Departamentul Mecanică Aplicată

CAIET DE TESTE PENTRU EXAMENUL DE LICENȚĂ
SPECIALIZAREA: INGINERIE MECANICĂ

TEST GRILĂ LA DISCIPLINA MECANICĂ

1. Expresia momentului forței în raport cu un punct este:
a. $\overline{M}_0(\overline{F}) = \overline{r} \times \overline{F}$
b. $\overline{M}_0(\overline{F}) = \overline{F} \times \overline{r}$
c. $\overline{M}_0(\overline{F}) = \overline{r} \cdot \overline{F}$
d. $\overline{M}_0(\overline{F}) = \overline{F} \cdot \overline{r}$

2. În calculul momentului forței în raport cu un punct, brațul forței reprezintă:
a. lungimea (modulul) vectorului de poziție al punctului de aplicație al forței
b. lungimea perpendicularei dusă din punctul față de care se calculează momentul, pe suportul forței
c. lungimea (modulul) vectorului forță
d. toate variantele sunt corecte

3. Cuplul de forțe este caracterizat de:
a. rezultanta cuplului de forțe
b. momentul cuplului de forțe
c. brațul cuplului de forțe
d. oricare din variantele *a*, *b* sau *c*

4. Câte grade de libertate are rigidul liber:
a. 6 grade de libertate
b. 3 grade de libertate
c. un grad de libertate
d. *a* sau *b*, după cum rigidul este situat în spațiu sau în plan

5. Câte grade de libertate are un corp rezemat:
a. 6 grade de libertate
b. 5 grade de libertate
c. 2 grade de libertate
d. *b* sau *c*, după cum rigidul este situat în spațiu sau în plan

6. Câte grade de libertate are un corp încastrat:
a. 3 grade de libertate
b. 2 grade de libertate
c. 1 grad de libertate
d. 0 (zero) grade de libertate

7. Starea de echilibru limită reprezintă:

a. starea mecanică în care rezultanta forțelor este nulă
b. starea mecanică în care momentul rezultant este nul
c. starea mecanică în care torsorul sistemului de forțe este nul
d. starea mecanică în care forțele îşi fac echilibru, mişcarea fiind iminentă

8. În lagărul radial se manifestă următorul tip de frecare
a. o frecare de alunecare
b. o frecare de rostogolire
c. o frecare complexă (rostogolire cu alunecare
d. nu se manifestă fenomenul de frecare

9. Viteza este:
a. o mărime scalară, tangentă la traiectorie
b. o mărime vectorială ataşată corpului în mişcare
c. o mărime vectorială care precizează direcția şi sensul mişcării
d. oricare din variantele *a*, *b* sau *c*

10. Accelerația este:
a. o mărime vectorială ataşată corpului în mişcare
b. o mărime scalară care exprimă variația vitezei în timp
c. o mărime vectorială care exprimă variația vitezei în timp, ca mărime, direcție şi sens
d. o mărime scalară sau vectorială în funcție de traiectoria descrisă de corp

11. Mişcarea uniform variată este caracterizată de:
a. viteză constantă
b. accelerație nulă
c. accelerație constantă
d. variantele *a* şi *b* împreună

12. În mişcare unui punct pe cerc cu viteză constantă, accelerația este:
a. nulă
b. diferită de zero
c. o constantă care nu depinde de viteză
d. nici una din variantele *a*, *b* sau *c*

13. Pentru ca accelerația unui punct să fie nulă trebuie ca:
a. mişcarea să fie rectilinie
b. mişcarea să fie uniformă
c. mişcarea să fie rectilinie şi uniformă
d. oricare din variantele *a*, *b* sau *c*

14. Centrul instantaneu de rotație reprezintă:
a. un punct cu viteză nulă
b. un punct cu viteză şi accelerație nulă
c. un punct în jurul căruia corpul execută o mişcare de rotație
d. variantele *a* şi *c* împreună

15. Distribuția de accelerații, în mişcarea plan paralelă are expresia:
a. $\overline{a} = \overline{a}_0 + \overline{\varepsilon} \times \overline{r} + \overline{\omega} \times (\overline{\omega} \times \overline{r})$
b. $\overline{a} = \overline{a}_0 + \overline{\varepsilon} \times \overline{r} - \omega^2 \cdot \overline{r}$

c. oricare din variantele *a* şi *b*
d. nici una din variantele *a*, *b* sau *c*

16. Lucrul mecanic elementar al unei forțe este:
a. $dL = \overline{F} \cdot d\overline{r}$
b. $dL = \overline{F} \cdot \overline{v}dt$
c. $dL = |\overline{F}||\overline{v}|dt\,cos(\overline{F},\overline{v})$
d. oricare din variantele *a*, *b* sau *c*

17. Puterea este definită de relația:
a. $P = \frac{dL}{dt}$
b. $P = \overline{F} \cdot \overline{v}$
c. $P = \overline{M} \cdot \overline{\omega}$
d. oricare din variantele *a*, *b* sau *c*

18. Momentul de inerție polar reprezintă:
a. suma momentelor de inerție planare
b. suma momentelor de inerție axiale
c. suma momentelor de inerție centrifugale
d. nici una din variantele *a*, *b* sau *c*

19. Energia mecanică a unui sistem material se conservă când:
a. forțele interioare sistemului sunt forțe conservative
b. forțele exterioare sistemului sunt forțe conservative
c. forțele interioare şi exterioare sistemului sunt forțe conservative
d. oricare din variantele *a*, *b* sau *c*

20. Condiția ca un rotor să fie echilibrat este ca:
a. centrul de greutate al rotorului să fie situat pe axa de rotație
b. momentele centrifugale relative la axa de rotație să fie nule
c. momentele centrifugale relative la axa de rotație să fie maxime
d. variantele *a*, *b* cumulate

TEST GRILĂ LA DISCIPLINA REZISTENȚA MATERIALELOR

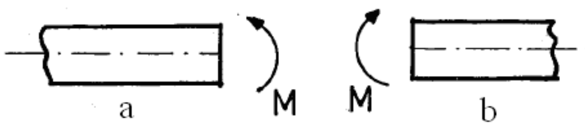
1. Un corp care are aceleaşi proprietăți în toate punctele sale este:
a) omogen;
b) izotrop;
c) ortotrop;
d) anizotrop.

2. Rezistența admisibilă a unui material este:
a) o valoare convențional aleasă a tensiunii maxime într-o piesă în funcție de material şi solicitare;
b) o valoare ce se determină experimental;

c) o valoare a tensiunii care produce ruperea materialului;
d) o valoare a tensiunii până la care materialul nu începe să curgă;

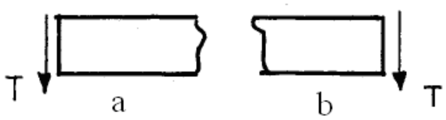
3. Pentru un oțel care are limita de curgere 420 MPa şi rezistența la rupere 760 MPa, un proiectant îşi alege coeficientul de siguranță c=2. Rezistența admisibilă a acestui material este:
a) 380 MPa;
b) 210 MPa;
c) nu se calculează, se alege din tabele;
d) trebuie precizat dacă materialul este tenace sau fragil înainte de a stabili care limită este raportată la coeficientul de siguranță.

4. În care dintre figurile de mai jos este reprezentat un moment încovoietor pozitiv:



a) în figura a;
b) în figura b;
c) în ambele figuri;
d) în nicio figură.

5. În care din următoarele figuri forța tăietoare este pozitivă:



a) în figura a;
b) în figura b;
c) în ambele figuri;
d) în nicio figură.

6. Raportul dintre modulul de elasticitate transversal şi cel longitudinal este:
a) mai mare de 0,5;
b) mai mic de 0,5;
c) egal cu 0,5;
d) nu există un anumit raport între cele două constante.

7. Raportul dintre sarcina critică de flambaj şi sarcina nominală se numeşte coeficient de siguranță la flambaj $\mathbf{c=F_{cr} / F}$. Notând cu $\mathbf{c_{ef}}$ – coeficientul de siguranță efectiv şi cu **c**– coeficientul de siguranță impus, condiția de stabilitate este**:**
a) $\mathbf{c_{ef} \geq c}$;
b) $\mathbf{c_{ef} < c}$;
c) nu se poate stabili numai din coeficienții de siguranță;
d) $\mathbf{c_{ef}} < 0{,}5\ \mathbf{c}$.

