

Test de selectie - admiterea la master

Intrebari orientative din tematica disciplinelor

1. Adunarea vectorilor se face cu:
 - a. regula trapezului;
 - b. regula paralelogramului;
 - c. regula cercului.
2. Unitatea de măsură pentru forță este:
 - a. Newtonul;
 - b. Kilogramul;
 - c. Pascalul.
3. Momentul unei forțe de 10N față de un punct situat la distanța de 2m de dreapta sa suport este:
 - a. 5 Nm ;
 - b. 20 Nm ;
 - c. 12 Nm .
4. Distanța de la un punct de masă “ m ” la o dreaptă este “ d ”. Momentul de inerție al punctului față de dreapta dată se calculează cu relația:
 - a. $J = md$;
 - b. $J = m^2d$;
 - c. $J = md^2$.
5. Un solid rigid execută mișcare de rotație cu viteza unghiulară constantă de 20 rad / s . Viteza unui punct situat la distanța de 20cm față de axa de rotație este:
 - a. $V = 4 \text{ m/ s}$;
 - b. $V = 10 \text{ m/ s}$;
 - c. $V = 400 \text{ m/ s}$.
6. Asupra unui punct material liber de masă $m = 2 \text{ kg}$ acționează o forță exterioară de 10N . Accelerația punctului este:
 - a. 20 m / s^2 ;
 - b. 10 m / s^2 ;
 - c. 5 m / s^2 .

7. Un punct material de masă m se deplasează față de un sistem de referință cu viteza v . Energia cinetică a punctului față de sistemul de referință considerat se calculează cu relația:

a) $T = \frac{1}{2}mv^2$;

b) $T = mv^3$;

c) $T = mv$.

8. Un solid rigid execută mișcare de rotație cu viteza unghiulară ω . Momentul de inerție al solidului rigid față de axa de rotație este J . Energia cinetică a solidului rigid se calculează cu relația:

a. $T = J\omega$;

b. $T = J^2\omega^2$;

c. $T = \frac{1}{2}J\omega^2$.

9. Oțelurile carbon conțin maxim:

a. 2,11 % C

b. 0,77% C

c. 1% C

10. Fontele albe conțin minim:

a. 2,11%C ;

b. 0,77%C;

c. 4,3%C

11. Tratamentele termice de recoacere sunt:

a. tratamente termice primare

b. tratamente termice secundare

c. tratamente intermediare

12. Ce semnificatie are marimea fizica ρ , din ecuatia locala de miscare a fluidelor

ideale Euler: $\vec{a} = \frac{\partial \vec{v}}{\partial t} + (\vec{v} \cdot \nabla)\vec{v} = \vec{f} - \frac{1}{\rho} \nabla p$

a. intensitatea fortelor masice;

b. densitate;

c. presiune

13. In cazul ecuatiei de miscare locale Bernoulli, a unui fluid greu, incompresibil si omogen, aflat in curgere stationara, scrisa pentru o linie de curent:

$$\frac{\vec{v}^2}{2g} + \frac{p}{\gamma} + z = ct. \quad (\vec{v}, \text{ viteza; } g, \text{ acceleratia gravitacionala; } p, \text{ presiunea; } \gamma,$$

greutatea specifica; z , cota}, termenul: $\frac{p}{\gamma}$, reprezinta:

a) energia cinetica specifica (raportata la forta de greutate);

b) energia potentiala specifica "de presiune" (raportata la forta de greutate);

c) energia potentiala specifica "de pozitie" (raportata la forta de greutate) corespunzatoare fortelor exterioare masice.

14. Pentru determinarea regimului de curgere a fluidelor reale în conducte cu secțiune necirculară, Reynolds a introdus următorul criteriu adimensional:

$$Re = \mu \frac{v_m d_h}{\rho} \text{ precizați semnificația mărimii } d_h:$$

- a) vâscozitate cinematică;
- b) diametrul hidraulic;
- c) viteza medie

15. Un corp ce prezintă aceleași proprietăți în toate punctele sale este:

- a) omogen;
- b) izotrop;
- c) ortotrop;

16. Ce mărime se notează R_m în **Rezistența materialelor**:

- a) rezistența la rupere;
- b) limita de proporționalitate;
- c) gătuirea la rupere;

17. Pentru suprafața inelară modulul de rezistență polar se calculează cu relația:

- a. $W_y = \frac{\pi(D^3 - d^3)}{16}$;
- b. $W_y = \frac{\pi(D^4 - d^4)}{16D}$;
- c. $W_y = \frac{\pi D^3}{32} \cdot \left(1 - \left(\frac{d}{D}\right)^4\right)$;

18. Pentru o bară prismatică de lungime l , secțiune A , confecționată dintr-un material cu greutate specifică γ , solicitată la tracțiune de forța P , tensiunea și lungirea - dacă se ține seama de efectul greutății proprii G ale barei - sunt:

- a. $\sigma = \gamma l$; $\Delta l = \frac{Pl}{EA}$;
- b. $\sigma = \frac{P}{A} + \gamma l$; $\Delta l = \frac{\left(P + \frac{G}{2}\right)l}{EA}$;
- c. $\sigma = \frac{P + G}{A}$; $\Delta l = \frac{Pl}{A\gamma}$.

19. Grinda de egală rezistență la încovoiere se obține:

- a) păstrând lățimea constantă, înălțimea variind parabolic;
- b) păstrând înălțimea constantă, lățimea variind liniar;
- c) variantele A și B sunt corecte;

20. Pentru o bară solicitată la încovoiere pură **tensiunea maximă** din secțiune se calculează cu relația:

a. $\sigma_{\max} = \frac{M}{W_y}$;

b. $\sigma_{\max} = M \cdot W_y$;

c. $\sigma_{\max} = \frac{N}{A} + \frac{M}{W_y}$.

21. Teoria a treia de rezistență se mai numește:

- a) teoria tensiunii tangențiale maxime;
- b) teoria deformației specifice maxime;
- c) teoria stărilor limită a lui Mohr.

22. Precizați care este definiția unui arbore:

- a) este un organ de mașină ce primește și transmite mișcarea de rotație în jurul axei sale geometrice, fiind solicitat în principal la torsiune și încovoiere;
- b) este un organ de mașină care numai primește mișcarea de rotație în jurul axei sale geometrice și are rolul de element de susținere pentru celelalte subansamble montate pe acestea;
- c) este un organ de mașină prevăzut cu cel puțin două fusuri pe care se montează roțile de rulare sau prin care acesta se sprijină în lagăre, fiind solicitat la forfecare.

23. Identificați care sunt principalele tipuri de solicitări la care este supus un arbore:

- a) un arbore este solicitat numai la încovoiere;
- b) un arbore este solicitat la încovoiere, torsiune, forfecare și tracțiune/compresiune;
- c) un arbore este solicitat în principal la torsiune, când se neglijează celelalte tipuri de solicitări (cazul arborilor intermediari de transmisie), dar și la încovoiere.

24. Sistemele de etanșare pot fi:

- a) cu contact sau fără contact;
- b) prevăzute cu elemente metalice demontabile cu rol în protecția organelor de mașini împotriva pătrunderii zgometului;
- c) sisteme de etanșare care favorizează scurgerea lubrefiantului din interiorul sistemelor mecanice dar împiedică pătrunderea impurităților în interiorul acestora.

25. Ce sunt rulmenții?

- a) sunt organe de mașini prin care se poate modifica raportul de transmitere al elementelor din structura acestora;
- b) sunt organe de mașini complexe, care asigură rezemarea unor piese, ce execută mișcare de rotație sau de oscilație (arbori, osii, butuci de roți);
- c) sunt organe de mașini care au rolul de a etanșa sistemele mecanice împotriva pătrunderii impurităților din exteriorul acestora și de a reduce frecarea ce apare în timpul funcționării acestora.

26. Ce cuprinde simbolizarea unui rulment?
- este o notare codificată standardizată ce asigură identificarea sau descrierea rulmentului, în scopul asigurării unei interschimbabilități complete sub aspect constructiv și funcțional;
 - simbolizarea unui rulment reprezintă un cod format din cifre și litere prin care acesta este identificat și prin care este precizat tipul de lubrefiant necesar ungerii acestuia;
 - simbolizarea rulmentului reprezintă un cod format numai din litere prin care se identifică tipul de solicitări la care acesta este supus.
27. Identificați tipul de solicitări la care poate fi supus un rulment.
- solicitări dinamice datorate organelor de mașini cu care acestea se învecinează;
 - solicitări cu șoc alternant care duce la uzura prematură a acestora;
 - solicitări radiale și/sau axiale.
28. Care este definiția corectă a transmisiilor prin roți dințate?
- transmisiile prin roți dințate sunt formate dintr-o singură pereche de roți, ambele conduse, la care raportul de transmitere este constant datorită diametrelor de divizare ale acestora.
 - transmisiile prin roți dințate sunt mecanisme elementare formate din două roți dințate conjugate, mobile în jurul a două axe cu poziție relativ invariabilă, una antrenând pe cealaltă prin acțiunea dinților aflați succesiv în contact.
 - transmisiile prin roți dințate sunt formate din două sau mai multe roți dințate dispuse în serie sau cascadă la care raportul de transmitere variază în funcție de turația roții conducătoare.
29. Care sunt cauzele distrugerii roților dințate?
- Roțile dințate se pot distruge datorită unor solicitări la încovoiere, compresiune și torsiune ce i-au naștere pe diametrele de divizare ale acestora în timpul funcționării lor în condiții de suprasarcină.
 - Roțile dințate ale unui angrenaj se pot gripa datorită lipsei de lubrefiant, iar dinții acestora se pot rupe datorită prezenței din abundență a lubrefiantului.
 - Ruperea dintelui: la oboseală, statică (la suprasarcini); deteriorarea suprafeței flancurilor: oboseala la contact (pitting și pelling), gripare, uzura abrazivă, uzura adezivă, curgerea plastică, pătarea termică, exfoliere, interferență.
30. Care sunt elementele de calcul și de proiectare în cazul unui angrenaj cu roți dințate?
- se va identifica tipul solicitării critice, predimensionarea angrenajului, calculul geometric al danturii, verificări de rezistență;
 - predimensionarea angrenajului prin determinarea diametrelor roților dințate, verificări de rezistență și determinarea forțelor și momentelor care acționează asupra dinților acestora;
 - determinarea modulului roților dințate, a distanței între axe și a deplasărilor de profil în baza forțelor axiale, radiale și tangențiale care acționează la baza dinților roților dințate.

31. Identificați definiția corectă a arcurilor.

- a. arcurile sunt organe de mașini care, datorită formelor și materialelor din care sunt confecționate pot înmagazina un lucru mecanic exterior sub formă de energie potențială de deformare și pot restitui o parte din energia înmagazinată sub formă de lucru mecanic exterior;
- b. arcurile sunt organe de mașini, în formă elicoidală sau tip bară de torsiune care pot înmagazina căldură și a o transforma datorită caracteristicilor mecanice ale materialelor din care aceștia sunt confecționați, în lucru mecanic util acționării elementelor din structura sistemelor mecanice;
- c. arcurile sunt organe de mașini care au rolul de amortizare și protecție a sistemelor mecanice împotriva unor șocuri datorate suprasolicităților la care acestea sunt supuse.

32. Prin caracteristica arcurilor se înțelege:

- a. o curbă prin care se exprimă energia de absorbție în funcție de numărul de spire și modulul de elasticitate transversal;
- b. curba care exprimă legătura între sarcina care acționează asupra arcului (forță sau moment) și deformare, aceasta putând fi săgeată sau rotire;
- c. dependența între săgeata acestora și coeficientul de amortizare.

33. Precizați care este rolul unui cuplaj?

- a. realizează legătura dintre două elemente constructive ale unui lanț cinematic în scopul transmiterii momentului de torsiune și a mișcării de rotație, fără modificare legii de mișcare;
- b. realizează legătura între doi arbori din structura unui sistem mecanic cu posibilitatea varierii turației arborelui conducător;
- c. permite modificarea raportului de transmitere între două sau mai multe roți dințate datorită formei și soluției constructive pe care aceștia o au.

34. Identificați principalele categorii prin care se asigură clasificarea cuplajelor.

- a. cuplaje mecanice secvențiale, cuplaje mecanice electromecanice, cuplaje mecanice uscate;
- b. cuplaje mecanice cu elemente deformabile, cuplaje cu comenzi automate sau manuale, cuplaje hidrostatice;
- c. cuplaje mecanice permanente fixe, cuplaje mecanice permanente mobile, cuplaje mecanice intermitente.

35. De câte tipuri sunt lagărele cu alunecare?

- a. lagăre cu elemente confecționate din materiale rezistente la uzură, lagăre cu proprietăți antimagnetice;
- b. lagăre cu elemente de rostogolire și lagăre demontabile;
- c. lagăre hidrodinamice radiale, lagăre hidrodinamice axiale.

36. Ce presupune calculul simplificat în vederea proiectării unui lagăr cu alunecare?
- calculul de dimensionare al fusului, calculul de verificare la solicitarea compusă (încovoiere și torsiune) a fusului, estimarea randamentului total al acestuia;
 - calculul de rezistență al fusului, calculul la presiunea de contact (calculul fus- cuzinet), calculul termic (la încălzire al lagărului).
 - se consideră ca sarcinile asupra fusului sunt uniform distribuite; se ia în calcul tipul lubrefiantului; se efectuează calcule de dimensionare în vederea stabilirii dimensiunilor de gabarit în baza solicitărilor la care acesta este supus.
37. Transmisii prin curele sunt acele transmisii la care:
- energia de la roata motoare se transmite prin fricțiune asupra unui element elastic fără sfârșit (curea) care o transmite tot prin fricțiune uneia sau mai multor roți conduse;
 - au în structură obligatoriu un întinzător și sensul de transmitere a mișcării poate fi modificat prin introducerea unei roți de curea adiționale.
 - transmit parametri energetici în funcție de gradul de întindere al elementului elastic și de vâscozitatea lubrefiantului necesar ungerii transmisiei.
38. Identificați etapele corecte de dimensionare a unei transmisii prin curele:
- alegerea tipului curelei, calculul geometric al transmisiei, dimensionarea transmisiei din condiții de rezistență
 - alegerea tipului curelei în funcție de distanța între axele roților de curea, dimensionarea transmisiei în funcție de condiții de funcționare ale acestora, identificarea principalelor forțe din transmisie și calculul acestora.
 - stabilirea numărului de curele pe baza parametrilor energetici ce vor urma să fie transmiși, dimensionarea roților din condiții impuse de gabarit, calculul forțelor care acționează asupra roților transmisiei.
39. Precizați de câți parametri este necesară realizarea unei notări corespunzătoare în vederea identificării unui filet?
- 5 parametri (simbolul filetului, diametrul nominal, pasul filetului, sensul de înfășurare, simbolul câmpului de toleranțe);
 - notarea filetului se face numai după simbolul filetului după ce acesta a fost identificat cu ajutorul unor calibre standard.
 - 3 parametri: simbolul filetului, diametrul nominal, pasul filetului.
40. Elementele din structura unei asamblări de tip arbore-butuc sunt solicitate la:
- solicitare la flambaj și presiune de contact.
 - solicitare de tracțiune/compresiune, torsiune;
 - solicitare de strivire și forfecare.

41. Cum se definește mecanismul?

- Mecanismul poate fi definit ca fiind un lanț cinematic închis, nedesmodrom cu un element fix (bază);
- Mecanismul poate fi definit, ca fiind un lanț cinematic deschis, desmodrom cu un element fix (bază);
- Mecanismul poate fi definit, ca fiind un lanț cinematic închis, desmodrom cu un element fix (bază).

42. Care este relația de calcul a raportului de transmitere?

a. $i_{12} = \frac{\omega_2}{\omega_1}$

b. $i_{12} = \frac{\omega_1}{\omega_2}$

c. $i_{12} = \frac{z_1}{z_2}$

43. Ce reprezintă raportul de transmitere?

- Raportul dintre viteza unghiulară a elementului condus și viteza unghiulară a elementului conducător;
- Raportul dintre viteza unghiulară a elementului conducător și accelerația unghiulară a elementului condus;
- Raportul dintre viteza unghiulară a elementului conducător și viteza unghiulară a elementului condus.

44. Care este rolul volantului?

- Volantul are rolul de a mări viteza unghiulară a elementului de reducere al mecanismului;
- Volantul are rolul de uniformizare a mișcării mecanismului (mașinii) prin acumularea energiei cinetice, atunci când $M_m > M_r$ și cederea energiei cinetice atunci când $M_m < M_r$.
- Volantul are rolul de a micșora viteza unghiulară a elementului de reducere al mecanismului.

45. Primul principiu al termodinamicii pentru sisteme deschise. Relația matematică de definiție

a) $dq = dh - vdp$

b) $I = \frac{U}{R}$

c) nu există expresie matematică

46. Randamentul termic al ciclului Carnot

a) $\eta = 1 - Q_0$

b) $\eta = 1 - \frac{T_0}{T}$

c) $\eta = 1 - \frac{H}{S}$ (entalpie/entropie)

47. Ciclul motoarelor cu aprindere prin scânteie este:

- a) cu ardere mixtă
- b) cu ardere la volum constant
- c) cu abur

48. Transformarea adiabatică se realizează la:

- a) temperatură constantă
- b) volum constant
- c) fără schimb de căldură

49. Aerul umed este format din principalele două gaze:

- a) dioxid de carbon și dioxid de sulf
- b) oxigen și azot
- c) oxigen și heliu

TEMATICA DESTINATA INTREBARILOR

A

1. MOMENTUL UNUI VECTOR (FORȚE) ÎN RAPORT CU UN PUNCT ȘI ÎN RAPORT CU O AXĂ. CUPLUL DE VECTORI (FORȚE).

Momentul unui vector legat \vec{V} , având punctul de aplicație în A în raport cu punctul O, se definește ca fiind produsul vectorial dintre vectorul de poziție $\vec{r} = \vec{OA}$ al punctului de aplicație al vectorului și vector, adică:

$$\vec{M}_O = \vec{r} \times \vec{V}$$

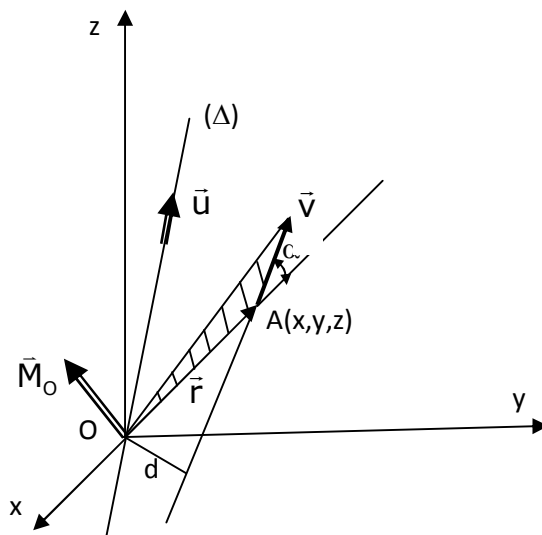


Fig.1.

Elementele caracteristice ale momentului \vec{M}_O sunt:

- punctul de aplicație este chiar punctul de referință O;
- direcția este perpendiculară pe planul determinat de vectorii \vec{r} și \vec{V} ;
- sensul este determinat de regula burghiului drept;
- mărimea este: $M_O = r \cdot v \cdot \sin(\vec{r}, \vec{V}) = rv \sin \alpha = v \cdot d$

Dacă vectorul \vec{V} este forța \vec{F} , atunci momentul forței \vec{F} are ca unitate de măsură în SI (Sistemul Internațional) Nm.

Prin exprimarea analitică a vectorilor \vec{r} și \vec{v} , raportați la sistemul xOzy se obține:

$$\vec{r} = \vec{OA} = x\vec{i} + y\vec{j} + z\vec{k}, \quad \vec{v} = v_x\vec{i} + v_y\vec{j} + v_z\vec{k}$$

$$\vec{M}_O = M_{Ox}\vec{i} + M_{Oy}\vec{j} + M_{Oz}\vec{k} = \vec{r} \times \vec{v} = \begin{vmatrix} \vec{i} & \vec{j} & \vec{k} \\ x & y & z \\ v_x & v_y & v_z \end{vmatrix} = (yv_z - zv_y)\vec{i} + (zv_x - xv_z)\vec{j} + (xv_y - yv_x)\vec{k}$$

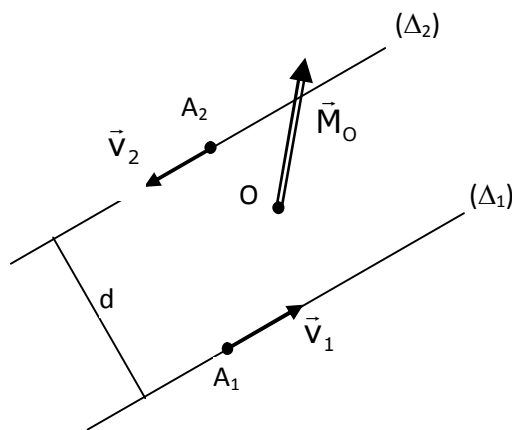
cu $M_{Ox} = yv_z - zv_y$, $M_{Oy} = zv_x - xv_z$, $M_{Oz} = xv_y - yv_x$.

Momentul unui vector \vec{V} legat sau alunecător în raport cu o axă (Δ) orientată prin versorul \vec{u} , se definește ca fiind proiecția pe axa (Δ) a momentului vectorului \vec{V} calculat în raport cu un punct arbitrar O al axei, adică: $M_\Delta = \vec{M}_O \cdot \vec{u}$.

Dacă dreapta (Δ) face unghiurile α, β, γ cu axele sistemului $xOzy$ atunci,
 $\vec{u} = \cos \alpha \cdot \vec{i} + \cos \beta \cdot \vec{j} + \cos \gamma \cdot \vec{k}$, situație în care:

$$M_{\Delta} = \vec{M}_O \cdot \vec{u} = M_{Ox} \cos \alpha + M_{Oy} \cos \beta + M_{Oz} \cos \gamma.$$

Cuplul de vectori se definește ca fiind un sistem de doi vectori (\vec{v}_1, \vec{v}_2) cu suporturile paralele și rezultanta \vec{R} nulă, adică: $\vec{R} = \vec{v}_1 + \vec{v}_2 = \vec{0}$.



Momentul cuplului este:

$$\vec{M}_O = \vec{OA}_1 \times \vec{v}_1 + \vec{OA}_2 \times \vec{v}_2$$

Cu $\vec{v}_1 = -\vec{v}_2 = \vec{v}$ se obține:

$$\begin{aligned} \vec{M}_O &= \vec{OA}_1 \times \vec{v} + \vec{OA}_2 \times (-\vec{v}) = \\ &= (\vec{OA}_1 - \vec{OA}_2) \times \vec{v} = \\ &= \vec{A_2A_1} \times \vec{v} = \vec{A_1A_2} \times (-\vec{v}) \end{aligned}$$

Se constată că vectorul moment al cuplului este un vector liniar, adică nu depinde de punctul în raport cu care se calculează.

Fig.2.

Mărimea momentului unui cuplu este:

$$M_O = M = v_1 \cdot d = v_2 \cdot d = v \cdot d,$$

unde:

d- reprezintă distanța dintre axele Δ_1 și Δ_2 (brațul cuplului)

2. TORSORUL DE REDUCERE AL UNUI SISTEM DE VECTORI

Torsorul de reducere al unui sistem de vectori \vec{v}_i cu punctele de aplicație A_i , $i = \overline{1, n}$ în raport cu punctul O este format din:

- Rezultanta \vec{R} a sistemului de vectori care se calculează cu relația:

$$\vec{R} = \sum_{i=1}^n \vec{v}_i;$$

- Momentul resultant \vec{M}_O al sistemului de vectori care se calculează cu relația:

$$\vec{M}_O = \sum_{i=1}^n \vec{OA}_i \times \vec{v}_i$$

Prin exprimarea analitică a mărimilor vectoriale față de sistemul $xOyz$ se obține:

$$\vec{v}_i = X_i \vec{i} + Y_i \vec{j} + Z_i \vec{k}, \quad \vec{OA}_i = x_i \vec{i} + y_i \vec{j} + z_i \vec{k}$$

$$\vec{R} = X \vec{i} + Y \vec{j} + Z \vec{k} = \sum_{i=1}^n \vec{v}_i = \left(\sum_{i=1}^n X_i \right) \vec{i} + \left(\sum_{i=1}^n Y_i \right) \vec{j} + \left(\sum_{i=1}^n Z_i \right) \vec{k} \text{ cu}$$

$X = \sum_{i=1}^n X_i, Y = \sum_{i=1}^n Y_i, Z = \sum_{i=1}^n Z_i$, care reprezintă proiecțiile rezultantei \vec{R} pe axele sistemului xOyz;

$$\vec{M}_O = M_{Ox}\vec{i} + M_{Oy}\vec{j} + M_{Oz}\vec{k} = \sum_{i=1}^n \vec{OA}_i \times \vec{v}_i = \sum_{i=1}^n \begin{vmatrix} \vec{i} & \vec{j} & \vec{k} \\ x_i & y_i & z_i \\ X_i & Y_i & Z_i \end{vmatrix} = \sum_{i=1}^n (y_i \cdot Z_i - z_i \cdot Y_i)\vec{i} +$$

$$+ \sum_{i=1}^n (z_i \cdot X_i - x_i \cdot Z_i)\vec{j} + \sum_{i=1}^n (x_i \cdot Y_i - y_i \cdot X_i)\vec{k}$$

cu:

$$M_{Ox} = \sum_{i=1}^n (y_i \cdot Z_i - z_i \cdot Y_i); \quad M_{Oy} = \sum_{i=1}^n (z_i \cdot X_i - x_i \cdot Z_i); \quad M_{Oz} = \sum_{i=1}^n (x_i \cdot Y_i - y_i \cdot X_i), \quad \text{care}$$

reprezintă proiecțiile momentului resultant \vec{M}_O pe axele sistemului xOyz.

