

4.3.11 Diseño de Eje

$W_{eje} := 404.3$	N	Peso del eje
$F_{Cpiston} := 7300$	N	Fuerza que ejerce el pistón
$F_{Cy} := 7322.5$	N	Fuerza aplicada a la biela del eje
$F_{Dtra} := 138$	N	Fuerza transversal que soporta la uña
$TC := 1095000$	Nmm	Torque producido por la fuerza del pistón
$F_{By} := 906$	N	Fuerza de que resulta de la combinación del peso de uña y el peso de las varillas
$F_{Dy} := F_{By}$	N	
$M_{FBy} := 547500$	Nmm	Momento que resulta de la fuerza F_{By}
$M_{FDy} := M_{FBy}$		
$M_{FDtra} := 90390$	Nmm	Momento producido por la fuerza transversal F_{Dtra} o F_{Btra}

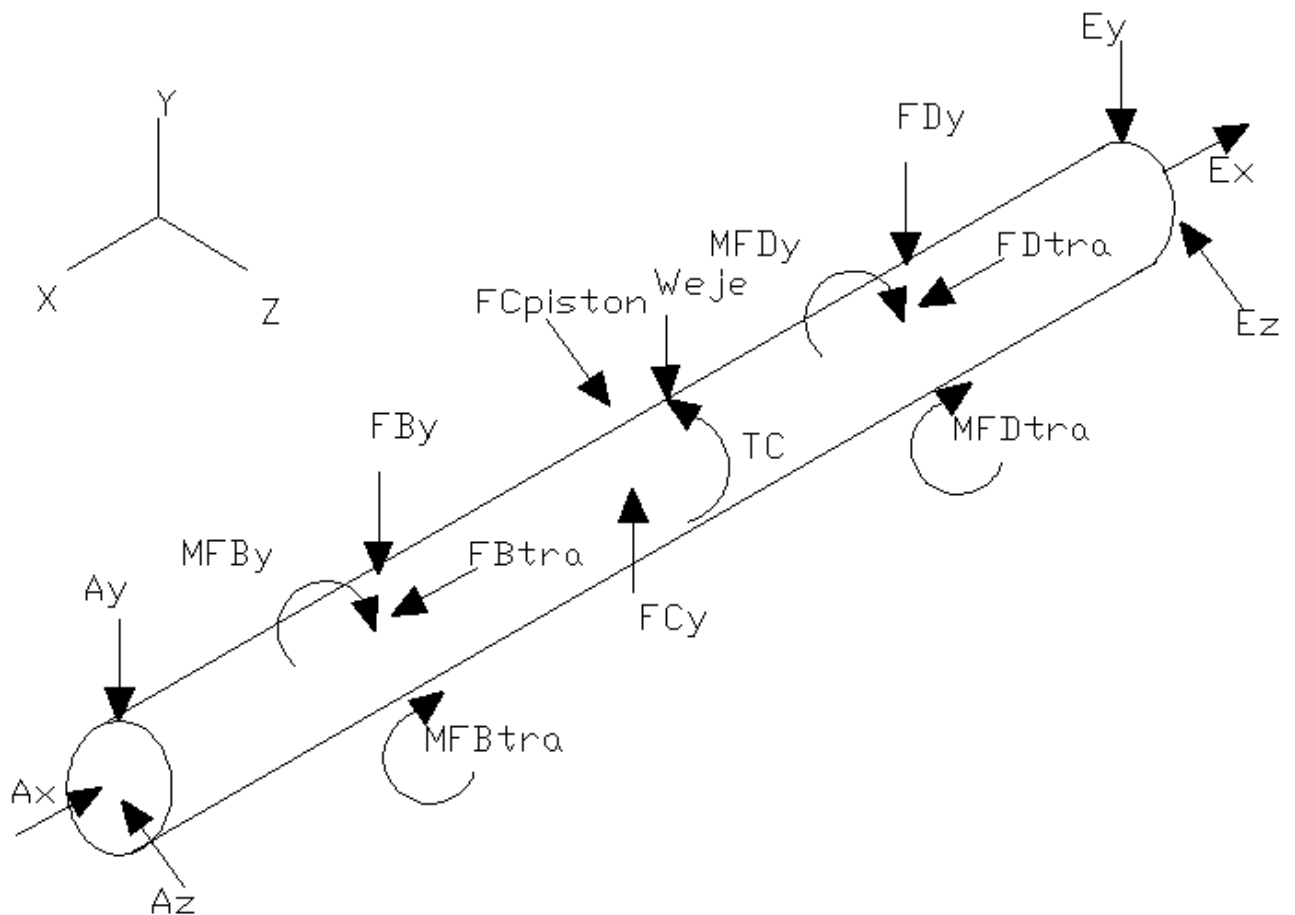


Figura 4.79 DCL del eje

Esquema del sistema de fuerzas que actúan en el eje