8. O bară de oțel având aria A=100 mm^2 este solicitată la tracțiune de forța exterioară F. Care este valoarea acestei forțe dacă tensiunea maximă din bară nu trebuie să depăşească tensiunea admisibilă de 120MPa ?
a) F=12kN;
b) F=10kN;

c) F=1,2kN;
d) F=120kN.

9. Valorile limită ale coeficientului de contracție transversală (coeficientul lui Poisson) sunt cuprinse între:
a) 0 şi 0,3;
b) 0,5 şi 1;
c) 0 şi 0,8;
d) 0 şi 0,5.

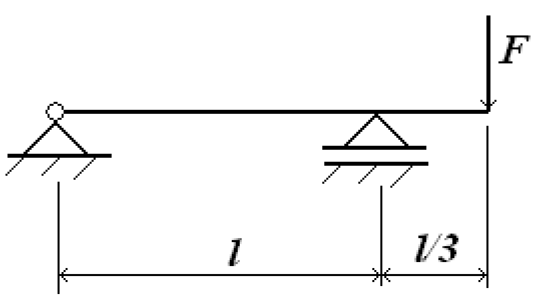
10. Sarcinile care încarcă treptat piesa, cresc încet până la valoarea maximă şi apoi nu-şi mai modifică mărimea, se numesc:
a) sarcini statice;
b) sarcini de volum;
c) sarcini dinamice;
d) sarcini alternant simetrice.

11……………..este mărimea efortului distribuit aplicat pe unitatea de suprafață din aria secțiunii.
a) forța tăietoare;
b) tensiunea;
c) forța distribuită;
d) forța axială.

12……………….constă în modificarea lungimii laturilor.
a) alungirea;
b) deplasarea longitudinală;
c) deplasarea transversală;
d) rotirea.

13.……………….consta în modificarea unghiurilor.
a) rotirea;
b) lunecarea;
c) deplasarea transversală;
d) deplasarea longitudinală.

14. Care este valoarea maximă a momentului încovoietor care solicită bara din figură?



a) *Fl;*
b) *Fl/3;*
c) *Fl/2;*
d) *Fl/4.*

15. La încovoierea simplă:
a) apar atât tensiuni normale cât şi tensiuni tangenţiale;
b) rămâne valabilă ipoteza lui Bernoulli;
c) formula lui Navier nu mai este valabilă;
d) apar numai tensiuni normale.

16. Axa unei bare supusă la torsiune:
a) se deformează, devenind o curbă plană;
b) se deformează, devenind o curbă în spaţiu;
c) nu se deformează, rămâne dreaptă;
d) îşi pierde stabilitatea.

17. Care este mărimea care caracterizează rigiditatea la torsiune a unei bare?
a) modulul de elasticitate longitudinal;
b) modulul de elasticitate trasnversal;
c) coeficientul lui Poisson;
d) unghiul total de răsucire.

18. Ce condiţie se pune în capătul încastrat al unei bare torsionate?
a) momentul de torsiune să fie nul;
b) unghiul de torsiune să fie nul;
c) ambele condiţii de mai sus;
d) momentul de torsiune nenul.

19…………este tensiunea maximă până la care o epruvetă poate fi solicitată şi să revină la lungimea iniţială după ce solicitarea încetează.
a) limita de elasticitate;
b) punct de rupere;
c) punct de curgere;
d) limita de curgere tehnică.

20……………este raportul dintre deformaţia specifică transversală şi deformaţia specifică longitudinală pentru un material supus unei tensiuni uniforme longitudinale in domeniul de proporţionalitate.
a) coeficientul lui Poisson;
b) tensiunea;
c) deformaţia specifică;
d) modulul lui Young.

TEST GRILĂ LA DISCIPLINA VIBRAŢII MECANICE

1. Un sistem material executa o miscare vibratorie daca:
a. parametrii care ii determina configuratia la un moment dat variaza in timp fata de valorile avute in starea de referinta
b. are loc o schimbare repetata a vitezelor punctelor sale
c. parametrii care ii determina configuratia la un moment dat variaza alternativ in timp fata de valorile avute in starea de referinta

d. parametrii care ii determina configuratia la un moment dat variaza fata de valorile avute in starea de referinta

2. Vibratia este periodica daca :
a. toate elementele ei (pozitia, viteza, acceleratia) se repeta identic dupa un interval minim de timp numit perioada.
b. dupa un interval minim de timp numit periada viteza are aceeasi valoare
c. viteza si acceleratia sunt identice dupa un interval minim de timp numit perioada.
d. toate elementele ei (pozitia, viteza, acceleratia) se repeta   dupa un interval minim de timp numit perioada.

3. Frecventa unei miscari vibratorii este definita ca fiind:
a. numarul de vibratii complete efectuate in intervalul de timp egal cu 2π secunde
b. numarul de vibratii complete efectuate in unitatea de timp
c. miscarea efectuata intr-un interval de timp egal cu o secunda
d. miscarea efectuata intr-un interval de timp egal cu perioada

4. Prin compunerea vibratiilor armonice paralele de aceeasi pulsatie se obtine:
a. o vibratie armonica de aceeasi pulsatie ca si miscarile componente
b. . o vibratie armonica cu pulsatia egala cu suma pulsatiilor miscarilor componente
c. o miscare pseudoarmonica
d. o vibratie armonica

5. Elementele elastice ale sistemelor vibrante sunt:
a. corpuri ale caror deformatii sunt direct proportionale cu fortele
b. corpuri care nu isi revin la forma initiala dupa ce inceteaza actiunea fortelor exterioare
c. corpuri ale caror deformatii sunt invers proportionale cu fortele
d. corpuri care isi revin la forma initiala dupa ce inceteaza actiunea fortelor exterioare

6. Pulsatia proprie a unui sistem vibrant cu un grad de libertate depinde de:
a. masa si constanta elastica a elementului elastic
b. masa elementului rigid si constanta elastica a elementului elastic
c. conditiile initiale
d. masa elementului rigid , constanta elastica a elementului elastic si conditiile initiale

7. Doua sau mai multe elemente elastice sunt legate in paralel daca:
a. sub actiunea unei forte elementele au aceeasi deformatie
b. sub actiunea unei forte elementele au deformatiile direct proportionale
c. deformatia totala se obtine prin insumarea deformatiilor elementelor componente
d. sub actiunea unei forte elementele au deformatiile invers proportionale

8. In cazul vibratiei libere cu amortizare vascoasa slaba a unui sistem vibrant cu un grad de libertate se obtine o miscare:
a. armonica
b. nearmonica
c. modulata in amplitudine
d. aperiodica

9. Rezonanta unui sistem vibrant cu un grad de libertate este:
a. fenomenul care apare atunci cand pulsatia proprie a sistemului vibrant este egala cu pulsatia perturbatoare
b. fenomenul care apare atunci cand amplitudinea miscarii tinde la infinit
c. . fenomenul care apare atunci cand pulsatia proprie a sistemului vibrant este egala cu pulsatia perturbatoare , in lipsa amortizarilor amplitudinea tinzand la infinit
d. fenomenul care apare atunci cand pulsatia proprie a sistemului vibrant este egala cu pulsatia perturbatoare , amplitudinea avand valori foarte mari

10. In cazul functionarii unui sistem vibrant cu un grad de libertate in apropierea rezonantei miscarea este :
a. modulata in amplitudine
b. instabila
c. modulate in amplitudine, fenomenul de marire periodica a amplitudinilor numindu-se batai
d. instabila, amplitudinea crescand treptat catre infinit

11. Transmisibilitatea este :
a. Raportul dintre amplitudinea fortei transmise si amplitudinea fortei la sursa
b. Raportul dintre amplitudinea fortei la sursa si amplitudinea fortei transmise
c.Raportul dintre forta transmisa si forta la sursa
d.Raportul dintre forta la sursa si forta transmisa

12.Un sistem vibrant cu un numar finit de grade de libertate :
a. are un numar de moduri proprii egal cu numarul gradelor de libertate ale sistemului
b. are legile de miscare ale elementelor rigide de tip armonic
c. are o pulsatie proprie
d. are legile de miscare ale elementelor rigide de tip pseudoarmonic