3. MOMENTUL UNUI VECTOR \vec{V} ÎN RAPORT CU UN PUNCT O ESTE DEFINIT CA:

- Produsul scalar dintre vector și brațul vectorului ($\vec{v} \cdot \vec{b}$);
- Produsul vectorial dintre vector și viteză;
- Produsul vectorial dintre vector și vectorul de poziție al punctului de aplicație al vectorului în raport cu punctul O, adică $\vec{M}_O = \vec{r} \times \vec{v}$;
- O mărime scalară egală cu brațul vectorului;
- O mărime scalară care se măsoară în kilograme.

4. MOMENTE DE INERȚIE MECANICE PENTRU SISTEME DE PUNCTE MATERIALE. DEFINIȚII ȘI RELAȚII ÎNTRE ELE. VARIAȚIA MOMENTELOR DE INERȚIE ÎN RAPORT CU AXE PARALELE (FORMULELE LUI STEINER – HUYGHENS)

Momentele de inerție mecanice arată modul în care este distribuită masa unui sistem de puncte materiale față de diferite elemente geometrice de referință: plan, axă, punct.

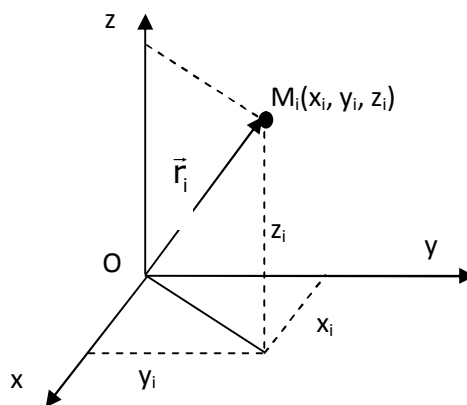


Fig.3.

Față de sistemul xOyz se pot defini următoarele momente de inerție:

- momente de inerție planare:

$$J_{xOy} = \sum_{i=1}^n m_i z_i^2; \quad J_{xOz} = \sum_{i=1}^n m_i y_i^2; \quad J_{yOz} = \sum_{i=1}^n m_i x_i^2$$

- momente de inerție axiale:

$$J_{xx} = \sum_{i=1}^n m_i (y_i^2 + z_i^2); \quad J_{yy} = \sum_{i=1}^n m_i (x_i^2 + z_i^2); \quad J_{zz} = \sum_{i=1}^n m_i (x_i^2 + y_i^2)$$

- moment de inerție polar:

$$J_O = \sum_{i=1}^n m_i (x_i^2 + y_i^2 + z_i^2)$$

- momente de inerție centrifugale:

$$J_{xy} = \sum_{i=1}^n m_i x_i y_i; \quad J_{xz} = \sum_{i=1}^n m_i x_i z_i; \quad J_{yz} = \sum_{i=1}^n m_i y_i z_i$$

În SI (Sistemul Internațional) toate momentele de inerție au ca unitate de măsură $\text{kg} \cdot \text{m}^2$.

Între momentele de inerție ase pot stabili următoarele relații:

$$J_O = \frac{J_{xx} + J_{yy} + J_{zz}}{2}; \quad J_O = J_{xOy} + J_{xOz} + J_{yOz};$$

$$J_O = J_{xOy} + J_{zz} = J_{xOz} + J_{yy} = J_{yOz} + J_{zz}$$

$$J_{xx} = J_{xOy} + J_{xOz}; \quad J_{yy} = J_{xOy} + J_{yOz}; \quad J_{zz} = J_{xOz} + J_{yOz}$$

$$2J_{xOy} = J_{xx} + J_{yy} - J_{zz}; \quad 2J_{xOz} = J_{xx} + J_{zz} - J_{yy}; \quad 2J_{yOz} = J_{yy} + J_{zz} - J_{xx}$$

Se consideră sistemul de puncte materiale raportat la sistemele de referință $xOyz$ și $x'Cy'z'$, C fiind centrul de masă al sistemului de puncte materiale, iar axele celor două sisteme de referință sunt paralele.

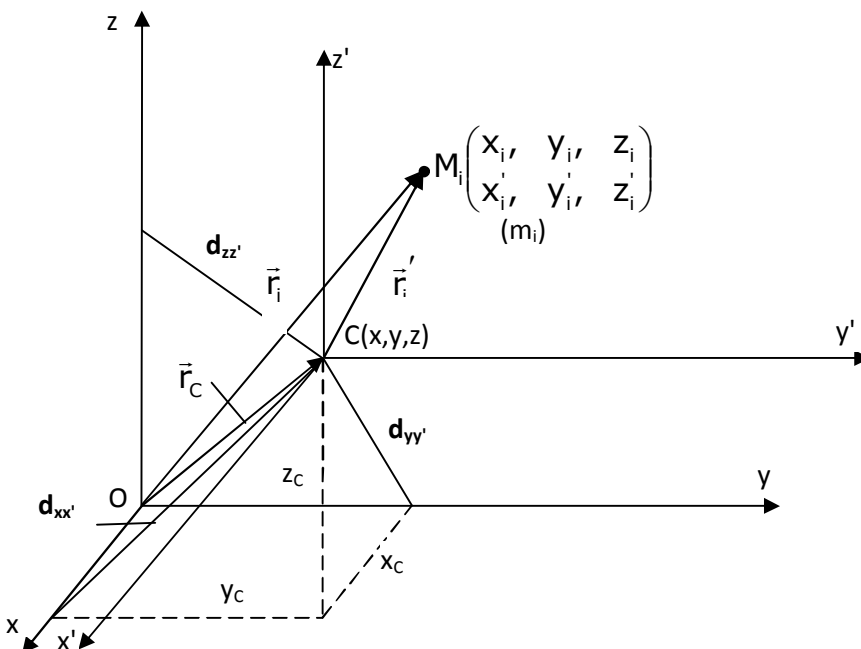


Fig.4.

Între momentele de inerție, în raport cu cele două sisteme de referință se pot stabili următoarele relații (formulele Steiner):

- pentru momentele de inerție planare:

$$J_{xOy} = J_{x'Cy'} + M \cdot z_C^2; \quad J_{xOz} = J_{x'Cz'} + M \cdot y_C^2; \quad J_{yOz} = J_{y'Cz'} + M \cdot x_C^2.$$

- pentru momente de inerție axiale:

$$\begin{cases} J_{xx} = J_{x'x'} + M \cdot d_{xx'}^2 = J_{x'x'} + M \cdot (y_C^2 + z_C^2); \\ J_{yy} = J_{y'y'} + M \cdot d_{yy'}^2 = J_{y'y'} + M \cdot (x_C^2 + z_C^2) \\ J_{zz} = J_{z'z'} + M \cdot d_{zz'}^2 = J_{z'z'} + M \cdot (x_C^2 + y_C^2) \end{cases}$$

- pentru momentul de inerție polar:

$$J_O = J_C + mr_c^2 = J_C + M(x_C^2 + y_C^2 + z_C^2)$$

- pentru momentele de inerție centrifugale:

$$J_{xy} = J_{x'y'} + M \cdot x_C y_C; \quad J_{xz} = J_{x'z'} + M \cdot x_C z_C; \quad J_{yz} = J_{y'z'} + M \cdot y_C z_C$$

5. STATICA PUNCTULUI MATERIAL LIBER.

Condiția necesară și suficientă ca un punct material liber M să fie în echilibru, este ca rezultanta \vec{R} a forțelor care acționează asupra sa, să fie nulă, adică:

$$\vec{R} = X\vec{i} + Y\vec{j} + Z\vec{k} = \vec{0}$$

Prin proiectarea acestei ecuații pe axele reperului cartezian $xOyz$ se obține:

$$X = \sum_{i=1}^n X_i = 0, \quad Y = \sum_{i=1}^n Y_i = 0, \quad Z = \sum_{i=1}^n Z_i = 0.$$

Aceste ecuații de echilibru permit determinarea coordonatelor (x, y, z) ale poziției de echilibru a punctului material.

6. STATICA SOLIDULUI RIGID LIBER ȘI SUPUS LA LEGĂTURI.

Rigidul liber este rigidul care poate ocupa orice poziție în spațiu sub acțiunea sistemului de forțe care acționează asupra sa.

Condiția necesară și suficientă ca un rigid liber să fie în echilibru într-o poziție oarecare este ca torsorul de reducere al forțelor \vec{F}_i , $i = \overline{1, n}$, care acționează asupra sa în raport cu un punct oarecare O să fie nul, adică:

$$\vec{R} = 0, \quad \vec{M}_O = 0$$

Ținând seama de expresiile analitice ale elementelor torsorului de reducere și proiectând ecuațiile anterioare pe axele reperului cartezian $xOyz$ se obține:

$$\begin{cases} X = \sum_{i=1}^n X_i = 0; \quad Y = \sum_{i=1}^n Y_i = 0; \quad Z = \sum_{i=1}^n Z_i = 0; \\ M_{Ox} = \sum_{i=1}^n (y_i Z_i - z_i Y_i) = 0; \quad M_{Oy} = \sum_{i=1}^n (z_i X_i - x_i Z_i) = 0; \quad M_{Oz} = \sum_{i=1}^n (x_i Y_i - y_i X_i) = 0 \end{cases}$$

Aceste șase ecuații permit determinarea celor șase parametri scalari independenți care determină poziția de echilibru a rigidului.

În cazul rigidului supus la legături, unele mișcări ale acestuia sunt împiedicate. Pentru studiul echilibrului acestuia se aplică axiomele legăturilor pe baza căreia legătura este îndepărtată și înlocuită cu elemente mecanice corespunzătoare (forțe sau/și momente) care exprimă efectul mecanic al legăturii.

În aceste condiții asupra rigidului acționează două sisteme de forțe: unul al forțelor exterioare cunoscute, respectiv al forțelor de legătură (reacțiuni) necunoscute.

Prin reducerea acestor sisteme de forțe în raport cu un punct O , se obține un torsor de reducere al forțelor exterioare format din rezultanta \vec{R}' și momentul resultant \vec{M}_O' .

Pentru echilibrul rigidului trebuie satisfăcute condițiile:

$$\vec{R} + \vec{R}' = \vec{0}, \quad \vec{M}_O + \vec{M}_O' = \vec{0},$$

care proiectate pe axele reperului cartezian $xOyz$ conduc la șase ecuații scalare de echilibru.

Din aceste ecuații de echilibru se pot determina forțele de legătură și dacă este cazul și poziția de echilibru.

Dacă numărul necunoscut este mai mare decât 6, problema este static nedeterminată.

Dacă toate forțele exterioare sunt în plan, numărul ecuațiilor scalare ce se obțin sunt 3. Deci problema este static determinată, dacă are 3 necunoscute.

Legăturile rigidului sunt:

- reazemul simplu care introduce o necunoscută (reacțiunea normală);
- articulația care introduce trei necunoscute;
- încastrarea care introduce șase necunoscute;
- legătura cu fir care introduce o singură necunoscută, valoarea efortului din fir, direcția fiind în lungul firului.

În cazul forțelor plane articulația introduce 2 necunoscute, iar încastrarea 3 necunoscute.

7. TRAIECTORIA. VITEZĂ. ACCELERAȚIE

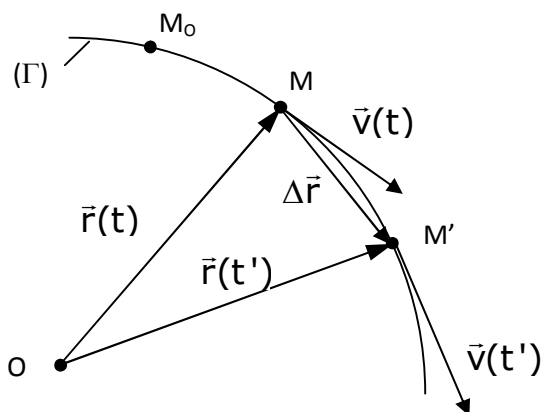


Fig.5.

Traectoria reprezintă locul geometric al pozițiilor succesive ocupate în timp de un punct material mobil în spațiu. Fie $\vec{r} = \vec{r}(t) = \overline{OM}$ vectorul de poziție al punctului material M .

Ecuția vectorială a traiectoriei are forma:

$$\vec{r} = \vec{r}(t), \quad \forall t \in [t_0, t_1]$$

Se admite în general că funcția $\vec{r} = \vec{r}(t)$ este continuă, uniformă și derivabilă pe intervalul $[t_0, t_1]$, deoarece discontinuitățile traiectoriei nu au sens fizic.

Viteza medie a punctului material M în intervalul $[t, t' = t + \Delta t]$ se definește prin relația vectorială:

$$\vec{v}_m = \frac{\vec{r}(t') - \vec{r}(t)}{t' - t} = \frac{\Delta \vec{r}}{\Delta t}$$

Viteza instantanee a punctului material M la momentul t se definește prin relația vectorială:

$$\vec{v} = \vec{v}(t) = \lim_{t' \rightarrow t} \frac{\vec{r}(t') - \vec{r}(t)}{t' - t} = \lim_{\Delta t \rightarrow 0} \vec{v}_m = \frac{d\vec{r}}{dt} = \dot{\vec{r}}(t)$$

Accelerația medie a punctului material M în intervalul $[t, t' = t + \Delta t]$ se definește prin relația vectorială:

$$\vec{a}_m = \frac{\vec{v}(t') - \vec{v}(t)}{t' - t} = \frac{\Delta \vec{v}}{\Delta t}$$

Accelerația instantanee a punctului material M la momentul t se definește prin relația vectorială:

$$\vec{a} = \vec{a}(t) = \lim_{t' \rightarrow t} \frac{\vec{v}(t') - \vec{v}(t)}{t' - t} = \lim_{\Delta t \rightarrow 0} \vec{a}_m = \frac{d\vec{v}}{dt} = \dot{\vec{v}}(t) = \frac{d^2\vec{r}}{dt^2} = \ddot{\vec{r}}(t)$$

În SI (Sistemul Internațional) viteza are ca unitate de măsură $m \cdot s^{-1}$, iar accelerația $m \cdot s^{-2}$.

8. CINEMATICA PUNCTULUI MATERIAL ÎN SISTEMUL DE COORDONATE CARTEZIENE FIX (XOYZ)

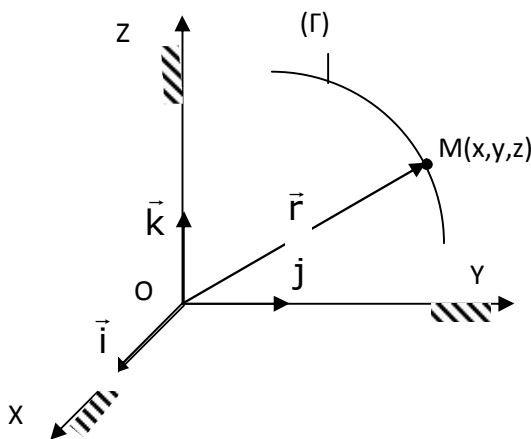


Fig.6.

Poziția punctului material M pe traiectoria (Γ) la momentul t este determinată de vectorul de poziție \vec{r} dat de relația:

$$\vec{r} = \vec{r}(t) = \overline{OM} = x(t)\vec{i} + y(t)\vec{j} + z(t)\vec{k}$$

unde:

$x=x(t)$, $y=y(t)$, $z=z(t)$, reprezintă ecuațiile parametrice ale traiectoriei punctului material.

Prin eliminarea timpului t din aceste ecuații se obține ecuația traiectoriei în sistemul cartezian care este curba de intersecție a două suprafețe de ecuații:

$$\varphi_1(x, y, z) = 0; \varphi_2(x, y, z) = 0$$

Viteza \vec{v} a punctului material este:

$$\vec{v} = v_x\vec{i} + v_y\vec{j} + v_z\vec{k} = \dot{\vec{r}}(t) = \dot{x}\vec{i} + \dot{y}\vec{j} + \dot{z}\vec{k}$$

cu $v_x = \dot{x}$, $v_y = \dot{y}$, $v_z = \dot{z}$ care reprezintă proiecțiile vitezei punctului pe axele sistemului cartezian.

Mărimea vitezei este dată de relația:

$$\|\vec{v}\| = \sqrt{v_x^2 + v_y^2 + v_z^2} = \sqrt{\dot{x}^2 + \dot{y}^2 + \dot{z}^2}$$

Accelerația punctului material este:

$$\vec{a} = a_x \vec{i} + a_y \vec{j} + a_z \vec{k} = \dot{\vec{v}}(t) = \ddot{\vec{r}}(t) = \ddot{x} \vec{i} + \ddot{y} \vec{j} + \ddot{z} \vec{k}$$

cu $a_x = \ddot{x}$, $a_y = \ddot{y}$, $a_z = \ddot{z}$, care reprezintă proiecțiile accelerației pe axele sistemului cartezian.

Mărimea accelerației este dată de relația:

$$\|\vec{a}\| = \sqrt{a_x^2 + a_y^2 + a_z^2} = \sqrt{\ddot{x}^2 + \ddot{y}^2 + \ddot{z}^2}$$

9. GRADE DE LIBERTATE PENTRU SOLIDUL RIGID

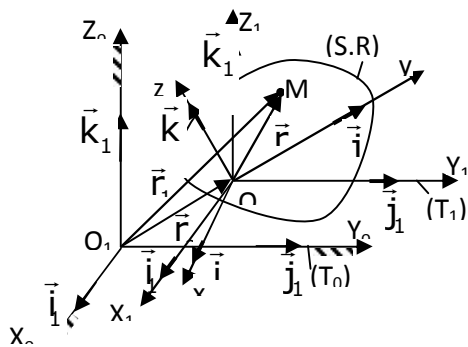


Fig.7.

Un solid rigid liber are în spațiu șase grade de libertate, care se pot introduce ca:

- fie trei translații și trei rotații în lungul și în jurul axelor reperului (T_0) ;
- fie trei rotații și trei translații în jurul și în lungul axelor reperului (T_0) ;

10. DISTRIBUȚIA (CÂMPUL) VITEZELOR ȘI ACCELERAȚIILOR PENTRU SOLIDUL RIGID

Distribuția vitezelor pentru un solid rigid este dată de relația:

$$\vec{v}_M = \vec{v}_0 + \vec{\omega} \times \vec{r}, \quad \forall M \in \text{S.R.}, \quad \vec{r} = \overline{OM},$$

cunoscută sub numele de formula Euler, unde:

\vec{v}_M - viteza punctului $M \in \text{S.R.}$;

\vec{v}_0 - viteza originii O a reperului mobil (T);

$\vec{\omega}$ - viteza unghiulară absolută, instantanee a solidului rigid;

$\vec{r} = \overline{OM}$ - vectorul de poziție al punctului M față de reperul mobil (T).

Distribuția de accelerații pentru solidul rigid este dată de relația:

$$\vec{a}_M = \vec{a}_0 + \vec{\varepsilon} \times \vec{r} + \vec{\omega} \times (\vec{\omega} \times \vec{r}), \quad \forall M \in \text{S.R.}$$

cunoscută sub numele de formula Rivals, unde:

\vec{a}_M - accelerația punctului $M \in \text{S.R.}$;

\vec{a}_0 - viteza originii O a reperului mobil (T);

$\vec{\varepsilon}$ - accelerația unghiulară absolută, instantanee a solidului rigid;

11. CINEMATICA (MIȘCAREA) SOLIDULUI RIGID CU AXĂ FIXĂ. LEGEA DE MIȘCARE. DISTRIBUȚIA DE VITEZE ȘI DE ACCELERTII.

Un solid rigid execută o mișcare de rotație cu axă fixă, atunci când în tot timpul mișcării două puncte ale sale rămân fixe în spațiu. Dreapta care unește cele două puncte este axa de rotație a solidului rigid.

Prin raportarea rigidului la cele două repere astfel ca axa $Ox=O_n$ (linia nodurilor), gradul de libertate al rigidului este unghiul de precesie Euler dat de relația: $\psi = \psi(t)$, care reprezintă și legea de mișcare a rigidului cu axă fixă.

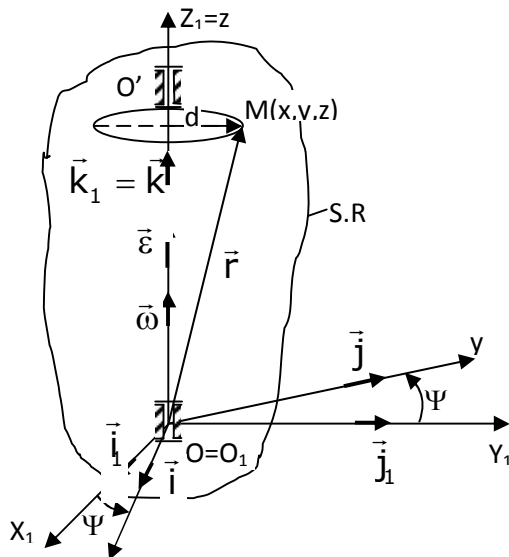


Fig.8.

Viteza unghiulară are direcția axei de rotație și expresia dată de relația:

$$\vec{\omega} = \vec{\omega}(t) = \omega \vec{k} = \omega \vec{k}_1 = \dot{\psi}(t) \vec{k} = \dot{\psi}(t) \vec{k}_1$$

adică este derivată în raport cu timpul a legii de mișcare a rigidului.

Mărimea vitezei unghiulare este:

$$\|\vec{\omega}\| = \omega = \dot{\psi}$$

Viteza punctului $M \in S.R.$ se determină cu relația:

$$\vec{v}_M = v_x \vec{i} + v_y \vec{j} + v_z \vec{k} = \vec{v}_0 + \vec{\omega} \times \vec{r}$$

Ținând seama de faptul că:

$\vec{\omega} = \vec{\omega}(t)$, $\vec{v}_0 = \mathbf{0}$ (deoarece punctul O este fix), $\vec{r} = x \vec{i} + y \vec{j} + z \vec{k}$, relația anterioară devine:

$$\vec{v}_M = v_x \vec{i} + v_y \vec{j} + v_z \vec{k} = \vec{\omega} \times \vec{r} = \begin{vmatrix} \vec{i} & \vec{j} & \vec{k} \\ 0 & 0 & \omega \\ x & y & z \end{vmatrix} = -y\omega \vec{i} + x\omega \vec{j}$$

Rezultă:

$v_x = -y\omega$, $v_y = x\omega$, $v_z = 0$, care reprezintă proiecțiile vitezei punctului M pe axele reperului mobil (atașat rigidului).

Mărimea vitezei punctului M este dată de relația:

$$\|\vec{v}_M\| = \sqrt{v_x^2 + v_y^2 + v_z^2} = \omega \sqrt{x^2 + y^2} = \omega \cdot d, \text{ unde:}$$

d – reprezintă raza cercului descris de punctul M în mișcare de rotație.

Pe baza relațiilor anterioare se poate concluziona că viteza oricărui punct ce aparține rigidului în mișcare de rotație este situată într-un plan perpendicular pe axa de rotație.

Accelerația unghiulară a rigidului are direcția axei de rotație și expresia data de relația:

$$\vec{\varepsilon} = \varepsilon(t) = \varepsilon \vec{k} = \varepsilon \vec{k}_1 = \dot{\omega}(t) \vec{k} = \dot{\omega}(t) \vec{k}_1 = \ddot{\psi}(t) \vec{k} = \ddot{\psi}(t) \vec{k}_1,$$

adică este derivata în raport cu timpul a vitezei unghiulare sau derivata a doua în raport cu timpul a legii de mișcare a rigidului.

