COSTRUZIONI DI APPARECCHIATURE CHIMICHE
Esame del 30/01/2013

Esercizio N. 1

L'elemento assialsimmetrico rappresentato in sezione in figura 1 è formato da due piastre uguali in lega leggera ($E = 76\text{GPa}$, $\nu = 0.3$, $\sigma_{am} = 350\text{MPa}$) ognuna avente spessore h=2.5mm e dimensioni definite da R=20mm. I tamponi centrali e il cilindro esterno a cui le piastre sono saldate possono essere considerati rigidi. L'elemento viene inserito un una morsa che lo schiaccia assialmente per far avvicinare i tamponi.

a) Supponendo $\Delta = 1\text{mm}$, determinare la forza minima che ogni ganascia della morsa deve esercitare per portare a contatto i tamponi.

b) Considerando che la morsa esercita una forza doppia di quella valutata in a), tracciare i diagrammi qualitativi quotati delle caratteristiche flessionali per il tappo superiore.

c) Determinare il valore massimo valore di Δ in modo da garantire che il materiale si mantenga in condizioni di ammissibilità nello schiacciamento fino al contatto.

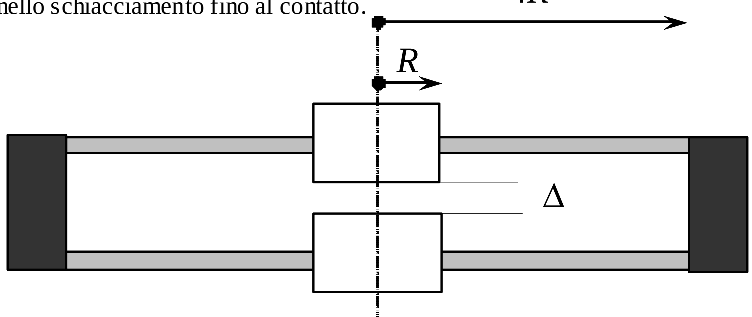
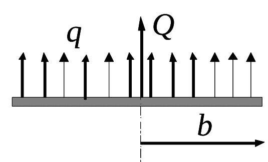


Figura 1

Nota:

Se ritenuta utile, può essere usata la seguente espressione dello spostamento trasversale di piastre circolari assialsimmetriche caricate come rappresentato a fianco:

$$w = \frac{Q}{8\pi D} r^2 \left[\ln\left(\frac{r}{b}\right) - 1 \right] + \frac{q}{64D} r^4 + \frac{c_1}{4} r^2 + c_2 \ln\left(\frac{r}{b}\right) + c_3$$



Risposta a)

Il carico applicato alla piastra superiore produce una distribuzione della caratteristica di taglio equivalente a una forza concentrata come Q. La soluzione generale del problema differenziale è quindi:

$$w(r) = \frac{Q}{8\pi D} r^2 \left[\ln\left(\frac{r}{4R}\right) - 1 \right] + \frac{c_1}{4} r^2 + c_2 \ln\left(\frac{r}{4R}\right) + c_3$$

Le condizioni al contorno sono:

$w(R) = -0.5$; $w(4R) = 0$

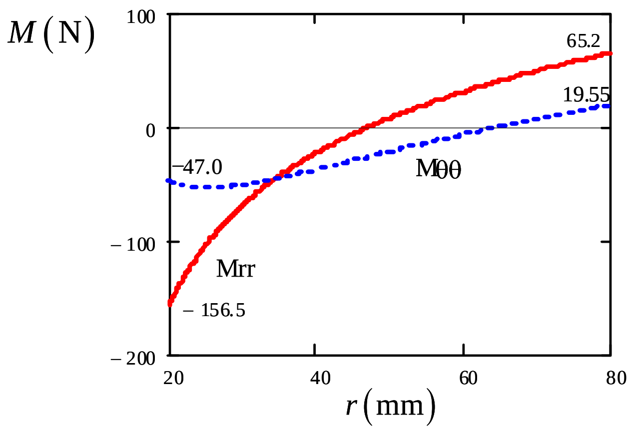
$w'(R) = 0$; $w'(4R) = 0$

da cui si ricava:

$Q = -1005\text{N}$; $c_1 = -5.99 \cdot 10^{-4}\,\text{mm}^{-1}$; $c_2 = -0.435\text{mm}$; $c_3 = -1.394\text{mm}$

Quindi la risposta a): 1005N

Risposta b)
Se la morsa esercita una forza maggiore o uguale a 1005N, la condizione della piastra non cambia. I diagrammi sono i seguenti:



Risposta c)
La tensione equivalente massima (secondo Tresca) è determinata in questo caso dal modulo di $M_{rr}(R)$ e con $\Delta = 1\text{mm}$ si ha: $\sigma_{eq,max} = \dfrac{6\left|M_{rr}(R)\right|}{h^2} = 150.1\text{MPa}$. Dato che la tensione è proporzionale allo spostamento imposto:

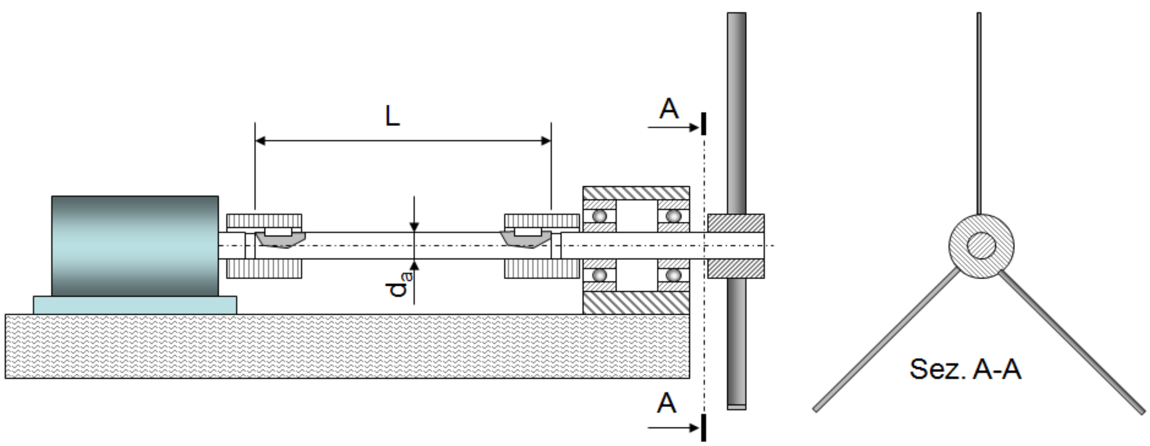
$$\Delta_{max} = \frac{\sigma_{am}}{\sigma_{eq,max}} = 2.33\text{mm}$$

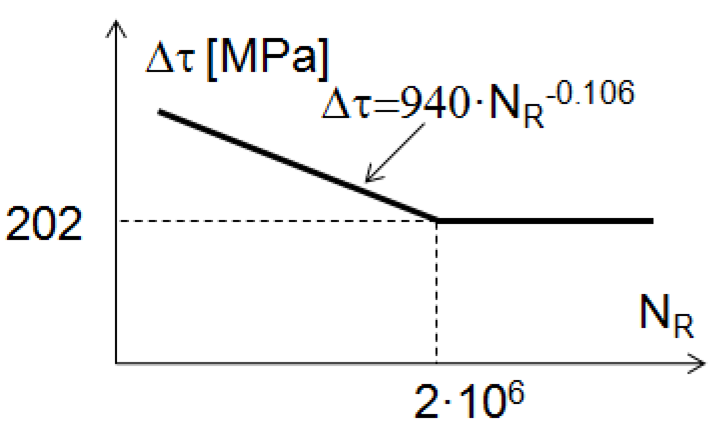
ESERCIZIO 2

L'agitatore a pale mostrato in Fig. 2.1 ruota a velocità costante, cambiando il senso di rotazione ogni 10 minuti, .
Il funzionamento previsto è continuo, per una vita operativa complessiva di 10 anni. Durante la rotazione, il momento resistente applicato dalla pala e diretto in senso contrario a quello di rotazione è pari a 120 Nm. Il materiale presenta una curva di resistenza a torsione mostrata nella Fig. 2.2.
Condurre la verifica a fatica dell'albero centrale di trasmissione, di lunghezza L, collegato agli estremi tramite linguette a giunti elastici che evitano la trasmissione di forze e momenti diversi da quello di azionamento dell'agitatore.

