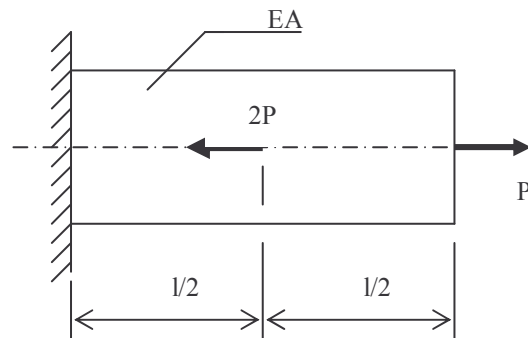




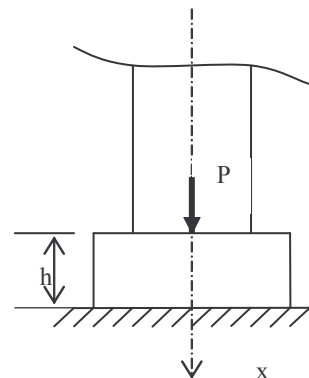
REZISTENȚA MATERIALELOR I

1. Deplasarea secțiunii capătului liber al barei prezentate în figură este:



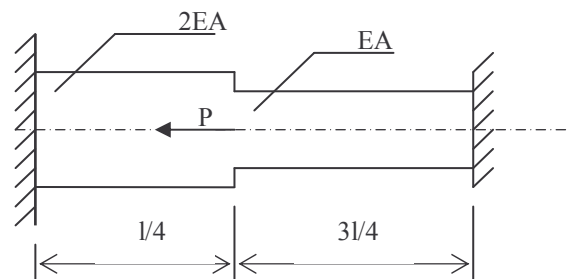
- a. $\frac{Pl}{2EA}$ b. $\frac{Pl}{EA}$ c. $-\frac{2Pl}{EA}$ d. 0

2. Pentru determinarea secțiunii de rezemare pe teren a fundației stâlpului din figură, încărcat cu forța P, se folosește relația:



- a. $A_{nec} = \frac{P}{\sigma_{0\text{ teren}} - \gamma_{\text{beton}} \cdot h}$ b. $A_{nec} = \frac{P}{\sigma_{0\text{ beton}} - \gamma_{\text{beton}} \cdot h}$ c. $A_{nec} = \frac{P + \gamma_{\text{beton}} \cdot h}{\sigma_{0\text{ teren}}}$ d. $A_{nec} = \frac{P + \gamma_{\text{beton}} \cdot h}{\sigma_{0\text{ beton}}}$

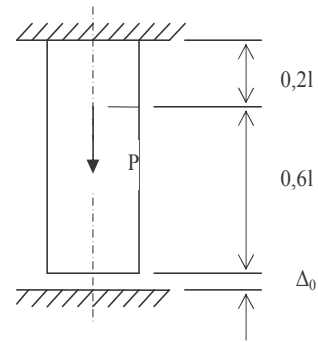
3. Tensiunea maxima în valoare absoluta din bara încărcată cu forța P, prezentată în figura este:



- a. $\frac{P}{7EA}$ b. $\frac{6P}{14A}$ c. $\frac{P}{14A}$ d. $\frac{2P}{7EA}$

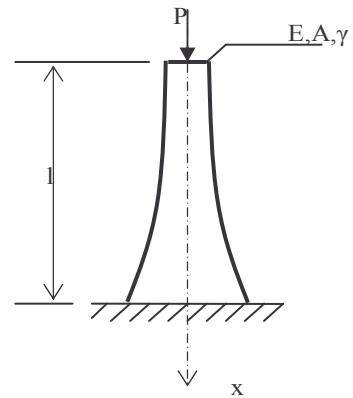
4. Tensiunea maxima produsa de forța P in bara metalica din figura, este data de relația:

$$P > \frac{EA}{0,2l} \cdot \Delta_0$$



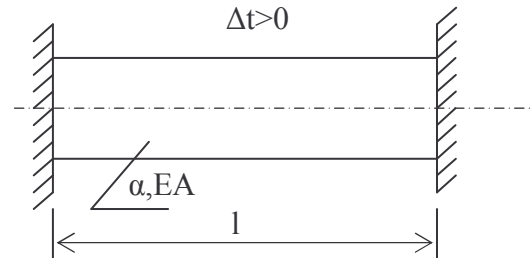
- a. $\sigma_x = \frac{0,2P}{A} - \frac{\Delta_0 E}{l}$ b. $\sigma_x = \frac{0,2P}{l} + \frac{\Delta_0 E}{l}$ c. $\sigma_x = \frac{0,8P}{A} + \frac{\Delta_0 E}{l}$ d. $\sigma_x = \frac{0,8P}{A} - \frac{\Delta_0 E}{l}$

5. Pentru bara de egală rezistență din figură, la proiectarea căreia s-a luat in considerare și greutatea ei proprie, diagramele de variație a tensiunilor normale, σ_x si a deplasărilor, u în lungul axei longitudinale sunt:



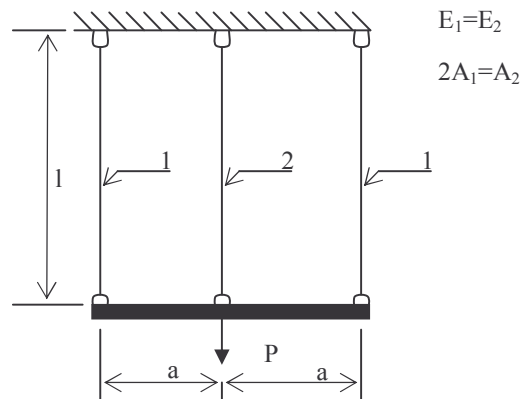
- a. constanta pentru σ_x
liniara pentru u b. liniara pentru σ_x
constanta pentru u c. liniara pentru σ_x
parabolica pentru u d. constanta pentru σ_x
parabolica pentru u

6. Tensiunea normală ce se produce intr-o bara cu secțiune constanta, supusă unei variații uniforme de temperatura $\Delta t > 0$ este:



- a. $-E\alpha\alpha\Delta t$ b. $E\alpha\Delta t$ c. $-E\alpha\Delta t$ d. $l\alpha\Delta t$

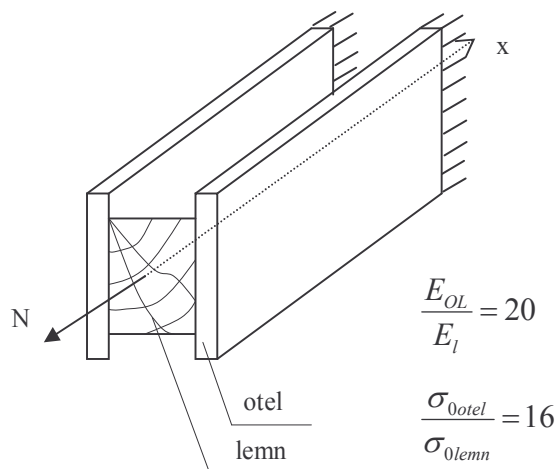
7. Efortul din bara centrală, (2) a sistemului din figură este:



- a. $N_2 = \frac{P}{3}$ b. $N_2 = \frac{P}{2}$ c. $N_2 = \frac{2P}{3}$ d. $N_2 = \frac{P}{4}$

8.

Forța capabilă în elastic a barei neomogene, monolite, prezentată în figura este:



a.

$$N_{\text{cap}} = A_{\text{lemn}} \sigma_{\text{o lemn}} + A_{\text{otel}} \cdot \sigma_{\text{o otel}}$$

b.

$$N_{\text{cap}} = A_{\text{otel}} \sigma_{\text{o otel}} + A_{\text{lemn}} \frac{\sigma_{\text{o otel}}}{20}$$

c.

$$N_{\text{cap}} = A_{\text{lemn}} \sigma_{\text{o lemn}} + A_{\text{otel}} 20 \sigma_{\text{o lemn}}$$

d.

$$N_{\text{cap}} = A_{\text{otel}} \sigma_{\text{o lemn}} + A_{\text{lemn}} 16 \sigma_{\text{o lemn}}$$

9.

Tensiunea principală maximă la starea de tensiune de forfecare pură (σ_1) și direcția acesteia dată de unghiul α_1 sunt:

a.

$$\sigma_1 = \tau$$

$$\alpha_1 = 0$$

b.

$$\sigma_1 = \tau$$

$$\alpha_1 = 45^\circ$$

c.

$$\sigma_1 = \frac{\tau}{2}$$

$$\alpha_1 = 45^\circ$$

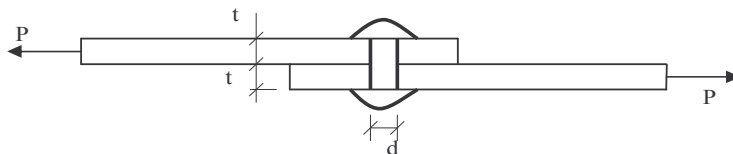
d.

$$\sigma_1 = 2\tau$$

$$\alpha_1 = 90^\circ$$

10.

Tensiunea maximă din bară prezentată în figură se obține cu relația:



$$A_{br} = b \cdot t$$

a.

$$\sigma_{x \text{ max}} = \frac{P}{A_{br} - \frac{\pi d^2}{4}}$$

b.

$$\sigma_{x \text{ max}} = \frac{P}{A_{br} - 2dt}$$

c.

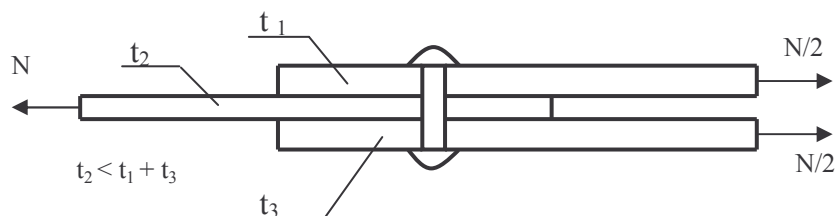
$$\sigma_{x \text{ max}} = \frac{P}{A_{br} - dt}$$

d.

$$\sigma_{x \text{ max}} = \frac{P}{A_{br} - db}$$

11.

Efortul capabil al nitului din îmbinarea prezentată în figura este dat de relația:



a.

$$N_{1 \text{ nit}} = \min \left[\frac{\pi d^2}{4} \tau_{\text{0nit}}, d(t_1 + t_2) \sigma_{\text{0g}} \right]$$

b.

$$N_{1 \text{ nit}} = \min \left[\frac{\pi d^2}{4} \tau_{\text{0nit}}, d(t_1 + t_3) \sigma_{\text{0g}} \right]$$

c.

$$N_{1 \text{ nit}} = \min \left[\frac{\pi d^2}{4} \sigma_{\text{0g}}, dt_1 \tau_{\text{0nit}} \right]$$

d.

$$N_{1 \text{ nit}} = \min \left[\frac{\pi d^2}{2} \tau_{\text{0nit}}, dt_2 \sigma_{\text{0g}} \right]$$

12.

Energia potențială specifică de deformare la forfecare pură se stabilește cu relația:

a.

$$U_{ds} = \frac{1}{2} \frac{T^2}{GA^2}$$

b.

$$U_{ds} = \frac{1}{2} \frac{T^2}{EA}$$

c.

