

## 1. NOȚIUNI INTRODUCTIVE DE REZISTENȚA MATERIALELOR

### 1.1. Generalități

Scopul acestui capitol este de a prezenta o serie de notații și probleme de rezistența materialelor și de mecanică fină.

Rezistența materialelor este știința care se ocupă în principal cu:

- stabilirea relațiilor de calcul necesare pentru studiul rezistenței, rigidității, stabilității și forme corpurilor sub acțiunea sarcinilor (forțe, momente, presiuni, variații de temperatură, etc) exterioare, în scopul realizării unor structuri mecanice, mecanisme;
- studiază comportarea materialelor solicate de sarcinile exterioare și indică modul de alegere a materialului care corespunde cel mai bine unei anumite piese pentru ca aceasta să prezinte o siguranță deplină în funcționare, iar realizarea ei să fie cât mai ieftină în condițiile unui aspect atrăgător.

Toate calculele de rezistența materialelor trebuie să aibă în vedere următoarele principii fundamentale:

- **economia**; orice piesă proiectată trebuie realizată în soluția cea mai economică posibilă, ca material și manoperă, respectând condițiile de rezistență, rigiditate și stabilitate impuse;
- **buna funcționare**; piesa proiectată trebuie să corespundă, ca formă și dimensiuni, scopului ei în ansamblul aparatului sau mecanismului, deci trebuie să asigure o bună funcționare a ansamblului;
- **design**; piesa proiectată trebuie să aibă un aspect plăcut iar în cazul asamblărilor automate mai trebuie ca piesa să poată fi manipulată corespunzător, ceea ce poate implica o modificare importantă a formei și dimensiunilor față de cazul asamblării automate.

Problemele pe care trebuie să le rezolve rezistența materialelor se pot sintetiza succint în:

- b) *dimensionarea pieselor*;
- c) *verificarea pieselor*;
- d) *determinarea capacității de rezistență a pieselor* (sarcina maximă pe care piesa o poate suporta).

Materialele se pot clasifica după comportarea la acțiunea sarcinilor în:

1. materiale *tenace*, sunt materialele care suferă deformații mari înainte de rupere – exemplu : oțel;
2. materiale *casante* (fragile), sunt materialele care se rup brusc sub acțiunea sarcinilor exterioare – exemplu : beton, fontă, sticlă;
3. materiale *elastice*, sunt materialele la care deformațiile dispar după îndepărtarea sarcinilor exterioare – exemplu : oțel, cauciuc;
4. materiale *plastice*, sunt materialele care nu revin la forma inițială după încetarea acțiunii sarcinilor exterioare - exemplu : argila umedă, betonul neîntărit.

În rezistența materialelor corpurile se clasifică în :

- bare* (grinzi) și *fire* la care una dintre dimensiuni predomină în raport cu celelalte două – exemplu: arbori, cabluri;
- plăci* și *membrane*, la care două dimensiuni sunt predominante în raport cu cea de-a treia – exemplu: plăci metalice, membrane elastice;
- corpuri masive*, la care cele trei dimensiuni sunt de același ordin de mărime – exemplu: bile de rulmenți.

Deformațiile reprezintă rezultatul acțiunii sarcinilor asupra corpurilor. Există două feluri de deformații după cum urmează:

- deformație liniară, care constă în modificarea lungimii corpurilor supuse la sarcini; solicitarea la întindere centrică produce alungirea corpului în timp ce solicitarea la compresiune centrică produce scurtarea corpului; în cazul întinderii, alungirea se calculează cu:  $\Delta l = l_1 - l_0$ , după cum se observă în figura 1.1.a., iar alungirea specifică este:  $\varepsilon = \frac{\Delta l}{l_0}$ ;
- deformație unghiulară (lunecare) care constă în modificarea unghiurilor drepte din corp; lunecarea se poate calcula cu relația:  $\gamma = \frac{d}{l} \cdot \varphi$ , vezi figura 1.1.b.

