Ejercicio propuesto del tema 4: Análisis de fatiga con tensiones uniaxiales alternas

ENUNCIADO:

Evaluar la duración (en número de ciclos) del eje giratorio que se muestra cargado en la Figura 1. Se fabricará de acero F-1140 (σ_u=570 MPa, σ_{yp}=310 MPa y dureza HB=163) acabado con mecanizado superficial. El eje se sabe que trabajará a temperatura ambiente, y con un funcionamiento muy suave, girando a 300 rpm. La fiabilidad que se requiere es de R=95%. Se puede despreciar el efecto del esfuerzo cortante en el eje.
Si el valor de la carga aplicada P fuera el doble, ¿el método de cálculo a fatiga utilizado sería el más adecuado?

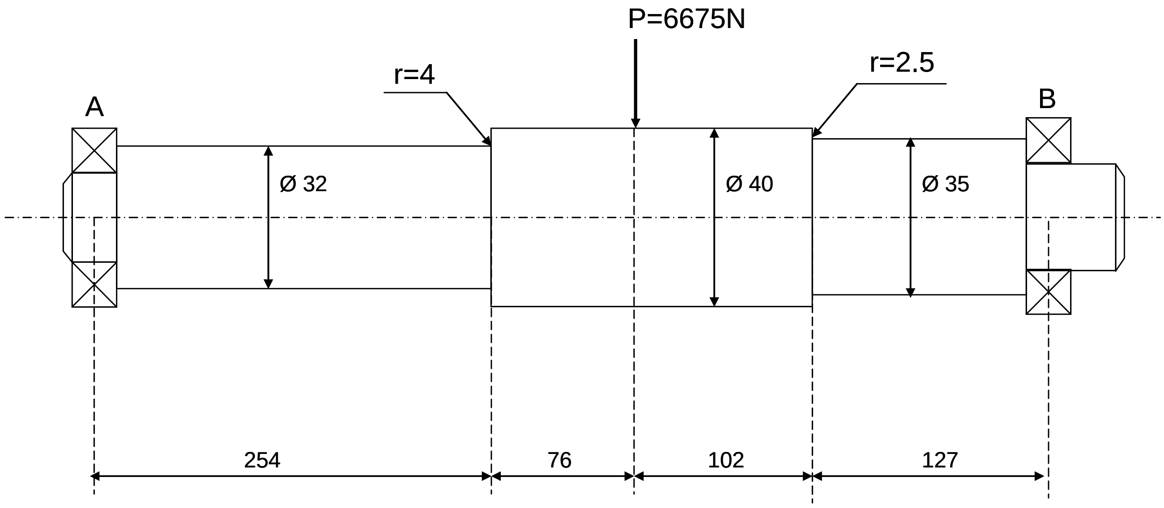
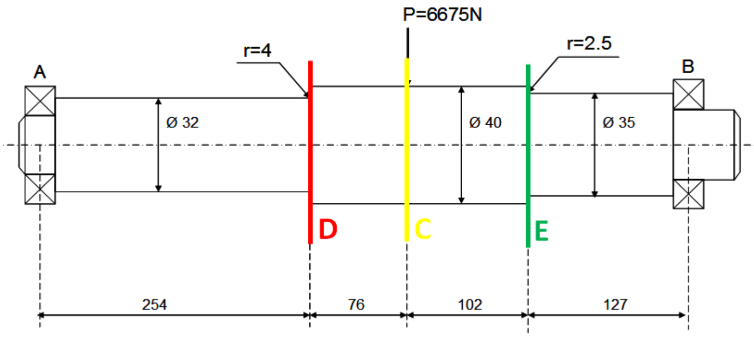


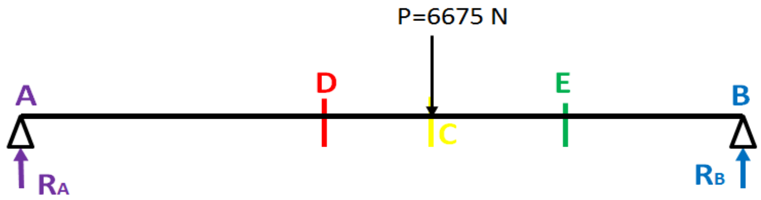
Figura 1. Eje biapoyado.

SOLUCIÓN:

Como se observa en la figura, el eje consta de varias secciones y el primer paso a dar es referenciar aquellas que son potencialmente críticas a fatiga. Así, se consideran las secciones C, D y E.



Una vez referenciadas las distintas secciones, se procederá a seleccionar la sección más crítica. Para ello, se calculan las reacciones en los apoyos:



Realizando equilibrio de fuerzas y momentos:

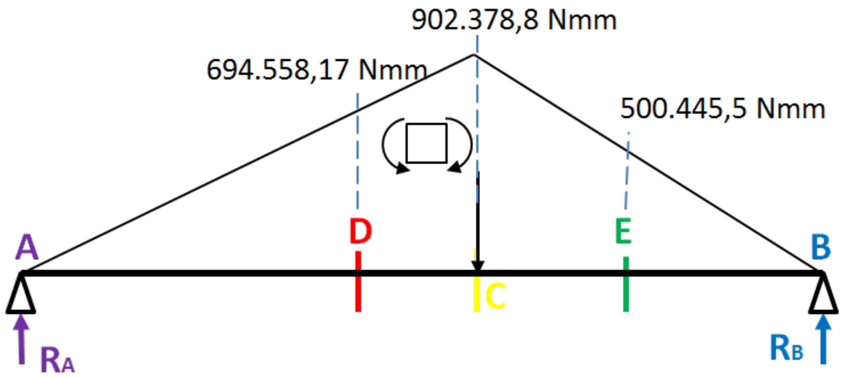
$$\sum F_y = 0\,;\ R_A + R_B = 6675N$$

$$\sum M_A = 0\,;\ 6675\,(254+76) = R_B\,(254+76+102+127)$$

$$R_A = 3940{,}52N$$

$$R_B = 2734{,}48N$$

Una vez calculadas las reacciones en los apoyos, se procederá a obtener los momentos flectores asociados a cada sección.