13. Absorbitorul dinamic :
a. este un sistem alcatuit dintr-un element elastic si un element rigid cu pulsatia proprie egala cu pulsatia perturbatoare a unui sistem cu un grad de libertate aflat in vibratie fortata si care reduce amplitudinile din vibratia fortata
b.este un sistem care absoarbe vibratiile fortate ale unui sistem cu un grad de libertate
c. este un sistem care absoarbe vibratiile libere ale unui sistem cu un grad de libertate
d.este un sistem vibrant cu doua grade de libertate aflat in rezonanta

14. In Analiza modala:
a. vibratia libera a unui sistem cu n grade de libertate poate fi redusa la studiul vibratiilor libere a n sisteme independente cu un grad de libertate
b. vibratia libera a unui sistem cu n grade de libertate poate fi redusa la studiul vibratiilor libere a (n+1) sisteme independente cu un grad de libertate
c. vibratia fortata a unui sistem cu n grade de libertate poate fi redusa la studiul vibratiilor fortate a (n+1) sisteme independente cu un grad de libertate

d. vibratia fortata a unui sistem cu n grade de libertate poate fi redusa la studiul vibratiilor fortate a n sisteme independente cu un grad de libertate

15.Amortizorul vascos neacordat este :
a.un sistem alcatuit dintr-un element rigid si un amortizor si este utilizat pentru amortizarea vibratiilor fortate pentru un spectru larg de variatie a pulsatiei excitatoare
b. un sistem alcatuit dintr-un element elastic si un amortizor si este utilizat pentru amortizarea vibratiilor fortate pentru un spectru larg de variatie a pulsatiei excitatoare
c. un sistem alcatuit dintr-un element rigid si un amortizor si este utilizat pentru amortizarea vibratiilor libere pentru un spectru larg de variatie a pulsatiei excitatoare
d. un sistem alcatuit dintr-un element rigid si un amortizor si este utilizat pentru amortizarea vibratiilor fortate cu amortizare pentru un spectru larg de variatie a pulsatiei excitatoare

16.La vibratiile sistemelor cu infinit grade de libertate:
a. fortele de inertie sunt distribuite in intreg volumul iar deplasarea in miscarea vibratorie este exprimata printr-o functie continua
b.fortele de inertie sunt distribuite in intreg volumul iar deplasarea in miscarea vibratorie este exprimata printr-o functie continua de punct si timp
c.se considera ca sistemul este alcatuit din elemente rigide si elemente elastice
d. se considera ca sistemul este alcatuit din elemente rigide si elemente elastic cu masa

17.Functiile Krilov sunt:
a.utilizate pentru analiza vibratiilor de incovoiere ale barelor prismatice cu infinit grade de libertate
b. utilizate pentru analiza vibratiilor de incovoiere ale barelor prismatice cu numar finit grade de libertate
c.sunt functiile proprii ale barelor prismatice cu infinit grade de libertate
d. sunt functiile de forma ale barelor prismatice cu numar finit grade de libertate

18. Metoda Rayleigh este:
a.o metoda aproximativa pentru calculul pulsatiilor proprii ale sistemelor conservative cu un grad sau cu numar finit de grade de libertate
b. o metoda aproximativa pentru calculul pulsatiilor proprii ale sistemelor cu un grad sau cu numar finit de grade de libertate
c. o metoda aproximativa pentru calculul pulsatiilor proprii ale sistemelor conservative cu infinit de grade de libertate
d. o metoda aproximativa pentru calculul pulsatiilor proprii ale sistemelor cu infinit de grade de libertate

19.Metoda Holzer-Tolle este:
a. o metoda aproximativa de rezolvare a ecuatiilor in amplitudini si este utilizata pentru determinarea pulsatiilor proprii si a formelor proprii de vibratie pentru arborii cu multi volanti
b. o metoda aproximativa si este utilizata pentru determinarea pulsatiilor proprii si a formelor proprii de vibratie pentru arborii cu multi volanti
c.este o metoda aproximativa utilizata pentru calculul pulsatiei proprii fundamentale si a formei proprii corespunzatoare atunci cand se cunoaste matricea dinamica a sistemului
d.este o metoda de analiza a vibratiilor fortate ale sistemelor cu un grade de libertate

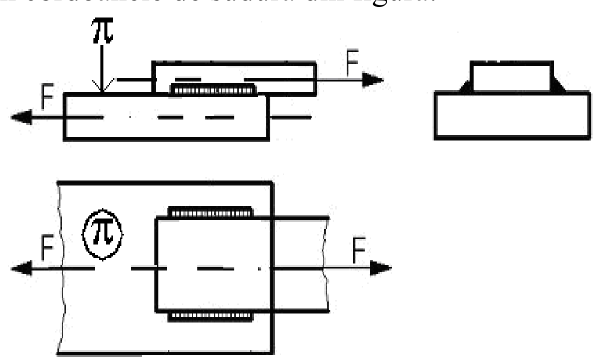
20.Metoda matricelor de transfer este:
a.o metoda aproximativa utilizata pentru calculul pulsatiilor proprii si a formelor proprii de vibratie pentru arborii cu multi volanti si se foloseste atunci cand miscarea fiecarui element rigid este descrisa de mai multe coordonate
b. o metoda exacta de analiza a vibratiilor fortate ale arborilor cu multi volanti
c. o metoda aproximativa utilizata pentru calculul pulsatiilor proprii si a formelor proprii de vibratie pentru arborii cu multi volanti si se foloseste atunci cand miscarea fiecarui element rigid este descrisa de o singura coordonata
d. o metoda aproximativa utilizata pentru calculul pulsatiilor proprii si a formelor proprii de vibratie

TEST GRILĂ LA DISCIPLINA ORGANE DE MAŞINI

1. Simbolul σ_{0t} indică:
   a) limita de curgerea a unui material;
   b) tensiunea admisibilă la tracțiune;
   c) tensiunea maximă la tracțiune pentru un ciclu pulsator;
   d) tensiunea maximă la forfecare pentru un ciclu pulsator.

2. Care sunt tensiunile car apar în planul π în cordoanele de sudură din figura:

   a) n;
   b) n, t_1;
   c) n, t_2;
   d) n, t_1, t_2.



3. Care din filetele trapezoidal, ferăstrău, metric, pătrat poate fi folosit ca filet de mişcare:
   a) numai cel trapezoidal;
   b) toate;
   c) numai cel trapezoidal şi ferăstrău;
   d) numai cel trapezoidal, ferăstrău şi pătrat.

4. Ce influență are înclinarea flancurilor unui filet asupra momentului de strângere a piuliței ?
   a) nu are nici o influență;
   b) reduce momentul de strângere;
   c) creşte momentului de strângere;
   d) influența este nesemnificativă.

5. Pentru calculul înălțimii standardizate a piuliței unei asamblări filetate se consideră:

a) numai tensiunea admisibilă de strivire şi încovoiere;
b) numai tensiunea admisibilă de încovoiere;
c) numai tensiunea admisibilă la tracțiune a şurubului;
d) tensiunea admisibilă de strivire, încovoiere şi admisibilă la tracțiune a şurubului.

6. Asamblările cu şuruburi, supuse la şoc, necesită:
a) şuruburi rigide;
b) şuruburi elastice;
c) nu are importanță rigiditatea şurubului;
d) şuruburi rigide cu cap hexagonal.

7. Cea mai mare lungime a unei pene paralele se obține din solicitarea de:
a) încovoiere;
b) strivire;
c) forfecare;
d) hertziană de contact.

(Se consideră b=10 mm, h=8mm, p_a=100 MPa, τ_{af}=80 MPa)

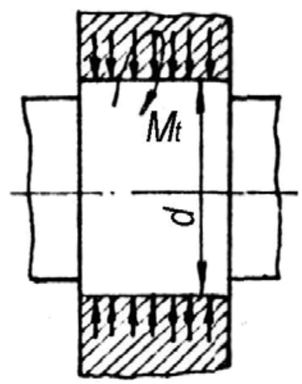
8. Care este presiune minimă necesară pentru asamblarea presată de mai sus, ce transmite momentul de torsiune M_t:

a) $p_{\min} = \dfrac{F_a}{\mu \cdot \pi \cdot d \cdot l}$;

b) $p_{\min} = \dfrac{2 \cdot M_t}{\mu \cdot \pi \cdot d^2 \cdot l}$;

c) $p_{\min} = \dfrac{\sqrt{F_a^2 + \left(\dfrac{2 \cdot M_t}{d}\right)^2}}{\mu \cdot \pi \cdot d \cdot l}$;

d) $p_{\min} = \dfrac{2 \cdot M_t}{\mu \cdot \pi \cdot d \cdot l}$.



