

Organe de mașini I

Tiberiu Laurian

2014

Capitolul 1

Noțiuni introductive

1.1 Elemente definitorii

Pentru o mai bună înțelegere a contextului în care se face studiul organelor de mașini, este necesară definirea entităților pentru care organele de mașini reprezintă elemente constitutive. Mașina este un sistem tehnic cu elemente mobile, având mișcări determinate cu scopul, fie să producă lucru mecanic util, fie să transforme o energie mecanică în alta. Conform acestei definiții se disting:

- mașinile motoare care transformă energia în lucru mecanic sau invers (exemple: motorul cu ardere internă, turbinele cu abur, turbinele hidraulice, motoarele și generatoarele electrice etc.);
- mașinile de lucru sau tehnologice:
 - de transport (exemple: mașini de ridicat, benzi transportoare, vehicule de transport etc.),
 - de prelucrare (exemple: mașini unelte, mașini agricole, mașini de prelucrare a lemnului etc.).

Mecanismul este tot un sistem mecanic cu elemente mobile cu mișcare determinată, dar care are scopul doar de a transmite sau de a transforma o mișcare.

Agregatul este un complex de mașini motoare sau de lucru și mecanisme (exemplu: turbină cu abur + reductor + generator electric).

O mașină poate fi descompusă în mai multe grupe mari de mecanisme și de piese, cu rol funcțional bine determinat, acestea numindu-se ansamble (exemple: transmisia unui autovehicul, masa de lucru a unei freze).

Subansamblele sunt diviziuni ale ansamblelor, compuse fiecare dintr-un mecanism sau o grupă de piese cu rol funcțional mai restrâns (exemplu: un arbore cu rulmenții săi).

Organele de mașini sunt părți constructive mai simple care intră în compunerea agregatelor, mașinilor și mecanismelor și care, de regulă, nu se pot desface în alte părți mai simple (exemple: șurubul, pana, roata dințată). Totuși, există și organe de mașini compuse din mai multe piese (exemple: rulmenții, bielele, cuplajele etc).

1.2 Obiectul disciplinei Organe de mașini

Această disciplină are ca obiect stabilirea bazelor teoretice și aplicative pentru calculul și construcția organelor de mașini, ținând seama de condițiile lor funcționale. Studiul organelor de mașini are ca scop evidențierea factorilor caracteristici și elaborarea principiilor de calcul. La baza disciplinei Organe de mașini stau cunoștințele de: mecanică teoretică, rezistența materialelor, tribologie, tehnologia materialelor, termotehnică, teoria mecanismelor și altele. Disciplina Organe de mașini cuprinde și calculul și proiectarea organelor de mașini, ținând seama de forțele și condițiile de exploatare. Se impune cunoașterea condițiilor de lucru pentru a se stabili corespunzător ipotezele simplificatoare de calcul cât mai realiste.

1.3 Clasificarea organelor de mașini

Deși unele organe de mașini pot avea utilizări diferite din punct de vedere al funcțiilor îndeplinite, ele pot fi clasificate în funcție de scopul utilizării astfel:

- elemente de legătură (nituri, șuruburi, arcuri, bolțuri, precum și asamblări prin sudură, lipire și înclieiere);
- elemente de lăgăruire și transmisie (lagăre cu alunecare și rostogolire, osii și arbori, angrenaje, transmisii prin curele și prin lanțuri);
- elemente de etanșare;
- elemente pentru transportul lichidelor și gazelor (țevi, robineti, supape etc.).

1.4 Condiții generale cerute organelor de mașini

În calculul organelor de mașini trebuie avute în vedere următoarele condiții:

- să îndeplinească scopul ținând seama de felul mașinii și de scopul construcției;
- să prezinte siguranță în exploatare;
- să asigure durabilitatea prescrisă;
- să conducă la o tehnologie ușoară de fabricație;
- să satisfacă cerințele economice sub aspectul costului de fabricație;
- să respecte normele interne și internaționale.

