eje mayor de la elipse de contacto se producirá en el eje "y".

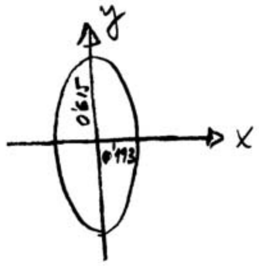
$$\theta = 45^\circ \Rightarrow \begin{cases} m = 1'926 \\ n = 0'604 \end{cases}$$

$$k_1 = k_2 = \frac{1 - \nu^2}{\pi E} = \frac{1 - 0'292^2}{\pi \times 207 \cdot 10^9} = 1'4066 \cdot 10^{-12}$$

$$a = 1'926 \sqrt[3]{\frac{3\pi \times 35 \times 9'81}{4} \left( \frac{2 \times 1'4066 \cdot 10^{-12}}{60 + 10} \right)} = 6'15 \cdot 10^{-4} \text{ m} = 0'615 \text{ mm}$$

$$b = 0'604 \sqrt[3]{\frac{3\pi \times 35 \times 9'81}{4} \left( \frac{2 \times 1'4066 \cdot 10^{-12}}{60 + 10} \right)} = 1'93 \cdot 10^{-4} \text{ m} = 0'193 \text{ mm}$$

La zona de contacto será pues,




La presión máxima de contacto se producirá en el centro de la elipse de contacto, y valdrá,

$$q_0 = \frac{3}{2}\frac{P}{\pi ab} = \frac{3}{2}\frac{35\times 9'81}{\pi\times 0'615\times 0'193\times 10^{-6}} =$$

$$= 1'381\cdot 10^{9}\ Pa = \underline{1'381\ GPa = q_0}$$

La dureza Brinell es de 100 MPa y la resistencia a fatiga para $10^8$ ciclos resulta,

$$S_c = 2'76\ H_B - 70 = 2'76\times 100 - 70 = 206\ MPa$$

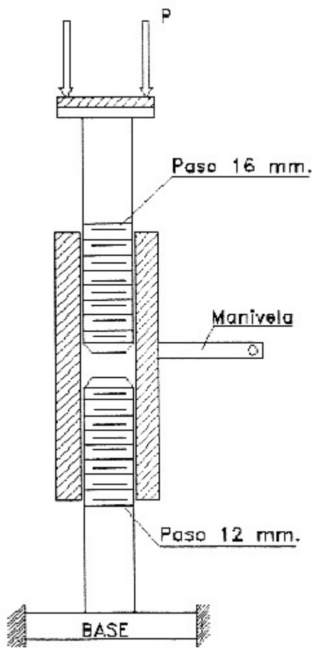
Luego, efectivamente, la presión máxima es muy elevada. Lo que ocurrirá es que se producirán muescas en la cara del tubo y en la cabeza del tornillo, ya que el material se aplastará en la zona de contacto.

Las soluciones posibles son:

- Aumentar los radios de curvatura de los elementos en contacto.
- Utilizar un material de mayor dureza (H mayor).
- Utilizar una material más flexible (E menor).

Examen de TECNOLOGIA DE MAQUINAS – Febrero 07
Nombre..........................................................................................................

La figura muestra un gato de tornillo. En su utilización, ninguno de los tornillos gira, ya que el tornillo inferior se fija al suelo, y el superior se fija a la carga a elevar, que tendrá impedido el giro. Los tornillos son de rosca cuadrada, con diámetro 50 mm, y los pasos indicados en la figura. El coeficiente de rozamiento entre la tuerca (elemento donde va unida la manivela) y los tornillos es de 0.15.




Si la carga es de 15000 N, determinar el par que será necesario aplicar a la tuerca mediante la manivela para elevar la carga.

$$tg\,\alpha_i = \frac{p_i}{\pi d} = \frac{12}{\pi \times 50} = 0'0764 \longrightarrow \alpha_i = 4'37°$$

$$tg\,\alpha_s = \frac{p_s}{\pi d} = \frac{16}{\pi \times 50} = 0'1019 \longrightarrow \alpha_s = 5'82°$$

$$\mu = 0'15 = tg\,\varphi \rightarrow \varphi = 8'53°$$

– Tornillo inferior: bajar la carga.