Mărimea accelerației unghiulare este:

$$\|\vec{\varepsilon}\| = \varepsilon = \dot{\omega} = \ddot{\psi}$$

Accelerația punctului $M \in S.R.$ se determină cu relația:

$$\vec{a}_M = a_x \vec{i} + a_y \vec{j} + a_z \vec{k} = \vec{a}_0 + \vec{\varepsilon} \times \vec{r} + \vec{\omega} \times (\vec{\omega} \times \vec{r})$$

Ținând seama de faptul că:

$$\vec{a}_0 = \vec{0} \text{ (deoarece punctul } O \text{ este fix), } \vec{\varepsilon} = \varepsilon \vec{k}, \vec{\omega} = \omega \vec{k}$$

$\vec{r} = x \vec{i} + y \vec{j} + z \vec{k}$, relația anterioară devine:

$$\vec{a}_M = a_x \vec{i} + a_y \vec{j} + a_z \vec{k} = \vec{\varepsilon} \times \vec{r} + \vec{\omega} \times (\vec{\omega} \times \vec{r}) = \begin{vmatrix} \vec{i} & \vec{j} & \vec{k} \\ 0 & 0 & \varepsilon \\ x & y & z \end{vmatrix} + \begin{vmatrix} \vec{i} & \vec{j} & \vec{k} \\ 0 & 0 & \omega \\ -y\omega & x\omega & 0 \end{vmatrix} =$$

$$(-y\varepsilon - x\omega^2)\vec{i} + (x\varepsilon - y\omega^2)\vec{j}$$

Rezultă:

$$a_x = -y\varepsilon - x\omega^2; a_y = x\varepsilon - y\omega^2; a_z = 0,$$

care reprezintă proiecțiile accelerației punctului M pe axele reperului mobil (atașat rigidului).

Mărimea accelerației punctului M este dată de relația:

$$\|\vec{a}_M\| = \sqrt{a_x^2 + a_y^2 + a_z^2} = \sqrt{\varepsilon^2(x^2 + y^2) + \omega^4(x^2 + y^2)} = d\sqrt{\varepsilon^2 + \omega^4}$$

Pe baza relațiilor anterioare se poate concluziona că accelerația oricărui punct ce aparține rigidului aflat în mișcare de rotație este conținută într-un plan perpendicular pe axa de rotație.

Observație

Punctele de viteză și accelerație nulă se găsesc pe axa de rotație a rigidului.

12. LUCRUL MECANIC ELEMENTAR CORESPUNZĂTOR UNEI FORȚE \vec{F} CE ACȚIONEAZĂ ASUPRA UNUI PUNCT MATERIAL M ȘI DEPLASĂRII ELEMENTARE $d\vec{r}$ A ACESTUIA. DEFINIȚIE, RELAȚII DE CALCUL, UNITĂȚI DE MĂSURĂ.

Lucrul mecanic elementar corespunzător forței \vec{F} ce acționează asupra punctului M și deplasării elementare $d\vec{r}$ a acestuia, se definește ca fiind produsul scalar dintre forța \vec{F} și deplasarea elementară $d\vec{r}$, adică:

$$dL = \vec{F} \cdot d\vec{r}$$

Ținând seama de faptul că:

$$d\vec{r} = \vec{v} \cdot dt,$$

relația anterioară devine:

$$dL = \vec{F} \cdot \vec{v} \cdot dt.$$

Cu expresiile analitice ale forței \vec{F} și deplasării elementare $d\vec{r}$ față de reperul cartezian $xOyz$ date de relațiile:

$$\vec{F} = F_x \cdot \vec{i} + F_y \vec{j} + F_z \cdot \vec{k}; \quad d\vec{r} = dx \cdot \vec{i} + dy \cdot \vec{j} + dz \cdot \vec{k},$$

expresia lucrului mecanic elementar devine:

$$dL = \vec{F} \cdot d\vec{r} = F_x \cdot dx + F_y \cdot dy + F_z \cdot dz$$

Lucrul mecanic este o mărime scalară care are ca unitate de măsură în Sistemul Internațional, Joule.

$$[L]_{SI} = [J].$$

13. PUTERE. DEFINIȚIE, RELAȚII DE CALCUL. UNITATE DE MĂSURĂ.

Puterea se definește ca fiind lucrul mecanic efectuat în unitatea de timp. Atunci când forța sau momentul sunt constante în timp relația de calcul este:

$$P = \frac{L}{t},$$

iar atunci când forța sau momentul sunt variabile în timp, relația de calcul este:

$$P = \frac{dL}{dt}$$

Ținând seama de expresia lucrului mecanic elementar, se obține:

$$P = \frac{\vec{F} \cdot d\vec{r}}{dt} = \vec{F} \cdot \vec{v}, \text{ respectiv: } P = \frac{\vec{M} \cdot d\vec{\theta}}{dt} = \vec{M} \cdot \vec{\omega}$$

În Sistemul Internațional, puterea are ca unitate de măsură wattul. $[P]_{SI} = [W]$

14. ENERGIA CINETICĂ. DEFINIȚIE, RELAȚIE DE CALCUL, UNITATE DE MĂSURĂ.

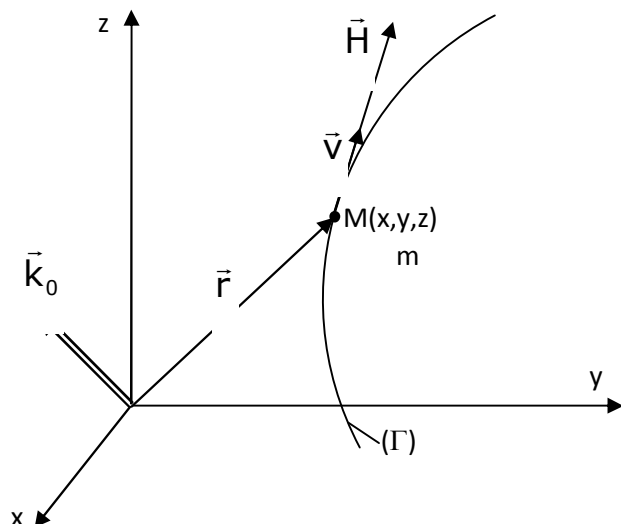
Energia cinetică este o mărime scalară strict pozitivă care caracterizează starea de mișcare a punctului material la un moment dat.

Pentru un punct material M de masă m și viteză \vec{v} , energia cinetică se definește prin relația:

$$T = \frac{1}{2} m \vec{v}^2.$$

În Sistemul Internațional, energia cinetică are ca unitate de măsură joule:

$$[T]_{SI} = [J]$$



15. IMPULSUL. MOMENTUL CINETIC. RELAȚII DE CALCUL. UNITĂȚI DE MĂSURĂ.

Un punct material M de masă m se deplasează pe traiectoria (Γ), având la momentul t viteza \vec{v} .

Vectorul \vec{H} coliniar cu viteza \vec{v} definit prin relația:

$$\vec{H} = m\vec{v},$$

se numește impulsul punctului material M.

Unitatea de măsură este:

$$[H]_{SI} = [kg \cdot m \cdot s^{-1}]$$

Momentul cinetic al punctului material în raport cu punctul O se definește ca fiind un vector \vec{K}_O dat de relația:

$$\vec{K}_O = \vec{r} \times \vec{H} = \vec{r} \times m\vec{v}, \text{ care reprezintă momentul vectorului impuls } \vec{H} \text{ în raport cu punctul O.}$$

Unitatea de măsură este:

$$[K_O]_{SI} = [kg \cdot m^2 \cdot s^{-1}]$$

16. TEOREMA ENERGIEI CINETICE. ENUNȚ.

Variația energiei cinetice în intervalul elementar de timp dt este egală cu lucrul mecanic elementar efectuat în același interval de timp, de către rezultanta forțelor care acționează asupra punctului material studiat, adică:

$$dt = \delta L.$$

Prin integrarea acestei relații se obține teorema energiei cinetice sub formă finită care are expresia:

$$T_1 - T_0 = L_{01},$$

adică diferența dintre energia cinetică în poziția finală și energia cinetică în poziția inițială, este egală cu lucrul mecanic efectuat de forțele care acționează asupra punctului material între cele două poziții.

17. ECUAȚIILE DIFERENȚIALE ALE MIȘCĂRII PUNCTULUI MATERIAL.

Ecuția fundamentală a dinamicii punctului material (ecuația Newton) are forma:

$$m\vec{a} = \vec{F}.$$

Ecuția diferențială a mișcării punctului material scrisă sub formă vectorială este:

$$m\ddot{\vec{r}} = \vec{F}(t, \vec{r}, \dot{\vec{r}})$$

Prin proiectarea acestei ecuații pe axele reperului cartezian se obțin ecuațiile diferențiale sub formă scalară ale mișcării punctului material care au forma:

$$ma_x = F_x, \quad ma_y = F_y, \quad ma_z = F_z \text{ sau}$$

$$m\ddot{x} = F_x, \quad m\ddot{y} = F_y, \quad m\ddot{z} = F_z \quad \text{unde:}$$

F_x, F_y, F_z - reprezintă proiecțiile pe axele reperului cartezian ale rezultantei \vec{F} a forțelor care acționează asupra punctului material.

B

1. CRISTALIZAREA METALELOR

1.1. CURBE DE RĂCIRE

Studiul cristalizării metalelor se face cu ajutorul analizei termice prin trasarea curbelor de răcire, care sunt grafice de variație ale temperaturii în funcție de timp. Curba de răcire a unui metal se obține prin măsurarea la intervale regulate de timp a temperaturii la răcirea într-un anumit mediu. Alături de curbele de răcire este diferită în funcție de materialul metalic studiat. Astfel, curba de răcire a unui metal pur are o formă caracteristică, adică prezintă solidificare cu palier (solidificare la temperatură constantă în interval de timp) corespunzător temperaturii de solidificare T_s , figura 3.1.

Apariția palierului se explică prin degajarea căldurii latente de solidificare, care este dată de diferența de energie dintre starea topită a metalului (caracterizată prin energie internă mai mare datorită energiei cinetice prin mișcarea termică a atomilor) și starea solidă, cristalină, cu atomi ordonați (caracterizată printr-o energie internă mai mică). Această diferență de energie va fi degajată la cristalizare și va fi absorbită la topirea metalului.

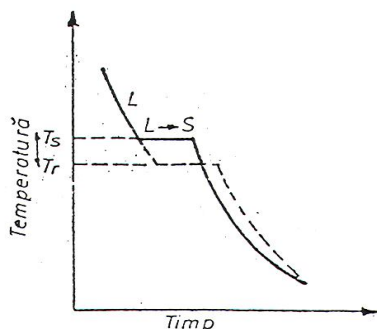


Figura 1. Curba de răcire a unui metal pur

1.2 MECANISMUL ȘI CINETICA CRISTALIZĂRII

Se definesc două tipuri de cristalizări:

- cristalizare primară sau solidificare, care corespunde trecerii din stare lichidă în stare solidă;
- cristalizare secundară, care apare în stare solidă și este caracteristică metalelor ce prezintă transformări alotropice.

Procesul de cristalizare constă în două faze elementare: germinare și creșterea germenilor.

Germinarea este procesul de formare a unor germeni cristalini la răcirea unui metal. Germenii cristalini constituie grupări de atomi ai metalului care posedă o simetrie intermediară între solid și lichid. Germenii reprezintă părți mici de material solid, cu structură ordonată, care rămân nedizolvate în masa lichidă. Aceștia pot fi germeni proprii metalului sau omogeni și germeni străini sau eterogeni, particule străine care se găsesc în masa topită (incluziuni, etc.).

Germenii omogeni sunt identici cu baia metalică, fiind părți mici netopite de metal. Germenii eterogeni sunt particule străine care se găsesc în masa topită: incluziuni, oxizi, carburi și alți compuși cu punct de topire ridicat.

Procesul de solidificare se realizează la o temperatură mai mică decât cea de echilibru și constă într-un transfer de atomi dinspre lichid înspre solid, care determină degajarea unei călduri latente de solidificare, sistemul tinzând spre temperatura de echilibru.

Germinarea omogenă

Germinarea omogenă reprezintă prima fază a procesului de solidificare, care are loc numai prin intermediul germenilor omogeni. Este caracteristică solidificării metalelor pure, fără impurități și incluziuni.

Germinarea omogenă se realizează prin fluctuațiile de concentrație, care determină apariția germenilor fazei noi în diferite microvolume din faza veche. În anumite condiții energetice acești germeni devin stabili și constituie suportul de creștere al cristalului. Formarea unui germene are loc atunci când energia sistemului este distribuită neuniform.

Germinarea eterogenă

Germinarea eterogenă este caracteristică proceselor industriale, acest proces fiind favorizat în anumite condiții de faptul că metalele industriale conțin un număr mare de particule străine, cum sunt: oxizi, incluziuni nemetalice, carburi etc.

Germinarea eterogenă constituie prima etapă a solidificării care se realizează datorită existenței unor particule străine (germeni eterogeni) care formează suportul de creștere al fazei noi. Particulele străine metalului de bază constituie germeni eterogeni exogeni, iar cele rezultate prin precipitarea unei faze, sunt germeni eterogeni endogeni.

Spre deosebire de germinarea omogenă care se desfășoară mai lent și necesită energii mari pentru formarea suprafețelor de separare dintre germene și topitură, germinarea eterogenă se desfășoară mai rapid deoarece germenii de fază nouă se formează pe suprafețe deja existente în topitură.

Creșterea germenilor

Procesul de creștere a germenilor cristalini constă în atașarea succesivă de noi straturi atomice pe suprafețele germenilor formați anterior. Straturile atomice au grosime monoatomică. Mecanismul de dezvoltare a unui cristal constă în:

- formarea unui germene bidimensional, de grosime monoatomică, pe fețele plane ale unui cristal. Pentru a fi stabil se impune ca dimensiunea acestuia să fie mai mare decât cea critică;
- creșterea germenului bidimensional prin atașare de atomi.

Procesul de creștere a germenilor este influențat de natura metalului, gradul de subrăcire și temperatura de cristalizare. Astfel se deosebesc mai multe mecanisme de creștere a cristalelor: prin formarea germenilor bidimensionali și prin intermediul dislocațiilor elicoidale.

2. DEFORMAREA PLASTICĂ A METALELOR

Deformațiile plastice sunt deformații permanente sau remanente, care rămân după înlăturarea tensiunilor. Acestea apar atunci când tensiunile aplicate depășesc limita de elasticitate.

Spre deosebire de corpurile amorse, deformarea plastică a corpurilor cristaline determină modificarea caracteristicilor mecanice.

Deformațiile plastice pot fi: deformații prin alunecare și prin macalare.

2.1. DEFORMAREA PLASTICĂ PRIN ALUNECARE

În cazul unui monocristal solicitat la tracțiune, deformarea plastică prin alunecare este dependentă de tensiunile de forfecare rezultante, care se formează în planele active de alunecare. Orientarea planelor de alunecare prezintă un rol important în procesul de deformare plastică.

Procesul de alunecare începe atunci când tensiunea de forfecare în planele și direcțiile de alunecare depășește o anumită valoare denumită tensiune critică de forfecare.

Deformarea plastică prin alunecare constă în deplasarea relativă a unor porțiuni izolate din cristal de-a lungul anumitor plane cristalografice numite plane de alunecare. Pe suprafața lustruită apar linii oblice ca urmare a alunecării, denumite benzi de alunecare, care sunt separate între ele de regiuni de material în care nu s-a produs alunecarea.

2.2. DEFORMAREA PLASTICĂ PRIN MACLARE

Deformarea plastică prin maclare este caracteristică materialelor deformate plastic la rece sau supuse unui tratament termic de recoacere de recristalizare.

Prin maclare, partea deformată (maclată) capătă o orientare diferită față de partea nedeformată a rețelei, respectiv o orientare simetrică.

Planul de simetrie dintre cele două porțiuni se numește plan de maclare, iar porțiunea deformată se numește maclă. Spre deosebire de deformarea prin alunecare, la care partea deformată și cea nedeformată a cristalului prezintă aceeași orientare, în cazul maclării, partea deformată, maclată, prezintă o orientare diferită..

2.3. DEFORMAREA PLASTICĂ A AGREGATELOR POLICRISTALINE

Spre deosebire de monocristale pentru care translația și maclarea se produc în salturi, prin apariția planelor respective, în cazul agregatelor policristaline (metale și aliaje), fiecare cristaliță se va deforma în funcție de orientarea rețelei sale și deci de direcția planelor specifice de alunecare.

2.4. ECRUISAREA METALELOR

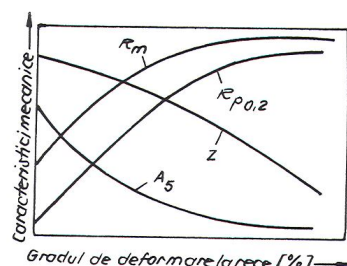
Ecruisarea metalelor este fenomenul de durificare, de întărire prin deformare plastică la rece.

Odată cu creșterea gradului de deformare la rece, crește limita de curgere, rezistența la rupere și duritatea, în schimb scad proprietățile plastice - alungirea și gătuirea la rupere.

Creșterea gradului de deformare are ca rezultat finisarea dimensiunilor blocurilor în mozaic, creșterea unghiului de dezorientare dintre ele, mărirea tensiunilor interne de ordinul II și a densității de dislocații. Toate acestea determină modificarea proprietăților mecanice, conform figura 2.1.

Materialele policristaline prezintă o capacitate mărită de ecruisare față de monocristale, prin faptul că limitele dintre grăunți constituie obstacole în calea deplasării dislocațiilor.

În cazul agregatelor policristaline se produce o zdrobire a grăunților, aceștia se lungesc sau se turtesc deoarece la deformarea plastică se epuizează treptat posibilitățile de alunecare datorită orientării diferite a rețelei, figura 2.2..



**Fig.2.Variația proprietăților mecanice
cu gradul de deformare la rece**

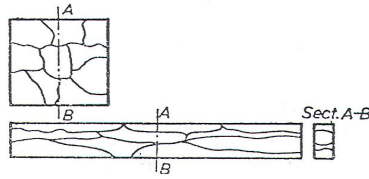


Fig.3 Deformarea grăunților la ecruisare

Se obține astfel o structură fibroasă, cu grăunți alungiți, orientați.

Prin ecruisare materialele devin fragile, casante și nu se mai pot deforma în continuare fiindcă se rup.

Ecruisarea se utilizează pentru mărirea durității și rezistenței metalelor care nu se tratează termic (fără transformări în stare solidă), de exemplu cupru, alamă.

3. SISTEME DE ALIAJE BINARE

Studiul stării de echilibru a unui sistem de aliaje se face pe grafice de variație a temperaturii funcție de concentrația componentilor, denumite diagrame de echilibru sau diagrame de faze. Deoarece majoritatea proceselor metalurgice, topire, solidificare, transformări, se desfășoară la presiune atmosferică constantă, al treilea factor de influență al stării de echilibru al unui sistem de aliaje, presiunea, se consideră constantă.

Diagramele de echilibru indică fazele în echilibru corespunzătoare unei răcirii lente, deci reprezintă stări stabile.

3.1. SISTEME DE ALIAJE CU SOLUBILITATE TOTALĂ ÎN STARE LICHIDĂ ȘI SOLIDĂ

Sistemele de aliaje cu solubilitate totală în stare lichidă și solidă se caracterizează printr-o diagramă de echilibru simplă, formată din două linii curbe, linia lichidus și solidus, figura 3.4.

La temperaturi superioare liniei lichidus toate aliajele vor fi în stare lichidă, iar la temperaturi inferioare liniei solidus toate aliajele vor fi în stare solidă, cu structura formată din soluție solidă α omogenă. Între cele două linii, lichidus și solidus sunt în echilibru lichid și soluție solidă α .

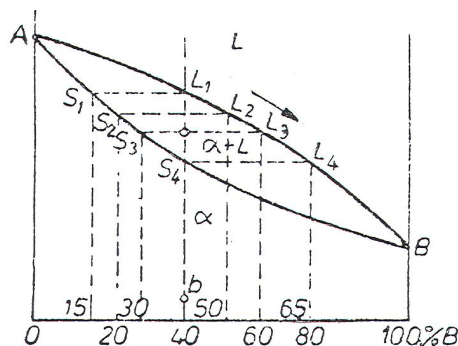


Fig. 4. Sistem de aliaje cu solubilitate totală în stare lichidă și solidă

În timpul solidificării unui aliaj din acest sistem, soluția solidă α își modifică continuu concentrația după linia solidus (S_1, S_2, S_3, S_4), iar în momentul termic corespunzător punctului S_4 aliajul este deja solidificat sub

formă de cristale omogene de soluție solidă α , de formă echiaxială, ca și metalele pure, figura 3.5.

Dacă solidificarea se face cu o viteză de răcire mai mare decât cea de echilibru, difuzia se produce parțial, iar soluția solidă obținută va fi neomogenă - soluție solidă dendritică (segregație dendritică), care este formată din straturi cu compoziții diferite.

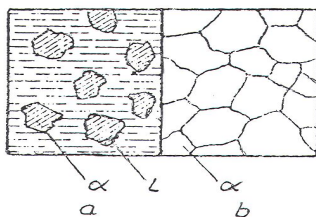


Fig.5 Structura unui aliaj cu solubilitate totală. a - (α +L) în timpul solidificării; b - α după solidificare.

4. ALIAJE FIER- CARBON

Aliajele fier – carbon sunt combinațiile fierului cu carbonul care conțin maxim 6,67%C. Se utilizează pe scară largă în industria constructoare de mașini datorită proprietăților mecanice bune, în comparație cu fierul tehnic pur, care prezintă proprietăți de rezistență scăzute.

Aliajele fier –carbon, oțelurile și fontele albe, conțin carbon sub formă de compus chimic, denumit cementită.

Oțelurile sunt aliaje ale fierului cu carbonul care conțin maxim 2,11%C și care funcție de conținutul în carbon se clasifică în :

- oțeluri hipoeutectoide, care conțin 0,02-0,77%C;
- oțeluri eutectoide, cu 0,77%C;
- oțeluri hipereutectoide, care conțin 0,77-2,11%C.

Fontele albe sunt aliaje fier-carbon care conțin între 2,11- 6,67%C și în funcție de concentrația de carbon se clasifică în :

- fonte albe hipoeutectice, care conțin 2,11-4,3%C;
- fonte albe eutectice, cu 4,3%C;
- fonte albe hipereutectice, care conțin 4,3-6,67%C.

Aliajele fier-carbon cu mai mult de 2,11 %C și în care carbonul se află sub formă de grafit poartă numele de fonte cenușii. Prezența carbonului sub formă de grafit influențează pozitiv o serie de proprietăți mecanice și tehnologice cum sunt : prelucrabilitate prin așchiere, rezistență la uzură, turnabilitate, rezistență la vibrații.

Proprietățile mecanice ale oțelurilor carbon variază în funcție de conținutul de carbon ; astfel pe măsura creșterii conținutului de carbon din aliaj, crește ponderea perlitei, constituent mai dur și mai rezistent decât ferita, ceea ce determină creșterea proprietăților de rezistență (duritate și rezistență mecanică)și scăderea plasticității și rezilienței.

Constituenții structurali de echilibru ai aliajelor fier-carbon (oțeluri carbon și fonte albe), pot fi omogeni (ferita, austenita, cementita) sau eterogeni (perlita și ledeburita) .

Ferita este o soluție solidă de inserție a carbonului în fierul α , notată cu F sau $Fe_{\alpha}(C)$. Conține 0,006%C la temperatura ambiantă și 0,02%C la 727°C ; este moale și plastică, are proprietăți magnetice până la 770°C ; conferă oțelurilor ductilitate și tenacitate.

Austenita este o soluție solidă de inserție a carbonului în $Fe\gamma$, notată cu A sau $Fe\gamma(C)$.

Este stabilă la temperaturi înalte de peste $727^{\circ}C$ și are o plasticitate ridicată, fiind astfel o structură favorabilă pentru deformarea plastică la cald.

Cementita, notată cu Ce, este un compus chimic de tipul Fe_3C , care conține 6,67%C este dură și fragilă, cu rezistență scăzută la tracțiune și ridicată la compresiune; prezintă cea mai mare duritate dintre constituenții structurali $HB = 800 daN/mm^2$.

Perlita, notată cu P, este un amestec mecanic eutectoid, format din ferită 88% și cementită secundară 12%, care rezultă prin reacție eutectoidă la temperatura de $727^{\circ}C$. Prezintă o structură lamelară cu proprietăți bune, intermediare între cele ale feritei și cementitei, influențate de gradul de dispersie al lamelilor de perlită.

Ledeburita, notată cu Le, este un amestec mecanic eutectic format din austenită și cementită primară (la temperaturi de peste $727^{\circ}C$) sau din perlită și cementită (la temperaturi sub $727^{\circ}C$). Ledeburita se formează prin reacție eutectică la temperatura de $1148^{\circ}C$, prin solidificarea lichidului cu 4,3%C; are duritate și fragilitate ridicată.