1.5 Fundamentele normării

Normarea este o unificare planificată de obiecte în folosul colectivității. Cu cât colectivitățile sunt mai mari, cu atât sunt mai importante regulile ce ordonează colaborarea dintre parteneri. Normele tehnice promovează raționalizarea (exemplu: reducerea numărului de tipodimensiuni), asigurarea calității, umanizarea mediului de lucru. Nu există obligativitatea generală a utilizării normelor, dar aceasta poate rezulta ca urmare a unor prescripții legislative sau administrative. Pe plan internațional sistemul de normare este constituit din „International Organization for Standardization” (ISO), cu sediul la Geneva. Normele internaționale sunt preluate, în reglementările normative românești, sub denumirea de SR-ISO, iar normele europene sunt preluate în România sub titulatura SR-EN.

1.6 Numere normate (numere și măsuri preferate)

Numerele normate reprezintă un sistem de numere convenit internațional, stabilit prin normele internaționale (ISO 3, ISO 17, ISO 497), cu scopul ordonării și simplificării creației în domeniul tehnic și economic. Numerele normate (NN) sunt numere preferate pentru alegerea, respectiv subdivizarea valorilor unor mărimi (exemple: lungimi, suprafețe, volume, forțe, presiuni, momente, tensiuni, turații, puteri), cu scopul reducerii la minim a mulțimii de numere necesare în practică. Este de preferat să se aleagă valori ale mărimilor

NN, dacă nu există motive speciale care să impună alegerea altor numere. NN sunt termeni rotunjiți ai unor șiruri zecimale geometrice care conțin, ca termeni, puterile lui zece, adică: 0,01; 0,1; 1; 10; 100; 1000 ... Aceste șiruri sunt notate cu R_v , în care v este numărul de trepte dintr-un domeniu zecimal. Fiecare șir începe cu 1 sau cu o altă putere a lui 10, iar numărul următor rezultă prin înmulțire cu factorul $q_v = \sqrt[v]{10}$.

Exemplu:

șirul de bază R5 cu $q_5 = \sqrt[5]{10}$ cu numărul de început 10: 10; 16; 25; 40; 63; 100.

șirul de bază R10 cu $q_{10} = \sqrt[10]{10}$: 10; 12,5; 16; 20; 25; 31,5; 40; 50; 63; 80; 100.

ISO definește patru serii de numere normate: R5, R10, R20 și R40.

Există și șiruri de numere normate rotunjite, acestea fiind notate cu semnul prim după litera R (exemplu: R'10, R'20 etc). O rotunjire mărită conduce la șirurile R"5, R"10, R"20 etc.

1.7 Fundamente generale ale proiectării

Fiecare produs tehnic parcurge un anumit ciclu de viață. Principalele faze ale acestui proces sunt:

- cercetare – dezvoltare
- introducerea pe piață
- prezența pe piață
- încetarea producției
- retragerea de pe piață

Deoarece durata de viață a unui produs este limitată în timp trebuie ca produsul care îl va înlocui să fie planificat și realizat în timp util.

Spre deosebire de proiectarea tradițională, în care proiectantul desfășura o activitate de creație mentală și obținea o soluție dependentă de întâmplare, în proiectarea modernă se tinde ca printr-un demers metodic să se obțină o soluție optimă pentru funcțiile impuse.

Un algoritm procedural pentru crearea de produse noi a fost elaborat de directiva germană VDI 2222; acesta cupinde următoarele secțiuni:

- Planificare
- Concepție

- Proiectare: elaborarea unui proiect la scară
- Proiectare de detaliu: alegerea formei constructive și optimizarea componentelor.