9. Curba cea mai des utilizată pentru profilul dinților roților dințate este:
a) epicicloida
b) hipocicloida
c) cicloida
d) evolventa

10. Rotile dințate confecționate din oteluri cu HB<3500 MPa sunt susceptibile ruperii prin:
a) presiunea de contact
b) încovoiere la baza dintelui
c) rupere frontală
d) fisurarea la baza dintelui

11. Forțele axiale în cazul unui angrenaj cilindric cu dinți inclinati pot fi anulate prin:
a) micşorarea numărului de dinți
b) mărirea numărului de dinți

c) micşorarea unghiului de inclinare al dintelui
d) utilizarea danturii în “V”

12. Raportul de transmitere la un angrenaj conic poate fi exprimat prin:
a) raportul numerelor de dinți
b) raportul vitezelor unghiulare
c) raportul sinusurilor semiunghiurilor la vârf ale conurilor
d) prin oricare dintre aceste rapoarte

13. Cand şuruburile unui cuplaj cu flanşe sunt montate cu joc în găuri, solicitarea acestora este:
a) tracțiunea
b) forfecarea
c) strivirea
d) torsiunea

14. Osiile sunt organe de susținere pentru alte organe de maşini în rotație solicitate în principal:
a) la încovoiere;
b) la torsiune;
c) la compresiune;
d) la întindere.

15. Arborii sunt organe de maşini ce se rotesc în jurul axei lor geometrice şi transmit momente de torsiune; aceştia, sunt solicitaţi în principal la:
a. încovoiere şi compresiune;
b. încovoiere şi torsiune;
c. forfecare şi torsiune.
d. întindere – compresiune.

16. Parametrul de bază al unui angrenaj definit ca raport între pasul de divizare şi numărul π se numeşte:
a. segment de angrenare;
b. modul;
c. înălțimea dintelui;
d. lățimea dintelui.

17. Numărul de începuturi al unui melc echivalează cu:
a. numărul de dinți al melcului;
b. numărul de dinți al roții melcate;
c. coeficientul diametral;
d. unghiul de înclinare al elicei melcului.

18. În vederea calculului aproximativ al numărului de curele la o transmisie prin curele trapezoidale este necesar să se cunoască;
a. puterea transmisă de o curea;
b. puterea totală de transmis;
c. distanța între axe a transmisiei;
d. puterea totală şi puterea transmisă de o curea.

19. Care este mărimea diametrului arborelui pe care se montează rulmentul radial cu bile 6205:

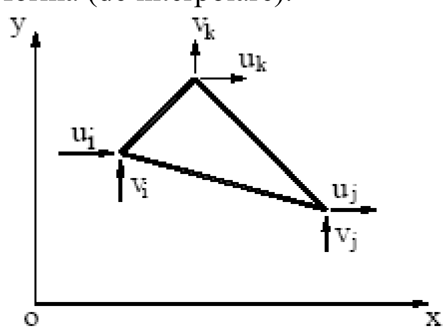
a) 50 mm;
b) 20 mm;
c) 5 mm.
d) 25 mm;

20. Cuplajele cardanice permit deplasări ale arborilor:

a. radiale;
b. unghiulare;
c. axiale;
d. radiale și unghiulare.

TEST GRILĂ LA DISCIPLINA ANALIZĂ CU ELEMENTE FINITE

1. Pentru elementul finit plan triunghiular din figură, câmpul de deplasare se exprimă sub forma:
$u(x,y) = N_iu_i+ N_ju_j + N_ku_k$,
$v(x,y) = N_iv_i + N_jv_j + N_kv_k$
în care N_i, N_j, N_k sunt:
a) funcții de tensiune (de interpolare); b) forțe axiale; c) funcții de potențial; d) funcții de formă (de interpolare).



2. Matricea

$$\begin{bmatrix} \frac{E_xA_x}{l} & -\frac{E_xA_x}{l} \\ -\frac{E_xA_x}{l} & \frac{E_xA_x}{l} \end{bmatrix}$$

reprezinta
a) Matricea de rigiditate a elementului de bara ce transmite forte axiale;
b) Matricea de rigiditate a elementului de bara ce transmite momente torsionale;
c) Matricea de rotatie a elementului de placa plana incovoiata in planul xy;
d) Matricea de rigiditate a elementului de placa plana incovoiata in planul xy.

3. Matricea

$$\begin{bmatrix} -\dfrac{E_x A_x}{l} & \dfrac{E_x A_x}{l} \\ \dfrac{E_x A_x}{l} & -\dfrac{E_x A_x}{l} \end{bmatrix}$$

reprezinta

a) Matricea de rigiditate a elementului de bara ce transmite forte axiale;
b) Matricea de rigiditate a elementului de bara ce transmite momente torsionale;
c) Matricea de rotatie a elementului de placa plana incovoiata in planul xy;
d) O matrice oarecare.

4. Matricea

$$\begin{bmatrix} \dfrac{GI_d}{l} & -\dfrac{GI_d}{l} \\ -\dfrac{GI_d}{l} & \dfrac{GI_d}{l} \end{bmatrix}$$

reprezinta

a) Matricea de rigiditate a elementului de bara ce transmite forte axiale;
b) Matricea de rigiditate a elementului de bara ce transmite momente torsionale;
c) Matricea de rotatie a elementului de placa plana incovoiata in planul xy;
d) Matricea de rigiditate a elementului de placa plana incovoiata in planul xy.

5. Raportul $\dfrac{E_x A_x}{l}$ reprezinta

a) Rigiditatea la torsiune a barei;
b) Rigiditatea la tractiune a barei;
c) Expresia tensiunii normale a barei solicitata la incovoiere in planul *xy*;
d) Rigiditatea la incovoiere a elementului de placa plana incovoiata in planul *xy*.

6. Raportul $\dfrac{G_x I_d}{l}$ reprezinta

a) Rigiditatea la torsiune a barei;
b) Rigiditatea la tractiune a barei;
c) Expresia tensiunii tangentiale a barei solicitata la incovoiere in planul *xy*;
d) Rigiditatea la incovoiere a elementului de placa plana incovoiata in planul xy.

7. Raportul $\dfrac{E_x I_y}{l^3}$ reprezinta

a) Rigiditatea la torsiune a barei;
b) Rigiditatea la incovoiere fara forfecare in planul *xz* a barei;
c) Expresia tensiunii normale a barei solicitata la incovoiere fara forfecare in planul *xy*;
d) Rigiditatea la incovoiere fara forfecare in planul *xy* a barei.

8. Raportul $\dfrac{E_x I_z}{l^3}$ reprezinta

a) Rigiditatea la torsiune a barei;

b) Rigiditatea la incovoiere fara forfecare in planul *xz* a barei;
c) Expresia tensiunii normale a barei solicitata la incovoiere fara forfecare in planul *xy*;
d) Rigiditatea la incovoiere fara forfecare in planul *xy* a barei.

9. Expresia $\int_V \mathbf{B}^T \mathbf{D} \mathbf{B} \, \mathrm{dV}$ reprezinta

a) Formula de determinare a matricei de rigiditate a elementului finit;
b) Formula de determinare a vectorului incarcarilor din forte exterioare, a elementului finit;
c) Expresia tensiunii normale a barei solicitata la incovoiere in planul xy;
d) Expresia matricei de inertie a elementului finit.

10. In expresia $\boldsymbol{\varepsilon} = \mathbf{B}\boldsymbol{\delta}$,
B reprezinta
a) Matricea functiilor de forma ale deformatiilor specific ale elementului finit;
b) Formula de determinare a vectorului incarcarilor din forte exterioare, a elementului finit;
c) Expresia tensiunii normale a barei solicitata la incovoiere in planul xy;
d) Expresia matricei de inertie a elementului finit.