$$M_i = W\frac{d}{2}\,tg(\varphi - \alpha_i) = 15000 \times \frac{0'05}{2}\,tg(8'53 - 4'37) = 27'275 \text{ Nm}$$

– Tornillo superior: subir la carga.

$$M_s = W\frac{d}{2}\,tg(\alpha_s + \varphi) = 15000 \times \frac{0'05}{2}\,tg(5'82 + 8'53) = 95'935 \text{ Nm}$$

– Par total total a aplicar para elevar la carga:

$$M = M_i + M_s = 27'275 + 95'935 = \boxed{123'21 \text{ Nm} = M}$$

Examen de TECNOLOGIA DE MAQUINAS – Septiembre 08
Nombre.....................................................................................................

Una unión atornillada, con cuatro tornillos, soporta una carga axial exterior que varía entre 0 y 1600 kg. Los tornillos son de calidad 6E, con rosca cortada y con tratamiento de normalizado. Pieza y tornillos son del mismo material. El diámetro de la junta puede suponerse doble que el del tornillo.

a) Calcular la precarga, en kg, que es necesario proporcionar a la junta, para que el coeficiente de seguridad de los tornillos frente al fallo por fluencia sea el mismo que frente al fallo por fatiga a vida infinita.

b) Calcular la precarga mínima necesaria, en kg, para que la junta se mantenga apretada en todo momento.

c) Comprobar si la precarga obtenida en el primer apartado es suficiente para que la junta se encuentre apretada en todo momento. Dibujar una gráfica que muestre la carga en el tornillo frente a la carga exterior con esa precarga.

d) Si se proporciona a la junta una precarga igual a la mínima necesaria (calculada en el segundo apartado) incrementada en un 20%, seleccionar la métrica de los tornillos para que el menor coeficiente de seguridad (el que sea menor entre el estático y el de fatiga) sea de 2.

e) Determinar el par de apriete, en kg·mm, que será preciso aplicar a cada tornillo de la métrica obtenida en el apartado anterior, para conseguir la precarga correspondiente. El diámetro medio de la parte de la cabeza del tornillo que roza contra la pieza puede suponerse 1.25 veces el diámetro del tornillo. Los coeficientes de rozamiento entre roscas y entre cabezas de tornillo y pieza pueden suponerse de valor 0.15.

a) Carga por tornillo, $P = 0 \div 400$ kg

Calidad 6E $\begin{cases} S_u = 60 \text{ kg/mm}^2 \\ S_y = 36 \text{ kg/mm}^2 \end{cases}$

Rosca cortada, normalizado: $K_f = 2'8$

Factor de junta:

$$f_j = \frac{k_t}{k_t + k_j} = \frac{\frac{E_t A_t}{L_t}}{\frac{E_t A_t}{L_t} + \frac{E_j A_j}{L_j}} = \frac{A_t}{A_t + A_j} = \frac{\frac{\pi d_t^2}{4}}{\frac{\pi d_t^2}{4} + \frac{\pi (d_j^2 - d_t^2)}{4}} =$$

$$= \frac{d_t^2}{d_t^2 + (4d_t^2 - d_t^2)} = 0'25$$

dado que tornillos y pieza son del mismo material, $E_t = E_j$.

$$\begin{cases} F_{t\,máx} = F_i + f_j P_{máx} = F_i + 0'25 \times 400 = F_i + 100 \\ F_{t\,mín} = F_i + f_j P_{mín} = F_i \end{cases}$$

$$\begin{cases} \sigma_{t\,máx} = \frac{F_{t\,máx}}{A_t} = \frac{F_i + 100}{A_t} \\ \sigma_{t\,mín} = \frac{F_i}{A_t} \end{cases} \Rightarrow \begin{cases} \sigma_{tm} = \frac{\sigma_{t\,máx} + \sigma_{t\,mín}}{2} = \frac{F_i + 50}{A_t} \\ \sigma_{ta} = \frac{\sigma_{t\,máx} - \sigma_{t\,mín}}{2} = \frac{50}{A_t} \end{cases}$$

Fluencia: $\frac{\sigma_{t\,máx}}{S_y} = \frac{1}{C_s} \Rightarrow \frac{F_i + 100}{A_t S_y} = \frac{1}{C_s}$ (1)