În activitatea de proiectare există câteva principii esențiale cu aplicabilitatea generală. Acestea sunt:

1. Proiectare adecvată din punct de vedere funcțional:
 - îndeplinirea funcției pe toată durata de viață;
 - evitarea pericolelor pentru om și mașină.
2. Proiectare adecvată din punct de vedere al sarcinii și rezistenței:
 - forțele și momentele trebuie aplicate pe căi cât posibil de scurte și prin intermediul unui număr minim de componente;
 - pe cât posibil, tensiunile trebuie să fie egale în toate secțiunile;
 - efectul de concentrare a tensiunilor va fi limitat prin măsuri de proiectare a formei;
 - pentru ansambluri se vor alege forme constructive care să conducă la o egalizare a deformațiilor;
 - evitarea dispunerii asimetrice a componentelor.
3. Proiectarea adecvată din punct de vedere al materialului:
 - evitarea costurilor inutile prin folosirea materialelor cu rezistență ridicată doar acolo unde se impune acest lucru.
4. Proiectarea adecvată din punct de vedere al producției:
 - folosirea de semifabricate și procedee de fabricație simple pentru producția de unicat și serie mică;
 - utilizarea procedeeelor de fabricație fără așchiere (turnare, forjare, extrudare) la producția de masă.
5. Proiectare adecvată din punct de vedere al montajului:
 - toate componentele și subansamblele se vor proiecta astfel încât montajul final al produsului să fie facil și cu costuri reduse.
6. Proiectare adecvată din punct de vedere al întreținerii:

- puncte de control ușor accesibile;
- mijloace de măsuri integrate;
- asamblări demontabile rapide.

7. Proiectare adecvată din punct de vedere al reciclabilității:

- dezasamblare facilă;
- evitarea materialelor compuse;
- posibilitatea recezinării unor subansamble.

8. Proiectare adecvată din punct de vedere al formei:

- design exterior cu funcție estetică;
- corespondența formei cu funcția produsului;
- scoaterea în evidență a elementelor de comandă, a pieselor în mișcare și a zonelor periculoase prin formă și culoare.

Capitolul 2

Asamblări filetate

2.1 Considerații generale

Șurubul este organul de mașină cu cea mai largă utilizare, fiind produs și standardizat în cea mai mare varietate de forme. Asamblarea filetată reprezintă împerecherea dintre un șurub sau alt element cu filet exterior și o componentă cu filet interior, cum ar fi o piuliță sau o piesă ce conține o gaură filetată. În funcție de destinație, se deosebesc următoarele tipuri de șuruburi:

- *șuruburi de fixare* pentru realizarea de asamblări cu prestrângere;
- *șuruburi de mișcare* pentru transformarea mișcării de rotație în mișcare de translație sau pentru producerea unor forțe mari;
- *șuruburi de etanșare* pentru închiderea etanșă a unor orificii de umplere sau evacuare (exemplu: dopuri de golire);
- *șuruburi de reglare* pentru stabilirea poziției unor mașini sau subansamble;
- *șuruburi de măsurare* (exemplu: șubler, micrometru);
- *șuruburi de tensionare* (exemplu: tiranți).

2.1.1 Tipuri de filete

Filetul este urma lăsată de un *profil generator* de-a lungul unei linii de înșurubare, înfășurată în jurul unui cilindru, linie numită *elice directoare*.

Tipul filetelui este determinat de forma profilului generator, pas, numărul de începuturi și sensul de înfășurare al elicei directoare.

În prezent există două standarde importante de filete destinate asamblărilor: standardul *metric* și standardul “*unified inch*”. Ambele standarde sunt utilizate pe scară largă dar există tendința de migrare către sistemul metric. Standardizarea filetului metric s-a făcut sub egida ISO (International Standardization Organization) în 1969, iar standardul “unified inch” a rezultat în urma unui acord între comitetele de standardizare din Canada, Marea Britanie și Statele Unite în 1984. Simbolurile pentru cele două standarde de filete sunt **M** pentru metric, respectiv **UN** pentru “unified inch”. Formele profilelor M și UN sunt la fel, dar filetele M sunt executate la dimensiuni metrice (în mm) în timp ce filetele UN sunt executate la dimensiuni imperiale (în “inch” sau țoli).