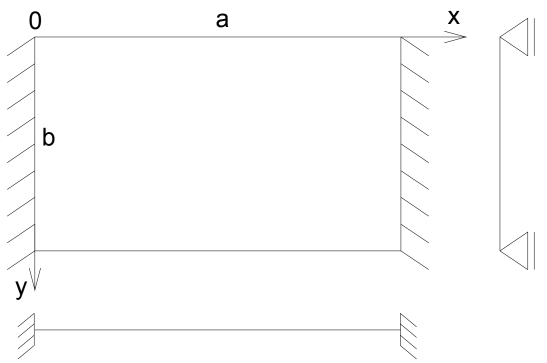
11. In expresia $\int_V \mathbf{B}^T \mathbf{D} \mathbf{B} \, \mathrm{dV}$,

D reprezinta
a) Matricea de rigiditate a elementului finit;
b) Vectorul incarcarilor din forte exterioare, al elementului finit;
c) Tensiunea normala a barei solicitata la incovoiere in planul *xy*;
d) Matricea caracteristicilor de material al elementului finit.

12. In expresia $\int_V \mathbf{B}^T \mathbf{D} \mathbf{B} \, \mathrm{dV}$,

B reprezinta
a) Matricea de rigiditate a elementului finit;
b) Vectorul incarcarilor din forte exterioare, al elementului finit;
c) Matricea functiilor de forma ale deformatiilor specific ale elementului finit;
d) Matricea caracteristicilor de material al elementului finit.

13. La placa dreptunghiulară din figură, condițiile pe contur sunt:



a) Pe laturile x=0, x=a: $w = 0;\ \dfrac{\partial w}{\partial x} = 0$. Pe laturile y=0, y=b: $w = 0;\ \dfrac{\partial w}{\partial y} = 0$.

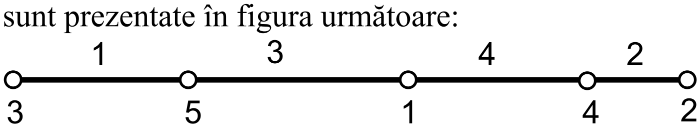
b) Pe laturile x=0, x=a: $w = 0;\ \dfrac{\partial w}{\partial x} = 0$. Pe laturile y=0, y=b: $w = 0;\ \dfrac{\partial^2 w}{\partial y^2} = 0$.

c) Pe laturile x=0, x=a: $w = 0;\ \dfrac{\partial^2 w}{\partial x^2} = 0$. Pe laturile y=0, y=b: $w = 0;\ \dfrac{\partial^2 w}{\partial y^2} = 0$.

d) Pe laturile x=0, x=a: $w = 0;\ \dfrac{\partial^2 w}{\partial x^2} = 0$. Pe laturile y=0, y=b: $w = 0;\ \dfrac{\partial w}{\partial y} = 0$.

14. Prin grade de libertate ale unui element, se intelege:
a) Posibilitătile de rotire doar ale unui nod;
b) Posibilitătile de rotire si deplasare ale tuturor nodurilor elementului;
c) Formele de vibratie ale elementului;
d) Conditiile de contur ale elementului.

15. Se presupune că se rezolvă prin metoda elementelor finite o problemă de solicitare elastică axială monodimensională. Domeniul de calcul, numerotarea elementelor şi numerotarea nodurilor sunt prezentate în figura următoare:



Se observă că se folosesc pentru discretizarea domeniului de calcul 4 elemente şi 5 noduri. Se consideră că în fiecare nod există un singur grad de libertate (deplasarea axială a nodului respectiv).
La limitele domeniului de calcul (la capete) se impun condiții la limită esențiale (se impun deplasările)
Matricea de conexiune este

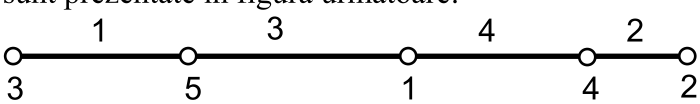
a) $\mathbf{Q} = \begin{bmatrix} 3 & 5 \\ 5 & 1 \\ 1 & 4 \\ 4 & 2 \end{bmatrix}$, b) $\mathbf{Q} = \begin{bmatrix} 3 & 1 \\ 5 & 3 \\ 1 & 4 \\ 4 & 2 \end{bmatrix}$, c) $\mathbf{Q} = \begin{bmatrix} 3 & 5 \\ 4 & 2 \\ 5 & 1 \\ 1 & 4 \end{bmatrix}$, d) $\mathbf{Q} = \begin{bmatrix} 1 & 5 \\ 3 & 1 \\ 4 & 4 \\ 2 & 2 \end{bmatrix}$.

16. Se presupune că se rezolvă prin metoda elementelor finite o problemă de solicitare elastică axială monodimensională. Domeniul de calcul, numerotarea elementelor şi numerotarea nodurilor sunt prezentate în figura următoare:

Se observă că se folosesc pentru discretizarea domeniului de calcul 4 elemente şi 5 noduri. Se consideră că în fiecare nod există un singur grad de libertate (deplasarea axială a nodului respectiv).
La limitele domeniului de calcul (la capete) se impun condiții la limită esențiale (se impun deplasările).
Vectorul de identificare a tipului gradelor de libertate este:

a) $\mathbf{P}^T = \begin{bmatrix} 0 & 1 & 1 & 0 & 0 \end{bmatrix}$,
b) $\mathbf{P}^T = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}$,
c) $\mathbf{P}^T = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 1 & 1 \end{bmatrix}$,
d) $\mathbf{P}^T = \begin{bmatrix} 1 & 1 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix}$

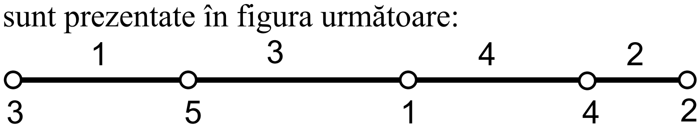
17. Se presupune că se rezolvă prin metoda elementelor finite o problemă de solicitare elastică axială monodimensională. Domeniul de calcul, numerotarea elementelor şi numerotarea nodurilor sunt prezentate în figura următoare:



Se observă că se folosesc pentru discretizarea domeniului de calcul 4 elemente şi 5 noduri. Se consideră că în fiecare nod există un singur grad de libertate (deplasarea axială a nodului respectiv).
La limitele domeniului de calcul (la capete) se impun condiții la limită esențiale (se impun deplasările).
Numerotarea gradelor de libertate necunoscute este:

a) $\tilde{\mathbf{P}}_A^T = \begin{bmatrix} 1 & 2 & 3 & 4 & 5 \end{bmatrix}$,
b) $\tilde{\mathbf{P}}_A^T = \begin{bmatrix} 0 & 1 & 2 & 0 & 0 \end{bmatrix}$,
c) $\tilde{\mathbf{P}}_A^T = \begin{bmatrix} 0 & 1 & 2 & 3 & 0 \end{bmatrix}$,
d) $\tilde{\mathbf{P}}_A^T = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 2 & 3 \end{bmatrix}$.

18. Se presupune că se rezolvă prin metoda elementelor finite o problemă de solicitare elastică axială monodimensională. Domeniul de calcul, numerotarea elementelor şi numerotarea nodurilor sunt prezentate în figura următoare:



Se observă că se folosesc pentru discretizarea domeniului de calcul 4 elemente şi 5 noduri. Se consideră că în fiecare nod există un singur grad de libertate (deplasarea axială a nodului respectiv).