Fatiga (vida infinita): $\frac{\sigma_{tm}}{S_u} + \frac{\sigma_{ta}}{S_e} = \frac{1}{C_s}$

$$S_e = \frac{0'46\, S_u}{K_f} = \frac{0'46 \times 60}{2'8} = 9'85 \text{ kg/mm}^2$$

$$\frac{F_i + 50}{A_t S_u} + \frac{50}{A_t S_e} = \frac{1}{C_s} \quad (2)$$

Igualando (1) y (2),

$$\frac{F_i+100}{\cancel{A_t}\, S_y} = \frac{F_i+50}{\cancel{A_t}\, S_u} + \frac{50}{\cancel{A_t}\, S_e} \quad ; \quad \frac{F_i+100}{36} = \frac{F_i+50}{60} + \frac{50}{9'85}$$

$\boxed{F_i = 281'85 \text{ kg}}$ Esta es la precarga que da lugar a igual coeficiente de seguridad estático y a fatiga.

b) La carga en la junta es,

$F_j = F_i - (1-f_j)\,P$ , y su valor mínimo será,

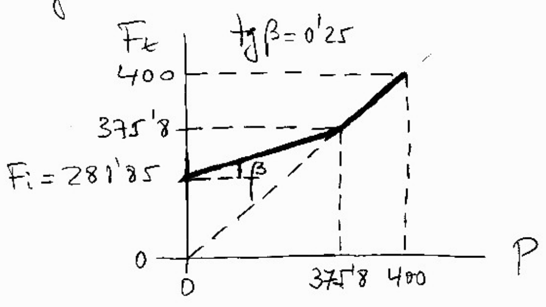
$F_{j\,mín} = F_i - (1-f_j)\,P_{máx} = F_i - 0'75 \times 400 = F_i - 300$

Entonces, para que la junta esté apretada en todo momento, la precarga tendrá que valer, al menos,

$F_{j\,mín} = 0 = F_i - 300 \Rightarrow \boxed{F_i = 300 \text{ kg}}$

c) Dado que la precarga obtenida en el primer apartado, $F_i = 281'85$ kg, es inferior a la precarga mínima necesaria para asegurar que la junta esté apretada en todo momento, $F_i = 300$ kg, se puede afirmar que la precarga obtenida en el primer apartado NO es suficiente para mantener la junta apretada en todo momento.

La carga del tornillo sería, si $F_i = 281'85$ kg




$F_j = F_i - (1-f_j)\,P = 0$

$281'85 - 0'75\,P = 0$

$P = 375'8$ kg

d) $F_i = 300 \times 1'2 = 360$ kg

Con esta precarga, los coeficientes de seguridad serían,

Fluencia: $C_s = \dfrac{A_t\, S_y}{F_i + 100} = \dfrac{A_t \times 36}{360 + 100} = 2 \rightarrow A_t = 25'56 \text{ mm}^2$

Fatiga: $C_s = \dfrac{1}{\dfrac{F_i + 50}{A_t\, S_u} + \dfrac{50}{A_t\, S_e}} = \dfrac{1}{\dfrac{360+50}{A_t \times 60} + \dfrac{50}{A_t \times 9'85}} = 2 \longrightarrow$

$\longrightarrow A_t = 23'82 \text{ mm}^2$

Hace falta, por tanto, una sección mínima de $25'56 \text{ mm}^2$.
La más próxima es:

$$\boxed{M8 \ (A_t = 31'9 \text{ mm}^2)}$$

e) $M = F_i \dfrac{d_t}{2} \, tg(\alpha + \varphi) + \mu_e F_i \dfrac{d_e}{2}$ ; $F_i = 360$ kg

$M8 \longrightarrow d_t = 6'38$ mm , $p_t = 1'25$ mm

$tg\,\alpha = \dfrac{p_t}{\pi d_t} = \dfrac{1'25}{\pi \times 6'38} \Rightarrow \alpha = 3'57°$

$tg\,\varphi = \mu = 0'15 \Rightarrow \varphi = 8'53°$

$\mu_e = 0'15$

$d_e = 1'25\, d_t = 1'25 \times 6'38 = 7'975$ mm

$M = 360 \dfrac{6'38}{2} \, tg(3'57° + 8'53°) + 0'15 \times 360 \times \dfrac{7'975}{2} =$

$= \boxed{461'52 \text{ kg} \cdot \text{mm} = M}$