Sumatoria de fuerzas en el eje X

$$2 \cdot FDtra - Ax - Ex := 0$$

$$Ax := Ex$$

$$2 \cdot Fxtra - 2 \cdot Ax := 0$$

$$Fxtra := Ax$$

$$Ax := 138 \text{ N}$$

$$Ex := 138 \text{ N}$$

Sumatoria de fuerzas en el eje y

$$-Ay - Ey - 2 \cdot FBy + FCy - 404.3 = 0$$

Sumatoria de fuerzas en el eje z

$$FCpiston - Az - Ez := 0$$

Diagrama de fuerzas para los planos horizontal y vertical, para simplificar la sumatoria de momentos

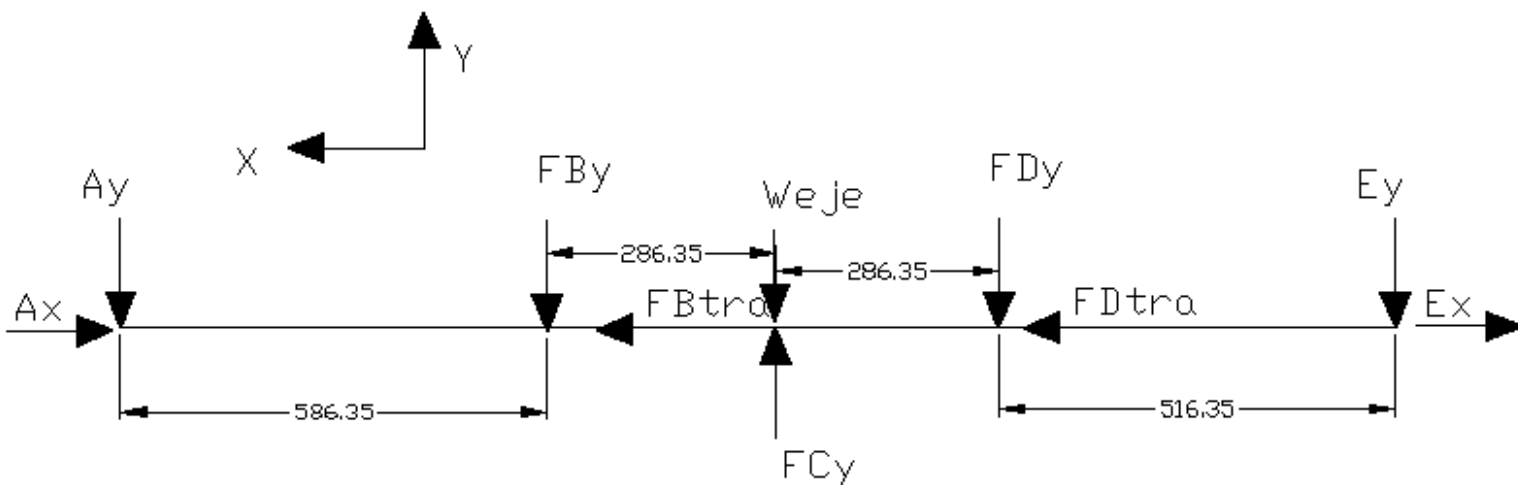


Figura 4.80 DCL del eje plano XY

Sumatoria de momentos en el extremo A del eje para el plano XY

$$906 \cdot 586.35 - 7322 \cdot 872.7 + 906 \cdot 1159.05 + E_y \cdot 1675.4 - 404.3 \cdot 872.7$$