La limitele domeniului de calcul (la capete) se impun condiții la limită esențiale (se impun deplasările).
Matricea de legătură dintre vectorul gradelor de libertate necunoscute şi vectorul gradelor de libertate este:

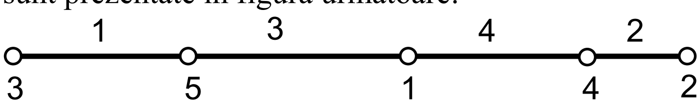
a) $$\mathbf{L}=\begin{bmatrix}0&1&0&0&0\\0&0&1&0&0\\0&0&0&1&0\end{bmatrix},$$

b) $$\mathbf{L}=\begin{bmatrix}1&0&0&0&0\\0&0&0&1&0\\0&0&0&0&1\end{bmatrix},$$

c) $$\mathbf{L}=\begin{bmatrix}0&1&0&0&0\\0&0&1&0&0\end{bmatrix},$$

d) $$\mathbf{L}=\begin{bmatrix}1&0&0&0&0\\0&0&0&0&1\end{bmatrix}.$$

19. Se presupune că se rezolvă prin metoda elementelor finite o problemă de solicitare elastică axială monodimensională. Domeniul de calcul, numerotarea elementelor şi numerotarea nodurilor sunt prezentate în figura următoare:



Se observă că se folosesc pentru discretizarea domeniului de calcul 4 elemente şi 5 noduri. Se consideră că în fiecare nod există un singur grad de libertate (deplasarea axială a nodului respectiv).
La limitele domeniului de calcul (la capete) se impun condiții la limită esențiale (se impun deplasările).
Matricea de legătură dintre vectorul gradelor de libertate ale elementului 2 şi vectorul gradelor de libertate ale structurii este:

a) $$\mathbf{A}_2=\begin{bmatrix}0&0&1&0&0\\0&0&0&0&1\end{bmatrix},$$

b) $$\mathbf{A}_2=\begin{bmatrix}0&0&0&0&1\\1&0&0&0&0\end{bmatrix},$$

c) $$\mathbf{A}_2=\begin{bmatrix}0&0&0&1&0\\0&1&0&0&0\end{bmatrix},$$

d) $$\mathbf{A}_2=\begin{bmatrix}1&0&0&0&0\\0&0&0&1&0\end{bmatrix}.$$

20. Se presupune că se rezolvă prin metoda elementelor finite o problemă de solicitare elastică axială monodimensională. Domeniul de calcul, numerotarea elementelor şi numerotarea nodurilor sunt prezentate în figura următoare:

Se observă că se folosesc pentru discretizarea domeniului de calcul 4 elemente şi 5 noduri. Se consideră că în fiecare nod există un singur grad de libertate (deplasarea axială a nodului respectiv).

La limitele domeniului de calcul (la capete) se impun condiții la limită esențiale (se impun deplasările).

Matricea de legătură dintre vectorul gradelor de libertate ale elementului 1 şi vectorul gradelor de libertate ale structurii este:

a) $\tilde{\mathbf{A}}_1 = \begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 \end{bmatrix}$,

b) $\tilde{\mathbf{A}}_1 = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 1 \\ 1 & 0 & 0 \end{bmatrix}$,

c) $\tilde{\mathbf{A}}_1 = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 \end{bmatrix}$,

d) $\tilde{\mathbf{A}}_1 = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}$.

TEST GRILĂ LA DISCIPLINA ELASTICITATE

1. Sistemul de ecuații

$$\frac{\partial \sigma_x}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{xy}}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{xz}}{\partial z} + g_x = 0;$$

$$\frac{\partial \tau_{yx}}{\partial x} + \frac{\partial \sigma_y}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{yz}}{\partial z} + g_y = 0;$$

$$\frac{\partial \tau_{zx}}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{zy}}{\partial y} + \frac{\partial \sigma_z}{\partial z} + g_z = 0.$$

reprezintă:

a) ecuațiile de echilibru static ale unui element infinitezimal de volum;

b) ecuațiile de echilibru dinamic ale unui element infinitezimal de volum;

c) condițiile de contur în elasticitatea spatial;

d) condiția de continuitate în elasticitatea spatială.

2. Tensorul tensiunilor dintr-un punct al unui corp solicitat este:

$$\mathbf{T}_\sigma = \begin{pmatrix} \sigma_x & \tau_{xy} & \tau_{xz} \\ \tau_{yx} & \sigma_y & \tau_{yz} \\ \tau_{zx} & \tau_{zy} & \sigma_z \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} 20 & 0 & 4 \\ 0 & 10 & 0 \\ 4 & 0 & -12 \end{pmatrix} \quad [Pa]$$

Care dintre componentele tensorului este tensiune principală?

a) 4 Pa; b) 10 Pa; c) -12 Pa; d) 20 Pa.

3. Sistemul de ecuații următor

$$p_{\nu x} = \sigma_x l + \tau_{xy} m + \tau_{xz} n;$$

$$p_{\nu y} = \tau_{yx} l + \sigma_y m + \tau_{yz} n;$$

$$p_{\nu z} = \tau_{zx} l + \tau_{zy} m + \sigma_z n.$$

reprezintă:

a) ecuațiile de echilibru static ale unui element infinitezimal de volum al unui corp elastic;

b) ecuațiile de echilibru dinamic ale unui element infinitezimal de volum al unui corp elastic;

c) condițiile de contur în elasticitatea plană;

d) condiția de continuitate în elasticitatea plană.

4. Sistemul de ecuații urmator

$$\varepsilon_x = \frac{\partial u}{\partial x}, \quad \varepsilon_y = \frac{\partial v}{\partial y}, \quad \gamma_{xy} = \frac{\partial u}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial x},$$

reprezintă:

a) ecuațiile fizice în elasticitatea plană;

b) ecuațiile geometrice în elasticitatea plană;

c) ecuațiile fizice în elasticitatea spațială;

d) condițiile de contur în elasticitatea plană.

5. Tensorul deformațiilor dintr-un punct al unui corp omogen şi izotrop este:

$$T_\varepsilon = \begin{pmatrix} \varepsilon_x & \frac{1}{2}\gamma_{xy} & \frac{1}{2}\gamma_{xz} \\ \frac{1}{2}\gamma_{yx} & \varepsilon_y & \frac{1}{2}\gamma_{yz} \\ \frac{1}{2}\gamma_{zx} & \frac{1}{2}\gamma_{zy} & \varepsilon_z \end{pmatrix} = 10^{-4} \begin{pmatrix} 8 & 3 & 0 \\ 3 & -4 & 0 \\ 0 & 0 & 4 \end{pmatrix}$$

O direcție principală de deformație din acest punct coincide cu:

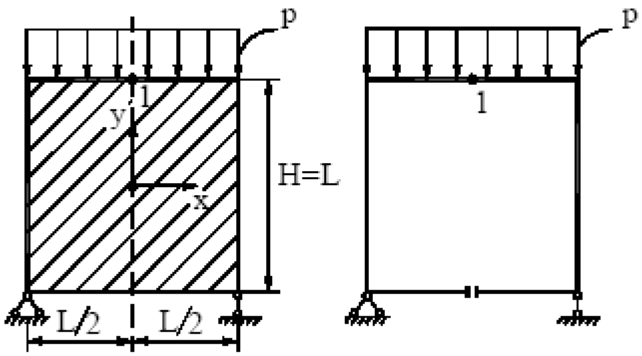
a) Direcția axei Ox;

b) Direcția axei Oy;

c) Direcția axei Oz;

d) Bisectoarea unghiului xOy.

6. Valorile corecte ale tensiunilor σ_y şi τ_{xy} în punctul „1” al elementului din figura de mai jos sunt:



a) $\sigma_y = p$; $\tau_{xy} = 0$; b) $\sigma_y = -p$; $\tau_{xy} = p$; c) $\sigma_y = -p$; $\tau_{xy} = 0$; d) $\sigma_y = 0$; $\tau_{xy} = -p$.

7. Ecuatia

$$\sigma^3 - I_1\sigma^2 + I_2\sigma - I_3 = 0,$$

reprezintă:

a) Ecuatia de echilibru a tensiunilor intr-un punct al unui corp elastic solicitat de actiuni exterioare;

b) Ecuatia tensiunilor principale intr-un punct al unui corp elastic solicitat de actiuni exterioare;

c) Conditia de contur al unui corp elastic solicitat de actiuni exterioare;

d) Conditia de echilibru pe conturul unui corp elastic solicitat de actiuni exterioare.

8. Expresia

$$\sigma_1\sigma_2 + \sigma_2\sigma_3 + \sigma_3\sigma_1$$

reprezintă:

a) Expresia invariantului I_2 al starii de tensiuni intr-un punct al unui corp elastic solicitat de actiuni exterioare;

b) Ecuatia tensiunilor principale intr-un punct al unui corp elastic solicitat de actiuni exterioare;

c) Conditia de contur al unui corp elastic solicitat de actiuni exterioare;

d) Conditia de echilibru pe conturul unui corp elastic solicitat de actiuni exterioare.

9. Condiția următoare

$$\mathrm{Det}\begin{pmatrix} \sigma_x - \sigma & \tau_{xy} & \tau_{xz} \\ \tau_{yx} & \sigma_y - \sigma & \tau_{yz} \\ \tau_{zx} & \tau_{zy} & \sigma_z - \sigma \end{pmatrix} = 0$$

produce:

a) Ecuatia tensiunilor principale intr-un punct al unui corp elastic solicitat de actiuni exterioare;

b) Ecuația de echilibru static a unui element infinitezimal de volum al unui corp elastic;

c) Condițiile de contur în elasticitatea tridimensională;

d) Condiția de continuitate în elasticitatea tridimensională.