Pentru șuruburile destinate transmiterii sau transformării mișcării există o serie de *filete de mișcare*. Astfel de filete sunt: filetul pătrat, filetul trapezoidal (cel mai utilizat) și filetul fierăstrău (variantă a filetului trapezoidal capabilă să preia forțe mari într-un singur sens).

Pentru destinații speciale, se poate menționa filetul rotund folosit în scopuri multiple precum: cuplele vagoanelor, armături hidraulice, socluri și dulii (filet Edison) etc.

Cele mai uzuale forme de filete sunt:

1. **Filetul metric ISO**, al cărui profil generator este un triunghi cu vârful rotunjit, având unghiul de 60° . În funcție de pasul filetului se deosebesc: filetul metric normal și filetul metric cu pas fin. Filetul metric cu pas fin se recomandă pentru șuruburi cu dimensiuni mari (până la 1000 mm diametru), supuse la solicitări mari (exemplu: asamblarea componentelor cu pereți subțiri, capetele filetate ale arborilor etc).
2. **Filete pentru țevi fără etanșare pe filet**. Aceste filete au profilul generator triunghi cu vârful de 55° și se simbolizează prin litera G și diametrul nominal în inci (exemplu: G3/8, G1/2, ...). Etanșarea unor asemenea asamblări se face prin presarea reciprocă a două suprafețe de etanșare exterioare filetului. Pentru asamblări cu etanșare pe filet se împerechează un filet exterior conic (conicitate 1:16) cu un filet cilindric interior și se folosește un material de etanșare înfășurat pe filet (cânepă sau PTFE).
3. **Filetul trapezoidal ISO metric** este caracterizat de un profil generator trapez isoscel, având unghiul dintre ipotenuze de 30° (unghiul flancului). Acesta se folosește cu precădere ca filet de mișcare (exemple: pentru prese, menghine, mașini-unelte etc) el suportând sarcini mari comparativ cu alte filete.

4. **Filetul ferăstrău metric** este generat de un profil generator trapez neisoscel. Unghiul flancului portant este de 3° , iar al flancului cu joc de 30° . Acest filet are o portanță mai mare decât filetul trapezoidal datorită razei de racordare mai mari la baza filetului și unei lungimi de contact mai mari între spire. Acest tip de filet se folosește la șuruburi de mișcare în cazul unor sarcini care acționează într-un singur sens.
5. **Filetul rotund** este folosit ca șurub de mișcare în condiții dure de exploatare (exemplu: tije de cuplare la vagoane de cale ferată). Acest filet are un unghi de flanc de 30° . Filetul rotund este folosit și ca filet de fixare la cârlige și piulițe de ridicare.

2.2 Elemente de tehnologie și materiale

Procedeele de fabricație frecvent utilizate sunt deformarea plastică (la rece sau la cald) și așchierea. Obținerea filetelor șuruburilor prin deformare la rece (rulare) prezintă avantaje importante față de așchiere: rezistență mai mare la oboseală, suprafețe mai netede, fabricație mai economică.

Clasele de rezistență pentru șuruburi și piulițe din oțel cu diametre până la 39 mm sunt definite la șuruburi din două numere separate printr-un punct, iar la piulițe printr-o cifră sau printr-o combinație de litere și cifre.

La șuruburi, primul număr reprezintă $1/100$ din rezistența la rupere σ_r în MPa, iar al doilea număr reprezintă raportul dintre limita la curgere și rezistența de rupere σ_c/σ_r înmulțit cu 10.

Piulițele se împart în trei grupe în funcție de capacitatea de preluare a sarcinii:

1. piulițe cu capacitate integrală de preluare a sarcinii. Aceste piulițe au înălțimi nominale $m \geq 0,85d$ și sunt caracterizate printr-o cifră care este a $1/100$ -a parte din rezistența minimă la tracțiune a unui dorn de încercare călit;
2. piulițe cu capacitate limitată de preluare a sarcinii. Înălțimile acestor piulițe sunt cuprinse în intervalul: $m = (0,5 \dots 0,8) \times d$. Cifra lor caracteristică este tot o tensiune de încercare raportată la rezistența unui dorn călit. Această cifră este precedată de cifra zero care indică faptul că filetul se poate smulge înainte de atingerea tensiunii de încercare. Sunt normate clasele de rezistență 04 și 05;
3. piulițe fără capacitate de preluare a sarcinii. Sunt caracterizate printr-o combinație de cifre urmate de litera H. Cifrele reprezintă $1/100$ din

duritatea Vickers, iar litera H simbolizează duritatea. Sunt normate clasele de rezistență 11H, 14H, 17H și 22H.