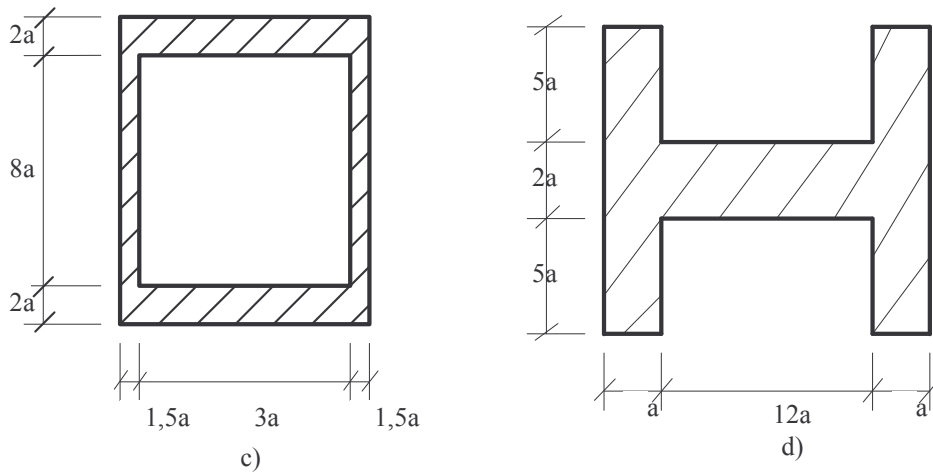
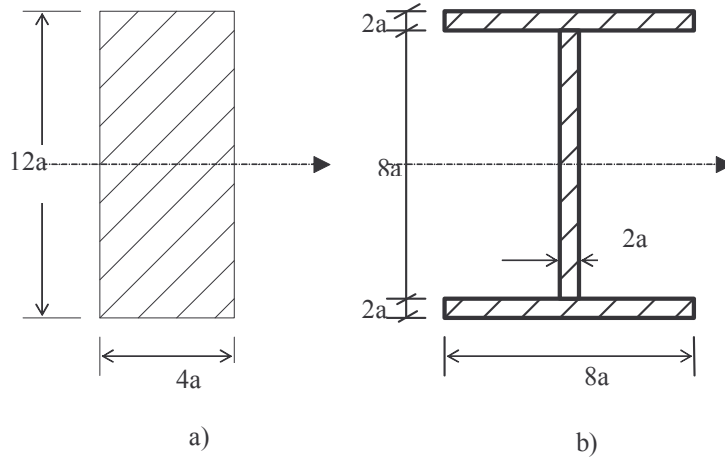
$$U_{ds} = \frac{T^2}{GA}$$

d.

$$U_{ds} = \frac{T^2}{EI}$$

Care dintre secțiunile prezentate în figură este mai eficientă la încovoiere plană?

13



a.

b.

c.

d.

14. Valoarea tensiunii tangențiale maxime pe o secțiune dreptunghiulară solicitată la încovoiere cu forfecare este:

a. $\frac{3 T}{2 A}$

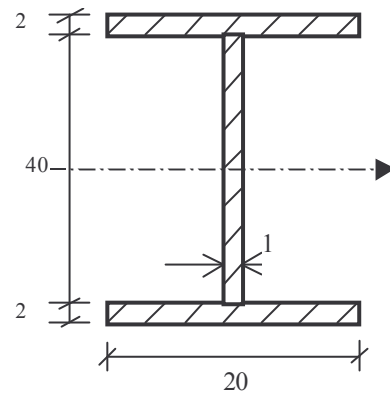
b. $\frac{2 T}{3 A}$

c. $\frac{4 T}{3 A}$

d. $\frac{3 T}{4 A}$

15.

Brațul cuplului elastic interior pentru secțiunea din figură, solicitată la încovoiere este:



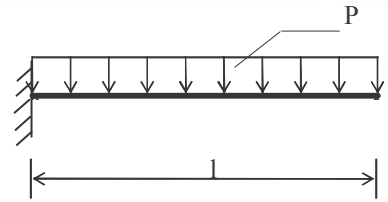
a. 18cm

b. 24cm

c. 39cm

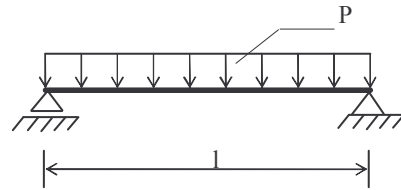
d. 52cm

16. Valoarea săgeții maxime pentru grinda din figură este:



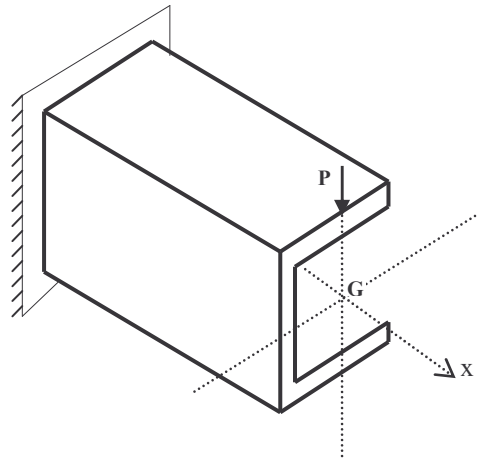
- a. $\frac{pl^4}{4EI}$ b. $\frac{pl^4}{2EI}$ c. $\frac{pl^4}{16EI}$ d. $\frac{pl^4}{8EI}$

17. Rotirea secțiunii de reazem pentru grinda din figura este:



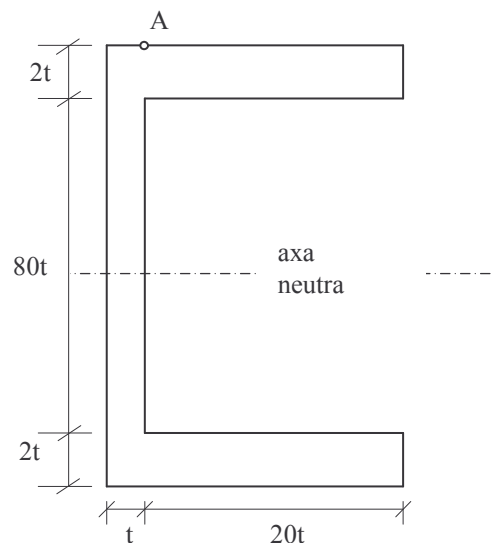
- a. $\frac{pl^3}{24EI}$ b. $\frac{pl^3}{48EI}$ c. $\frac{pl^4}{48EI}$ d. $\frac{pl^3}{12EI}$