Punctele critice ale oțelurilor

Temperaturile la care se produc transformările de fază în stare solidă la oțeluri poartă denumirea de puncte critice ale oțelurilor. Acestea prezintă o importanță deosebită în aplicarea tratamentelor termice ale oțelurilor. Examinând porțiunea din stânga a diagramei fier-cementită, figura 4, se pun în evidență următoarele puncte critice simbolizate cu litera A (arrêt în limba franceză), urmată de o cifră:

- Punctul critic A1, punctul critic inferior al oțelurilor cu conținut de carbon mai mare de 0,02%C - corespunde temperaturii liniei PSK ($727^{\circ}C$); la încălzire, punctul critic se notează cu $Ac1$ și se referă la transformarea perlită $\xrightarrow{\quad}$ austenită; la răcire se notează cu $Ar1$ (transformarea austenită $\xrightarrow{\quad}$ perlită); diferența dintre valorile la încălzire și răcire poartă denumirea de histerezis termic.

- Punctul critic A3, punctul critic superior al oțelurilor hipoeutectoide, la temperaturile corespunzătoare liniei GS; $Ac3$ - indică sfârșitul transformării alotropice ferită $\xrightarrow{\quad}$ austenită; $Ar3$ $\xrightarrow{\quad}$ indică începutul transformării alotropice austenită $\xrightarrow{\quad}$ ferită.

- Punctul critic Acem, punctul critic superior la oțelurile hipereutectoide - corespunde temperaturii curbei ES; Accem - indică dizolvarea în austenită a cementitei secundare; Arcem - indică separarea din austenită a cementitei secundare.

Punctele critice ale oțelurilor prezintă o importanță deosebită în aplicarea tratamentelor termice, în special $Ac1$, $Ac3$, Acem, care indică temperatura de încălzire specifică pentru diferite tratamente termice.

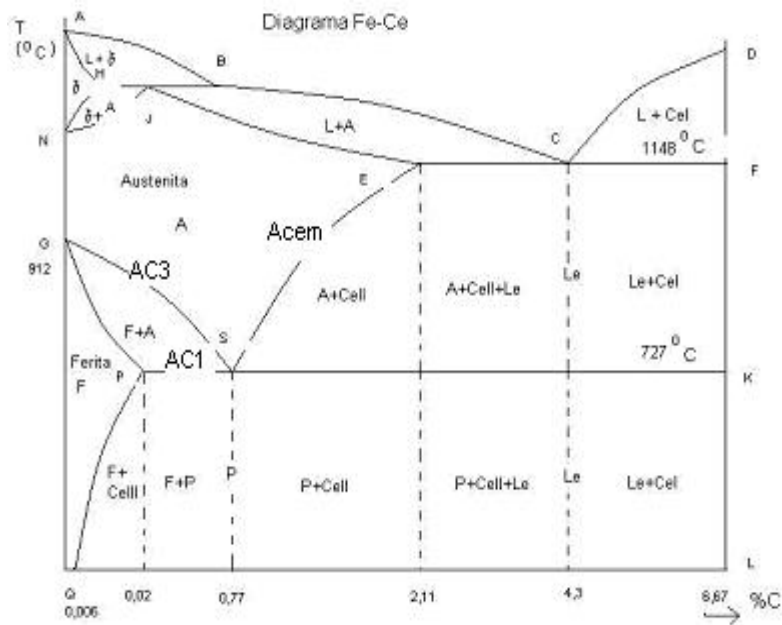


Fig. 6. Punctele critice ale oțelurilor

5. TRATAMENTE TERMICE

Clasificare tratamente termice

Tratamentele termice sunt procese tehnologice care constau dintr-o succesiune de operații termice aplicate materialelor metalice în stare solidă, în scopul îmbunătățirii unor proprietăți tehnologice sau mecanice.

Tratamentele termice aplicate oțelurilor pot fi :

- tratamentele termice preliminare (primare) , care se aplică înaintea prelucrării piesei , în scopul obținerii unor structuri de echilibru (tratamente termice de recoacere);
- tratamentele termice finale (secundare) , aplicate în finalul ciclului de prelucrare , înaintea operației de finisare a suprafeței (tratamente termice de călire);

Recoacerea de detensionare

Recoacerea de detensionare are ca scop înlăturarea tensiunilor interne rezultate în timpul prelucrărilor la cald sau la rece (deformare plastică, prelucrare prin așchiere, turnare, sudare). În timpul prelucrărilor prin deformare plastică se produc tensiuni ca urmare a dilatărilor și contracțiilor rezultate în urma încălzirii și răcirii. Aceste tensiuni , denumite tensiuni remanente sau reziduale, pot provoca modificarea formei și a dimensiunilor produselor sau pot da naștere la fisuri dacă valoarea lor depășește rezistența la rupere.

Recoacerea de detensionare la oțeluri se efectuează sub punctual critic Ac1, la 600-700°C, cu o menținere de 2-6 ore, urmată de răcire cu viteze mici, pentru a nu se forma alte tensiuni interne.

Constituenți de recoacere

Constituenții structurali obținuți la recoacere sunt constituenți de echilibru de tip : perlită lamelară, sorbită lamelară și troostită lamelară.

Perlita lamelară se obține la temperaturi de menținere izotermă de 650-700°C ,sau la viteze mici de răcire ; distanța interlamelară este de 500-700μm.

Sorbita lamelară se obține la temperaturi de menținere izotermă de 600°C cu viteze mai mari de răcire este o perlită mai fină cu distanța interlamelară de 300-400μm , mai dură decât perlita (250-350 HB) și cu plasticitate ridicată.

Troostita lamelară se obține prin menținere izotermă la temperaturi de 550°C sau la viteze de răcire puțin mai mari decât în cazul sorbitei ; este tot un constituent perlitic cu lamele dispuse în formă de rozete, cu distanța interlamelară de 100-200μm , duritate 350-400 HB și cu plasticitate redusă.

Cu creșterea gradului de finețe a structurii cresc și valorile de duritate și rezistență și scad cele de plasticitate.

Tratamentul termic de revenire

Revenirea oțelurilor este tratamentul termic care se aplică produselor călite martensitic în scopul detensionării și obținerii unor asociații de proprietăți cerute în practică, prin realizarea unor structuri care să asigure micșorarea durității și creșterea plasticității și tenacității.

Tratamentul termic de revenire constă în încălzirea la o temperatură inferioară punctului critic Ac1, menținerea timp determinat la o temperatura de încălzire , urmată de răcire.

Revenirea este un tratament termic final .

După temperatura la care are loc tratamentul , revenirea poate fi : joasă, medie sau înaltă.

Revenirea joasă are loc la 150-250°C, se aplică de obicei după călirea sculelor sau călirea superficială și urmărește reducerea tensiunilor reziduale prin transformarea martensitei tetragonale în martensită cubică. Revenirea joasă se aplică ca tratament de stabilizare a dimensiunilor la scule de măsurat , calibre, role și bile de rulmenți etc.

Revenirea medie are loc la temperatura de 300-500°C , structura obținută fiind formată din troostită, un amestec ferito-cementitic fin.Se folosește la tratarea termică a oțelurilor de arcuri , atunci când se cere combinarea unei rezistențe și elasticități ridicate cu o bună tenacitate.

Revenirea înaltă 500-650°C este cea mai frecvent întâlnită și urmărește obținerea unei structuri sorbitice .Se folosește în construcția de mașini la piesele din oțel care trebuie să posede o rezistență și tenacitate ridicate.

Călirea urmată de revenire înaltă se numește tratament termic de îmbunătățire.

Exemple de oțeluri de îmbunătățire :

- oțeluri carbon de calitate : 1C35 ; 1C45; 2C45;
- oțeluri aliate : 34CrMo4 ; 30CrNiMo8 ;34CrNiMo6 ; 42CrMo4;

C

1 ECUAȚII FUNDAMENTALE ALE MECANICII FLUIDELOR:

- Ecuția generală de echilibru;
- Ecuția generală de transfer a unei proprietăți;

2. CINEMATICA MEDIULUI CONTINUU FLUID

- Metode de descriere a mișcării unui fluid;
- Linii, suprafețe și tuburi de curent și vârtej;
- Ecuția de continuitate a masei Euler;

DINAMICA FLUIDELOR IDEALE

3.1 ECUAȚII DE MIȘCARE SUB FORMA LOCALĂ

- Ecuția de mișcare Euler
- Alte forme ale ecuațiilor de mișcare (Formele: Lagrange, H.L.G, Helmholtz, cazul miscarii irrotationale, cazul miscarii stationare, cazul miscarii semistationare)

3.2 ECUAȚII DE MIȘCARE SUB FORMA GLOBALĂ

- Ecuția de tip Bernoulli;
- Ecuții de mișcare deduse din axiomele A4 și A5 (a derivatei impulsului și momentului cinetic)

4. DINAMICA FLUIDELOR VÂSCOASE NEWTONIENE

- Ecuția de mișcare Navier-Stockes;
- Ecuția de mișcare Reynolds;

5. MECANICA FLUIDELOR APLICATĂ

- Ecuția fundamentală a pierderilor de presiune;
- Metode de calcul a pierderilor locale de presiune;
- Probleme tip în calculul conductelor sub presiune;
- Curgeri efluente permanente prin orificii

4.6. REZISTENȚA HIDRAULICE

- Ecuția bilanțului de debit pentru o cavitate și un nod pasiv;
- Rezistențe hidraulice liniare de tip: conducta în regim de cugere laminar, fanta inelară centrică, plană subțire;
- Rezistențe hidraulice neliniare de tip: diafragma și conducta in regim de cugere turbulent;
- Rezistența hidraulică de inerție;
- Rezistența hidraulică de deformare.

7. TEORIA GENERALĂ ȘI MODELAREA GENERATOARELOR VOLUMICE ROTATIVE (GVR)

- Definire. Clasificare.
- Modelul matematic liniarizat: ecuația de debit și ecuația modelului mecanic redus;
- Caracteristici stationare: de debit, cuplu și randament

8. TEORIA GENERALĂ ȘI MODELAREA MOTORULUI VOLUMIC ROTATIV (MVR)

- Definire. Clasificare.
- Modelul matematic liniarizat: ecuația de debit și ecuația modelului mecanic redus;
- Caracteristici stationare: de debit, cuplu și randament

9. TEORIA GENERALĂ ȘI MODELAREA MOTOARELOR HIDRAULICE LINARE (MHL)

-Definire. Clasificare.

-Modelul matematic liniarizat: ecuația de debit și ecuația modelului mecanic redus;

10. TURBOPOMPE. DEFINIRE. CLASIFICARE. ECUAȚIA FUNDAMENTALĂ A TURBOPOMPELOR

11. VENTILATOARE. DEFINIRE. CLASIFICARE. ECUAȚIA FUNDAMENTALĂ A VENTILATOARELOR

D

1. Diagrame de eforturi secționale

- Diagrame de eforturi secționale **N**, **T**, **M**, pentru grinzi drepte, cu sarcini concentrate și sarcini uniform distribuite;
- Diagrame de eforturi secționale **N**, **T**, **M**, pentru cadre plane, cu sarcini concentrate și sarcini uniform distribuite;

2. Solicități axiale

- Unități de măsură:

- forțe: N, kN, kgf, tf; $1\text{N}=1\text{kg}\cdot 1\text{m/s}^2$; $1\text{kgf}=9,81\text{N}$;
- momente: N·m, N·mm, kgf·cm, kgf·m;

- putere: $\omega = \frac{2\pi n}{60} = \frac{\pi n}{30}$, $P = M_t \cdot \omega$;

$$M_t = \frac{P}{\omega} = \frac{30}{\pi} \cdot \frac{P}{n} = 9,55 \cdot \frac{P}{n}, ([P]=\text{kW}, [M_t]=\text{kN}\cdot\text{m}, \text{N}\cdot\text{mm}, 1\text{kW}=1,36\text{CP});$$

- tensiuni: $[\sigma, \tau]=1\text{MPa}=1\text{N/mm}^2$, $1\text{Pa}=1\text{N/m}^2$, kgf/cm^2 ;
- modul de elasticitate longitudinală **E**, modul de elasticitate transversală **G**, în N/mm^2 ;
- Solicități axiale simple:

- formula fundamentală: $\sigma = \frac{N}{A}$;

- aspecte de aplicare: verificare, dimensionare, determinare sarcină capabilă;

- deformații: $\Delta l = \frac{N \cdot l}{A \cdot E}$;

- Efectul greutateii proprii la solicitări axiale:

- bare cu secțiune constantă: $A_{nec} = \frac{P}{\sigma_a - \gamma \cdot l}$, $\Delta l = \frac{\left(P + \frac{G}{2}\right) \cdot l}{A \cdot l}$;

- bare de egală rezistență: - varianta teoretică: $A(x) = \frac{P}{\sigma_a} \cdot e^{\frac{\gamma}{\sigma_a} \cdot x}$;

- varianta în trepte:

$$A_i = \frac{A_{i-1} \cdot \sigma_a}{\sigma_a - \gamma \cdot l_i} = \frac{P \cdot (\sigma_a)^{i-1}}{(\sigma_a - \gamma \cdot l_1) \cdot (\sigma_a - \gamma \cdot l_2) \dots (\sigma_a - \gamma \cdot l_i)}$$

3. Caracteristici geometrice de suprafață

- aria unei secțiuni transversale: $A = \int_{(S)} dA$; $[A]=\text{mm}^2, \text{m}^2$;

- dreptunghi: $A = b \cdot h$;

- triunghi: $A = \frac{b \cdot h}{2}$;

- cerc: $A = \pi \cdot r^2 = \frac{\pi \cdot d^2}{4};$

- momente statice: $S_y = \int_{(S)} z \cdot dA; S_y = A \cdot z_C; S_z = A \cdot y_C; [S]=\text{mm}^3, \text{m}^3;$

$$y_C = \frac{\sum_{i=1}^{i=n} A_i \cdot z_{C,i}}{\sum_{i=1}^{i=n} A_i}, z_C = \frac{\sum_{i=1}^{i=n} A_i \cdot y_{C,i}}{\sum_{i=1}^{i=n} A_i};$$

- momente de inerție: $I_y = \int_{(S)} z^2 \cdot dA, I_z = \int_{(S)} y^2 \cdot dA, I_O = \int_{(S)} r^2 \cdot dA = I_y + I_z;$

$$I_{yz} = \int_{(S)} y \cdot z \cdot dA; [I]=\text{mm}^4, \text{m}^4;$$

- secțiuni elementare: - dreptunghi: $I_{y_C} = \frac{b \cdot h^3}{12}, I_{z_C} = \frac{h \cdot b^3}{12};$

- triunghi: $I_{y_{bază}} = \frac{b \cdot h^3}{12}, I_{y_C} = \frac{b \cdot h^3}{36};$

- cerc: $I_y = I_z = \frac{\pi \cdot r^4}{4} = \frac{\pi \cdot d^4}{64}, I_O = 2 \cdot I_y = \frac{\pi \cdot d^4}{32};$

- coroană circulară cu diametrele **d** și **D**:

$$I_y \equiv I_z = \frac{\pi \cdot (D^4 - d^4)}{64}; I_O = \frac{\pi \cdot (D^4 - d^4)}{32};$$

- module de rezistență: $W_y = \frac{I_y}{z_{\max}}; W_z = \frac{I_z}{y_{\max}}; W_O \equiv W_p = \frac{I_O}{r_{\max}};$

- secțiuni elementare: - dreptunghi: $W_y = \frac{b \cdot h^2}{6}, W_z = \frac{h \cdot b^2}{6};$

- triunghi: $W_y = \frac{b \cdot h^2}{24};$

- cerc: $W_y = W_z = \frac{\pi \cdot r^3}{4} = \frac{\pi \cdot d^3}{32}, W_O \equiv W_p = \frac{\pi \cdot d^3}{16};$

- coroană circulară cu diametrele **d** și **D**:

$$W_y \equiv W_z = \frac{\pi \cdot (D^4 - d^4)}{32 \cdot D}; W_O = \frac{\pi \cdot (D^4 - d^4)}{16 \cdot D};$$

- variația momentelor de inerție în raport cu axe paralele; formulele lui Steiner:

Oyz≡Cyz- sistem de axe central;

O₁y₁z₁- sistem cu axe paralele față de sistemul Oyz: d(z,z₁)=a, d(y,y₁)=b;

$$I_{\Delta} = I_{\Delta_C} + d^2 \cdot A; \quad \begin{aligned} I_{y_1} &= I_y + A \cdot b^2; I_{z_1} = I_z + A \cdot a^2; I_{y_1 z_1} = I_{yz} + A \cdot a \cdot b; \\ I_{O_1} &= I_{y_1} + I_{z_1} = I_y + I_z + A \cdot (a^2 + b^2) = I_O + A \cdot O_1 O^2. \end{aligned}$$

4. Solicitarea de răsucire a barelor drepte cu secțiune circulară și inelară

- relația generală de calcul a tensiunii tangențiale pentru răsucire, formula lui Navier:

$$\tau = \frac{M_t \cdot r}{I_p}; \text{ - variație liniară pe secțiunea transversală;}$$

- formula fundamentală la răsucire: $\tau = \frac{M_t}{W_p}$, pentru $r=r_{\max}$;

- aspecte de aplicare: verificare, dimensionare, determinare moment capabil;

- răsucirea specifică: $\theta = \frac{M_t}{G \cdot I_p}$, în rad/m;

- unghiul total de răsucire: $\Delta\varphi = \int_l \theta \cdot dx = \int_l \frac{M_t \cdot dx}{G \cdot I_p}$, sau $\Delta\varphi = \frac{M_t \cdot l}{G \cdot I_p}$, la $M_t=ct.$, $G \cdot I_p=ct.$;

- calculul de rezistență al arcurilor elicoidale:

- predimensionare: $d = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot P \cdot R}{\pi \cdot \tau_a}}$;

- verificare la solicitarea compusă de răsucire și forfecare:

$$\tau_{\max} = \tau_t + \tau_f = \frac{P \cdot R}{\pi \cdot d^3} + \frac{P}{\pi \cdot d^2} = \frac{16 \cdot P \cdot R}{\pi \cdot d^3} \left(1 + \frac{d}{4 \cdot R}\right) = \tau_t \left(1 + \frac{\tau_f}{\tau_t}\right) \leq \tau_a, \text{ unde:}$$

τ_t - tensiunea tangențială la răsucire (torsiune), τ_f - tensiunea tangențială la forfecare (tăiere);

- calculul de deformație al arcurilor elicoidale:

- săgeata: $f = \frac{64 \cdot P \cdot R^3 \cdot n}{G \cdot d^4}$, sau $\Delta f = \frac{64 \cdot \Delta P \cdot R^3 \cdot n}{G \cdot d^4}$;

- caracteristica elastică a arcurilor elicoidale: $P = K \cdot f$;

- constanta elastică a arcului: $K = \frac{G \cdot d^4}{64 \cdot R^3 \cdot n}$;

- înălțimea în stare liberă a arcului elicoidal: $H = n \cdot d + (n - 1) \cdot s + f$, în care:

d- diametrul sârmei arcului, **n**- numărul de spire, **R**- raza medie de înfășurare a arcului, **s**- spațiul între spire, și $s \geq d/4$, **G**- modulul de elasticitate transversal, respectiv **P**- forța de solicitare a arcului.

5. Solicitarea de încovoiere a barelor drepte

- încovoierea pură; tensiuni normale, formula lui Navier la încovoiere: $\sigma = \frac{M_y \cdot z}{I_y}$;

- formula fundamentală la încovoiere: $\sigma = \frac{M_y}{W_y}$, pentru $z=z_{\max}$;

- aspecte de aplicare: verificare, dimensionare, determinare moment de încovoiere capabil;

- tensiuni tangențiale care apar la încovoiere, formula lui Juravski: $\tau_{xz} = \frac{T \cdot S_y}{b \cdot I_y}$;

- bare de egală rezistență la încovoiere:

- lățime constantă, grosime variabilă: $z^2 = \frac{6 \cdot P}{b \cdot \sigma_a} \cdot x$;

- lățime variabilă, grosime constantă: $y = \frac{6 \cdot P}{h^2 \cdot \sigma_a} \cdot x$.

6. Teorii clasice de rezistență

- tensiuni normale principale în starea plană și liniară de solcitare:

$$\sigma_{1,2} = \frac{\sigma}{2} \pm \frac{1}{2} \cdot \sqrt{\sigma^2 + 4\tau^2};$$

- tensiuni tangențiale principale în starea plană și liniară de solcitare: $\tau_{1,2} = \pm \frac{1}{2} \cdot \sqrt{\sigma^2 + 4\tau^2}$;

- teorii clasice de rezistență (de rupere):

$$\sigma_{ech,1} = \sigma_1 = 0,5\sigma + 0,5\sqrt{\sigma^2 + 4\tau^2} \leq \sigma_a;$$

$$\sigma_{ech,2} = \sigma_1 - \nu \cdot \sigma_2 = 0,35\sigma + 0,65\sqrt{\sigma^2 + 4\tau^2} \leq \sigma_a;$$

$$\sigma_{ech,3} = \sigma_1 - \sigma_2 = \sqrt{\sigma^2 + 4\tau^2} \leq \sigma_a;$$

$$\sigma_{ech,4} = \sqrt{\sigma_1^2 + \sigma_2^2 - 2\nu \cdot \sigma_1 \cdot \sigma_2} = \sqrt{\sigma^2 + 2,6\tau^2} \leq \sigma_a;$$

$$\sigma_{ech,5} = \sqrt{\sigma_1^2 + \sigma_2^2 - \sigma_1 \cdot \sigma_2} = \sqrt{\sigma^2 + 3\tau^2} \leq \sigma_a.$$

7. Solcitări compuse

- solcitări compuse numai cu tensiuni normale:

- solcitare axială cu încovoiere:

$$\sigma = \sigma_i^{(N)} + \sigma_i^{(y)} = \frac{N}{A} + \frac{M_y \cdot z}{I_y} \leq \sigma_a;$$

- solcitare de întindere sau compresiune excentrică:

$$\sigma = \sigma_i^{(N)} + \sigma_i^{(y)} + \sigma_i^{(z)} = \frac{N}{A} + \frac{M_y \cdot z}{I_y} + \frac{M_z \cdot y}{I_z} = \frac{P}{A} \cdot \left(1 + \frac{z_0 \cdot z}{i_y^2} + \frac{y_0 \cdot y}{i_z^2} \right) \leq \sigma_a, \text{ unde:}$$

P- forța de solcitare excentrică;

(y_0, z_0)- coordonatele punctului de aplicație al forței P;

A- aria secțiunii transversale a grinzii;

$M_y = P \cdot z_0$ – momentul de încovoiere după axa Oy;

$M_z = P \cdot y_0$ – momentul de încovoiere după axa Oz;

i_y, i_z - razele de inerție ale secțiunii transversale raportate la axele Oy, respectiv Oz;

(y, z) - coordonatele curente ale unui punct oarecare care aparține secțiunii transversale;

- solicitări compuse cu tensiuni normale și tensiuni tangențiale:

- pentru tensiuni normale:

$$\sigma_t^{(N)} = \pm \frac{N}{A}, \text{ la solicitări axiale;}$$

$$\sigma_i^{(y)} = \pm \frac{M_y}{W_y}, \text{ sau } \sigma_i^{(z)} = \pm \frac{M_z}{W_z}, \text{ la solicitări de încovoiere;}$$

$$\sigma_{rez} = \sigma_t + \sigma_i, \text{ - tensiunea normală rezultantă;}$$

- pentru tensiuni tangențiale:

$$\tau_f = \frac{T}{A}, \text{ la solicitarea de forfecare;}$$

$$\tau_i = \frac{T \cdot S_y}{b \cdot I_y}, \text{ formula lui Juravski, pentru solicitarea de încovoiere;}$$

$$\tau_t = \frac{M_t}{W_p}, \text{ la solicitarea de torsiune (răsucire);}$$

$$\tau_{rez} = \tau_f + \tau_i + \tau_t, \text{ - tensiunea tangențială rezultantă;}$$

Tensiunea echivalentă, σ_{ech} , la solicitarea compusă se calculează cu una din teoriile de rupere;

- caz particular pentru arborii cu secțiune circulară sau inelară, supuși la **încovoiere** și **răsucire**,

în care se poate efectua și **dimensionare**:

$$\sigma_i = \frac{M_i}{W_y}, \tau_t = \frac{M_t}{W_p} = \frac{M_t}{2 \cdot W_y}, (W_p = 2 \cdot W_y),$$

$$\sigma_{ech,i} = \frac{M_{ech,i}}{W_y} \leq \sigma_a, \text{ sau } W_{y,nec} = \frac{M_{ech,i}}{\sigma_a}, \text{ pentru } i=1, 2, 3, 4, 5, \text{ unde:}$$

$$M_{ech,1} = 0,5 \cdot M_i + 0,5 \cdot \sqrt{M_i^2 + M_t^2},$$

$$M_{ech,2} = 0,35 \cdot M_i + 0,65 \cdot \sqrt{M_i^2 + M_t^2},$$

$$M_{ech,3} = \sqrt{M_i^2 + M_t^2},$$

$$M_{ech,4} = \sqrt{M_i^2 + 0,65 \cdot M_t^2},$$

$$M_{ech,5} = \sqrt{M_i^2 + 0,75 \cdot M_t^2}.$$

8. Calculul deformațiilor prin metode energetice

- energia potențială de deformație pentru solicitări simple:

$$U = \int_0^l \frac{N^2 \cdot dx}{2 \cdot E \cdot A}, \text{ pentru solicitări axiale;}$$

$$U = \int_0^l K \cdot \frac{T^2 \cdot dx}{2 \cdot G \cdot A}, \text{ pentru solicitarea de forfecare,}$$