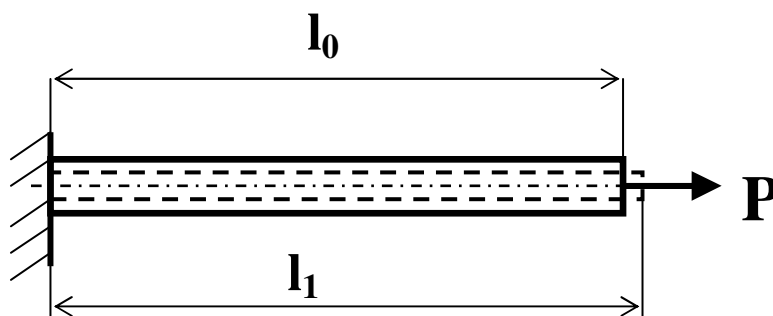


Fig.1.1.a. Deformație liniară și întindere centrică

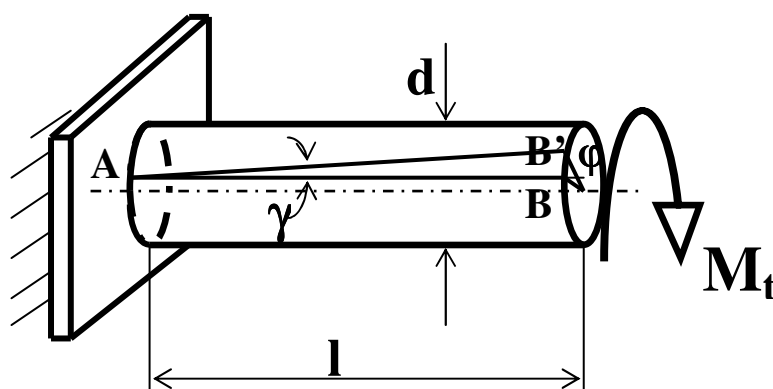


Fig.1.1.b Deformație unghiulară

## 1.2. Solicitări simple

În figura 1.2.a. este prezentat un exemplu de bară sollicitată la întindere centrică. În secțiunea normală a barei apar tensiuni normale  $\sigma$  care sunt egale între ele și se calculează cu relația:

$\sigma = \frac{P}{A}$  unde  $P$  este forța axială de întindere iar  $A$  este aria secțiunii barei.

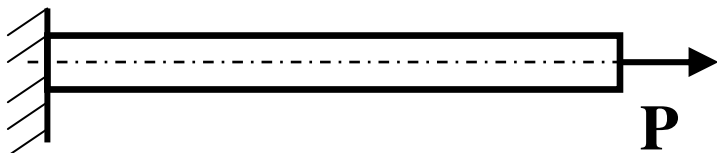
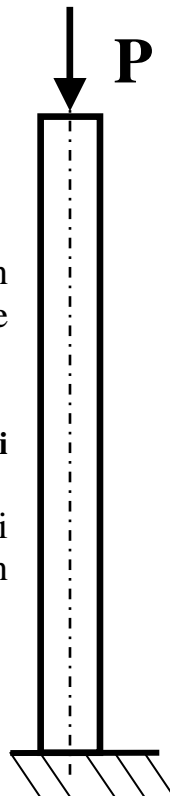


Fig.1.2.a Întindere centrică a barei

În ceea ce privește solicitarea de compresiune, exemplul este prezentat în figura 1.2.b. Forța centrică,  $P$ , produce comprimarea barei iar tensiunile normale  $\sigma$  se calculează cu aceeași relație ca la întindere.

Fig.1.2.b Compresiune centrică a barei



Un exemplu de existență succesivă a solicitărilor de întindere și compresiune este dat de tija pistonului unui cilindru, articulată la un mecanism bielă - manivelă ca în figura 1.2.c.

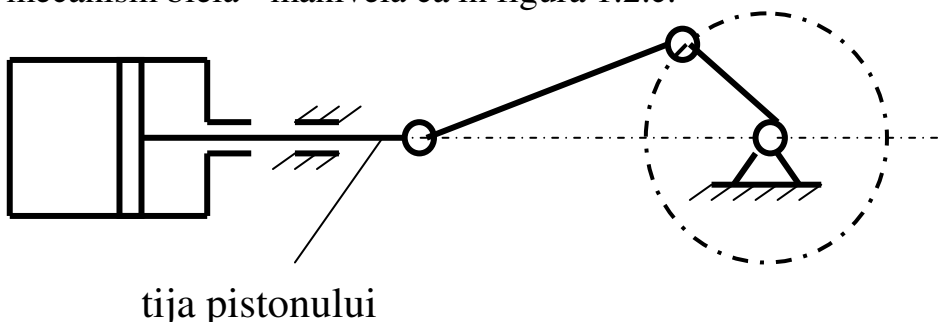


Fig.1.2.c Întindere și compresiune centrică în tija pistonului

În figura 1.2.d. este prezentat cazul tăierii unei foi de tablă cu cele două cuțite ce acționează asupra materialului cu forțele tăietoare  $T$ .