10. Expresia

$$\frac{\partial u}{\partial x}+\frac{1}{2}\left[\left(\frac{\partial u}{\partial x}\right)^2+\left(\frac{\partial v}{\partial x}\right)^2+\left(\frac{\partial w}{\partial x}\right)^2\right]$$

reprezintă:
a) Expresia lunecării specifice unghiulare din planul *xz*;
b) Expresia deformației specifice liniare pe axa *x*;
c) Expresia deformației specifice liniare pe axa *z*;
d) Conditia de contur al unui corp elastic solicitat de actiuni exterioare.

11. Expresia

$$\frac{\partial v}{\partial y}+\frac{1}{2}\left[\left(\frac{\partial u}{\partial y}\right)^2+\left(\frac{\partial v}{\partial y}\right)^2+\left(\frac{\partial w}{\partial y}\right)^2\right]$$

reprezintă:
a) Expresia lunecării specifice unghiulare din planul *xz*;
b) Expresia deformației specifice liniare pe axa *x*;
c) Expresia deformației specifice liniare pe axa *y*;
d) Conditia de contur al unui corp elastic solicitat de actiuni exterioare.

12. Expresia

$$\frac{\partial u}{\partial z}+\frac{\partial w}{\partial x}+\frac{\partial u}{\partial x}\frac{\partial u}{\partial z}+\frac{\partial v}{\partial x}\frac{\partial v}{\partial z}+\frac{\partial w}{\partial x}\frac{\partial w}{\partial z}$$

reprezintă:
a) Expresia generală a lunecării specifice unghiulare din planul *xz*;
b) Expresia generală a deformației specifice liniare pe axa *x*;
c) Expresia generală a deformației specifice liniare pe axa z;
d) Conditia de contur al unui corp elastic solicitat de actiuni exterioare.

13. Expresia

$$\frac{\partial u}{\partial y}+\frac{\partial v}{\partial x}+\frac{\partial u}{\partial x}\frac{\partial u}{\partial y}+\frac{\partial v}{\partial x}\frac{\partial v}{\partial y}+\frac{\partial w}{\partial x}\frac{\partial w}{\partial y}$$

reprezintă:
a) Expresia generală a lunecării specifice unghiulare din planul *xy*;
b) Expresia generală a deformației specifice liniare pe axa *x*;
c) Expresia generală a deformației specifice liniare pe axa *z*;
d) Conditia de contur al unui corp elastic solicitat de actiuni exterioare.

14. Corpul ale cărui deplasări ale punctelor au expresiile:
$u=a-by-cz$; $v=bx-cz$; $w=c(x+y)$, (unde *a,b* şi *c* sunt constante).
are:
a) Deplasare constantă pe axa *z*;
b) Deplasare constantă pe o axă orientată la 30^o fată de axa *x* in planul *xy*;
c) Tensiuni principale nenule pe axa y;
d) Numai deplasari de rigid, (corpul nu se deformează).

15. Deformația specifică unghiulară γ_{zx} a unui corp elastic ale cărui deplasări ale punctelor au expresiile: $u=a(x+y-5+0,5z)z$; $v=a(y+0,5z)z$; $w=a(xy+yz+xz)$ (unde a este o constanta), este:

a) $\gamma_{zx} = 0$;

b) $\gamma_{zx} = a(x + 2y + 2z - 5)$;

c) $\gamma_{zx} = a(x + y + 2z)$;

d) $\gamma_{zx} = a$.

16. Expresia

$$\frac{1}{3}\sqrt{(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2}$$

reprezintă:

a) Expresia lunecării specifice unghiulare din planul xz;

b) Expresia tensiunii tangentiale octaedrice intr-un punct al unui corp elastic;

c) Expresia unui invariant al starii de tensiune a unui corp elastic;

d) Expresia tensiunii normale octaedrice intr-un punct al unui corp elastic.

17. Matricea

$$D = \begin{pmatrix} \frac{1}{E_x} & -\frac{\mu_{xy}}{E_y} & -\frac{\mu_{xz}}{E_z} \\ -\frac{\mu_{yx}}{E_x} & \frac{1}{E_y} & -\frac{\mu_{yz}}{E_z} \\ -\frac{\mu_{zx}}{E_x} & -\frac{\mu_{zy}}{E_y} & -\frac{1}{E_z} \end{pmatrix}$$

reprezintă:

a) Matricea constantelor de elasticitate ale materialului ortotrop al unui corp;

b) Matricea constantelor de elasticitate ale materialului izotrop al unui corp;

c) Matricea de amortizare a materialului ortotrop al unui corp elastic

d) Matricea atasata tensorului tensiunilor într-un punct al unui corp elastic;

18. Tensiunile principale într-un punct al unui corp elastic au valorile:

$\sigma_1 = \sigma_2 =-14,29\cdot10^5$ Pa; $\sigma_3 =-75\cdot10^5$ Pa.

Tensiunea tangentială maximă are valoarea:

a) $\tau_{max}=60.71\cdot10^5$Pa

b) $\tau_{max}=-30.355\cdot10^5$Pa

c) $\tau_{max}=89.29\cdot10^5$Pa

d) $\tau_{max}=-89.29\cdot10^5$Pa

19. Expresia

$$\frac{1}{2E}\left[\sigma_1^2 + \sigma_2^2 + \sigma_3^2 - 2\mu(\sigma_1\sigma_2 + \sigma_2\sigma_3 + \sigma_3\sigma_1)\right]$$

reprezintă:

a) Expresia tensiunii octaedrice intr-un punct unui corp elastic;
b) Expresia energiei potențiale specifice de deformație, totală;
c) Expresia unui invariant al starii de tensiune a unui corp elastic;
d) Conditia de contur al unui corp elastic solicitat de actiuni exterioare.

20. Deformația specifică unghiulară γ_{xy} a unui corp elastic ale cărui deplasări ale punctelor au expresiile: $u=a(x+y-5+0{,}5z)z$; $v=a(y+0{,}5z)z$; $w=a(xy+yz+xz)$ (unde a este o constanta), este:
a) $\gamma_{xy} = 0$;
b) $\gamma_{xy} = a(x+2y+2z-5)$;
c) $\gamma_{yx} = a(x+y+2z)$;
d) $\gamma_{xy} = az$.

TEST GRILĂ LA DISCIPLINA PLASTICITATE

1. Comportarea elasto-plastică a solidelor este caracterizată de o relație tensiune-deformație:
a) liniara, (adică distribuția de tensiuni se obține pornind de la distribuția de deformații folosind nişte relații liniare);
b) ne-liniara, (adică distribuția de tensiuni se obține pornind de la distribuția de deformații folosind nişte relații ne-liniare);
c) ne-unică, (adică unei distribuții a deformațiilor îi pot corespunde mai multe distribuții de tensiuni);
d) biunivoca, (adică unei distribuții de deformații ii corespunde o distribuție de tensiuni si invers).

2. După o încărcare elasto-plastica a unei structuri fără deformații/tensiuni inițiale urmata de o descărcare completa se poate observa:
a) in structura rămân deformații/tensiuni remanente;
b) structura revine la starea inițiala;
c) structura îşi pierde stabilitatea;
d) structura se deformează in sens invers proporțional cu deformațiile plastice.

3) După o încărcare elasto-plastică descărcarea se face:
a) elasto-plastic;
b) elastic;
c) plastic;
d) neliniar.

4) Ce este suprafața de curgere:
a) Suprafața domeniului tensiunilor admisibile;
b) Suprafața domeniului de curgere;
c) Suprafața domeniului plastic;
d) Suprafața domeniului tensiunilor de curgere.

5) Interiorul suprafeței de curgere este:
a) Domeniul plastic;
b) Domeniul de curgere;
c) Domeniul tensiunilor admisibile;
d) Domeniul elastic.

6) Pentru al defini domeniul tensiunilor admisibile, domeniul elastic, etc. se foloseste:
a) Criteriul de elasticitate;
b) Funcția de plasticitate;
c) Criteriul de curgere;
d) Funcția de elasticitate.

7) Modelul de material elastic-perfect plastic este caracterizat de:
a) întărire liniara;
b) tensiunea de curgere constanta;
c) întărire constanta;
d) tensiune de curgere liniara.