K=6/5- secțiuni dreptunghiulare, K=10/9- secțiuni circulare;

$$U = \int_0^l \frac{M_{i,y}^2 \cdot dx}{2 \cdot E \cdot I_y}, \text{ pentru solicitare de încovoiere, (după axa Oy);}$$

$$U = \int_0^l \frac{M_t^2 \cdot dx}{2 \cdot G \cdot I_p}, \text{ pentru solicitarea de torsiune.}$$

- lucrul mecanic al sarcinilor exterioare:

$$L = \frac{1}{2} \cdot P \cdot \delta, \text{ solicitări axiale, } \delta - \text{deplasarea punctului de aplicație al forței de solicitare } P;$$

$$L = \frac{1}{2} \cdot M_i \cdot \varphi_i, \text{ solicitări de încovoiere, } \varphi_i - \text{unghiul de rotire al unei secțiuni transversale}$$

produsă de momentul încovoiator de solicitare M_i ;

$$L = \frac{1}{2} \cdot M_t \cdot \varphi_t, \text{ solicitări de răsucire,}$$

φ_t - unghiul relativ de rotire al unei secțiuni transversale produsă de momentul de răsucire M_t ;

$$L = \frac{1}{2} \cdot \sum (X \cdot u + Y \cdot v + Z \cdot w) + \frac{1}{2} \cdot \sum (M_x \cdot \varphi_x + M_y \cdot \varphi_y + M_z \cdot \varphi_z), \text{ caz general, unde:}$$

$$\bar{P} = X \cdot \bar{i} + Y \cdot \bar{j} + Z \cdot \bar{k}, \quad \bar{M} = M_x \cdot \bar{i} + M_y \cdot \bar{j} + m_z \cdot \bar{k},$$

$$\bar{\delta} = u \cdot \bar{i} + v \cdot \bar{j} + w \cdot \bar{k}, \quad \bar{\varphi} = \varphi_x \cdot \bar{i} + \varphi_y \cdot \bar{j} + \varphi_z \cdot \bar{k},$$

sunt sarcinile și deformațiile în funcție de componentele corespunzătoare;

- teorema reciprocității lucrului mecanic și al deplasărilor:

$$L_{1,2} = L_{2,1}, \text{ sau } w_{1,2} = w_{2,1};$$

"lucrul mecanic produs de forțe din prima stare de solicitare cu deplasări din a doua stare de solicitare este egal cu lucrul mecanic produs de forțe din a doua stare de solicitare cu deplasări din prima stare de solicitare", sau

"deplasarea produsă în secțiunea I de către o forță unitară aplicată în secțiune II este egală cu deplasarea produsă în secțiunea II de către forța unitară aplicată în secțiunea I";

- metoda **Mohr-Maxwell** pentru determinarea deplasărilor:

$$\delta = \int_{(I)} \frac{N \cdot n}{E \cdot A} \cdot dx - \text{la solicitări axiale;}$$

$$\delta = \int_{(I)} \frac{M_{i,y} \cdot m_{i,y}}{E \cdot I_y} \cdot dx - \text{la solicitarea de încovoiere;}$$

$$\delta = \int_{(l)} \frac{M_t \cdot m_t}{G \cdot I_p} \cdot dx - \text{la solicitarea de torsiune (răsucire);}$$

unde: \mathbf{N} , \mathbf{M}_i , \mathbf{M}_t - sunt forța axială, momentul încovoietor, respectiv momentul de torsiune, pentru încărcarea reală, iar \mathbf{n} , \mathbf{m}_i , \mathbf{m}_t , reprezintă forța axială, momentul încovoietor, sau momentul de răsucire, atunci când se îndepărtează toate sarcinile exterioare și se solicită cu o **sarcină unitară** în secțiunea în care se cere **deformația**;

- teorema lui **Castigliano**:

$$\delta = \int_{(l)} \frac{N}{E \cdot A} \cdot \frac{\partial N}{\partial P_K} \cdot dx - \text{deplasarea produsă la solicitări axiale în dreptul forței } P_K;$$

$$\delta_K = \int_{(l)} \frac{M_i}{E \cdot I_y} \cdot \frac{\partial M_i}{\partial P_K} \cdot dx - \text{deplasarea la solicitări de încovoiere în dreptul forței } P_K;$$

$$\varphi_K = \int_{(l)} \frac{M_i}{E \cdot I_y} \cdot \frac{\partial M_i}{\partial M_K} \cdot dx - \text{unghiul de rotire al unei secțiuni transversale } K \text{ la solicitarea de}$$

încovoiere unde se aplică momentul M_K ;

$$\phi_K = \int_{(l)} \frac{M_t}{E \cdot I_p} \cdot \frac{\partial M_t}{\partial M_{t,K}} \cdot dx - \text{unghiul relativ de răsucire în secțiunea } K \text{ unde acționează}$$

momentul de torsiune $M_{t,K}$;

9. Solicitări de oboseală

- curba de durabilitate Wöhler;
- rezistența la oboseală, σ_R ;
- diagrame simplificate ale rezistențelor la oboseală: Goodman- Soderberg, Serensen;
- factorii care influențează rezistența la oboseală: concentratori de tensiune, dimensiunea piesei,

calitatea suprafeței piesei, $\sigma_{R,p} = \frac{\varepsilon \cdot \gamma}{K_\sigma} \cdot \sigma_R$, în care: $\sigma_{R,p}$ - rezistența la oboseală a unei piese le solicitată

cu coeficientul de asimetrie R, respectiv σ_R - rezistența la oboseală a unei piese etalon solicitată cu coeficientul de asimetrie R;

- coeficientul de siguranță la oboseală prin metoda Soderberg (Goodman):

$$c = \frac{1}{\frac{K_\sigma}{\varepsilon \cdot \gamma} \cdot \frac{\sigma_v}{\sigma_{-1}} + \frac{\sigma_m}{R_{p0,2}}};$$

- coeficientul de siguranță la oboseală prin metoda Serensen:

$$c = \frac{1}{\frac{K_\sigma}{\varepsilon \cdot \gamma} \cdot \frac{\sigma_v}{\sigma_{-1}} + \psi \cdot \frac{\sigma_m}{\sigma_{-1}}}, \text{ unde } \psi = \frac{2\sigma_{-1} - \sigma_0}{\sigma_0} - \text{coeficient de material.}$$

E

OSII ȘI ARBORI

Definiție. *Osia* este un organ de mașină prevăzut cu cel puțin două fusuri pe care se montează roțile de rulare sau prin care osia se sprijină în lagăre. *Arborele* este un organ de mașină ce primește și transmite mișcarea de rotație în jurul axei sale geometrice, fiind solicitat în principal la torsiune și încovoiere.

Clasificare. *Arborii* se clasifică astfel:

1. După forma axei geometrice: arbori drepți; arbori cotiți.
2. După forma secțiunii transversale: cu secțiune plină; cu secțiune inelară; cu secțiune constantă; cu secțiune variabilă în trepte.
3. După modul de rezemare: arbori static determinați; arbori static nedeterminați.
4. După rigiditate: arbori rigizi (care lucrează sub turația critică); arbori elastici (care lucrează peste turația critică);
5. După poziția de funcționare: arbori orizontali; arbori verticali; arbori înclinați.

Osiile se clasifică astfel:

1. După forma axei geometrice: osii drepte; osii curbe.
2. După modul de mișcare: osii fixe, osii oscilante, osii rotative.
3. După modul de încărcare: între reazeme; în afara reazemelor.

Materiale și tehnologii. Forma și dimensiunile arborilor se stabilesc în funcție de modul de repartiție al sarcinilor, condițiile de montaj și funcționare. Secțiunea inelară se practică în general la piesele de diametre mari, pentru a asigura ungerea altor piese sau pentru a facilita montajul. Materialul și tehnologia se stabilesc în funcție de condițiile de lucru și modul de rezemare. La solicitări mici se recomandă oțeluri-carbon de uz general: OL50, OL60, OL42. La solicitările medii se recomandă oțeluri-carbon de calitate: OLC45, OLC60, OLC55. La solicitările mari se recomandă oțeluri aliate: 41MoCr11, 40Cr10. Dacă se cere o durabilitate ridicată se pot utiliza oțeluri de cementare. Având în vedere solicitările variabile la care sunt supuse aceste piese, este importantă calitatea suprafețelor.

Principalele tipuri de solicitări. La un arbore se întâlnesc două tipuri de solicitări principale:

1. Arbore solicitat în principal la torsiune, când se neglijează celelalte tipuri de solicitări (cazul arborilor intermediari de transmisie).
2. Arbore solicitat la torsiune și încovoiere.

Mai apar și situații când arborii sunt solicitați la întindere, compresiune sau flambaj (arborii lungi montați vertical sau la mașini unelte).

Proiectarea formei arborilor. Are în vedere două aspecte:

1. Diametrele secțiunilor periculoase rezultate din calculul de rezistență.
2. Modificările ce urmează a fi efectuate în funcție de piesele ce se montează și modul de solidarizare al acestora cu arborele.

Arborii se execută în general cu secțiunea variabilă, iar trecerea de la un tronson la altul se face prin raze de racordare sau porțiuni tronconice pentru diminuarea concentrării tensiunilor și apropierea de forma solidului de egală rezistență (Fig. 1). La proiectarea arborilor se are în vedere forma tubulară pentru că valorile

maxime ale tensiunilor sunt la periferia arborelui, fiind nule în axa neutră, astfel încât materialul din centrul arborelui nu este utilizat corect.

Etape de calcul.

1. Predimensionarea arborelui pe baza unui calcul simplificat de solicitare la torsiune în baza căruia se determină diametrul minim pe care acesta va trebui să-l aibă.
2. Proiectarea formei constructive a arborelui ținându-se cont de execuție, funcționalitate și montaj ale pieselor conjugate.
3. Verificarea arborelui la oboseală, la rigiditate și la vibrații flexionale și torsionale.
4. Definitivarea formei constructive a arborelui.

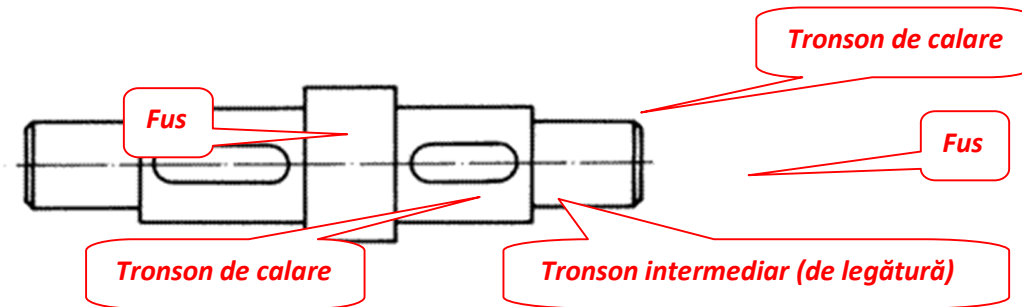


Fig. 1. Elementele unui arbore

SISTEME DE ETANȘARE

Definiție. sistemele de etanșare reprezintă ansamblul de elemente fixe sau mobile care împiedică sau reduc amestecarea a două medii și poluarea mediului înconjurător prin închiderea cât mai ermetică a unui spațiu și protejarea spațiilor împotriva pătrunderii sau pierderii de fluide în/din incinte.

Clasificare.

1. După tipul contactului : etanșări cu contact (cu garnituri elastice sau cu garnituri rigide), etanșări fără contact.
2. După mișcarea relativă dintre suprafețe: etanșări fixe, etanșări mobile (pentru rotație sau pentru translație).
3. După forma suprafețelor pieselor: plane, cilindrice, conice, sferice.
4. După poziția suprafețelor pieselor care participă la etanșare: etanșări radiale, axiale.
5. După modul de obținere a etanșării: cu forțe exterioare, cu forțe interioare.

Materiale.

1. Materiale nemetalice moi: Azbest, Piele, Plută, Poliamidă, Teflon, Textolit, Cauciuc, Polietilenă.
2. Materiale metalice: Aluminu, Cupru, Nichel, Plumb, Oțel, Oțel inox.

Etanșări cu contact. Realizează etanșeitatea incintelor prin exercitarea unei presiuni de către garnituri pe partea mobilă sau fixă a incintei de etanșat. Elementele caracteristice acestor tipuri de etanșări sunt garniturile profilate (în forme: V, U, J, JE, L, speciale). Ca sisteme de etanșare cu contact pot fi evidențiate:

1. Etanșări cu inele profilate – datorită simplității constructive, bunei eficiențe, montaj și întreținere simplă, sunt cele mai răspândite.

2. Etanșări cu presetupă – sunt caracterizate prin elementul de contact-presetupa, ce reprezintă un subansamblu în care sunt presate axial garnituri moi sau tari pentru a se deforma radial în vederea închiderii interstițiului între două piese.

3. Etanșări cu segmenti metalici – des întâlnite la etanșarea camerelor de lucru cu volum variabil (motoare termice), realizează etanșarea între piston și cilindru pentru medii diversificate (apă, ulei, lichide murdare și vâscoase, gaze, etc.).

4. Etanșări prin membrane și burdufuri – acestea posedă elementul de etanșare sub forma unei membrane sau garnituri de etanșat, ce separă două medii diferite situate în două incinte cu modificări mari de volum.

Etanșări fără contact. Realizează etanșarea incintelor fără contactul între piesele aflate în mișcare relativă, prin formarea unor interstiii care măresc rezistența la curgere a fluidului. Prin înlăturarea contactului dintre suprafețele etanșării se elimină frecare, uzarea, încălzirea și deformarea suprafețelor de etanșat. Ca sisteme de etanșare fără contact pot fi evidențiate:

1. Sisteme de etanșare cu fantă – au rolul de a reține unsoarea în lagăre.

2. Sisteme de etanșare cu labirint – se utilizează în cazul arborilor cu viteze periferice mari, în medii cu impurități.

RULMENȚI

Definiție. Rulmenții sunt organe de mașini complexe, care asigură rezemarea unor piese, ce execută mișcare de rotație sau de oscilație (arbori, osii, butuci de roți). Aceștia se mai întâlnesc și sub denumirea de „lagăre cu rostogolire”.

Avantaje. Pierderile prin frecare sunt mai reduse, datorită înlocuirii frecării de alunecare cu cea de rostogolire (coeficientul de frecare are valori cuprinse între 10^{-3} ... 3×10^{-3} , ajungând până la 0,03 pentru rulmenții axiali cu role conice). Agregatele care folosesc acest tip de lagăre se caracterizează printr-un randament ridicat. Căldura din lagăr este mai redusă. Uzura fusului este redusă. Au gabarite axiale mici, datorită portanței ridicate a fusului pe unitatea de lungime. Jocul radial din rulment este mic. Înlocuirea rulmenților este ușoară. Perioada de rodaj este eliminată.

Dezavantaje. Nu se pot utiliza la sarcini și turații ridicate. Comportament slab la suprasarcini (cu șoc, dinamice) datorită defectării bruște fără avertizare. Presupune cerințe severe de execuție și montaj. Durabilitate redusă. Preț de cost ridicat. Capacitatea de amortizare a vibrațiilor este scăzută (datorită rigidității acestora). Funcționare cu zgomot.

Clasificare (Fig. 2.).

1. După forma corpurilor de rulare - cu bile; - cu role: cilindrice, conice, butoi, ace.
2. După direcția sarcinii predominante: - rulmenți radiali;- rulmenți radiali-axiali;
3. - rulmenți axiali-radiali; - rulmenți axiali.
4. După numărul rândurilor corpurilor de rulare: rulmenți pe un rând, pe două sau pe mai multe rânduri
5. După prezența coliviei: rulmenți cu colivie sau fără colivie
6. După preluarea abaterilor unghiulare: rulmenți cu autoreglare sau fără

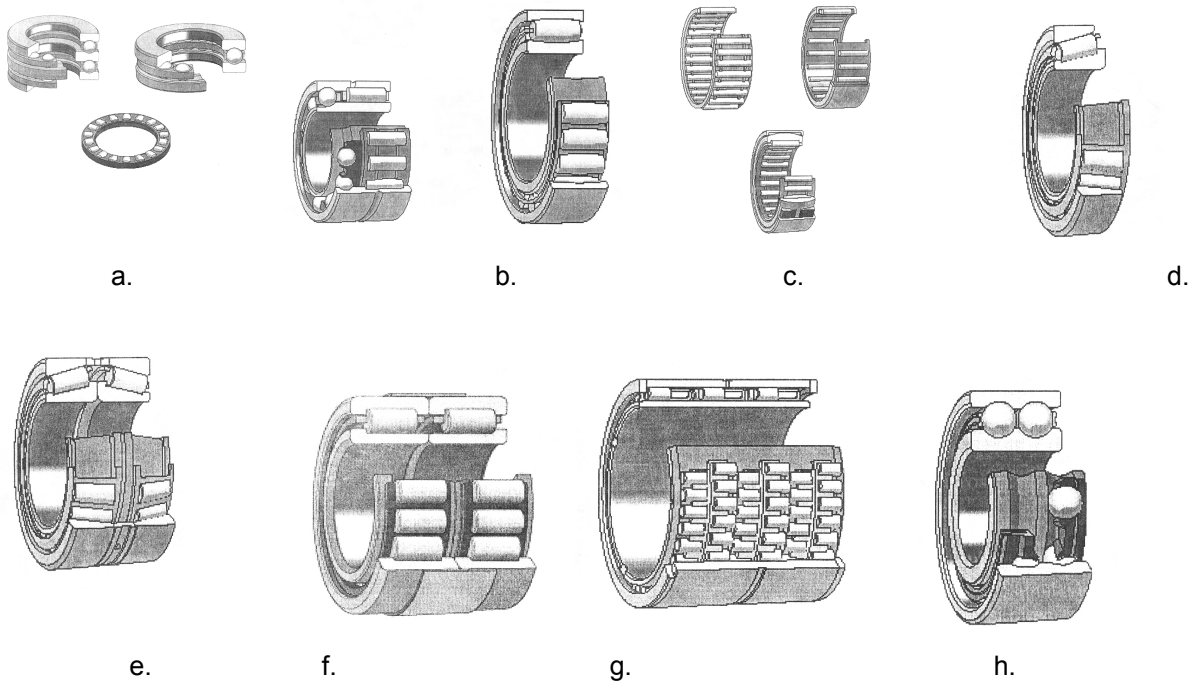


Fig. 2. Tipuri de rulmenți: a – rulmenți axiali cu bile sau cu role cilindrice pe un rând sau pe două rânduri; b – rulment cu bile și role cilindrice; c – rulment cu role butoi; d – rulmenți cu ace; e – rulment cu role conice pe un singur rând; f – rulment cu role conice pe două rânduri; g – rulment cu role cilindrice pe două rânduri; h – rulment cu role cilindrice pe mai multe rânduri; i – rulment radial cu două rânduri de bile

Simbolizare. Este o notare codificată standardizată ce asigură identificarea sau descrierea rulmentului, în scopul asigurării unei interschimbabilități complete sub aspect constructiv și funcțional. Simbolul se compune din două părți distincte: simbolul de bază și simboluri suplimentare, separate de un interval de semn. Simbolul de bază are componența conform tabelului de mai jos, iar simbolul suplimentar conferă indicații la elementele componente ale rulmentului, caracteristici speciale constructive, tipul etanșării, clasa de precizie, jocul radial din rulment, nivelul de zgomot ridicat.

Simbolul de bază			Simbolul suplimentar
Simbolul seriei de rulment		Simbolul alezajului rulmentului	
Simbolul tipului rulmentului	Simbolul seriei de dimensiuni		
	Seria de lățimi	Seria de diametre	

Metodologia de alegere a rulmenților. Aceasta constă în efectuarea următoarelor calcule:

1. Determinarea reacțiunilor rezultante din reazeme;
2. Estimarea durabilității rulmentului;
3. Calculul sarcinii dinamice echivalente;
4. Determinarea capacității dinamice de bază;
5. Alegerea tipodimensiunii rulmentului în funcție de capacitatea dinamică de bază și de diametrul fusului determinat din condiția de rezistență și deformații.

TRANSMISII PRIN ROȚI DINȚATE

Definiție. Transmisiile prin roți dințate sau angrenajele sunt mecanisme elementare formate din două roți dințate conjugate, mobile în jurul a două axe cu poziție relativ invariabilă, una antrenând pe cealaltă prin acțiunea dinților aflați succesiv în contact.

Avantaje.

1. Raport de transmitere constant.
2. Siguranță și durabilitate ridicată.
3. Precizie cinematică maximă.
4. Capacitate portantă mare la gabarit redus.
5. Randament ridicat.
- 6.

Dezavantaje.

1. Preț de cost ridicat.
2. Funcționare cu zgomot și vibrații.
3. Transmitere rigidă a sarcinii.
4. Rapoartele de transmitere au valori discontinue.
5. Nu se autoprotejează la suprasarcini.

Clasificare.

1. După poziția relativă a axelor: angrenaje paralele (fig. 3., a...c), angrenaje concurente (fig. 3., d...h), angrenaje încrucișate (fig. 3., i...l).
2. După forma roților componente: angrenaje cilindrice (fig. 3., a și b), angrenaje conice (fig. 3., d...g), angrenaje hiperboloidale, angrenaje melcate (fig. 3., j și k), angrenaje cilindrico-conice, angrenaje cilindrico-hiperboloidale.
3. După poziția relativă a corpurilor de rostogolire: angrenaje toroidale, angrenaje necirculare, angrenaje exterioare (fig. 3., a, c...f, h...n), angrenaje interioare (fig. 3., b și g).
4. După direcția dinților: angrenaje cu dinți drepecți (fig. 3., a₁, b₁, c₁, d₁), angrenaje cu dinți înclinați (fig. 3., a₂, b₂, e), angrenaje cu dinți în V, W, Z, angrenaje cu dinți curbi (fig. 3., f și i).
5. După natura mișcării axelor roții: angrenaje ordinare (fig. 3., m), angrenaje cicloidale, angrenaje diferențiale (fig. 3., n), angrenaje precesionale (fig. 3., o), angrenaje armonice (fig. 3., p), angrenaje toroidale (fig. 3., r).
6. După tipul contactului flancurilor: angrenaje cu contact liniar, angrenaje cu contact punctiform.

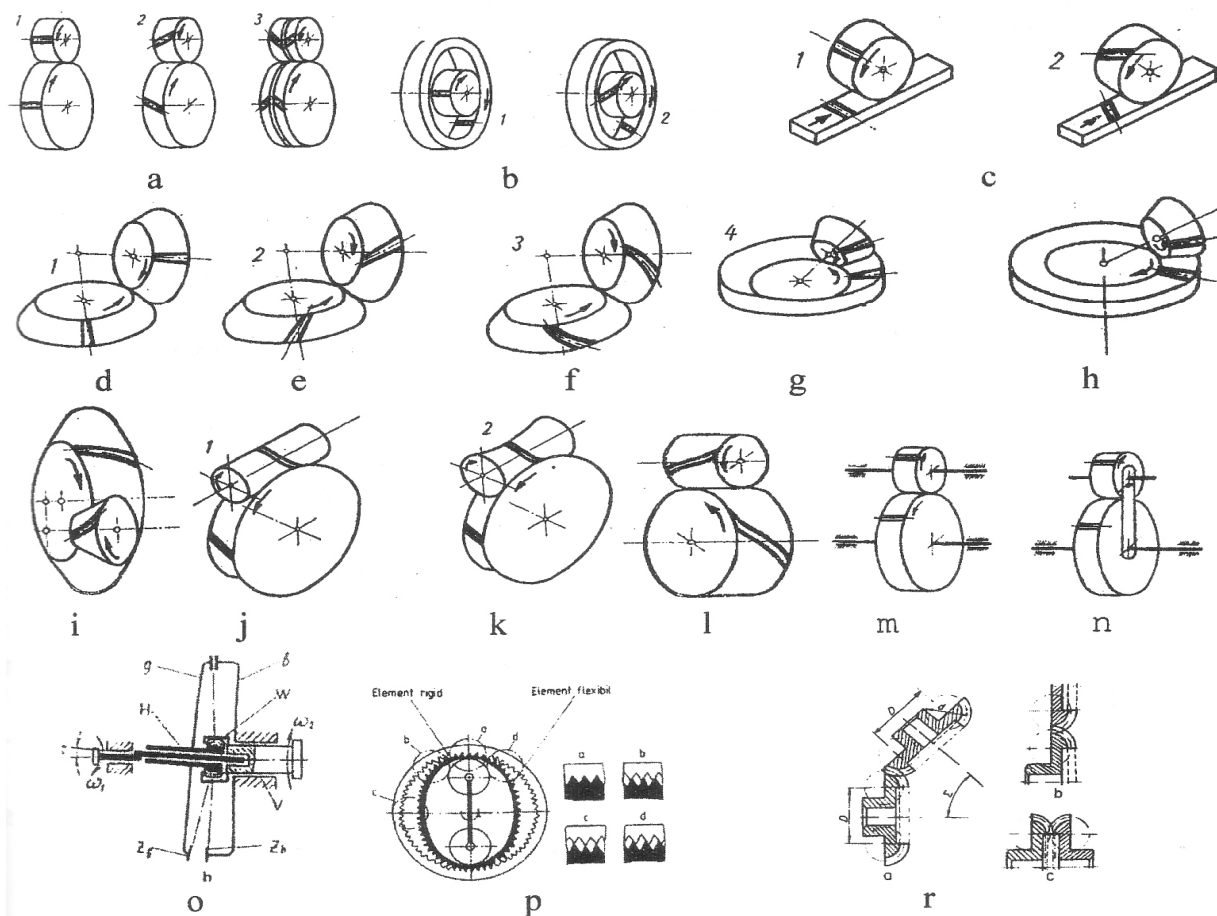


Fig.3. Tipuri de angrenaje

Cauzele distrugerii angrenajelor. Deteriorarea danturii unui angrenaj poate fi reprezentată prin:

1. Ruperea dintelui: la oboseală, statică (la suprasarcini).
2. Deteriorarea suprafeței flancurilor: oboseala la contact (pitting și pelling), gripare, uzura abrazivă, uzura adezivă, curgerea plastică, pățarea termică, exfoliere, interferență.