El siguiente paso será el cálculo de las tensiones en cada una de las secciones analizadas.

$$\sigma_C = \frac{M_C \cdot r_C}{I_C} = \frac{902.378{,}8 \cdot 20}{\frac{\pi}{4} \cdot 20^4} = 143{,}61\ MPa$$

$$\sigma_D = \frac{M_D \cdot r_D}{I_D} = \frac{694.558{,}1 \cdot 16}{\frac{\pi}{4} \cdot 16^4} = 215{,}9\ MPa$$

$$\sigma_E = \frac{M_E \cdot r_E}{I_E} = \frac{500.445{,}9 \cdot 17{,}5}{\frac{\pi}{4} \cdot 17{,}5^4} = 118{,}89\ MPa$$

A nivel de tensión nominal la sección D es la más solicitada, y además, en las secciones D y E se da una concentración de tensiones, debida a los cambios de diámetro. Es importante destacar que la concentración de tensiones va a ser diferente para estas secciones D y E, debido a las diferencias existentes en los diámetros y los radios de acuerdo. Se van a calcular los coeficientes de concentración de tensiones (K_f) para ambas secciones:

Sección	***Parámetros geométricos***	K_t	q	K_f
	Se obtiene de los diagramas del libro *"Peterson's Stress Concentration Factors"* W. D. Pilkey, D. F. Pilkey ISBN: 978-0-470-04824-5		Se obtiene del diagrama de la Figura 17.	$K_f=1+q(K_t-1)$
D	r/d/=4/32=0,125 D/d=40/32=1,25	1,56	0,9	1,504
E	r/d/=4/32=0,125 D/d=40/32=1,25	1,7	0,85	1,595

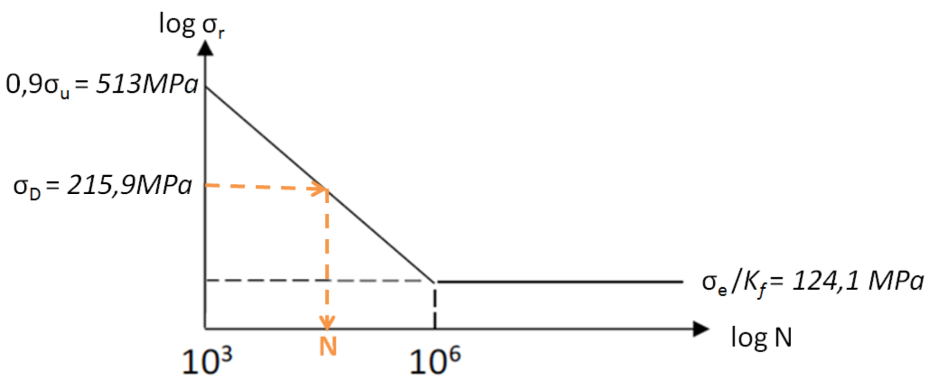
Las secciones D y E tienen valores de K_f similares, mientras que la tensión nominal en D es notablemente superior a la existente en E y C. Por tanto, se tomará D como la sección crítica.

Una vez seleccionada la sección más crítica, se procederá al cálculo del número de ciclos que aguanta. Para ello, primeramente se calculará el límite de fatiga, σ_e.

$$\sigma_e = C_s \cdot C_d \cdot C_t \cdot C_f \cdot C_m \cdot C_j \cdot C_k \cdot C_T \cdot C_w \cdot C_v \cdot \ldots \cdot \sigma'_e$$

$$\sigma'_e = 0{,}5 \cdot \sigma_u = 0{,}5 \cdot 570\ Mpa = 285\ MPa$$

$$\sigma_e = C_s \cdot C_d \cdot C_t \cdot C_f \cdot C_k \cdot C_T \cdot \sigma'_e = 0{,}85 \cdot 0{,}9 \cdot 1 \cdot [1-(0{,}08 \cdot 1{,}8)] \cdot 1 \cdot 1 \cdot 285 = 186{,}63\ Mpa$$



Aplicando la semejanza de triángulos del diagrama de Basquin, se calculará la N que representa el número de ciclos que aguantará el punto más crítico de la sección D.

$$\frac{log(0.9\sigma_u) - log(\sigma_e/k_f)}{log10^6 - log10^3} = \frac{log(0.9\sigma_u) - log\sigma_r}{logN - log10^3}$$

$\log N - 3 = 1{,}829485 \rightarrow N = 67528\ ciclos$

- Si el valor de la carga aplicada P fuera el doble, ¿el método de cálculo a fatiga utilizado sería el más adecuado?

$Si\ P' = 2 \cdot P = 13350\ N$

$$\sigma'_D = 2\sigma_D = 431{,}8\ MPa > \sigma_{yp} = se\ debería\ de\ trabajar\ con\ deformaciones$$

Si $\sigma_r > \sigma_{yp}$ $el\ presente\ método\ no\ es\ fiable.$