18. Starea de solicitare pentru grinda din figura este:



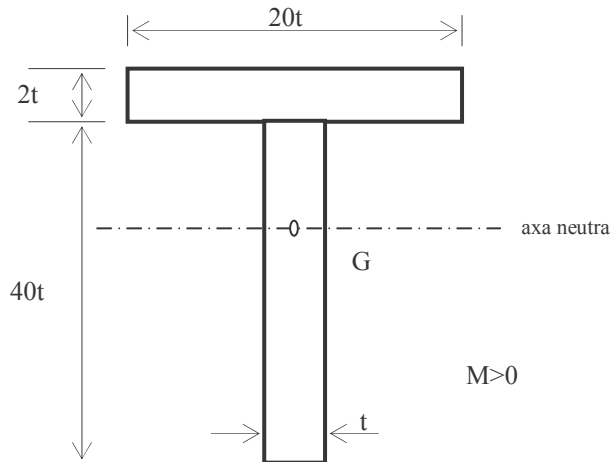
- a. încovoiere plană cu forfecare b. încovoiere plană pură c. încovoiere plană cu forfecare și torsiune d. forfecare pură

19. La secțiunea din figură, tensiunea tangențială din punctul A, produsă de încovoierea în jurul axei neutre este:



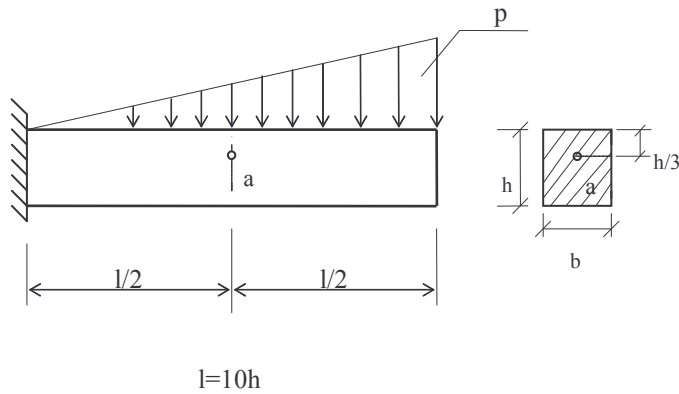
- a. $\frac{T}{164t^2}$ b. $\frac{T}{224t^2}$ c. $\frac{T}{1640t^3}$ d. $\frac{T}{328t^2}$

20. Tensiunea normală maximă produsă pe secțiunea din figură, din încovoierea în jurul axei neutre, este:



- a. $\frac{M}{464t^3}$ b. $\frac{M}{1260t^3}$ c. $\frac{M}{842t^2}$ d. $\frac{M}{1654t^2}$

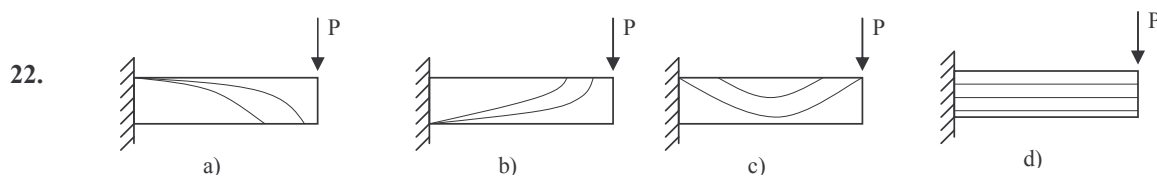
21.



Tensiunea principală, σ_1 , în punctul "a" din grinda prezentată în figură, se determină cu relația:

- a. $\sigma_1 = 12 \frac{p}{b}$ b. $\sigma_1 = 22 \frac{p}{b}$ c. $\sigma_1 = 12 \frac{p}{b^2}$ d. $\sigma_1 = 220 \frac{p}{b}$

Liniile izostatice de speta I (traiectoriile tensiunilor σ_1) la grinda din figura au alura:

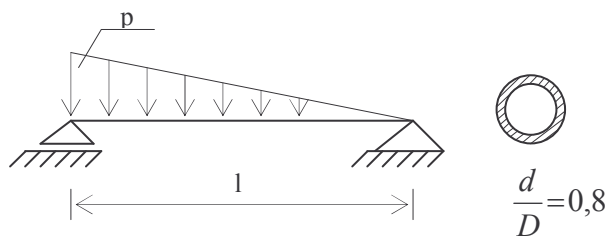


- a. b. c. d.

23. Energia de deformatie la incovoiere plana cu forfecare este data de relatia:

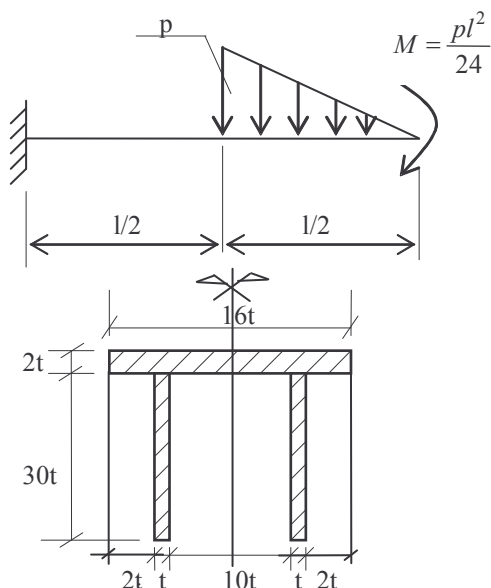
- a. $U_d = \iiint_v \left(\frac{M^2}{EI} + \frac{K_T T^2}{GA} \right) dV$ b. $U_d = \iiint_v \left(\frac{M^2}{GA} + \frac{K_T T^2}{EI} \right) dV$ c. $U_d = \iiint_v \left(\frac{M^2}{2EI} + \frac{K_T T^2}{2GA} \right) dV$ d. $U_d = \iiint_v \left(\frac{M}{2EI} + \frac{K_T T}{2GA} \right)^2 dV$

24. Tensiunile normale maxime in grinda din figura sunt:



- a. $\sigma_{x \max} = 2,08 \frac{pl^2}{D^2}$ b. $\sigma_{x \max} = 1,107 \frac{pl^2}{D^3}$ c. $\sigma_{x \max} = \frac{\pi pl^2}{D^3}$ d. $\sigma_{x \max} = \frac{pl^2}{225D^2}$

25.