8) La modelul de material elastic perfect plastic prin deformare elasto-plastică suprafața de curgere:
a) se măreşte in direcția deformării plastice;
b) rămâne constanta;
c) se măreşte in toate direcțiile;
d) se deplasează in direcția deformării plastice.

9) La modelul de material cu întărire izotropa prin deformare elasto-plastică suprafața de curgere:
a) se măreşte in direcția deformării plastice;
b) rămâne constanta;
c) se măreşte in toate direcțiile;
d) se deplasează in direcția deformării plastice.

10) La modelul de material cu întărire cinematica prin deformare elasto-plastică suprafața de curgere:
a) se măreşte in direcția deformării plastice;
b) rămâne constanta;
c) se măreşte in toate direcțiile;
d) se deplasează in direcția deformării plastice.

11) In plasticitate se utilizează mai multe modele de întărire. Care dintre următoarele nu se utilizează:
a) statica;
b) cinematica;
c) izotropa;
d) mixta.

12) Efectul Bauschinger este modelat matematic prin întărirea:

a) statica;
b) cinematica;
c) izotropa;
d) endotropa.

13) In modelarea matematica a deformării elasto-plastice atunci când se foloseşte ipoteza ca deformațiile sunt mici se considera ca deformația totala se descompune in deformație elastica si deformație plastica
a) multiplicativ;
b) aditiv;
c) logaritmic;
d) pătratic.

14) Relațiile de încărcare/descărcare se mai numesc:
a) Hill;
b) Tresca;
c) vonMises;
d) Kuhn-Tucker.

15) Ecuațiile elasto-plasticitatii sunt:
a) algebrice;
b) funcționale;
c) integrale;
d) diferențiale.

16) Cel mai frecvent utilizat criteriu de curgere in plasticitatea metalelor este:
a) Hill;
b) Tresca;
c) vonMises;
d) Kuhn-Tucker.

17) Legea de curgere modelează matematic modul de variație al
a) curgerii;
b) plasticizării;
c) deformațiilor plastice;
d) deformațiilor elasto-plastice.

18) Legea de întărire modelează matematic modul de variație al
a) parametrilor de curgere;
b) parametrilor elasto-plastici;
c) întăriri materialului;
d) parametrilor de întărire.

19) La rezolvarea problemelor de plasticitate pe calculator sarcina exterioara se aplica:
a) incremental;
b) integral;
c) parțial;

d) distribuit.

20) Pentru determinarea modului elasto-plastic tangent se foloseşte:
a) condiția de curgere;
b) condiția de plasticitate;
c) condiția de persistenta (consistenta);
d) condiția de admisibilitate.

TEST GRILĂ LA DISCIPLINA MATERIALE COMPOSITE

1. Materialul compozit este:
 a. o combinatie de cel putin doua componente;
 b. o combinatie de doua componente;
 c. un amestec omogen si izotrop de substante chimice;
 d. un material care oxideaza in mediu coroziv.

2. Care sunt fazele materialului compozit
 a. matricea+ranforsantul+gelcoat-ul ;
 b. matricea+ranforsantul;
 c. rasina+ranforsantul+gelcoatul;
 d. matricea+rasina+fibra.

3. In structura unui material compozit, în calitate de agent de ranforsare, se pot utiliza:
 a. fibre, particule, apa ;
 b. fibre, whiskers, particule, aer ;
 c. fibre, particule, aer ;
 d. fibra de sticla.

4. Matricea polimerica este considerata:
 a. rasina poliesterica, rasina fenolica, rasina epoxi;
 b. poliamide, polipropilena, policlorura de vinil, poliuretani;
 c. raspunsurile a si b sunt corecte;
 d. nici un raspuns nu este corect.

5. Compozitele structurale tip "sandwich" pot avea miez din:
 a) fibre scurte;
 b) structuri de tip fagure (de aluminiu, hârtie, materiale plastice) sau spumă (poliuretanică,
 polistirenică) ;
 c) compozite pe bază de țesătură din fibre de sticlă şi răşină poliesterică nesaturată ;
 d) polimer termoplastic compact.

6. Fractia volumica reprezinta:
 a. raportul dintre volumul de fibre (volumul matricei) si volumul intregului compozit;
 b. raportul dintre numarul total de fibre si volumul intregului compozit;

c. numarul total de fibre din materialul compozit;
d. raportul dintre volumul de fibre si volumul matricei.

7. Ponderea volumica a fibrelor reprezinta:
a. volumul fibrelor din compozit;
b. raportul procentual dintre volumul fibrelor din compozit si volumul total de compozit;
c. volumul compozitului armat cu fibre;
d. numarul de fibre din componenta materialului compozit.

8. Fractia masica reprezinta:
a. raportul dintre masa de fibre (masa matricei) si masa intregului compozit;
b. raportul dintre numarul total de fibre si masa intregului compozit;
c. numarul total de fibre din materialul compozit;
d. raportul dintre volumul de fibre si masa compozitului.

9. Ponderea volumica a matricei reprezinta:
a. volumul matricei din compozit;
b. raportul procentual dintre volumul matricei din compozit si volumul total de compozit;
c. volumul compozitului armat cu fibre;
d. diferenta dintre volumul compozitului si volumul ocupat de fibre.

10. Modulului de elasticitate longitudinal, modulului de elasticitate transversal şi coeficientul lui Poisson se pot determina utilizand ecuatiile micromecanicii materialelor compozite, folosind:
a. codul topologic;
b. regula amestecului (regula lui Dalton);
c. fractia volumica;
d. ponderea volumica.

11. Codificarea topologica reprezinta:
a. o definitie a materialului compozit;
b. numarul total de lamine;
c. un simbol care prezinta principalele elemente structurale;
d. succesiunea orientarii fiecarei lamine.

12. Codul topologic prezinta:
a. elementele componente ale materialului compozit;
b. grosimea materialului compozit;
c. definitia materialului compozit;
d. numarul de lamine, orientarea si succesiunea acestora.

13. Matricea de rigiditate reprezinta:
a. matricea care face legatura intre tensiuni si deformatii;
b. matricea care face lagatura intre deformatii si tensiuni;
c. matricea care are pe diagonala principala numai rigiditati;
. d. matricea materialului anizotrop.

14. Matricea rigiditatilor reduse reprezinta:

a. reprezinta legatura intre tensiuni si deformatii in noul sistem de referinta rotit fata de sistemul initial;
b. matricea care face lagatura intre deformatii si tensiuni;
c. matricea care are pe diagonala principala numai rigiditati;
.d. matricea materialului anizotrop.

15. Matricea compliantelor reprezinta:
a. matricea care face legatura intre tensiuni si deformatii;
b. matricea care face lagatura intre deformatii si tensiuni;
c. matricea care are pe diagonala principala numai rigiditati;
. d. matricea materialului anizotrop.

16. Matricea compliantelor reduse reprezinta:
a. matricea care face legatura intre tensiuni si deformatii;
b. matricea care face lagatura intre deformatii si tensiuni in noul sistem de referinta rotit fata de sistemul initil;
c. matricea care are pe diagonala principala numai rigiditati;
. d. matricea materialului anizotrop.

17. Un stratificat este considerat simetric daca:
a. fibrele sunt asezate simetric fata de planul median;
b. orientarea staturilor este antisimetrica in raport cu planul median;
c. proprietatile laminei, orientarea si grosimea acesteia sunt identice fata de planul median;
d. daca are un numar par de lamine.

18. Rolul gelcoat-ului:
a. mareste viteza de intarire a matricei;
b. ajuta la aderenta fibra - matrice;
c. imbunatateste estetica suprafetei materialului compozit;
d. se foloseste pentru ca la final materialul compozit sa poata fi vopsit.

19. Delaminarea este:
a. o defectiune interioara cauzata de existenta unui gol de aer, aparut in timpul procesului de fabricare intre 2 straturi;
b. o metoda de realizarea a materialelor compozite;
c. o metoda de prelucrarea a materialelor compozite;
d. un material compozit cu armare bidirectionala.

20. Micromecanica materialelor compozite se refera la:
a. studiul interactiunilor dintre constituientii materialului compozit;
b. analiza ranforsantului care intra in alcatuirea materialului compozit;
c. analiza matricei materialului compozit;
d. proprietatile globale ale materialului compozit.