Dati:

- $L = 2$ m
- $n = 1500$ giri/1' (velocità rotazione)
- $\Psi = 2$ (coefficiente di sicurezza richiesto)
- $K_T = 2$ (fattore di forma teorico per la cava per linguetta)
- $d_a = 30$ mm
- $\sigma_s = 800$ MPa (tensione di snervamento del materiale)





$L_0 := 2 \cdot m$ $\quad d_a := 30 \cdot mm$ $\quad K_T := 2.0$

$C_R := 120 \cdot N \cdot m$ $\quad n_1 := 1500 \cdot \frac{1}{min}$

$\sigma_s := 800 \cdot MPa$ $\quad \Delta\tau_{lim} := 202 \cdot MPa$ $\quad T := 10 \cdot 365 \cdot 24 \cdot 60 \cdot 60 \cdot s$ $\quad \psi := 2$ $\quad \Delta t := 10 \cdot 60 \cdot s$

Calcolo grandezze ausiliarie

$N_c := \frac{T}{\Delta t} = 5.256 \times 10^5$ Numero di cicli

$\Delta\tau_{amm} := \frac{940 \cdot N_c^{-0.106}}{\psi} \cdot MPa = 116.334 \cdot MPa$ valore sollecitazione ammissibile

Calcolo caratteristiche sezione

$J_0 := \frac{\pi \cdot d_a^4}{32} = 7.952 \times 10^4 \cdot mm^4$

Calcolo tensioni massime

$\tau_{max} := \frac{C_R \cdot d_a}{2 \cdot J_0} = 22.635 \cdot MPa$

Calcolo parametri ciclo fatica

$\Delta\tau := 2 \cdot \tau_{max} = 45.271 \cdot MPa$

$\tau_m := 0 \cdot MPa$

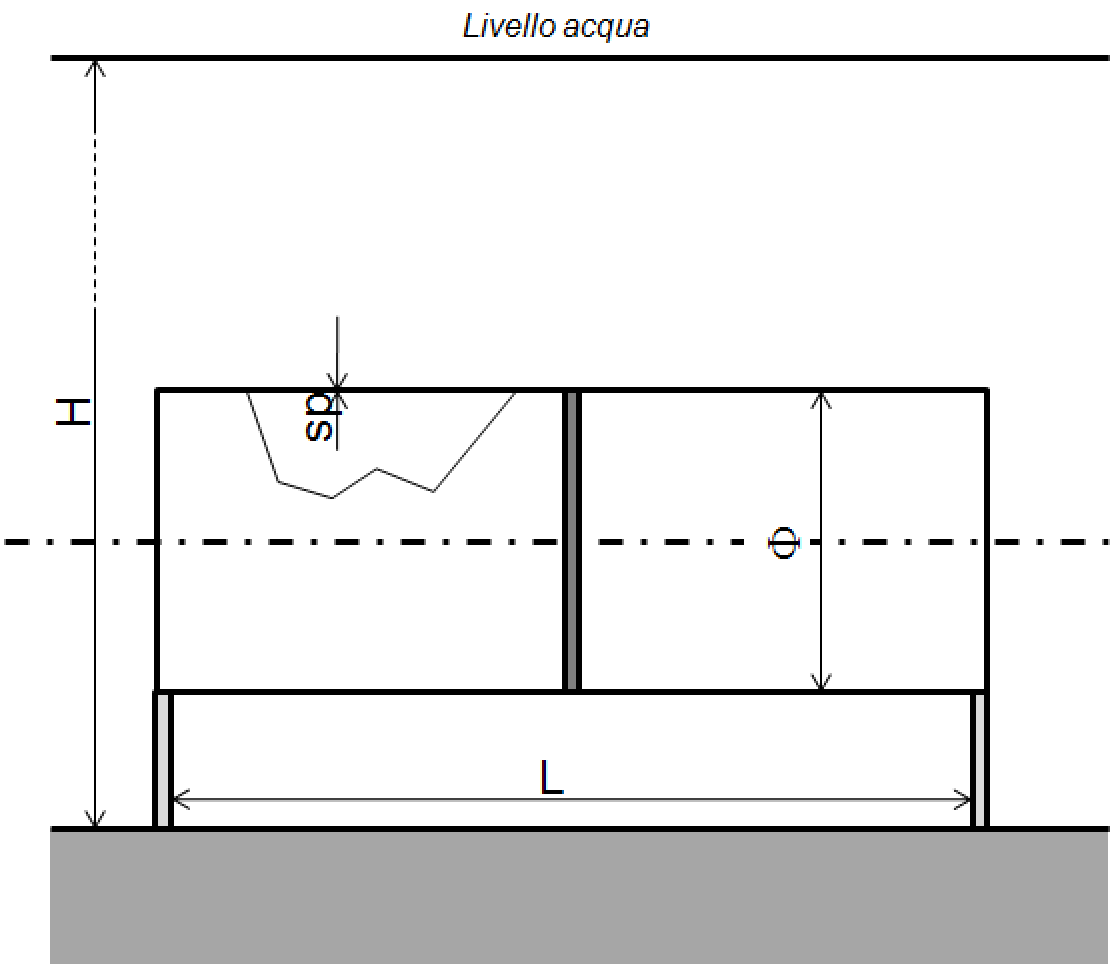
Verifica a fatica

$\Delta\tau \cdot K_T = 90.541 \cdot MPa$ $< \Delta\tau_{amm}$

ESERCIZIO 3

Il recipiente cilindrico in acciaio mostrato in Fig. 3.1 contiene un fluido alla pressione atmosferica di peso trascurabile. Esso è immerso in acqua alla profondità H e presenta una saldatura circonferenziale a piena penetrazione posta a metà della sua lunghezza.
Si trascuri l'effetto della profondità sulla densità dell'acqua
Si conduca la verifica a resistenza della saldatura.
Dati:

- L = 5 m
- s_p = 1 mm
- Φ = 2 m
- H = 20 m
- f = 0.75 (efficienza della saldatura)
- σ_{amm} = 400 MPa (tensione ammissibile del materiale base)



$L_0 := 5 \cdot m$ $\quad s_p := 1 \cdot mm$ $\quad \Phi := 2 \cdot m$ $\quad H_0 := 20 \cdot m$