Materiale pentru roți dințate.

1. Oțeluri: oțel carbon de îmbunătățire (OLC45, OLC55), oțel carbon de cementare (OLC15, OLC20), oțeluri aliate de îmbunătățire (40Cr10, 42MoCr11), oțeluri aliate de cementare (15CR9, 18MnCr11), oțeluri turnate (OT50).
2. Fonte: fonte cu grafit nodular (Fgn500), fonte perlitice (Fmp700).
3. Materiale neferoase: alame, bronzuri.
4. Materiale plastice: textolit, poliesteri, bachelită, poliamide.

Elemente de calcul și de proiectare.

În cazul proiectării unui angrenaj, principal se va identifica tipul solicitării critice (oboseala sau încovoierea dinților), predimensionarea angrenajului (calculul distanței între axe și a modulului roților), calculul geometric al danturii, verificări de rezistență. După parcurgerea acestor etape, va fi realizată proiectarea constructivă definitivă și se vor stabili toate elementele caracteristice roților dințate în vederea întocmirii desenelor de execuție.

ARCURI

Definiție. Arcurile sunt organe de mașini care, datorită formelor și materialelor din care sunt confecționate pot înmagazina un lucru mecanic exterior sub formă de energie potențială de deformație și pot restitui o parte din energia înmagazinată sub formă de lucru mecanic exterior.

Clasificare.

1. După forma constructivă: arcuri în foi; arcuri elicoidale; arcuri disc; arcuri inelare; arcuri spirale-plane; arcuri bară de torsiune; arcuri speciale.
2. După natura solicitărilor principale ale materialului: de tracțiune-compresiune; de încovoiere; de torsiune.
3. După materiale utilizate: arcuri metalice (oțel, materiale neferoase), arcuri nemetalice (cauciuc, plută, mase plastice).
4. După rolul funcțional: de amortizare; pentru acumulare de energie; pentru exercitarea unor forțe; de măsurare; de reglare.
5. După rigiditate: cu rigiditate constantă sau variabilă.
6. După modul de acțiune al sarcinii exterioare asupra arcului: arcuri de tracțiune; arcuri de compresiune; arcuri de încovoiere arcuri de răsucire.

Materiale. În cazul arcurilor confecționate din materiale metalice se deosebesc oțelurile carbon de calitate (ARC 6, ARC 6a, ARC 7, ARC 10), și oțelurile aliate (ARC 1, ARC 2, ARC 3, ARC 4, ARC 5, ARC 5a, ARC 8, ARC 9). În cazul materialelor neferoase se utilizează bronzul, alamele și aliajele CU-Ni. Pentru materialele nemetalice cel mai des întâlnit este cauciucul.

Parametrii funcționali ai unui arc.

1. Caracteristica arcurilor – se înțelege curba care exprimă legătura între sarcina care acționează asupra arcului (forță sau moment) și deformație, aceasta putând fi săgeată sau rotire. Se deosebesc următoarele tipuri de caracteristici (Fig. 4): 1 – rigiditate constantă; 2 – rigiditate progresivă; 3 – rigiditate degresivă; 4 – rigiditate în trepte.

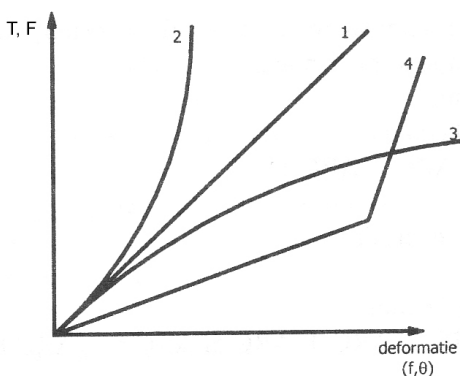


Fig. .4.. Caracteristica arcurilor

2. Rigiditatea reprezintă sarcina corespunzătoare deformației unitare:

-pentru forțe: $c = \frac{F_i}{f_i}$, unde F_i – forța aplicată arcului și f_i - săgeata arcului;

-pentru momente: $c' = \frac{T_i}{\theta_i}$, unde T_i – momentul de torsiune aplicat arcului; θ_i – unghiul de rotire al arcului;

3. Lucrul mecanic elementar înmagazinat în arc:

-pentru forțe: $L = \int_0^f Fdf$.

-pentru momente: $L = \int_0^\theta Td\theta$.

4. Randamentul arcului reprezintă raportul dintre lucrul mecanic restituit la descărcare și lucrul mecanic

înmagazinat prin încărcare: $\eta_a = \frac{L'}{L}$.

5. Coeficientul de amortizare: $\delta = \frac{1-\eta_a}{1+\eta_a}$.

Elemente de calcul în vederea proiectării arcurilor. Ca elemente de calcul pentru dimensionarea corectă a arcurilor, se urmărește: calculul de rezistență; calculul deformațiilor; calculul energetic.

CUPLAJE

Definiție. Cuplajele sunt organe de mașini sau sisteme echivalente funcțional acestora, care realizează legătura dintre două elemente constructive ale unui lanț cinematic în scopul transmiterii momentului de torsiune și a mișcării de rotație, fără modificare legii de mișcare.

Clasificare.

1. Cuplaje mecanice permanente: fixe (cu manșon, cu flanșe, cu dinți, cu role de blocare), mobile (rigide, elastice).
2. Cuplaje mecanice intermitente: comandate (mecanic, hidrostatic, pneumatic, electromagnetic), automate (centrifugale, de siguranță, unisens).
3. Cuplaje hidraulice: hidrostatice, hidrodinamice.
4. Cuplaje electromagnetice: cu inducție, cu pulberi.

Cuplaje mecanice permanente fixe. Aceste cuplaje realizează cuplarea arborilor coaxiali cu abateri limită admisibile de $0,002...0,05mm$ și se utilizează la realizarea arborilor lungi formați din tronsoane care funcționează la turații reduse ($n \leq 200...250 \text{ rot/min}$). Se recomandă ca amplasarea acestora să se facă cât mai aproape de reazeme pentru micșorarea momentelor încovoietoare.

Exemple: Cuplaje manșon formate din două elemente strânse pe capetele arborilor prin intermediul unor șuruburi. Transmiterea momentului de torsiune se realizează prin intermediul forțelor de frecare ce apar în urma strângerii șuruburilor (Fig.). Tot din această categorie mai fac parte și cuplajele cu flanșe, montate pe capetele arborilor prin intermediul unei asamblări arbore-butuc. Acestea se folosesc în general pentru diametre $18...250mm$, care pot transmite momente de torsiune $18...122000Nm$ și turații maxime de $900...2360 \text{ rot/min}$. Șuruburile acestor cuplaje pot fi montate cu joc sau fără joc.

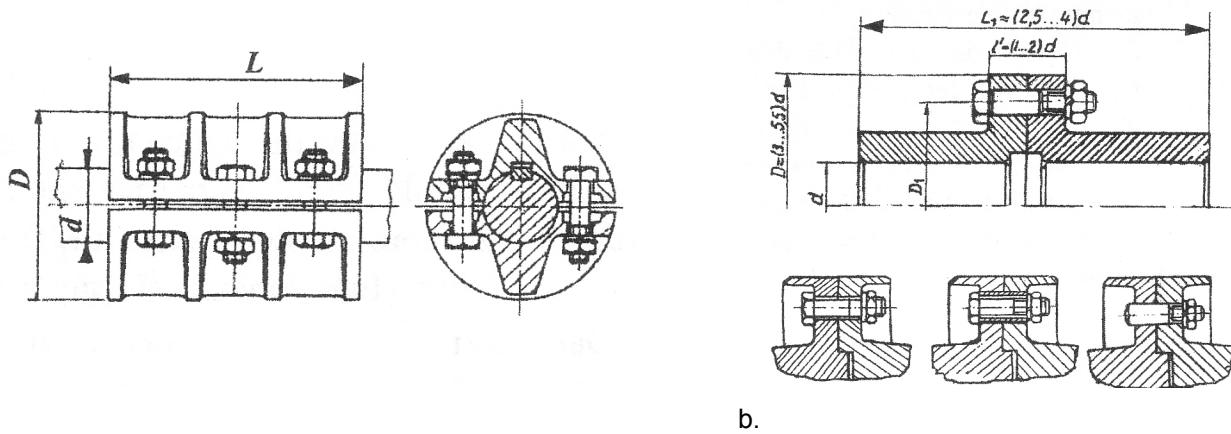


Fig.5. Cuplaje mecanice permanente fixe: a – cuplaj manșon, b – cuplaj cu flanșe

Cuple mecanice permanente mobile (cuplaje compensatoare). Acestea realizează transmiterea mișcării de rotație între diverse organe de mașini a căror coaxialitate nu se poate realiza totdeauna fie din execuție, montaj sau nu se poate menține în timpul funcționării. Datorită posibilităților de mișcare relativă între elementele componente, cuplajele permanente mobile pot transmite mișcarea de rotație și momentul de torsiune la arbori care admit între pozițiile reciproce abateri axiale, radiale, unghiulare, combinate. De asemenea ele descarcă integral sau parțial arborii de solicitările suplimentare provenite din abaterile de poziție ale arborilor. Acest lucru se poate realiza prin jocuri mari între piesele cuplajului, alunecarea elementelor din structura acestora și caracterul elastic al unor elemente componente. *Exemple:* Cuple Oldham (Fig.) este cea mai răspândită variantă de cuplaj, pentru care elementul intermediar este construit cu canale pe fețele sale decalate la 90^0 care se cuplează cu canalele respectiv nervurile semicuplei. Tot din această categorie mai face parte și cuplajul elastic cu disc frontal (Fig. 6) care are în structură un disc elastic prin care se poate asigura transmiterea unui moment de torsiune de până la 4500Nm la o turație de 2600 rot/min.

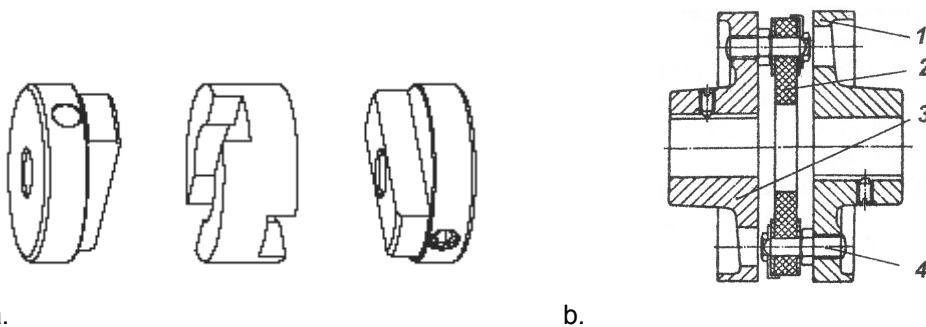


Fig. 6. Cuplaje mecanice permanente mobile: a - cuplaj Oldham, b – cuplaj elastic cu disc frontal

Cuple mecanice intermitente (Ambreiaje). Acestea permit cuplarea și decuplarea celor doi arbori în timpul funcționării acestora fie comandat (prin dispozitive mecanice, pneumatice, hidraulice) sau automat. Cerințele impuse ambreiajelor sunt: construcție sigură, gabarit redus, cuplare/decuplare în timp scurt și fără șocuri, forța de cuplare/decuplare să fie cât mai mică. Ca elemente de calcul în vederea proiectării acestora, se realizează din condiții de rezistență în vederea dimensionării și a numărului suprafețelor de frecare, dar și verificarea elementelor din structura acestora.

LAGĂRE CU ALUNECARE

Definiție. Lagărele cu alunecare sunt organe de mașini ce sprijină și/sau ghidează organele de mașini de tipul axelor, osiilor, arborilor, implicate în mișcările de rotație și oscilație, care asigură deplasări relative față de batiile sau carcasele mașinilor, bazate pe frecare de alunecare, mult diminuată de lubrifianțul utilizat. Acestea pot fi materializate în cuple cinematice de rotație, în care frecarea dintre (fus) și piesele fixe (cuzineți) este de alunecare.

Domenii de utilizare. Lagărele cu alunecare se utilizează cu precădere în următoarele situații:

- mișcări lente ($n < 10$ rot/min) și mișcări rapide ($n > 10000$ rot/min);
- încărcări foarte mari și gabarite mari;
- precizii ridicate.

Avantaje.

1. Gabarit radial, zgomote și vibrații reduse.
2. Montare, demontare ușoară.
3. Preț de cost scăzut.

Dezavantaje.

1. Gabarite axiale mari.
2. Pierderi energetice prin frecare mai mari mai ales la pornire.
3. Consum sporit de lubrefiant.

Clasificare. Se disting două tipuri de lagăre cu alunecare: lagăre hidrodinamice radiale, lagăre hidrodinamice axiale.

Etape și ipoteze de calcul. Pentru lagărele cu alunecare se disting două tipuri de calcule: calcul simplificat și calcul hidrodinamic. Calculul simplificat presupune parcurgerea următoarelor etape:

- calculul de rezistență al fusului;
- calculul la presiunea de contact (calculul fus-cuzinet);
- calculul termic (la încălzire al lagărului).

Ipoteze de calcul:

- fusul se consideră ca o grindă dreaptă încastrată în arbore;
- suprafața de contact fus-cuzinet se consideră netedă și nedeformabilă;
- se neglijează prezența lubrifianțului între suprafețele de contact;
- tensiunea de contact se consideră uniform distribuită pe direcțiile radiale și longitudinale;
- întreaga energie mecanică consumată se transformă în căldură, și este evacuată numai prin corpul lagărului;
- coeficientul de frecare a cuplului de materiale fus – cuzinet se consideră constant și cunoscut.

Condițiile pentru apariția presiunii hidrodinamice sunt asigurate datorită jocului din lagăr, prin interstițiul dintre fus și cuzinet, care acesta are forma de pană.

Fazele funcționării unui lagăr cu alunecare în regim de ungere hidrodinamică. În funcționarea lagărului se deosebesc următoarele faze (Fig. 7):

Faza I – fusul se sprijină pe cuzinet, existând frecare uscată sau mixtă;

Faza II – fusul are tendința să urce pe cuzinet în sensul de rotire al fusului datorită frecării uscate sau mixte.

Faza III – corespunde regimului normal de lucru, în lubrifianț se manifestă presiuni hidrodinamice.

Faza IV – prin creșterea turației fusul are tendința de autocentrare.

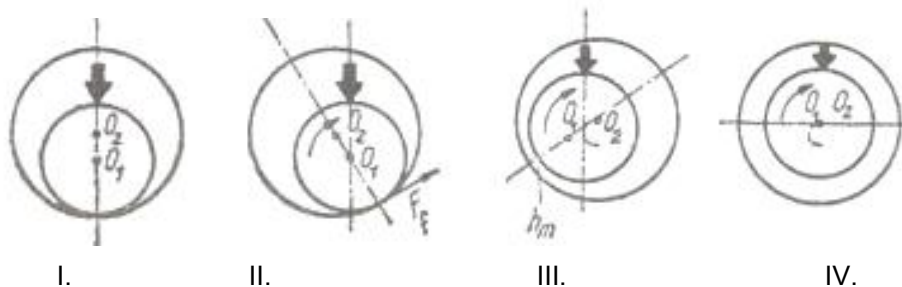


Fig. 7. Fazele funcționării unui lagăr

TRANSMISII PRIN CURELE

Definiție. Transmisia prin curele este transmisia mecanică la care energia de la roata motoare se transmite prin fricțiune asupra unui element elastic fără sfârșit (curea) care o transmite tot prin fricțiune uneia sau mai multor roți conduse. Pentru realizarea forțelor de frecare cureaua se montează cu o tensiune inițială.

Avantaje.

1. Posibilitatea transmiterii energiei mecanice la distanță mare.
2. Amortizează zgomotele și vibrațiile.
3. Constituie element de siguranță într-un lanț cinematic.
4. Randament relativ ridicat.
5. Este economică, datorită montării/demontării și întreținerii ușoare.
6. Nu necesită precizie ridicată de realizare și montaj.

Dezavantaje.

1. Dimensiuni de gabarit mari.
2. Capacitate portantă limitată.
3. Raport de transmitere variabil datorită alunecărilor.
4. Încărcări suplimentare (din tensionare) ale arborilor și lagărelor.
5. Capacitatea portantă este influențată de mediu.

Clasificare.

1. După forma secțiunii curelei: late, trapezoidale, rotunde, POLY V dințate.
2. După materialul curelei: piele, textile, textile cauciucate, materiale plastice, benzi oțel.
3. După poziția arborilor: arbori cu axe paralele (cu ramuri deschise – Fig. 6.8., a; cu ramuri încrucișate – Fig. 6.8., b), arbori cu axe încrucișate (Fig. 6.8.).
4. În funcție de modul de întindere al curelei: cu element de întindere, fără element de întindere.

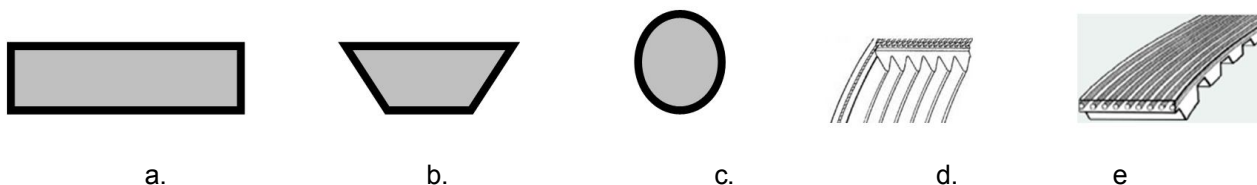


Fig. 8. Tipuri de curele

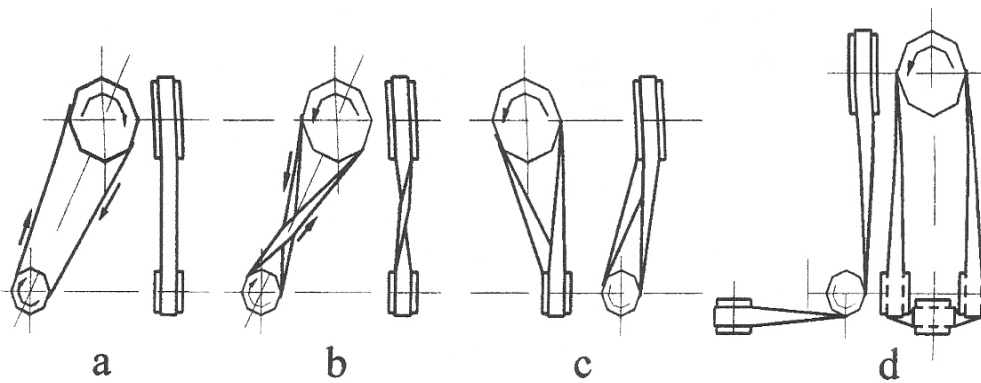


Fig. 9. Transmisii prin curele - poziția axelor arborilor

Performanțe. Transmisiiile prin curele se utilizează pentru $i \leq 8(10)$, foarte rar $i \leq 20$.

1. Curele late: $P \leq 2000\text{kW}$, $v \leq 90\text{m/s}$, $A \leq 12\text{m}$, $\eta = 0,93 \dots 0,94$. Acestea sunt confecționate din piele de bovine într-un strat sau mai multe straturi încleiate cu adezivi pe toată lungimea lor.
2. Curele trapezoidale: $P \leq 120\text{kW}$, $v \leq 40\text{m/s}$, $A \leq 3\text{m}$, $\eta = 0,92 \dots 0,96$. Acestea sunt confecționate din țesături de fibre naturale (bumbac, cânepă) sau fibre artificiale (poliamide, poliesteri) acestea fiind încorporate într-o masă de cauciuc vulcanizat. Acestea sunt simbolizate cu Y, Z, A, B, C, D, E în cazul curelelor trapezoidale clasice, iar în cazul curelelor trapezoidale înguste cu SPZ, SPA, SPB, SPC, 16x15.
3. Curele dințate (sincrone) : $P = 0,12 \dots 420\text{kW}$, $v \leq 80\text{m/s}$, $\eta = 0,95 \dots 0,99$.

Roțile de cureauă se execută din oțeluri, fonte, aliaje ușoare, materiale plastice, iar formele acestora se compun din coroană, butuc, element intermediar, și sunt standardizate.

Elemente de calcul în vederea proiectării.

Date de intrare: Pentru calculul unei transmisii prin curele este necesar cunoașterea puterii de intrare, turația arborelui de intrare, raportul de transmitere, condiții funcționale, numărul de roți și unghiul între axele transmisiei.

Etape de dimensionare a unei transmisii prin curele: alegerea tipului curelei, calculul geometric al transmisiei, dimensionarea transmisiei din condiții de rezistență.

FILETE ȘI ASAMBLĂRI FILETATE

Definiție. Asamblările cu piese filetate sunt asamblări demontabile realizate prin intermediul unor piese filetate conjugate. Părțile componente unei asamblări filetate sunt: șurubul, piulița și accesoriiile de montaj. Elementul principal și comun al unei asamblări demontabile este filetul.

Tipuri de filete. Se deosebesc 5 tipuri de filete (fig. 10.): pătrat (Pt), trapezoidal (Tr), fierăstrău (S), rotund (Rd), metric (M).

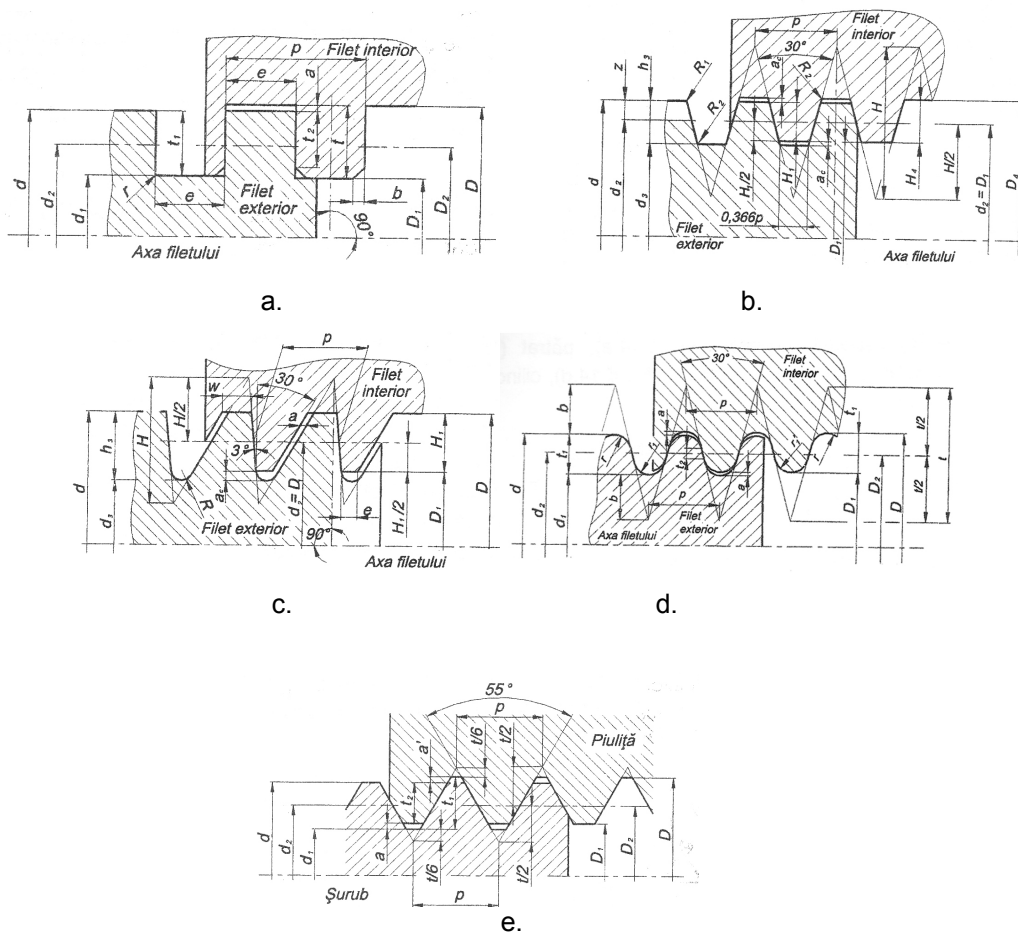


Fig. 10. Tipuri de filete: a – pătrat; b – trapezoidal; c – fierăstrău; d – rotund; e – metric

Clasificarea asamblărilor demontabile.