$$E_y := \frac{(906 \cdot 586.35 - 7322 \cdot 872.7 + 906 \cdot 1159.05) - 404.3 \cdot 872.7}{-1675.4}$$

$$E_y = 3.081 \times 10^3 \text{ N}$$

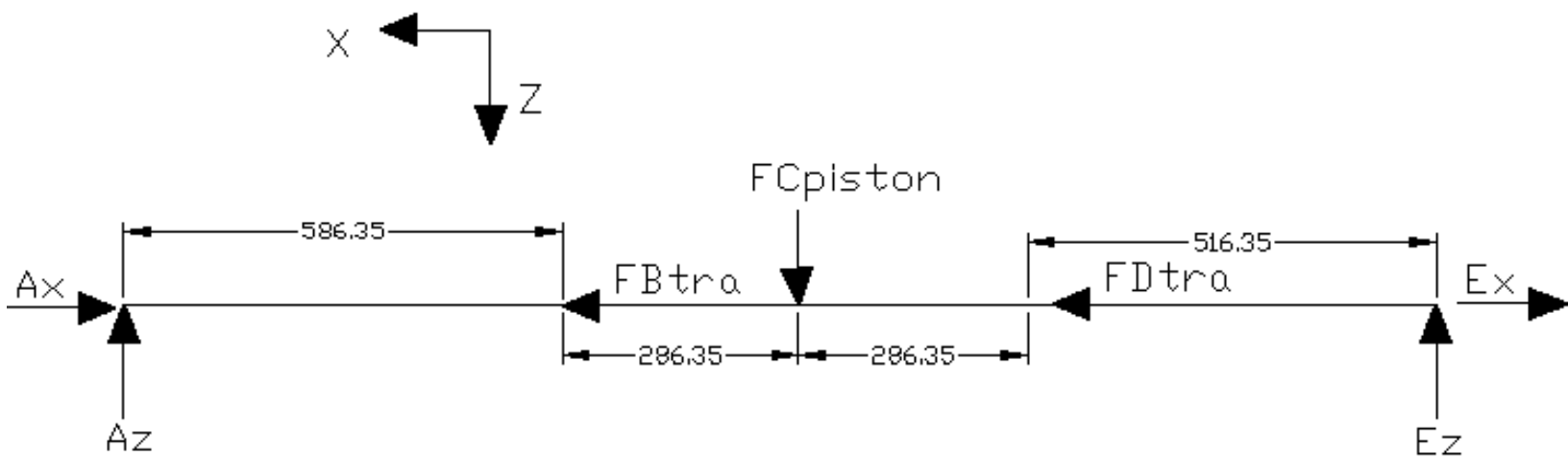


Figura 4.81 DCL del eje xz

Sumatoria de momentos en el extremo A del eje para el plano XZ

$$7300 \cdot 872.7 - 1675 \cdot E_z = 0$$

$$E_z := \frac{7300 \cdot 872.7}{1675.4}$$

$$E_z = 3.803 \times 10^3 \text{ N}$$

$$A_y := -E_y + F_{Cy} - 2F_{By} - 404.3$$

$$A_y := -3081 + 7322.5 - 2 \cdot 906 - 404.3$$

$$A_y = 2.025 \times 10^3 \text{ N}$$

$$F_{Cpiston} - A_z - E_z := 0$$

$$A_z := 7300 - 3803$$

$$A_z = 3.497 \times 10^3 \quad \text{N}$$

Diagramas de carga, corte y momento del eje para los planos horizontal y vertical