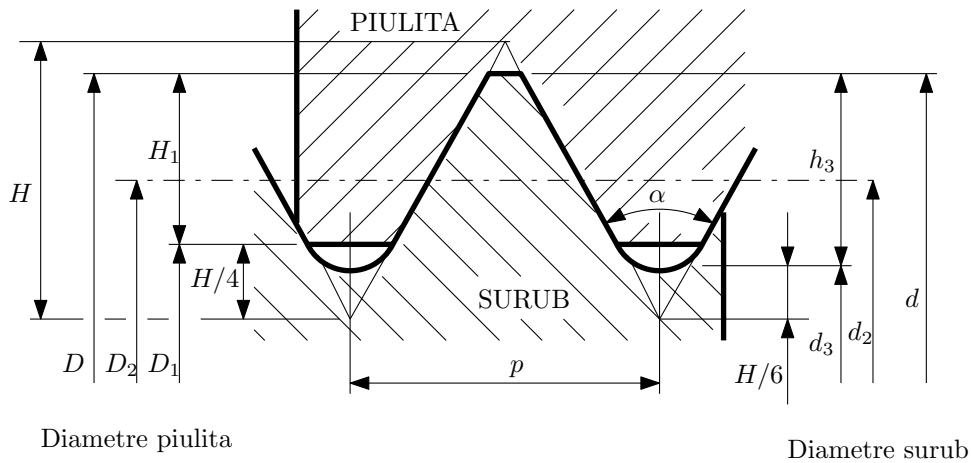
Prin împerecherea dintre șuruburi și piulițe din aceeași clasă de rezistență rezultă asamblări filetate la care piulițele sunt acordate din punct de vedere al durabilității cu șuruburile. Se pot utiliza în general piulițe din clase de rezistență mai ridicată cu șuruburi din clase de rezistență mai scăzute.

Cele mai utilizate materiale pentru fabricarea șuruburilor și piulițelor sunt: oțelurile carbon obișnuite (OL37, OL42, OL50), fontă, oțeluri carbon de calitate (OLC30, OLC35, OLC40). Pentru șuruburi expuse la solicitări mari se utilizează oțeluri aliate (41Cr10, 35CrNi15, 35MoCr11, etc).

2.3 Caracteristici dimensionale ale filetelor

Din punct de vedere dimensional, filetele sunt definite prin următorii parametri:

- d , diametrul nominal, care delimitează vârful filetelor șurubului;
- d_2 , diametrul mediu;
- d_3 , diametrul interior, care delimitează fundul filetelor șurubului;
- p , pasul filetelor;
- D_1 , diametrul care delimitează vârful filetelor piuliței;
- D_2 , diametrul mediu al piuliței;
- D , diametrul care delimitează fundul filetelor piuliței;
- H , înălțimea profilului generator;
- H_1 , înălțimea spirei șurubului;
- α , unghiul la vârf al profilului;
- ψ_2 , unghiul de înclinare a spirei.