Tensiunile tangențiale maxime in grinda din figura sunt:

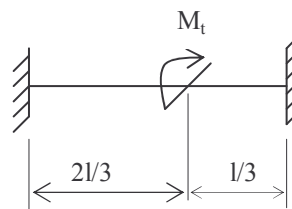
- a. $\tau_{\max} = 0,5 \frac{pl}{t^3}$ b. $\tau_{\max} = 0,5 \frac{pl}{t^2}$ c. $\tau_{\max} = 20 \frac{pl}{t^2}$ d. $\tau_{\max} = 0,005 \frac{pl}{t^2}$

26. Distribuția tensiunilor tangențiale, τ , pe o secțiune circulară solicitată la torsiune este:

- a. parabolica, cu valori maxime în centrul de greutate al secțiunii și nule pe contur b. liniara, cu valori maxime pe contur și nule in centrul de greutate c. uniformă d. liniară, cu valori maxime în centrul de greutate și nule pe contur

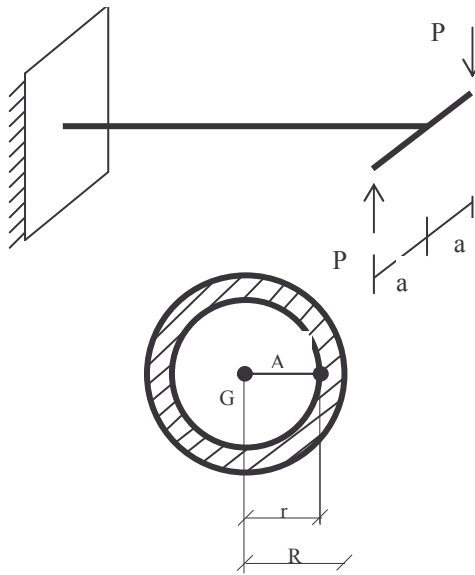
27.

Momentul de torsiune maxim in lungul barei din figura este:



- a. $\frac{2M_t}{3}$ b. $\frac{M_t}{3}$ c. $\frac{3M_t}{2}$ d. M_t

28.



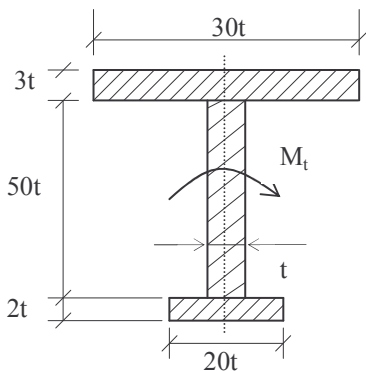
Tensiunea tangentiala din punctul A al barei din figura se determina cu relatia

- a. $\tau = \frac{2Pa}{\frac{\pi R^4}{4}(1-\alpha^4)} r$ b. $\tau = \frac{Pa}{\frac{\pi R^4}{4}(1-\alpha^4)} r$ c. $\tau = \frac{2Pa}{\frac{\pi R^3}{4}(1-\alpha^4)}$ d. $\tau = \frac{2Pa}{\frac{\pi R^4}{4}(1-\alpha^2)} r$

29. Distribuția tensiunilor tangențiale, τ pe o secțiune cu pereți subțiri profil închis este:

- a. liniara pe grosimea peretelui secțiunii b. constanta, $\tau = \frac{M_t}{I_t} t$ c. parabolica pe înălțimea secțiunii d. constanta, $\tau = \frac{M_t}{2\Omega t}$

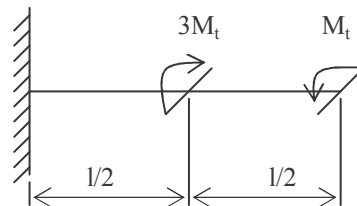
30.



Tensiunea tangențiala maxima pe secțiunea din figura, supusa la torsiune de un moment M_t , este:

- a. $\tau_{\max} = \frac{3M_t}{340t^3}$ b. $\tau_{\max} = \frac{M_t}{340t^3}$ c. $\tau_{\max} = \frac{M_t}{170t^3}$ d. $\tau_{\max} = \frac{3M_t}{170t^3}$

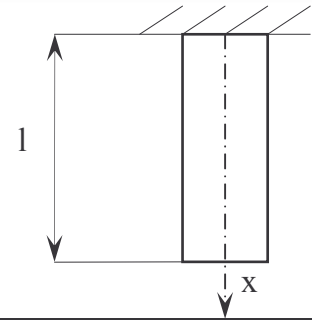
31. Unghiul de răsucire dintre extremitățile barei torsionate din figură este:



- a. $\frac{2M_t \cdot l}{G \cdot I_t}$ b. $\frac{M_t \cdot l}{2G \cdot I_t}$ c. $\frac{M_t \cdot l}{G \cdot I_t}$ d. $\frac{2M_t \cdot l}{3G \cdot I_t}$

32.

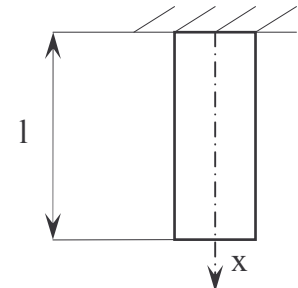
Care este alungirea barei din figură, produsă de acțiunea greutății proprii, cunoscând greutatea specifică a materialului, γ , modulul de elasticitate longitudinal al materialului, E , aria secțiunii transversale, A și lungimea barei, l ?



- a. $\frac{A\gamma l}{2}$ b. $\frac{A\gamma^2}{2E}$ c. $\frac{\gamma^2}{2E}$ d. $\frac{\gamma^2}{2EA}$

33.