Plano xy

Diagrama de fuerzas

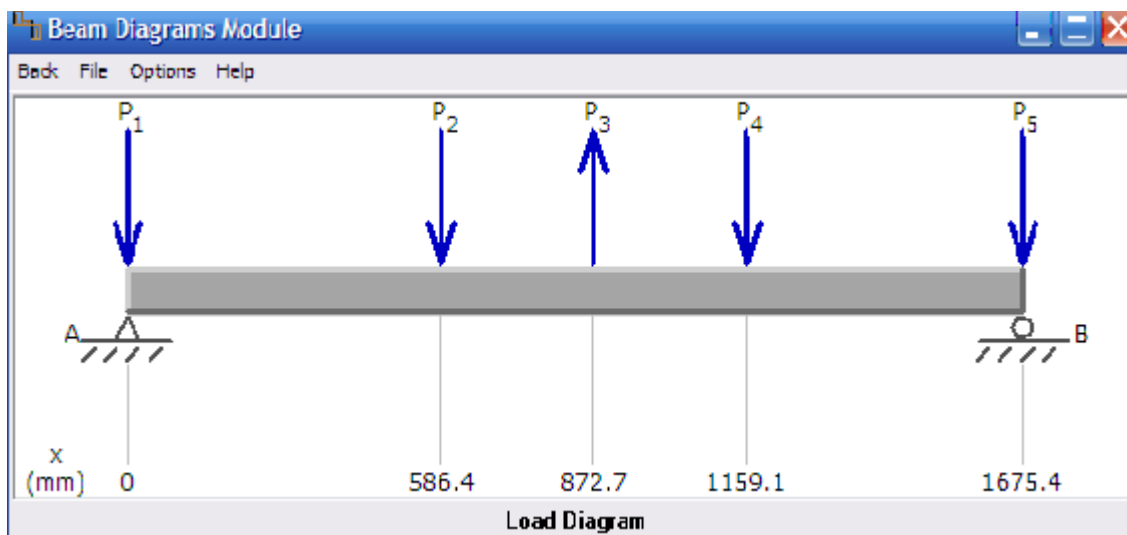


Diagrama de fuerza cortante

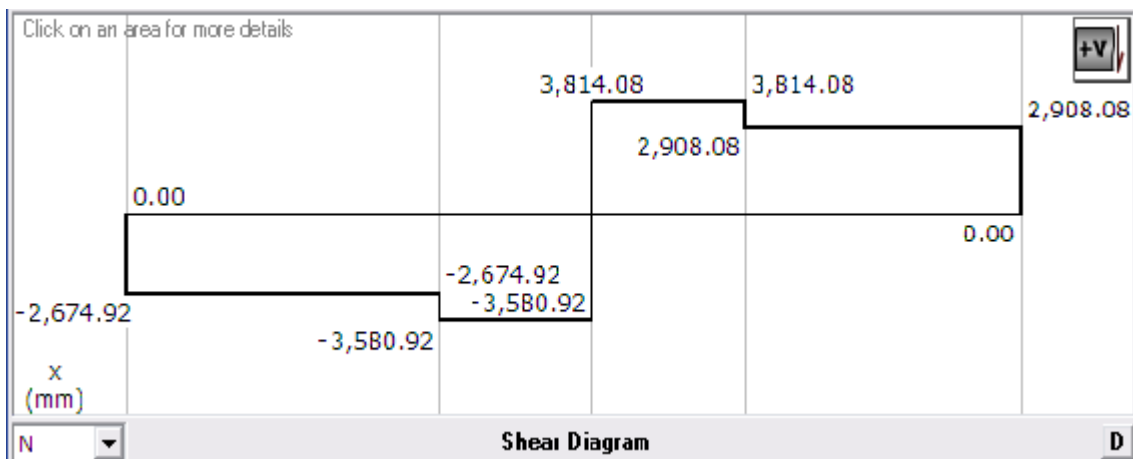


Diagrama Momento flector

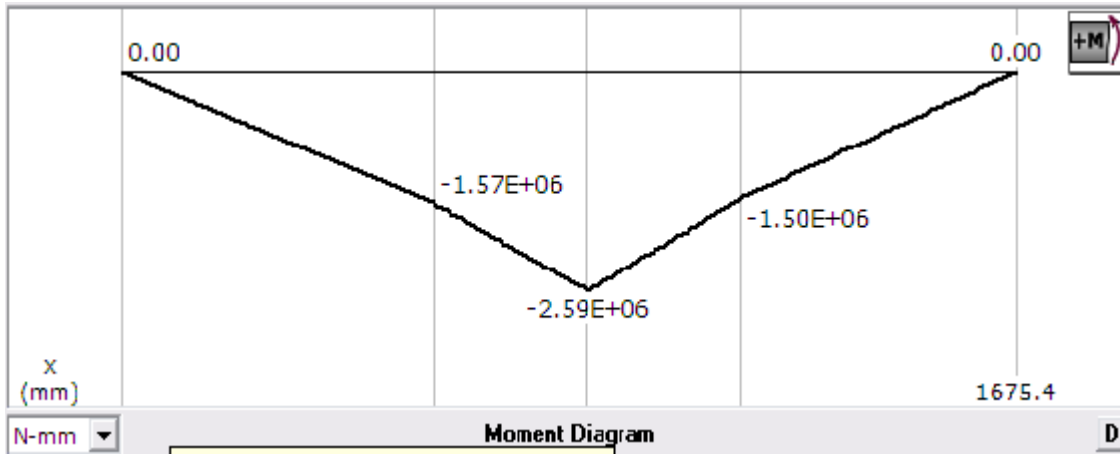


Figura 4.82 Diagrama de carga, corte y momento del eje para plano XY

Plano zy

Diagrama de fuerzas

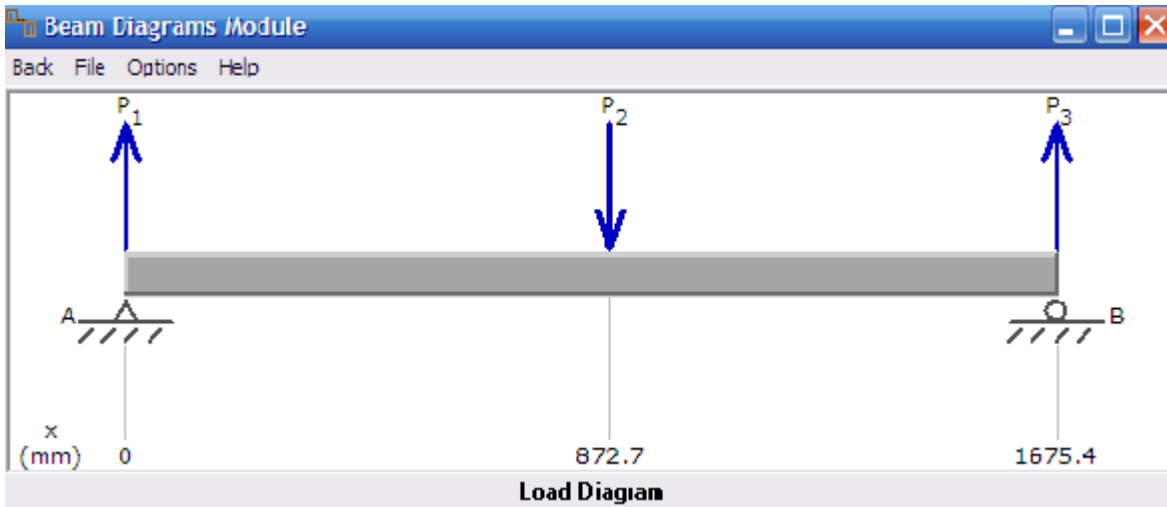


Diagrama de fuerza cortante

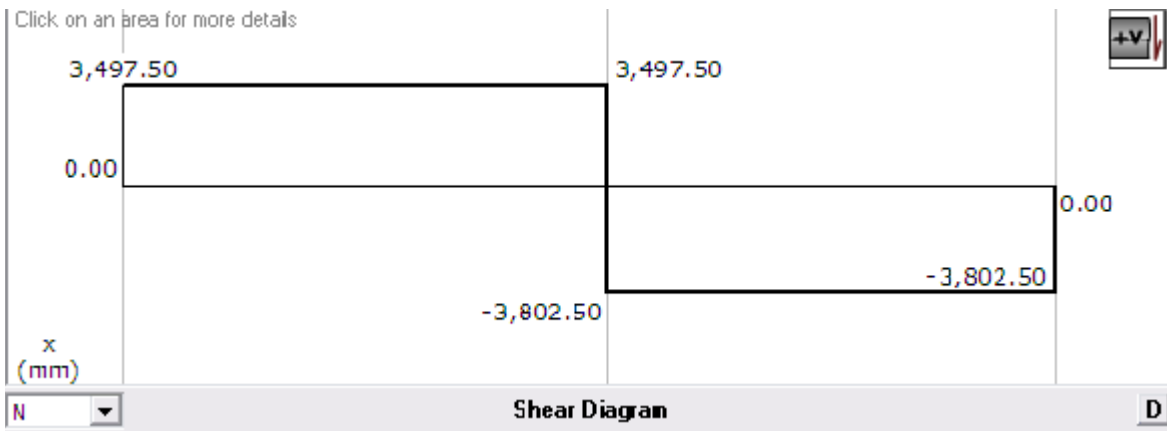


Diagrama de momento Flector

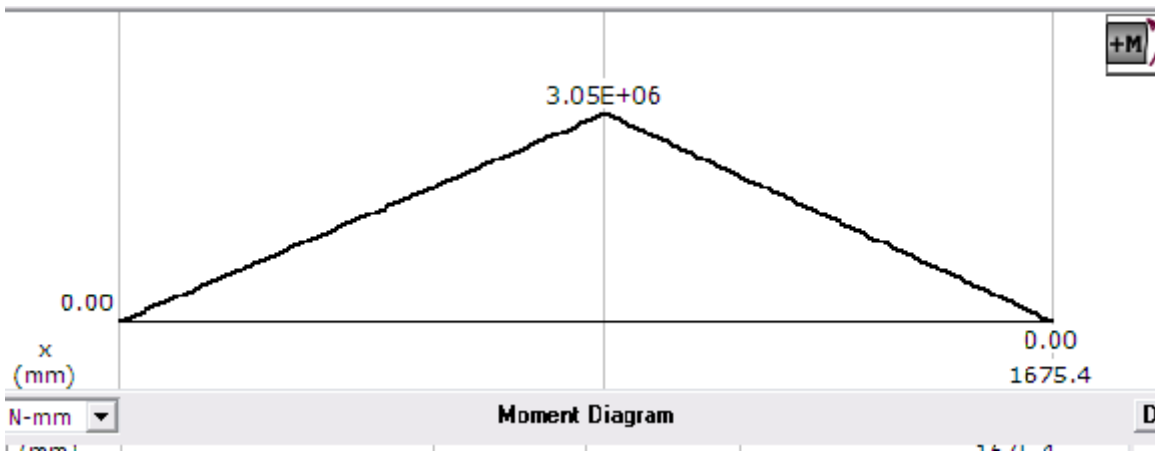


Figura 4.83 Diagrama de carga, corte y momento de eje para plano XZ

El caso de esfuerzo más crítico en vigas es el esfuerzo flector máximo el cual se produce cuando el momento flector es máximo.