Pentru filetul metric:

$$\begin{aligned}
 d_2 = D_2 &= 0,64952p & H_1 &= 0,54127p \\
 d_3 &= d - 1,22687p & h_3 &= 0,61343p \\
 H &= 0,86603p & \alpha &= 60^\circ
 \end{aligned}$$

Figura 2.1: Elemente dimensionale ale filetelor

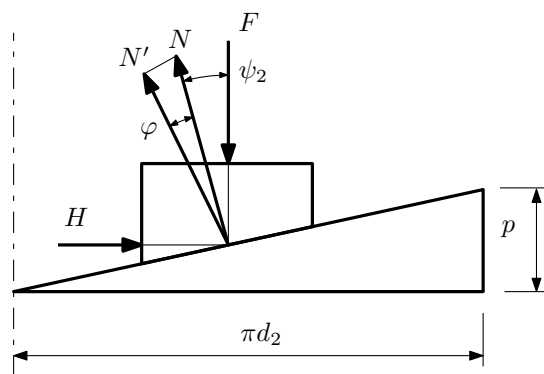


Figura 2.2: Sistemul de forțe ce acționează asupra filetelui

2.4 Sistemul de forțe și randamentul șurubului

Strângerea unei asamblări filetate poate fi echivalată cu deplasarea unui corp cu greutatea F pe un plan înclinat cu unghiul egal cu înclinarea spirelor ψ_2 .

La deplasarea fără frecare, forța necesară deplasării corpului pe planul înclinat este:

$$H_0 = F \tan \psi_2$$

La deplasarea cu frecare, datorită forței suplimentare de frecare, ia naștere rezultanta N' rotită cu unghiul de frecare φ față de N . Unghiul de frecare are valoarea:

$$\varphi = \arctan \mu.$$

În acest caz forța H ia valoarea:

$$H = F \tan(\psi_2 + \varphi).$$

La desfacerea asamblării, forța de frecare își schimbă sensul, rezultând relația:

$$H' = F \tan(\psi_2 - \varphi).$$

Pentru strângere sau desfacerea asamblării trebuie învins un moment de înșurubare, respectiv de deșurubare:

$$M_{t1} = H \frac{d_2}{2} = F \frac{d_2}{2} \tan(\psi_2 \pm \varphi'),$$

unde φ' este unghiul de frecare redus:

$$\varphi' = \arctan \frac{\mu}{\cos \alpha/2},$$

iar α este unghiul la vârf al profilului filetului¹.

Condiția de autofrânare Dacă se pune condiția ca piulița să nu se deplaseze de la sine (autodesfacere) sub acțiunea sarcinii axiale F rezultă:

$$M_{t1} = H \frac{d_2}{2} = F \frac{d_2}{2} \tan(\psi_2 - \varphi') < 0, \quad \text{adică} \quad \psi_2 < \varphi' \quad (2.1)$$

¹Formula este valabilă doar pentru filete cu profil simetric. Pentru filete cu profil nesimetric (ex. filetul ferăstrău) se înlocuiește $\alpha/2$ cu unghiul flancului activ al filetului, γ .

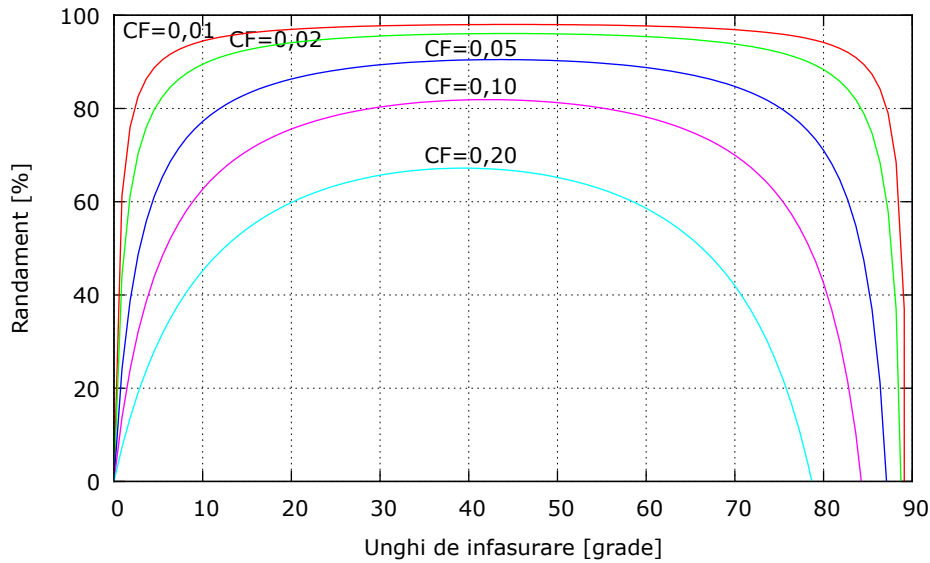


Figura 2.3: Randamentul șurubului cu filet cu profil metric, în funcție de unghiul de înfășurare ψ_2 și de coeficientul de frecare dintre spire (CF)