Care este lungimea maximă a barei din figură, rezultată din condiția de rezistență, știind că este supusă acțiunii propriiei greutăți?
 Se cunosc: greutatea specifică a materialului, γ , aria secțiunii transversale, A , lungimea barei, l și rezistența materialului la întindere, σ_0 .



- a. $\frac{\sigma_0}{\gamma}$ b. $\frac{\sigma_0}{\gamma A}$ c. $\frac{\gamma A}{\sigma_0}$ d. $\frac{\gamma}{\sigma_0}$

34. Secțiunile principale într-un punct al unui corp deformabil supus acțiunilor exterioare sunt:

- a. Secțiunile pe care tensiunile normale sunt egale cu zero b. Secțiunile pe care tensiunile tangențiale sunt egale cu zero c. Secțiunile pe care atât tensiunile normale cât și cele tangențiale sunt egale cu zero d. Secțiunile pe care atât tensiunile normale cât și cele tangențiale sunt diferite de zero

 35. Cunoscând starea de tensiune într-un punct al unui corp deformabil supus acțiunilor exterioare: $\sigma_x = 100 \text{ N/mm}^2$, $\sigma_y = -100 \text{ N/mm}^2$ și $\tau_{xy} = 20 \text{ N/mm}^2$, să se calculeze valoarea tensiunii normale pe un plan înclinat la 45° în raport cu axele sistemului de coordonate xoy .

- a. 200 N/mm^2 b. 100 N/mm^2 c. -100 N/mm^2 d. 20 N/mm^2

 36. Cunoscând valorile tensiunilor principale dintr-un punct: $\sigma_1 = 50 \text{ N/mm}^2$ și $\sigma_2 = -150 \text{ N/mm}^2$, să se determine valoarea tensiunii tangențiale maxime din punct

- a. 100 N/mm^2 b. 50 N/mm^2 c. 25 N/mm^2 d. 200 N/mm^2

 37. Într-un punct al unui corp supus acțiunilor exterioare, tensorul tensiunilor în raport cu sistemul de axe xoy este $T_\sigma = \begin{bmatrix} 0 & 50 \\ 50 & 0 \end{bmatrix} (\text{N/mm}^2)$. Tensiunea principală σ_1 este:

- a. 100 N/mm^2 b. 50 N/mm^2 c. 25 N/mm^2 d. 200 N/mm^2

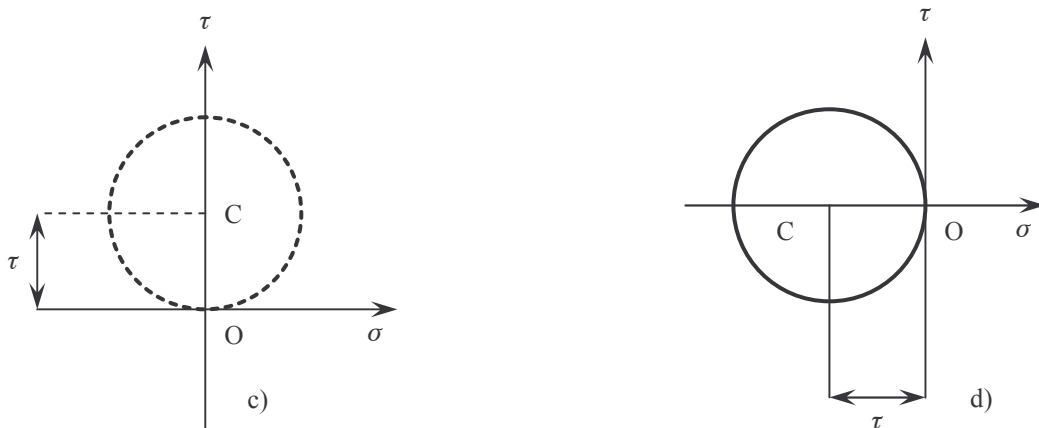
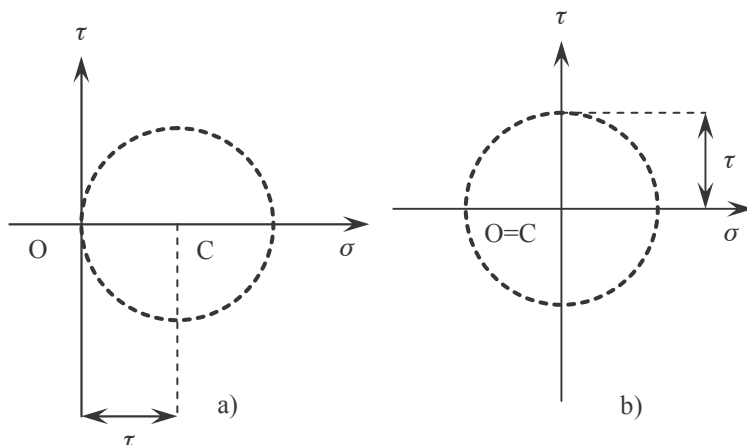
 38. Starea de tensiune dintr-un punct este definită de tensorul tensiunilor $T_\sigma = \begin{bmatrix} 80 & 0 \\ 0 & 20 \end{bmatrix} (\text{N/mm}^2)$. Tensiunea tangențială maximă din punct este:

- a. 100 N/mm^2 b. 80 N/mm^2 c. 30 N/mm^2 d. 20 N/mm^2

 39. Tensorul tensiunilor într-un punct al unui corp deformabil este: $T_\sigma = \begin{bmatrix} -60 & 30 \\ 30 & 80 \end{bmatrix} (\text{N/mm}^2)$. Tensiunea tangențială pe un plan înclinat la 45° față de planele în raport cu care s-a exprimat tensorul tensiunilor este:

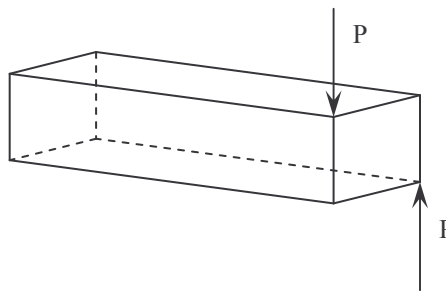
- a. 90 N/mm^2 b. 70 N/mm^2 c. 140 N/mm^2 d. 30 N/mm^2

40. Care dintre reprezentările grafice (cercurile lui Mohr) de mai jos caracterizează starea de tensiune dintr-un punct, produsă de sollicitarea de forfecare pură ?