Momento en la sección B

$$M_B := \sqrt{2050935.03^2 + 1568410.25^2}$$

$$M_B = 2.582 \times 10^6 \quad \text{Nmm}$$

Momento en la sección C es la crítica

$$MC_{\max} := \sqrt{3052530.06^2 + 2593792.15^2}$$

$$MC_{\max} = 4.006 \times 10^6 \quad \text{Nmm}$$

Momento en la sección D

$$MD := \sqrt{1963770.09^2 + 1501444.21^2}$$

$$MD = 2.472 \times 10^6 \quad \text{Nmm}$$

De los diagramas se obtienen los momentos flexionantes, donde el máximo se encuentra en la sección B, el cual es la suma vectorial de los momentos en cada plano. Así mismo se observa que en esta sección existe un torque TC de 1095000 Nmm

Material del eje acero SAE 4140

El acero SAE 4140 se lo utiliza en la fabricación de flechas y partes de maquinaria, a este acero se lo encuentra en el mercado nacional en las dimensiones especificadas. Anexo

Propiedades físicas

$S_{yp} := 520$ MPa Limite de fluencia

$S_u := 790$ MPa Limite de rotura

Catalogo de Ivan Bohman

4.3.1.1 Diseño de eje sujeta a cargas fluctuantes basada en la teoría de falla de cortante máximo

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

Esfuerzo cortante máximo de una flecha solida sujeta a carga estable de torsión y flexión estáticamente combinadas