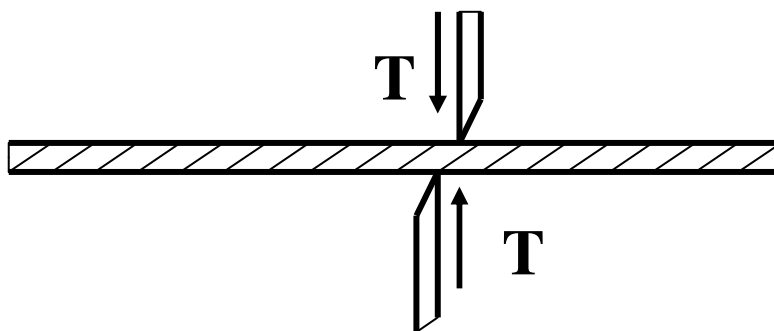


Fig.1.2.d. Solicitarea la forfecare cu forța tăietoare  $T$ .

Tensiunile din tablă sunt tensiuni tangențiale,  $\tau$ , care sunt calculate cu relația:

$$\tau = \frac{T}{A}, \text{ unde } T \text{ este forța tăietoare iar } A \text{ este aria secțiunii materialului tablei.}$$

Un alt caz de apariție a tensiunilor tangențiale este cazul îmbinărilor cu nituri, după cum se poate observa în figura 1.2.e, unde există o singură secțiune de forfecare între cele două plăci. Îmbinarea, are de transmis o forță  $P$  de la o piesă la alta, prin intermediul unui număr  $n$  de nituri. Tensiunile tangențiale care apar în secțiunea tijei niturilor se pot calcula cu relația:

$$\tau = \frac{P}{n \cdot \frac{\pi d^2}{4}} \text{ unde cu } d \text{ s-a notat diametrul tijei nitului.}$$

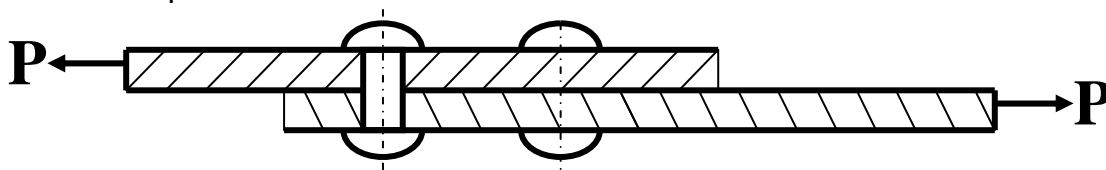


Fig.1.2.e. Solicitarea la forfecare a tijei niturilor

Pentru solicitarea la încovoiere s-a apelat la exemplu clasic al unei grinzi încastrate la un capăt și acționate la capătul liber cu forța  $P$ , ca în figura 1.2.e. În grindă vor apare tensiuni normale de încovoiere,  $\sigma$ , care se calculează cu relația:

$$\sigma = \frac{M_i}{W_z}, \text{ unde } M_i \text{ este momentul încovoiitor iar } W_z \text{ este modulul de rezistență}$$

axial al secțiunii grinzii. Într-o secțiune transversală a barei, tensiunile  $\sigma$  nu mai sunt de aceeași valoare în orice punct al secțiunii ci prezintă o variație liniară.

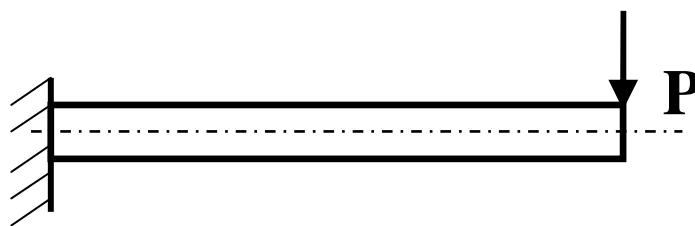


Fig.1.2.e. Solicitarea la încovoiere a unei grinzi încastrate

În cazul solicitării la torsiune a unui arbore, ca cel din figura 1.2.f., apar tensiuni tangențiale  $\tau$  care se pot calcula cu relația:  $\tau = \frac{M_t}{W_p}$ , unde  $M_t$  este momentul de torsiune iar  $W_p$  este modulul de rezistență polar al secțiunii arborelui.