$\rho_F := 7.85 \cdot \frac{kg}{L}$ Densità ferro

$\rho_H := 1 \cdot \frac{kg}{L}$ Densità acqua

$\sigma_{amm} := 400 \cdot MPa$ $\quad f := 0.75$

Calcolo carichi agenti

Volumi esterno ed interno

$$V_E := \frac{\pi \cdot \Phi^2}{4} \cdot L_0 = 15.708 \cdot m^3$$

$$V_I := \frac{\pi \cdot \left(\Phi - 2 \cdot s_p\right)^2}{4} \cdot \left(L_0 - 2 \cdot s_p\right) = 15.67 \cdot m^3$$

$$P_V := \left(V_E - V_I\right) \cdot \rho_F \cdot g = 2.9 \times 10^3 N$$ Peso del vessel

$$F_{Idr} := V_E \cdot \rho_H \cdot g = 1.54 \times 10^5 N$$ Spinta idrostatica

$$p_E := \rho_H \cdot g \cdot H_0 = 0.196 \cdot MPa$$ Pressione idrostatica

$$p_{idr} := \frac{F_{Idr} - P_V}{L_0} = 3.023 \times 10^4 \cdot \frac{N}{m}$$ Carico per unità di lunghezza dovuto alla spinta idrostatica

Caratteristiche di sollecitazione

$$M_{max} := \frac{p_{idr} \cdot {L_0}^2}{8} = 9.446 \times 10^4 \cdot N \cdot m$$ Momento massimo prodotto dalla spinta idrostatica

Caratteristiche sezione

$$J_x := \frac{\pi \cdot \left[\Phi^4 - \left(\Phi - 2 \cdot s_p\right)^4\right]}{64} = 3.137 \times 10^{-3} m^4$$

$$A_0 := \pi \cdot \Phi \cdot s_p = 6.283 \times 10^{-3} m^2$$

Calcolo tensioni

$$\sigma_{ap} := -\frac{p_E \cdot \frac{\pi \cdot (\Phi - 2 \cdot s_p)^2}{4}}{A_0} = -97.87 \cdot \text{MPa}$$

Tensione assiale dovuta alla pressione idrostatica

$$\sigma_{aM} := -\left(\frac{M_{max}}{J_x} \cdot \frac{\Phi}{2}\right) = -30.114 \cdot \text{MPa}$$

Tensione assiale dovuto al momento flettente

tensione assiale totale

$$\sigma_a := \sigma_{ap} + \sigma_{aM}$$

$$\sigma_\theta := -\left(p_E \cdot \frac{\Phi}{2 \cdot s_p}\right) = -196.133 \cdot \text{MPa}$$

Tensione circonferenziale dovuta alla pressione idrostatica

Verifica

$$\sigma_{id} := \sqrt{\sigma_\theta^{\ 2} + \sigma_a^{\ 2} - \sigma_a \cdot \sigma_\theta} = 172.471 \cdot \text{MPa} \qquad < \qquad \sigma_{amm} \cdot f = 300 \cdot \text{MPa}$$