Aaron Deutschman Ec 6-14

D := 60 mm Diámetro del eje

donde

$$\sigma_x := \frac{32MC_{max}}{\pi D^3} \quad \text{Aaron Deutschman Ec 7-1}$$

$$\sigma_x = 188.897 \quad \text{Nmm}$$

$$\tau := \frac{16TC}{\pi D^3} \quad \text{Aaron Deutschman Ec 7-1}$$

$$\tau = 25.818 \quad \text{Nmm}$$

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

$$\tau_{max} = 97.914 \quad \text{Nmm}$$

$$FS := \frac{0.5S_{yp}}{\tau_{max}}$$

$$FS = 2.655$$

Para cargas fluctuantes utilizando la ecuación de Soderberg

$$\tau_{max} = \frac{0.5S_{yp}}{FS} = \frac{16}{\pi D^3} \sqrt{\left(M_m + \frac{S_{yp}}{S_e} M_r\right)^2 + \left(T_r + \frac{S_{yp}}{S_{es}} T_r\right)^2} \quad \text{Aaron Deutschman Ec 7-5}$$

M_m : momento flexionante aplicado

M_r : momento flexionante variable aplicado

T_m : par de torsión medio aplicado

T_r : par de torsión variable aplicado

K_f : factor de concentración de esfuerzos de fatiga debido a flexión, tensión o compresión

K_{fs} : factor de concentración de esfuerzos de fatiga debido a torsión.

S_{syp} : esfuerzo de cedencia a corte del material

S_{yp} : esfuerzo de cedencia a tensión del material

Calculo de factores de concentración de esfuerzos

$$S_e := C_r \cdot C_s \cdot C_f \cdot C_w \cdot S_n' \cdot \frac{1}{K_f} \quad \text{Aaron Deutschman Ec 3-32a}$$

C_r : factor de reducción de la resistencia a la fatiga basado en la confiabilidad

$DMF := 2.05$ Factor de desviación de multiplicación tabla 3-2 Aaron

$C_r := 1 - 0.08(DMF)$ Confiabilidad del 98%

$$C_r = 0.836$$

C_s : factor debido al tamaño

$C_s := 0.7$ Para un diseño prudente Aaron pág. 124

C_f : factor por acabado superficial

$S_u = 90 \text{ kb/plg}^2$ Resistencia a la tensión

$C_f := 0.76$ Tabla B-3 apéndice B Aaron pág. 931

C_w : factor por soldadura

$C_w := 1$ No hay suelda en el eje

K_t : factor de concentración de esfuerzo (geométrico)

Flecha con perforación transversal a torsión

$K_t := 1.4$ fig B-4 apéndice B Aaron pág. 932

$q := 0.7$ fig B-2 apéndice B Aaron pág. 930

$K_f := 1 + q \cdot (K_t - 1)$ Ec 3-29 Aaron pág. 130

$$K_f = 1.28$$

$S_n' := 0.5S_u$ Esfuerzo limite de fatiga (aceros) Aaron Ec 3-19

$$S_n' = 395 \quad \text{Mpa}$$

$$S_e := C_r \cdot C_s \cdot C_f \cdot C_w \cdot \frac{1}{K_f} S_n' \quad \text{Esfuerzo limite de fatiga corregido}$$

$$Se = 137.248 \text{ MPa}$$

$$Ssyp := 0.58 \cdot Syp \quad \text{Esfuerzo de cedencia a corte (aceros) Aaron Ec 3-6}$$

$$Ssyp = 301.6 \text{ MPa}$$

$$Ssn' := 0.29 \cdot Su \quad \text{Esfuerzo limite de fatiga a corte (aceros) Aaron Ec 3-20}$$

$$Ssn' = 229.1 \text{ MPa}$$

$$Ses := Cr \cdot Cs \cdot Cf \cdot Cw \cdot \frac{1}{Kf} Ssn' \quad \text{Esfuerzo limite de fatiga a corte corregido}$$