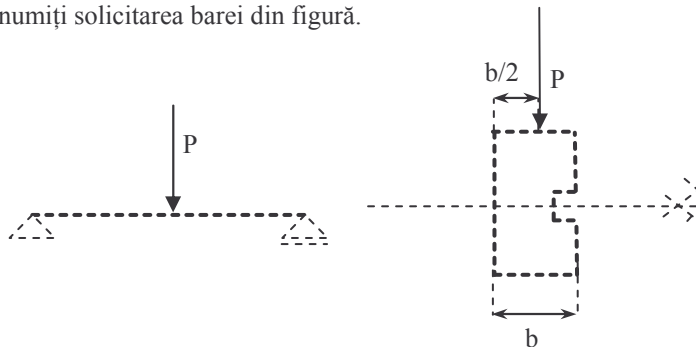
a. b. c. d.

41. Denumiți sollicitarea barei din figură.



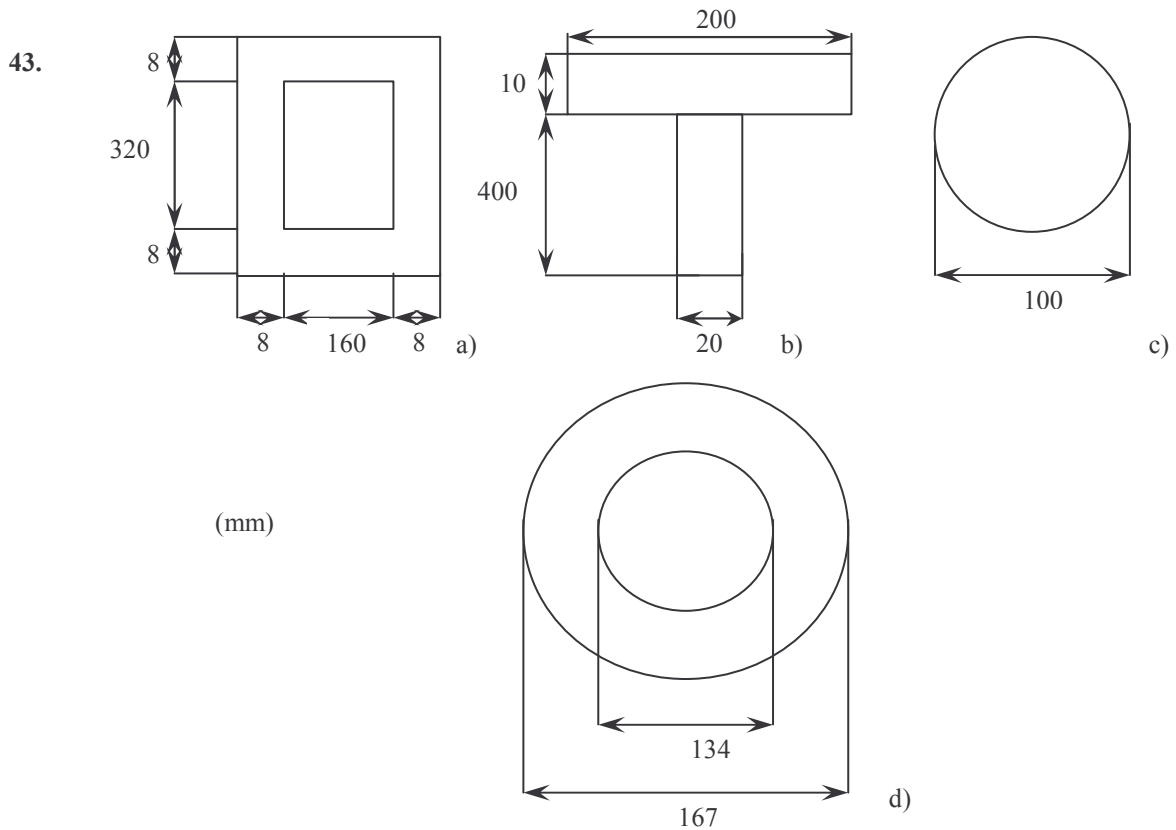
a. torsiune cu încovoiere b. torsiune pură c. torsiune cu încovoiere și forfecare d. torsiune cu forfecare

42. Denumiți sollicitarea barei din figură.



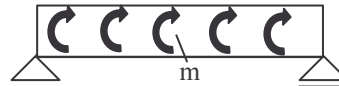
a. torsiune cu încovoiere b. torsiune pură c. torsiune cu încovoiere și forfecare d. torsiune cu forfecare

Care dintre secțiunile din figura următoare este cea mai rațională în cazul solicitării de torsiune liberă?



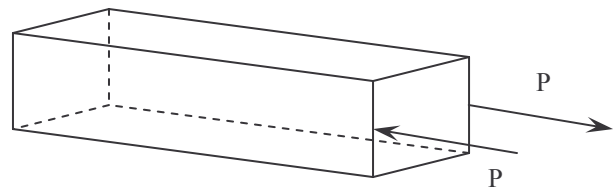
- a. b. c. d.