1. De fixare cu sau fără strângere inițială;
2. De reglare, servind la fixarea poziției relative a două piese;
3. De mișcare, transformând mișcarea de rotație imprimată în mod obișnuit șurubului, în mișcare de translație pentru piuliță;
4. De măsurare.

Solicitări principale.

1. În tija șurubului: solicitare compusă (tracțiune sau compresiune și torsiune), flambaj.
2. Pe spira filetului: strivire a spirelor, forfecare la baza spirei și încovoiere.

Materiale.

1. Pentru șuruburi acestea se execută din oțel (OL50, OL60, OLC35, OLC45). În cazul în care șurubul marcat cu două numere despărțite de un punct, acestea reprezintă caracteristicile mecanice ale materialului din care este fabricat șurubul. Astfel primul număr reprezintă $\sigma_{\min} / 100$, iar al doilea $10 \cdot \sigma_{02} / \sigma_{\min}$. Ca

exemplu, în cazul unui șurub marcat cu 12.9, simbolul reprezintă :
 $\sigma_{\min} = 12 \cdot 100 = 1200MPa$; $\sigma_{02} = 10 \cdot 12 \cdot 9 = 1080MPa$.

2. Pentru piulițe, acestea se execută din aceleași materiale ca și șuruburile dar și aliaje antifricțiune sau materiale neferoase. Pentru piulițe, simbolul caracteristicilor mecanice este format dintr-o singură cifră, aceasta reprezentând $\sigma_{\min} / 100$.

Notarea și simbolizarea filetelor. Notarea filetelor de uz general se face în baza schemei din figura 9.2. În general, simbolizarea minimală a unui șurub oferă informații despre tipul filetelui, diametrul exterior al tije și lungimea acesteia. Spre exemplu simbolizarea: M10x80 reprezintă filet tip metric, cu diametrul exterior de 10mm și lungimea acesteia de 80mm.

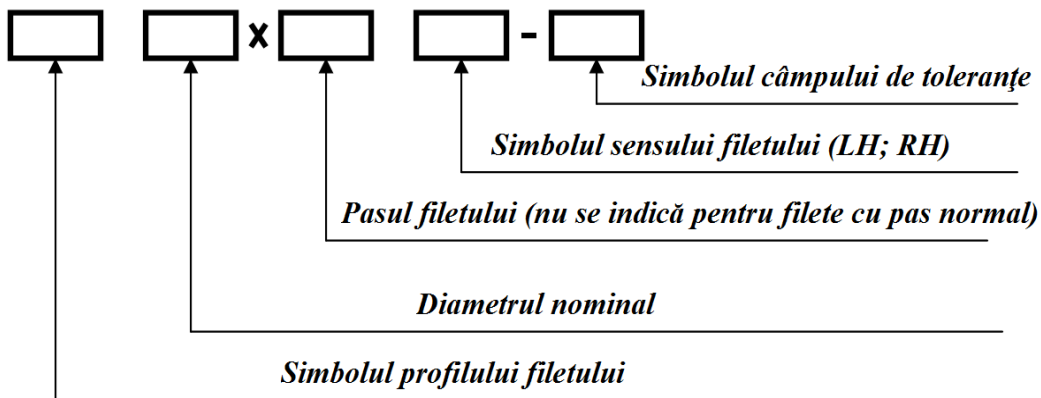


Fig. 11. Schema de notare a filetelor de uz general

ASAMBLĂRI ARBORE BUTUC

Definiție. Aceste asamblări au rolul de poziționare pe arbori a elementelor din structura transmisiilor și de a prelua încărcările acestora. De asemenea elementul de îmbinare din structura acestor asamblări are rolul de a prelua răsucirea relativă și translația în jurul axei acestuia.

Clasificare.

- După formă (Fig. 12.): asamblări cu pene paralele, asamblări cu caneluri, asamblări cu arbori prevăzuți cu profile poligonale, asamblări cu știfturi.
- Prin strângere (Fig. 12): asamblări prin ajustaje cu strângere, asamblări prin brățări elastice, asamblări prin strângere pe con, asamblări cu inele tronconice.

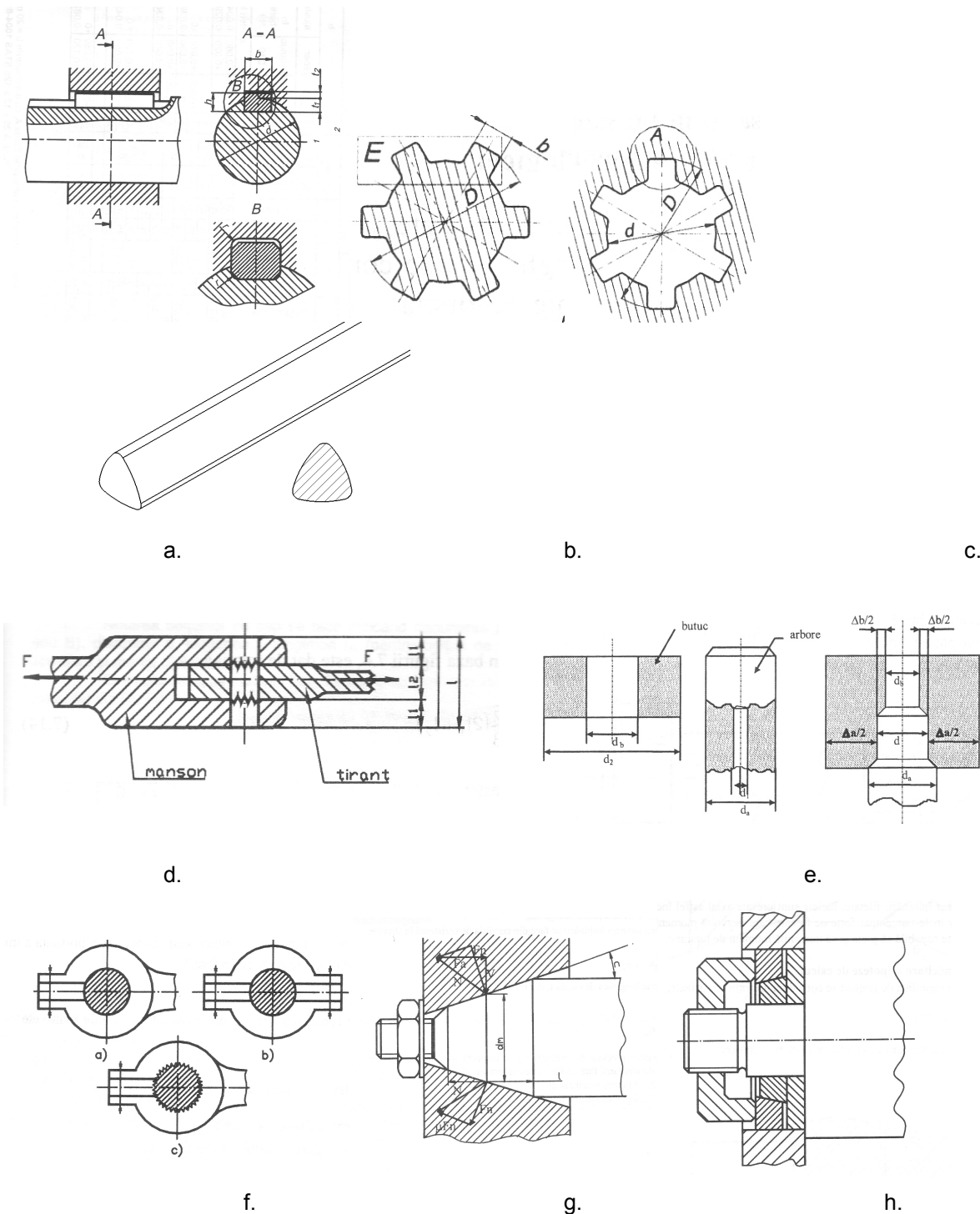


Fig. 12. Tipuri de asamblări arbore-butuc: a – asamblări cu pene paralele, b – asamblări cu caneluri, c – asamblări cu arbori prevăzuți cu profile poligonale, d – asamblări cu știfturi, e – asamblări prin ajustaje cu strângere, f – asamblări prin brățări elastice, g – asamblări prin strângere pe con, h – asamblări cu inele tronconice Elemente de calcul în vederea proiectării.

Tipul de asamblare se alege din standarde, prin care se dimensionează diametrul îmbinării, sau se verifică în funcție de tipul solicitării. Aceste tipuri de asamblări sunt solicitate la răsucire. Ca un exemplu de calcul în cazul unei asamblări prin pene paralele (Fig. 12), ca date de intrare sunt cunoscute: momentul de torsiune din arbore – M_t [Nmm], diametrul nominal pe care este montată pana – d [mm] și lungimea pe care se

realizează asamblarea – l [mm]. Verificarea la strivire se realizează cu relația: $\sigma_s = \frac{2 \cdot M_t}{d \cdot t_{1,2} \cdot l} \leq \sigma_{as}$. Verificarea

la forfecare se realizează cu relația: $\tau_f = \frac{2 \cdot M_t}{d \cdot b \cdot l} \leq \tau_{af}$. (b – lățimea penei; $t_{1,2}$ – adâncimea canalului penei în arbore, respectiv butuc; a_s, a_f – sufixe pentru valorile limită ale solicitărilor critice).

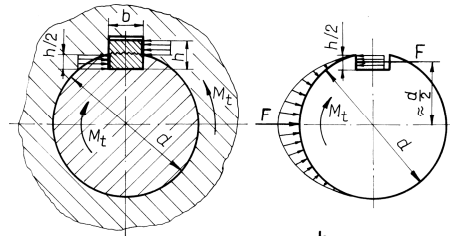


Fig. 13. Schemă pentru calculul de dimensionare

F

1. DEFINIȚIA MECANISMULUI

1a. Mecanismul poate fi definit ca fiind un lanț cinematic închis cu un element fix (bază) și unul sau mai multe elemente conducătoare (motoare) ale căror legi de mișcare imprimă mișcări bine determinate celorlalte elemente.

1b. Mecanismul poate fi definit, ca fiind un lanț cinematic închis, desmodrom cu un element fix (bază).

2. DEFINIȚIA GRADULUI DE MOBILITATE. RELAȚIE

Gradul de mobilitate „M” al unui mecanism reprezintă numărul parametrilor scalari independenți, care poziționează elementele mobile ale acestuia, în raport cu un sistem de referință propriu, solidar cu elementul fix.

Relația de calcul a gradului de mobilitate are forma:

$$M = (6 - f) \cdot n - \sum_{k=f+1}^5 (k - f) \cdot c_k ,$$

unde:

n- numărul elementelor mobile ale mecanismului;

f- familia mecanismului;

c_k - numărul cuplelor cinematice de clasa „k”

3. DEFINIȚIA GRUPEI ASSUR (STRUCTURALĂ). FORMULA STRUCTURALĂ A GRUPEI ASSUR

Grupa ASSUR (structurală) se definește ca fiind lanțul cinematic cel mai simplu, care adăugat sau scos dintr-un mecanism, nu modifică gradul de mobilitate al acestuia.

Formula structurală a grupei Assur este dată de relația:

$$(6 - f) \cdot n' - \sum_{k=f+1}^5 (k - f) \cdot c'_k = 0$$

f- familia lanțului cinematic al grupei;

n' - numărul elementelor cinematice ale grupei;

c'_k - numărul cuplelor cinematice de clasa „k” ale grupei

4. SCOPUL ANALIZEI CINEMATICE A MECANISMELOR

Analiza cinematică are ca scop determinarea pozițiilor, vitezelor, accelerațiilor elementelor mecanismului și a unor puncte caracteristice de pe elemente, fără a lua în considerare câmpurile de forțe și momente ce acționează asupra mecanismului, presupunând cunoscută mișcarea (poziția, viteza, accelerația) elementului sau elementelor conducătoare.

5. SCOPUL ANALIZEI CINETOSTATICE A MECANISMELOR

Analiza cinetostatică are ca scop determinarea torsesorilor de inerție (forțe și momente), a forțelor de legătură (reacțiunilor) care apar în cuplele cinematice precum și a forței de echilibrare a mecanismului.

6. DEFINIȚIA FORȚEI DE ECHILIBRARE

Forța de echilibrare este o forță exterioară fictivă care împreună cu celelalte forțe și momente aplicate elementelor mecanismului realizează echilibrul cinetostatic al acestuia, adică asigură mișcarea impusă mecanismului

7. CUM SE DEFINIȘTE MASA REDUSĂ A UNUI MECANISM?

Masa redusă (m_{red}) a unui mecanism se definește ca fiind o masă fictivă a cărei energie cinetică este egală în orice moment cu energia cinetică a mecanismului.

8. CUM SE DEFINIȘTE VOLANTUL ȘI CARE ESTE ROLUL SĂU?

Volantul se definește ca fiind o piesă sub forma unui disc, ce se montează pe arborele de reducere al mecanismului (mașinii) pentru a realiza majorarea momentului de inerție.

Volantul are rolul de uniformizare a mișcării mecanismului (mașinii) prin acumularea energiei cinetice atunci când $M_m > M_r$ și cederea energiei cinetice atunci când $M_m < M_r$.

M_m - momentul motor;

M_r - momentul rezistent.

9. GRADUL DE NEREGULARITATE. RELAȚIA DE CALCUL.

Gradul de neregularitate „ δ ” reprezintă abaterea vitezei unghiulare a elementului de reducere de la valoarea sa medie.

Relația de calcul are forma:

$$\delta = \frac{\omega_{max} - \omega_{min}}{\omega_{med}}$$

unde:

ω_{max} - viteza unghiulară maximă a elementului de reducere;

ω_{min} - viteza unghiulară minimă a elementului de reducere;

ω_{med} - viteza unghiulară medie a elementului de reducere.

10. CUM SE DEFINIȘTE UNGHIUL DE PRESIUNE AL CAMELOR?

Unghiul de presiune al camelor „ α ” se definește ca fiind unghiul dintre direcția de depalsare a tachelului și normala după care se transmite forța de la camă la tachel, ambele considerate în punctul de contact camă tachel, atunci când se neglijează frecarea.

11. ENUNȚAȚI ȘI DEFINIȚI FAZELE DE FUNCȚIONARE ALE UNUI MECANISM CU CAMĂ, ATUNCI CÂND LEGEA DE VARIAȚIE A DEPLASĂRII TACHETULUI $S=S(\varphi)$ ARE FORMA DIN FIGURĂ.

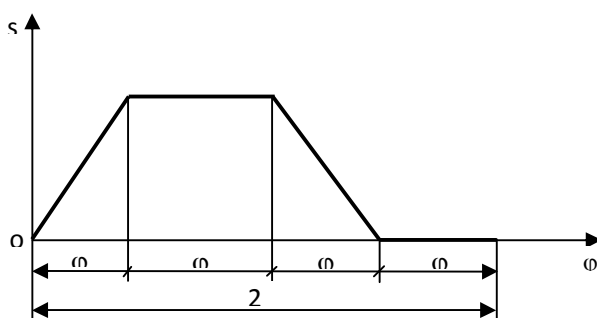


Fig..1.

Fazele de funcționare sunt:

1. Faza de ridicare „ φ_1 ” este zona pe care tchetul se ridică de pe cercul de bază de rază r_0 al camei pe cercul de vârf de rază r_{\max} al camei;
2. Faza de staționare superioară (repaus superior) „ φ_2 ” este zona pe care tchetul rămâne pe cercul de vârf de rază r_{\max} al camei și nu se deplasează;
3. Faza de coborâre „ φ_3 ” este zona pe care tchetul coboară de pe cercul de vârf de rază r_{\max} al camei pe cercul de bază de rază r_0 al camei;
4. Faza de staționare inferioară (repaus inferior) „ φ_4 ” este zona pe care tchetul rămâne pe cercul de bază de rază r_0 al camei și nu se deplasează.

12. LEGEA FUNDAMENTALĂ A ANGRENĂRII.

Pentru ca raportul de transmitere $i_{12} = \frac{\omega_1}{\omega_2}$ să fie constant, este necesar ca normalele în punctele

succesive de contact să treacă printr-un punct C care se numește polul angrenării, situat pe linia centrelor roților și la distanța invariabilă de aceste centre.

13. RAPORTUL DE TRANSMITERE. DEFINIȚII. RELAȚIE.

Raportul de transmitere este raportul dintre viteza unghiulară a elementului de intrare (conducător) și viteza unghiulară a elementului de ieșire (condus).

$$i_{12} = \frac{\omega_i}{\omega_e} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = i_{12}$$

14. PROFILUL EVOLVENTIC (EVOLVENTA)

Evolventa este curba descrisă de un punct M ce aparține unei drepte (Δ), dreaptă ce se rostogolește fără alunecare peste un cerc fix (C) de rază r_b , numit cerc de bază.

15. DEFINIȚIA GRADULUI DE ACOPERIRE FRONTAL.RELAȚIE.

Gradul de acoperire frontal „ ε ” este raportul dintre segmentul de angrenare „g” și pasul pe cercul de bază „ p_b ”.

$$\varepsilon = \frac{g}{p_b} = \frac{\sqrt{r_{a1}^2 - r_{b1}^2} + \sqrt{r_{a2}^2 - r_{b2}^2} - a \sin \alpha}{\pi m \cos \alpha_0}$$

G

PARAMETRII DE STARE. SISTEM TERMODINAMIC

În natură o substanță se află în una din următoarele trei stări fundamentale: sub formă de gaz, sub formă de lichid sau sub formă de corp solid.

Uneori se consideră că gazul ionizat, plasma, este a patra stare a materiei.

Se întâlnesc situații, în anumite condiții, când o substanță se află în cele trei stări simultan.

Pentru determinarea condițiilor fizice concrete în care studiem o substanță, determinarea univocă a stării în care se află, se introduc mărimi care caracterizează starea substanței – mărimi numite parametri de stare.

Mărimile de stare ale căror valori sunt independente de masa sistemului (temperatura și presiunea) reprezintă parametri intensivi, pe când mărimile de stare ale căror valori sunt dependente de masa sistemului (volumul) reprezintă parametri extensivi.

Proprietățile extensive specifice (raportate la unitatea de cantitate de substanță) capătă sensul de proprietăți intensive. Ex.: volumul specific, căldura specifică, energie specifică etc...

Proprietățile specifice care definesc o stare a unui corp sau a unui grup de corpuri se numesc parametri de stare ai corpului sau ai grupului de corpuri. Parametri de stare ai unui sistem termodinamic sunt mărimi termice de stare care se pot măsura direct (presiunea p , volumul V , temperatura T), și mărimi calorice de stare care se determină cu ajutorul mărimilor termice (energia internă U , entalpia H , entropia S). Mărimile de stare care sunt independente de masa sistemului se numesc intensive (presiunea și temperatura), iar cele care depind de masa sistemului se numesc extensive (volumul, entalpia, entropia). Mărimile de stare admit diferențiale totale exacte: dp , dT , dV , dU , dS .

Valorile parametrilor de stare depind numai de starea momentană a corpului sau a sistemului, sunt independente de transformările intermediare suferite de corp sau sistem pentru a ajunge la starea de echilibru termodinamic.

Să lămurim noțiunile de corp termodinamic și sistem termodinamic.

Corpul termodinamic reprezintă entitatea izolată de mediul ambiant care se studiază din punct de vedere al legilor termodinamicii.

Sistemul termodinamic este compus din mai multe corpuri cu proprietăți diferite și care se găsesc în interacțiune mecanică și termică între ele sau cu mediul înconjurător. Ansamblul corpurilor înconjurătoare sistemului termodinamic reprezintă mediul înconjurător. Dacă sistemul termodinamic se consideră extins el cuprinzând și mediul exterior, sistemul se numește lărgit.

În cadrul studiului termodinamic al proceselor ce au loc în mașinile și instalațiile termice se iau în considerare schimburile de căldură și lucru mecanic dintre sistemul termodinamic în evoluție și mediul exterior.

Un sistem termodinamic precis determinat care nu schimbă cu mediul exterior nici căldură și nici lucru mecanic este numit sistem izolat.

Dacă sistemul schimbă căldură cu mediul ambiant, dar nu schimbă lucru mecanic se numește sistem rigid.

Dacă sistemul efectuează în raport cu mediul înconjurător lucru mecanic, dar este perfect izolat termic atunci se numește sistem adiabatic.

Starea energetică a unui sistem termodinamic este determinată prin natura, masa și energia

corpurilor componente, de condițiile lui interioare și de condițiile exterioare.

Un sistem se găsește în echilibru termodinamic atunci când condițiile interioare se mențin constante în timp la menținerea constantă a condițiilor exterioare.

Experimental s-a dovedit că în cadrul unui sistem termodinamic parametri de stare nu sunt mărimi independente între ele.

Parametri de stare externi sunt mărimile ce caracterizează starea exterioară a sistemului și care sunt funcții numai de coordonatele generalizate ale corpurilor (exemplu de parametri externi : volumul, intensitățile câmpurilor de forțe).

Parametri de stare interni sunt mărimile ce caracterizează starea internă a sistemului, depind de proprietățile sistemului (ex: presiunea, temperatura, densitatea etc.).

Funcții de stare - proprietățile caracteristice ale unui sistem termodinamic aflat într-o stare dată și care sunt funcții de parametri de stare (energia internă, entalpie, entropie, exergia etc.).

Toate mărimile de stare sunt macroscopice - sistemele studiate de termotehnică, fiind de dimensiuni mari în raport cu cele ale atomilor și moleculelor.

Se poate spune că : O mărime fizică este mărime de stare dacă valorile ei în două stări de echilibru termodinamic diferite depind numai de cele două stări ale sistemului și nu de modul în care sistemul a trecut dintr-o stare în cealaltă. Altfel spus, mărimile de stare nu depind de drumul parcurs de sistem în timpul transformării dintr-o stare în alta.

PRINCIPIUL I AL TERMODINAMICII

Termodinamica se studiază pe baza legilor fundamentale numite principii. Primul principiu al termodinamicii are un caracter general în toate fenomenele din natură. Reprezintă legea conservării energiei și materiei. Utilizarea primului principiu al termodinamicii a condus la definirea unor forme de energie care nu apar în alte domenii: energia internă, entalpia și căldura ca forme de manifestare a energiei interne.

Energia internă

Tuturor sistemelor le este comună mărimea fizică denumită energie internă. Noțiunea de energie a fost introdusă în fizică în secolul al-XVIII-lea fiind asociată anumitor purtători și având diferite înțelesuri, dintre care în mod obișnuit: energie de natură chimică, energie de natură gravitațională, energie mecanică, energie electromagnetică și nucleară.

Rezervele naturale de purtători de energie sunt distribuite în mod diferit în lume: petrolul în zona golfului Persic, cărbunele în America de Nord și Europa, uraniu în Africa de Sud etc.

Prin energie se înțelege capacitatea unui sistem fizic de a produce lucru mecanic sau de a dezvolta căldură atunci când își modifică starea. Energia internă a unui corp este compusă din energia mișcărilor de rotație și de translație ale moleculelor din care este format corpul, din energia oscilațiilor intramoleculare din energia potențială a forțelor de interacțiune dintre molecule, din energia intraatomică și din energia internă a nucleelor.

Energia internă este o mărime de stare care reprezintă nivelul de agitație moleculară a unui corp, într-o stare termodinamică oarecare.

Energia internă se notează cu U și se măsoară în [J]. Dacă ne referim la 1 kg de substanță, se numește energie internă specifică, se notează cu u și se măsoară în [J / kg]. Deci, se poate scrie că :

$$U=m.u, \text{ ceea ce înseamnă că energia internă este o mărime extensivă.}$$

Energia nu poate fi creată și nici distrusă, ea se poate transforma dintr-o formă în alta în cantități echivalente.