$$Ses = 79.604 \text{ MPa}$$

$$MCmin := 0$$

$$Mm := \frac{MCmax + MCmin}{2} \quad \text{Momento flexionante medio}$$

$$Mm = 2.003 \times 10^6 \text{ Nmm}$$

$$Mr := \frac{MCmax - MCmin}{2} \quad \text{Momento flexionante variable}$$

$$Mr = 2.003 \times 10^6 \text{ Nmm}$$

$$TCmax := TC$$

$$TCmin := 0$$

$$Tm := \frac{TCmax + TCmin}{2} \quad \text{Par torsión medio}$$

$$Tm = 5.475 \times 10^5 \text{ Nmm}$$

$$Tr := \frac{TCmax - TCmin}{2} \quad \text{Par torsión variable}$$

$$Tr = 5.475 \times 10^5 \quad \text{Nmm}$$

$$fS := \frac{0.5 \cdot Syp}{\frac{16}{\pi D^3} \left[\sqrt{\left(Mm + \frac{Syp \cdot Mr}{Se} \right)^2 + \left(Tm + Tr \cdot \frac{Ssyp}{Ses} \right)^2} \right]}$$

$$fS = 1.109$$

4.3.11.2 Calculo de flexión del eje

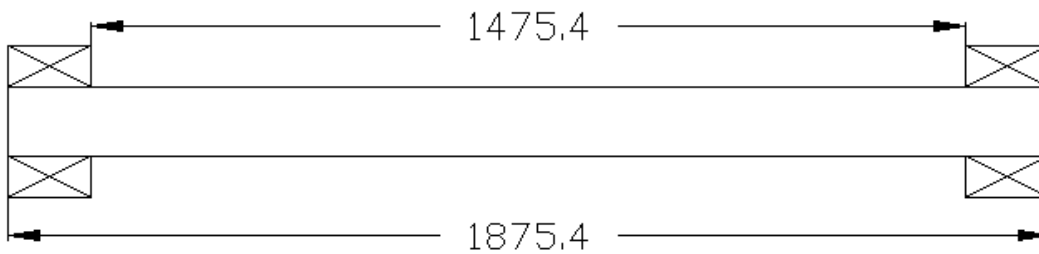
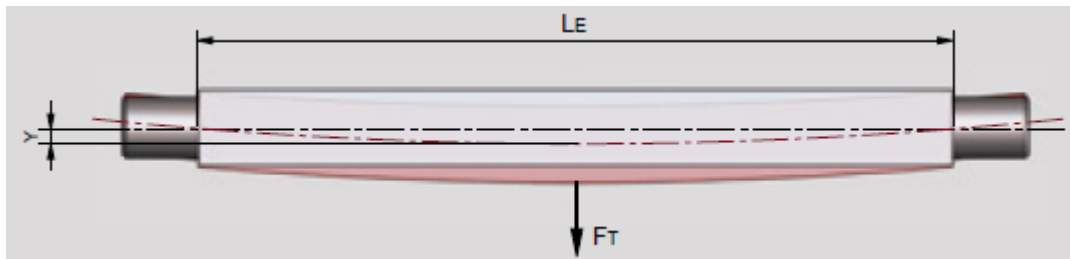


Figura 4.84 Eje soportando la tensión de trabajo a flexión

$Le := 1475.4$ mm Longitud sin soportes del eje

$D = 60$ mm Diámetro del eje

$Tt := 2.906 + 7397$ Tensión de trabajo Fuerza que ejercen las varillas + fuerza pistón

$Pe := 404.3$ N Peso del eje

$F_t := T_t + P_e$ Carga total sobre el eje

$$F_t = 9.613 \times 10^3 \text{ N}$$

$E := 207000 \text{ MPa}$ Modulo de elasticidad

$I := \frac{\pi D^4}{64}$ Momento de inercia

$$I = 6.362 \times 10^5 \text{ mm}^4$$

$Y := \left(\frac{5}{384} \right) \frac{F_t \cdot L_e^3}{E \cdot I}$ Deflexión que soporta el eje

$$Y = 3.053 \text{ mm}$$