44. Denumiți solicitarea barei din figură.
(m – intensitatea momentului încovoietor uniform distribuit)



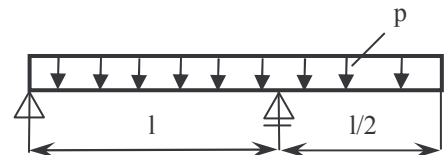
- a. încovoiere plană pură b. forfecare pură c. torsiune cu încovoiere și forfecare d. torsiune cu forfecare

45. Care este solicitarea barei din figură?



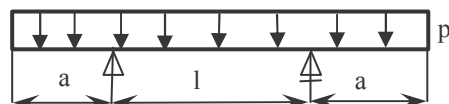
- a. torsiune b. încovoiere cu forfecare c. încovoiere plană pură d. încovoiere cu forță axială

46. Momentul încovoietor maxim în valoare absolută pentru grinda din figură este:



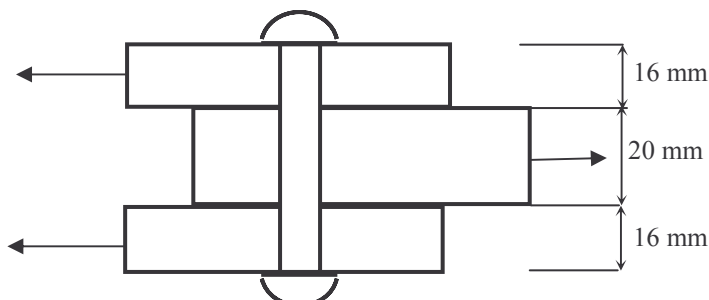
- a. $0.07pl^2$ b. $0.125pl^2$ c. $0.15pl^2$ d. $0.25pl^2$

47. Cât trebuie să fie lungimea consolelor, a , astfel încât momentul încovoietor de pe reazem să fie egal, în valoare absolută, cu cel maxim din câmp?



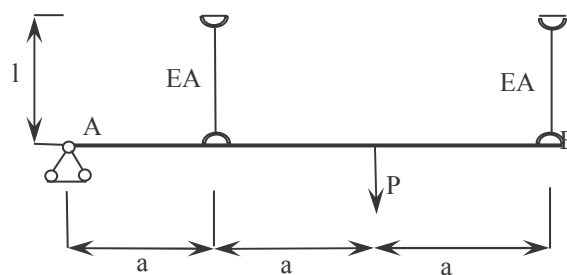
- a. $\frac{\sqrt{3}l}{2}$ b. $\frac{\sqrt{3}l}{4}$ c. $\frac{l}{4\sqrt{3}}$ d. $\frac{l}{2\sqrt{3}}$

48. Forța capabilă a nitului $\Phi 20$ din îmbinarea prezentată în figură este:
 $\tau_a^{\text{nit}} = 1200 \text{ daN/cm}^2$,
 $\tau_{\text{ag}}^{\text{nit}} = 3200 \text{ daN/cm}^2$



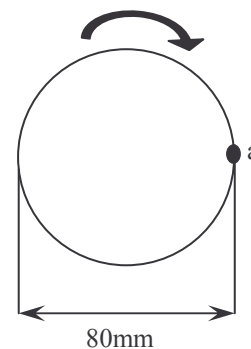
- a. 12800 daN b. 6500 daN c. 7540 daN d. 9450 daN

49. Forța axială maximă din barele deformabile ale sistemului din figură este:
 (bara AB este o bară rigidă)



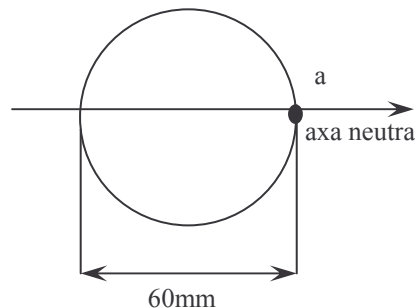
- a. $\frac{2P}{5}$ b. $\frac{P}{5}$ c. $\frac{P}{10}$ d. P

50. Valoarea tensiunii principale σ_1 în punctul „a” al secțiunii din figură, sollicitată la torsiune de un moment $M_t = 5 \text{ KNm}$ este:



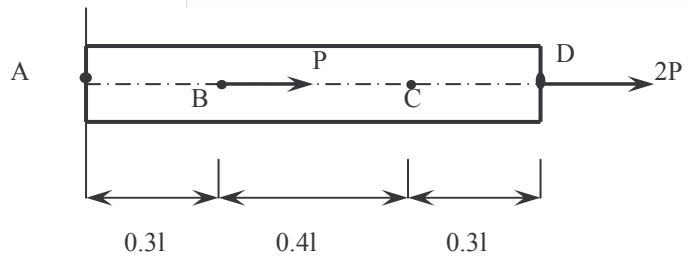
- a. 38.4 N/mm^2 b. 49.7 N/mm^2 c. 54.6 N/mm^2 d. 63.9 N/mm^2

51. Valoarea tensiunii principale σ_1 în punctul „a” al secțiunii din figură, sollicitată la încovoiere plană ($M_z = 80 \text{ KNm}$; $T_y = 20 \text{ KN}$) este:



- a. 9.4 N/mm^2 b. 14.1 N/mm^2 c. 3.5 N/mm^2 d. 22.9 N/mm^2

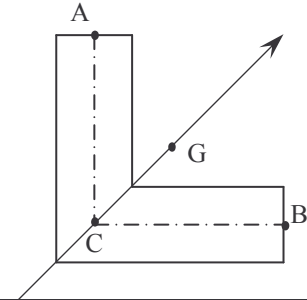
52. Determinați valoarea P care definește mărimile celor două forțe, astfel încât deformația porțiunii BC să fie de 2mm . Se cunosc: $l = 2\text{m}$, $E = 10^4\text{N/mm}^2$, $A = 10\text{cm}^2$.



- a. 25KN b. 37.5KN c. 12.5KN d. 50KN

53. Centrul de încovoiere – răsucire la secțiunea din desen este în:

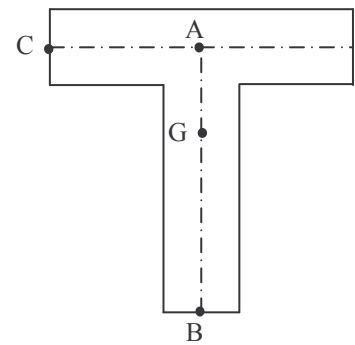
53.



- a. A b. B c. C d. G

54. Centrul de încovoiere – răsucire la secțiunea din desen este în:

54.



- a. A b. B c. C d. G