O importanță deosebită pentru piesele de dimensiuni reduse o prezintă problema contactului dintre corpuri. Problema contactului dintre corpurile elastice aflate sub acțiunea unei încărcări normale a fost prima dată studiată de Heinrich Hertz în 1881 [16]. El a calculat și verificat experimental distribuția încărcării pe suprafața de

contact și a determinat tensiunile din corpuri în cazul unei funcții de potențial Newtonian.

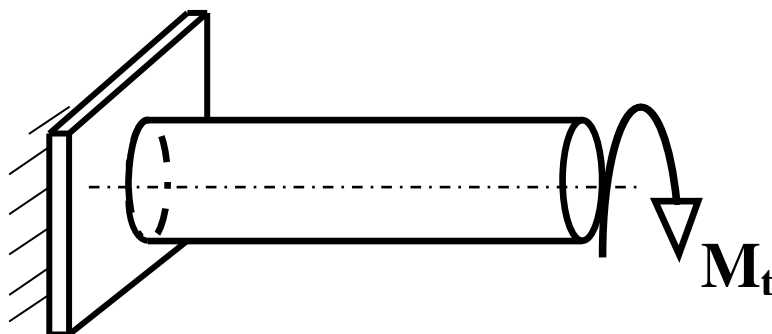


Fig.1.2.f. Solicitarea la torsiune a unui arbore

Pentru rezolvarea problemei contactului Hertz a făcut o serie de ipoteze care se pot sintetiza astfel:

- corpurile sunt fixe, omogene, izotrope iar deformațiile în punctele de contact sunt elastice;
- sarcina este constantă și normală pe suprafețele în contact;
- contactul între suprafețe este direct, între ele neexistând peliculă de lubrifiant.

Trebuie precizat faptul că efectul tensiunilor datorate prezenței încărcării tangențiale nu a fost luat în considerare de cercetători până în 1939, când G. Lundberg a dezvoltat o teorie generală a contactului elastic dintre două corpuri semiinfinite. El nu a făcut nici o încercare pentru a determina tensiunile generate de forțele de frecare și legătura lor cu încărcarea normală.

Zece ani mai târziu, în 1949, Mindlin, [20], a cercetat distribuția sarcinii tangențiale de-a lungul ariei de contact când un corp elastic alunecă pe un altul.

Ca exemplu de corpuri în contact se iau două cazuri reprezentative prezentate în figura 1.2.g – cazul a două sfere în contact exterior și respectiv figura 1.2.h – cazul a doi cilindri în contact exterior după generatoarea comună.

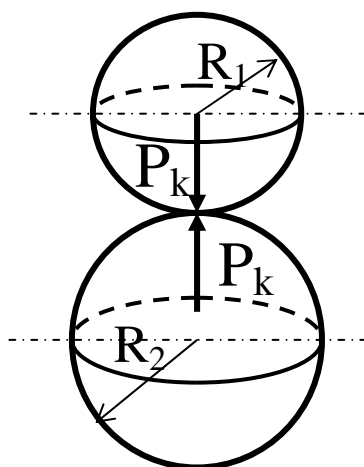


Fig.1.2.g. Contact teoretic punctiform

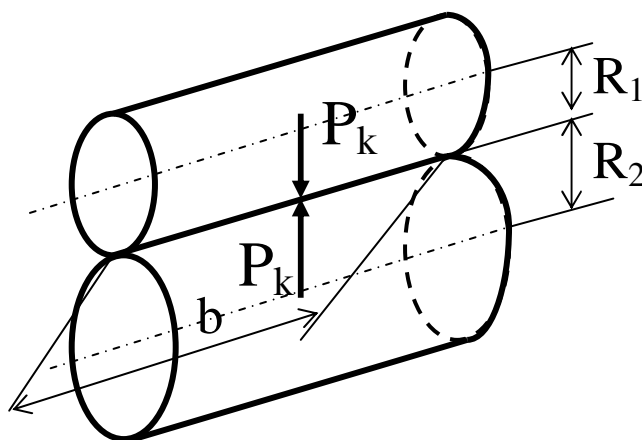


Fig.1.2.h. Contact teoretic liniar

În cazul sferelor contactul se consideră teoretic un punct, iar în cazul cilindrilor contactul este teoretic o linie, copurile fiind considerate perfect rigide.