Energia internă se definește conform relației:

$$U = U_{cin} + U_{pot} + U_0 \quad [J] \quad (.1)$$

în care :

U_{cin} - este suma energiilor cinetice moleculare corespunzătoare mișcărilor de translație, rotație și vibrație;

U_{pot} - suma energiilor potențiale datorate forțelor de interacțiune dintre molecule;

U_0 - suma energiilor dintre molecule și atomi constantă pentru un sistem dat în care nu au loc reacții chimice sau disocieri.

Lucrul mecanic

La interacțiunea unui sistem cu mediul ambiant se poate produce schimb de energie fie sub formă de căldură, fie sub formă de lucru mecanic.

Din punct de vedere practic „lucrul mecanic” se referă la preocupările omului privind mecanismele care transmit puterea mecanică provenită din forța animală, eoliană, hidraulică și din cea obținută din mașinile care produc putere mecanică consumând combustibil.

in termodinamică interesează valoarea lucrului mecanic efectuat în timpul modificării limitelor sistemului în interacțiunea cu mediul ambiant.

in cazul simplu al unui gaz aflat într-un cilindru la presiunea p în care se poate deplasa fără frecare și etanș un piston, se poate scrie:

$$\delta L = p A dx \quad (.2)$$

.Sistemul considerat este prezentat în fig.10.1.

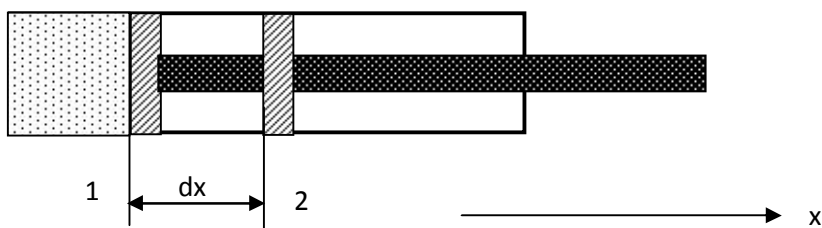


Fig.1.

În relația (2.) semnificația notațiilor este următoarea:

p este presiunea gazului din interiorul cilindrului [Pa];

A - aria pistonului [m^2];

dx - deplasarea elementară pe direcția x , [m].

Cum $A dx = dV$ lucrul mecanic va fi:

$$\delta L = p dV \quad [J] \quad (.3)$$

Considerând o transformare cvasistatică între stările 1 și 2 se obține:

$$L_{12} = \int_1^2 p dV \quad (.4)$$

sau pentru 1 kg de substanță

$$l_{12} = \int_1^2 p dv \quad . (5)$$

Lucrul mecanic astfel definit se numește lucru mecanic exterior.

CĂLDURA

Căldura reprezintă un mod de schimb de energie între un sistem și mediul ambiant sau între sisteme. Sadi Carnot nota în „*Note de manuscris*”: „Căldura nu este altceva decât forța motrice care și-a schimbat forma. Oriunde este produsă forța motrice, acolo este produsă întotdeauna căldură într-o cantitate, în mod sigur proporțională cu forța motrice dispărută.” Adică: „forța motrice este o cantitate invariabilă în natură; niciodată nu este produsă sau distrusă.”

Schimbul energetic are loc atâta timp cât între sistem și mediu există diferență de temperatură.

Căldura schimbată între un sistem termodinamic și mediul ambiant într-un proces termodinamic simplu, a cărui temperatură suferă o variație infinit mică, se calculează cu relația:

$$\delta Q = mcdT \quad [J] \quad , \quad (6)$$

în care: m este masa corpului, în kg;

c - capacitatea calorică masică, în J/(kg K). Depinde de natura și starea termodinamică a corpului

Căldura nu este mărime de stare. Căldura cedată sau primită de sistem într-un proces termodinamic 1-2, în cursul căruia temperatura se modifică de la T_1 la T_2 se obține cu relația:

$$Q_{12} = \int_1^2 mcdT \quad [J] \quad (7).$$

Pentru unitatea de masă avem:

$$\delta q = cdT \quad ; \quad q_{12} = \int_1^2 cdT \quad [J / kg] \quad . \quad (8)$$

Pentru căldură convenția semnelor adoptată în termodinamică este următoarea: căldura primită de un corp sau un sistem termodinamic în timpul unui proces este pozitivă - conduce la creșterea temperaturii sistemului, $dT > 0$;

- căldura cedată este negativă, $dT < 0$, temperatura sistemului scade.

CAPACITATEA CALORICĂ MASICĂ SPECIFICĂ

Capacitatea calorică masică specifică a unei substanțe este căldura necesară pentru ridicarea temperaturii unui kg din acea substanță cu un grad. Este o proprietate intensivă.

Capacitatea calorică masică este o proprietate extensivă.

Capacitatea calorică masică specifică se notează cu c.

$$c = \frac{q_{12}}{t_2 - t_1} \quad [J / kgK] \quad (9)$$

în care:

q_{12} este căldura acumulată de unitatea de cantitate de substanță;

t_1 - temperatura inițială a sistemului;

t_2 - temperatura finală.

Principiul I al termodinamicii pentru sisteme închise

Vom considera trei sisteme:

a) Sistem termodinamic închis, izolat față de mediul ambiant. Acest sistem suferă o transformare 1-2 în timpul căreia mărimile de stare se vor schimba de la starea 1 la starea 2.

Sistemul fiind închis și izolat energia sa se va păstra constantă în timpul acestei transformări.

$$E_1 = E_2 \quad (10)$$

Relația (10) reprezintă expresia matematică a primului principiu pentru sisteme închise și izolate.

b) Sistem termodinamic închis, izolat adiabatic față de mediul înconjurător. Sistemul poate schimba energie sub formă de lucru mecanic cu mediul înconjurător. În această situație, starea energetică finală a sistemului va fi:

$$E_1 - L_{12} = E_2 \quad (11)$$

care reprezintă expresia matematică a primului principiu pentru sisteme închise, izolate adiabatic.

c) Sistem termodinamic închis care schimbă cu mediul înconjurător atât energie sub formă de căldură cât și sub formă de lucru mecanic. Starea energetică finală a sistemului va fi:

$$E_1 - L_{12} + Q_{12} = E_2 \quad (12)$$

care reprezintă expresia matematică a sistemului închis, neizolat față de mediul înconjurător

$$E_2 - E_1 = Q_{12} - L_{12} \quad (13)$$

Energia conținută de sistem în cele două stări 1 și 2 este compusă din energie cinetică și energie potențială - energie externă - și energie internă.

$$E_1 = U_1 + \frac{mw_1^2}{2} + mgh_1 \quad (14)$$

$$E_2 = U_2 + \frac{mw_2^2}{2} + mgh_2$$

devine:

$$Q_{12} - L_{12} = U_2 - U_1 + m \frac{w_2^2 - w_1^2}{2} + mg(h_2 - h_1) \quad (15),$$

sau pentru unitatea de masă:

$$q_{12} - l_{12} = u_2 - u_1 + \frac{w_2^2 - w_1^2}{2} + g(h_2 - h_1) \quad (16)$$

sub formă diferențială:

$$\delta q = du + \delta l + wdw + gdh \quad (17)$$

$$\delta q = du + pdv + wdw + gdh$$

Ecuția de mai sus reprezintă forma diferențială a expresiei matematice a primului principiu al termodinamicii.

Pentru sistemele termodinamice studiate în acest curs se poate considera că $w_1 \sim w_2$ și $h_1 = h_2$, ecuația primului principiu devine:

$$\delta q = du + pdv \quad (18)$$

Un enunț al primului principiu al termodinamicii poate fi:

O mașină pentru a produce lucru mecanic trebuie să consume o cantitate echivalentă de energie. în cazul în care aceasta nu este primită din exterior se consumă din energia internă sau externă a sistemului.

Principiul I al termodinamicii pentru sisteme deschise

Considerăm o mașină termică în care agentul termic primește căldură și efectuează lucru mecanic. Mașina lucrează în sistem deschis ; mediul de lucru este preluat din exterior și după ce efectuează o serie de transformări este cedat din nou mediului înconjurător.

Fluidul de lucru trebuie să traverseze de două ori limita sistemului: la intrare și la ieșire.

De fiecare dată produce sau consumă lucru mecanic.

În exemplul din figura 2. se presupune că gazul va intra în mașină cu presiunea p_1 mai mare decât la ieșire.

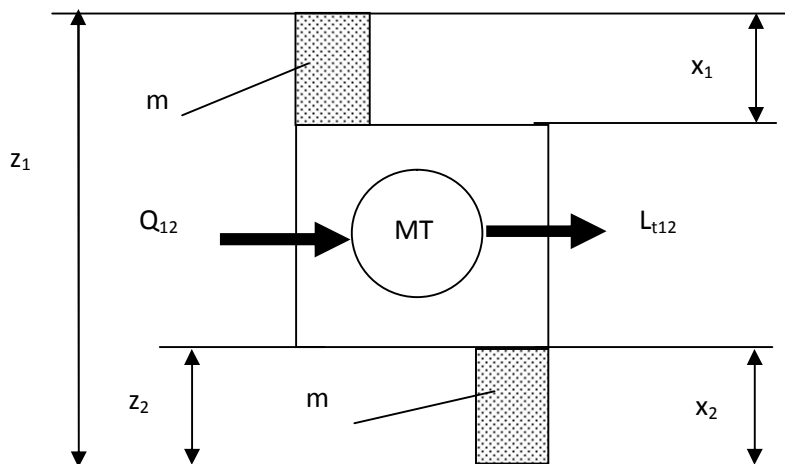


Fig. 2. Sistem termodinamic deschis

Lucrul mecanic produs de un kilogram din masa m la intrarea în mașină va fi:

$$l_1 = p_1 \frac{Ax_1}{m} = p_1 v_1 \quad , \quad (19)$$

unde: A - aria secțiunii de intrare.

La ieșire din mașină se va consuma lucru mecanic pentru a trece limita sistemului:

$$l_2 = p_2 \frac{Ax_2}{m} = p_2 v_2 \quad . \quad (20)$$

Lucrul mecanic necesar trecerii agentului motor peste limitele sistemului se numește lucru mecanic de dislocare echivalent cu energia consumată pentru introducerea sau evacuarea masei m din sistem. Este o mărime de stare (produs a două mărimi de stare) și deci se poate scrie:

$$l_d = p_2 v_2 - p_1 v_1 \quad . \quad (21)$$

Sub forma diferențială ecuația se scrie:

$$l_d = \int_1^2 d(pv) \quad . \quad (22)$$

Lucrul mecanic de dislocare, în cazul unei transformări deschise este independent de drumul pe care se face transformarea. El depinde numai de starea inițială și cea finală.

Lucrul mecanic produs sau consumat modifică starea energetică a sistemului. Scriind ecuația de

bilanț energetic între stările 1-1 și 2-2 se obține:

$$u_1 + p_1 v_1 + \frac{w_1^2}{2} + gz_1 + q_{12} = u_2 + p_2 v_2 + \frac{w_2^2}{2} + gz_2 + l_{12} \quad , \quad (23)$$

Se notează cu $h=u+pv$, mărime numită entalpie .

Ținând cont de definiția entalpiei, scriem:

$$h_1 + \frac{w_1^2}{2} + gz_1 + q_{12} = h_2 + \frac{w_2^2}{2} + gz_2 + l_{12} \quad (24)$$

sub forma diferențială se scrie:

$$\delta q - \delta l_t = dh + wdw + gdz .$$

Cum $w \cong \text{constant}$, $z_1 = z_2$ ($dz=0$) devine:

$$\delta q - \delta l_t = dh \quad , \quad (25)$$

adică $\delta q = dh + \delta l_t = dh - vdp$,

Metode generale de analiză a proceselor termodinamice

În analizarea proceselor care se desfășoară în mașinile și instalațiile termice, termotehnica utilizează trei metode principale și anume:

- metoda ciclurilor ;
- metoda potențialelor;
- metoda exergetică.

Metoda ciclurilor

Mașinile și instalațiile termice funcționează după anumite cicluri care pot fi: cicluri directe la mașinile motoare (cele care efectuează lucru mecanic furnizat unui consumator exterior) și ciclurile inverse la mașinile generatoare (care consumă lucru mecanic din exterior).

Ciclurile directe sau motoare pot fi la rândul lor grupate astfel:

- cicluri motoare ale gazelor;
- cicluri motoare ale vaporilor;
- cicluri care transformă direct energia termică în energie electrică.

Pentru a evalua capacitatea unei instalații motoare este necesar să se răspundă la următoarele întrebări:

- care este randamentul ciclului reversibil al instalației;
- factorii care influențează acest randament;
- metode de creștere a randamentului;
- care este valoarea pierderilor prin ireversibilitate în ciclul real al instalației;
- care parte a ciclului trebuie perfecționată în vederea reducerii gradului de ireversibilitate.

Conform celor arătate, pentru analiza ciclurilor instalațiilor termice se parcurg două etape:

- se studiază la început un ciclu reversibil;
- se studiază ciclul real; se au în vedere principalele surse de ireversibilitate.

Pentru compararea ciclurilor motoare se utilizează noțiunea de randament termic al ciclului, iar pentru ciclurile inverse noțiunile de: eficiență frigorifică în cazul mașinilor frigorifice și coeficient de pompare a căldurii în cazul pompelor de căldură.

Pentru a evidenția în mod explicit faptul că este vorba de un ciclu reversibil sau ireversibil se utilizează notațiile:

- η_t este randamentul termic pentru ciclul reversibil;
- η_{0i}^{ciclu} - randamentul intern relativ pentru ciclu ireversibil.

$$\eta_t = \frac{l_{ciclu}^{rev}}{q} = \frac{q - |q_0^{rev}|}{q} = 1 - \frac{|q_0^{rev}|}{q} \quad , \quad (26)$$

$$\eta_{t,irev} = \frac{l_{ciclu}^{irev}}{q} = \frac{q - |q_0^{irev}|}{q} = 1 - \frac{|q_0^{irev}|}{q} \quad . \quad (27)$$

Ultima relație poate fi scrisă după cum urmează:

$$\eta_{t,irev}^{ciclu} = \frac{l_{ciclu}^{irev}}{l_{ciclu}^{rev}} \frac{l_{ciclu}^{rev}}{q} = \eta_{0i}^{ciclu} \eta_t \quad , \quad (28)$$

în care:

$$\frac{l_{ciclu}^{irev}}{l_{ciclu}^{rev}} = \eta_{0i}^{ciclu} \quad (29)$$

se numește randament intern relativ.

- η_{0i} indică în ce proporție ciclul real ireversibil diferă de ciclul reversibil.

10.1.9. Ecuații termice de stare ale gazelor reale

Ecuația gazului perfect $pV=RT$ nu redă fidel comportarea gazelor reale, abaterile fiind cu atât mai mari cu cât starea gazului real este mai apropiată de condițiile de lichefiere.

Pentru gazele reale s-au elaborat o serie de ecuații deduse fie pe cale teoretică, pe baza unor ipoteze simplificatoare, fie pe baza prelucrării unor date obținute experimental. O parte din ecuații descriu comportarea gazului real, alte ecuații se referă și la starea lichidă.

Pentru gazele reale ecuațiile termice de stare sunt de forma:

$$pV = RT \left(1 + \frac{B}{V} + \frac{C}{V^2} + \frac{D}{V^3} + \dots \right) \quad (30)$$

și aproximează cu destulă acuratețe evoluția gazului. B, C, D ... reprezintă funcții de temperatură, se determină pe cale analitică pe baza forțelor de interacțiune moleculară, se numesc coeficienți viriali.

Fiecărui coeficient virial îi revine o semnificație molecular-cinetică determinată, astfel:

B - exprimă interacțiunile duble;

C - interacțiunile triple;

D - interacțiunile cvadruple ale particulelor gazului.

Coeficienții viriali superiori necesari pentru a exprima comportarea gazului la presiuni mari se determină experimental.

Ecuția Van der Waals

Având la bază teoria cinetico-moleculară și ecuația termică de stare a gazului perfect, în 1873 Johannes Diderik Van der Waals a stabilit o ecuație de stare pentru gazele reale.

Față de presupunerile din teoria cinetică a gazelor unde se consideră că moleculele sunt punctiforme, lipsite de volum și forțe de atracție intermoleculară, Van der Waals a introdus doi termeni de corecție:

b - este volumul propriu al moleculelor, numit covolum, care poate fi neglijat la presiuni mici și mijlocii dar nu poate fi neglijat la presiuni ridicate; volumul care variază este cel al potențialului intermolecular ($V-b$)

p_c - presiunea de coeziune datorată forței de atracție rezultate care se manifestă la o repartiție neuniformă a moleculelor gazului în volumul V ; presiunea reală din masa gazului este $(p+p_c)$. p_c poate fi considerată ca o presiune internă în gaz datorată forțelor de interacțiune dintre moleculele sale.

Obs: în cazul gazelor reale presiunea exercitată de gaz asupra peretelui (presiunea măsurată) - este mai mică decât în cazul în care asupra peretelui ar acționa un gaz perfect.

Cu acești factori de corecție ecuația termică de stare, devine:

$$(p+p_c)(v-b)=RT \quad (31)$$

$$p_c = \frac{a}{v^2}, \text{ adică este invers proporțională cu pătratul volumului specific al gazului (cu}$$

micșorarea volumului distanța dintre molecule scade, cresc forțele intermoleculare).

a - constantă care se determină experimental.

Ecuția (7.4) devine:

$$\left(p + \frac{a}{v^2}\right)(v-b) = RT \quad (32)$$

în care:

R - constanta gazului;

a, b - constante care depind de natura gazului.

Aerul umed

Aerul atmosferic - aer umed - este utilizat ca agent de lucru în numeroase instalații în care se produc fenomene de transfer de căldură și de masă, cele mai des întâlnite fiind: instalațiile de ventilare, instalațiile de climatizare, instalațiile de uscare convectivă, instalațiile frigorifice etc.

Proprietățile fizice ale aerului umed

Compoziția aerului atmosferic

Aerul atmosferic conține ca elemente principale azotul și oxigenul. în proporție mică se mai întâlnesc și alte gaze, printre care argon, dioxid de carbon, neon, heliu, cripton, hidrogen, xenon, ozon și radon. Pe lângă aceste componente aerul atmosferic conține diferite impurități și umiditate. Aerul umed este un caz particular de amestec de gaze care nu se supune legilor comune tuturor gazelor și ca atare se studiază separat. Aerul umed prezintă interes practic dacă se află la presiune atmosferică normală sau în jurul acesteia și la temperaturi cuprinse între -50°C și $60-70^{\circ}\text{C}$. Aerul umed este un amestec de gaze în care vaporii de apă pot trece în diferite forme de agregare în funcție de temperatura și presiunea la care se găsește amestecul. Aceasta înseamnă că apa conținută în aerul umed diferă cantitativ și nu poate depăși o

anumită valoare. Aerul umed se studiază la presiuni scăzute (aproprate de presiunea atmosferică) valori la care se poate admite că sunt respectate cu suficientă aproximație legile și concluziile stabilite la amestecurile de gaze. în acest capitol se va utiliza și noțiunea de aer uscat, care nu conține vapori de apă. Conținutul de praf nu este luat în calcul .

Vaporii de apă aflați în aerul umed sunt în stare supraîncălzită.

Aerul atmosferic uscat are în compoziția sa, în principal azot și oxigen. Se admite, în calcule, următoarea compoziție: participații volumice 79% azot și 21% oxigen; participații masice 77% azot și 23% oxigen.

Starea aerului umed este definită dacă se cunosc următorii parametri: presiunea, temperatura, umiditatea, densitatea, căldura specifică și entalpia.

10.2. Arderea combustibililor

Obținerea căldurii în procesele industriale se bazează, în general, pe transformarea energiei chimice a combustibililor în cadrul proceselor de ardere .

Arderea este procesul chimic de combinare a două substanțe - combustibilul și oxidantul - cu puternică degajare de căldură.

Combustibilul, în accepțiunea acestui curs, este orice substanță care conține și poate degaja liber elemente carburante în stare atomică. Pentru ca o substanță să fie combustibil, în sens energetic, trebuie să îndeplinească o serie de condiții și anume:

- să reacționeze cu oxigenul din aer cu degajare specifică de căldură la temperatură cât mai ridicată;
- să nu se deprecieze în timp putând fi prelucrată în condiții optime din punct de vedere termic;
- să conțină sulf și vanadiu în cantități reduse pentru a nu se produce coroziunea suprafețelor metalice cu care vin în contact gazele de ardere rezultate;
- să se găsească în cantități mari, ușor de exploatat, la un preț scăzut;
- să nu aibă o utilizare superioară arderii.

Oxidant poate fi orice substanță care conține și poate degaja în stare liberă atomi de oxigen. Deși este un oxidant slab, aerul atmosferic este folosit în exclusivitate la arderea industrială a combustibililor.

Combustibilii se clasifică după următoarele criterii:

- proveniență: naturali sau artificiali;
- vârstă geologică sau vârstă chimică;
- origine și materia metamorfozată;
- modul de obținere etc.

Pentru organizarea procesului de ardere, starea de agregare este hotărâtoare. Combustibilii gazoși și lichizi ard în cameră; combustibilii solizi pot fi arși în cameră sau în strat.

Compoziția combustibililor

Combustibilii conțin două categorii de elemente: cele care iau parte la procesul de ardere alcătuind masa combustibilă și elemente care nu participă la ardere, balastul. Elementele care intră în compoziția unui combustibil pot fi grupate în următoarele părți principale: masa organică, masa minerală și umiditatea.

Compoziția chimică a combustibililor solizi și lichizi se indică prin participațiile masice ale diferiților componenți. Probele se pregătesc după reguli bine stabilite de standardele în vigoare:

- compoziția probei inițiale (starea inițială) conține umiditatea totală, masa minerală necombustibilă și masa organică:

$$C^i + H^i + O^i + N^i + S_O^i + S_S^i + A^i + W_t^i = 100\%; \quad (33)$$

- compoziția probei uscată la aer (starea uscată la aer): (34)

$$C^u + H^u + O^u + N^u + S_O^u + S_S^u + A^u + W_t^u = 100\%; \quad (35)$$

- compoziția probei pentru analiză (starea pentru analiză):

$$C^a + H^a + O^a + N^a + S_O^a + S_S^a + A^a + W_h^a = 100\%; \quad (36)$$

- compoziția combustibilului anhidru (starea anhidră):

$$C^{anh} + H^{anh} + O^{anh} + N^{anh} + S_O^{anh} + S_S^{anh} + A^{anh} = 100\%; \quad (37)$$

- compoziția masei combustibile (starea combustibilă):

$$C^{mc} + H^{mc} + O^{mc} + N^{mc} + S_O^{mc} + S_S^{mc} = 100\%; \quad (38)$$

- compoziția masei organice (starea organică):

$$C^O + H^O + O^O + N^O + S_O^O = 100\%. \quad (39)$$

Umiditatea totală conținută de combustibilii solizi poate fi de îmbibație sau higroscopică. *Umiditatea de îmbibație sau externă* W_i reprezintă cantitatea de apă pierdută prin uscare în etuvă la 50 °C, timp de aproximativ 3 ore sau la temperatura de 20 °C, timp de 24 de ore.

Umiditatea higroscopică sau internă W_h provine din apa ce se găsea în capilarele și celulele plantelor din care a rezultat combustibilul solid. Depinde de vârsta geologică a combustibilului și nu are influență asupra stabilității arderii.

Umiditatea totală este suma celor două umidități:

$$W_t = W_i + W_h \quad (40)$$

Puterea calorică

O caracteristică importantă, comună tuturor combustibililor, este puterea calorică. Prin putere calorică se înțelege căldura pe care o degajă unitatea de cantitate de combustibil prin ardere completă în condiții stoichiometrice. În cazul combustibililor solizi și lichizi, se exprimă în J/kg (kJ/kg; MJ / kg), iar pentru combustibilii gazoși: J/m³_N (kJ / m³_N; MJ / m³_N).

În gazele de ardere se găsesc și vapori de apă proveniți prin oxidarea hidrogenului sau hidrocarburilor de tipul C_mH_n ca și din combustibilul sau aerul cu care se realizează arderea. După starea în care se găsește apa în gazele de ardere deosebim:

- putere calorică inferioară Q_i când apa se află în stare de vapori;
- putere calorică superioară Q_s când apa se află în stare lichidă.

Dacă se ține seama de expresia de calcul a căldurii de vaporizare a apei, relația între cele două puteri calorice este:

$$Q_i = Q_s - 2510 (9H + W) \quad [J / kg], \quad (41)$$

în care 2510 reprezintă valoarea căldurii latente de vaporizare a apei [kg/h];

9H+W reprezintă cantitatea de apă rezultată prin oxidarea hidrogenului plus umiditatea din combustibil [kg / (kg comb.)].