Randamentul șurubului La o rotire relativă completă a piuliței față de șurub, aceasta se deplasează axial cu lungimea unui pas, p . Rezultă că lucrul mecanic util este:

$$L_u = Fp = 2\pi \frac{d_2}{2} F \tan \psi_2.$$

Pe de altă parte, lucrul mecanic consumat este:

$$L_c = H2\pi \frac{d_2}{2} = 2\pi \frac{d_2}{2} F \tan(\psi_2 + \varphi').$$

Rezultă randamentul:

$$\eta = \frac{L_u}{L_c} = \frac{\tan \psi_2}{\tan(\psi_2 + \varphi')}. \quad (2.2)$$

2.5 Calculul asamblărilor filetate

Metodologia de calcul a asamblărilor filetate pornește de la analiza cauzelor principale de scoatere din uz a șuruburilor, acestea fiind:

- ruperea tijei în zona primei spire în contact cu piulița;
- ruperea tijei în zona trecerii de la partea filetată la partea nefiletată;

- ruperea tije în zona de racordare cu capul șurubului;
- deteriorarea spirelor șurubului și piuliței.

În funcție de modul de acționare a sarcinii exterioare față de axa șurubului, se deosebesc următoarele situații:

- **asamblări nepretensionate**, în cazul cărora nici șuruburile, nici piulițele, nu sunt solícitate în lipsa unei forțe exterioare. Acest tip de asamblare este rar întâlnit în practică.
- **asamblări pretensionate** unde șuruburile sunt pretensionate de o forță rezultată în urma aplicării unui moment de strângere la cheie, înainte de acțiunea unei forțe exterioare (forță de exploatare). Aceste asamblări sunt cele mai frecvente (ex.: asamblările flanșelor sau capacelor de cilindri).
- **asamblări cu șuruburi solícitate de forțe axiale excentrice**
- **asamblări cu șuruburi solícitate de sarcini transversale**

Pentru o dimensionare și o proiectare sigură a asamblărilor filetate care transmit forțe mari este necesar a se examina forțele și deformațiile din componentele tensionate.

2.5.1 Asamblări filetate fără strângere inițială (nepretensionate)

Dimensionarea șuruburilor, în această situație, este foarte simplă și se folosește o relație de calcul care rezultă din condiția de rezistență a tije șurubului la solícitarea de întindere:

$$d_3 = \sqrt{\frac{4F}{\pi\sigma_{at}}}. \quad (2.3)$$

Tensiunea de întindere din tija șurubului este:

$$\sigma_z = \frac{4F}{\pi d_3^2} \leq \sigma_{at} \quad (2.4)$$

Șurubul predimensionat se va alege din standard cu diametrul interior d_3 cel mai apropiat, imediat superior.

Dacă piulița este din material apropiat de cel al șurubului, nu mai este necesară nicio altă verificare. Dacă piulița este dintr-un material diferit, este necesară verificarea spirelor, în primul rând la încovoiere.

2.5.2 Șuruburi montate cu prestrângere, solicitate axial

Acesta este cazul majorității asamblărilor cu șurub. În această situație, solicitările din tija șurubului sunt întinderea și torsiunea, aceasta din urmă cauzată de momentele de frecare dintre spire, respectiv dintre suprafețele de contact ale piuliței sau șurubului și ale pieselor strânse.

Forțele din asamblarea prestrânsă

Acest tip de asamblare este caracterizat prin existența unei forțe inițiale F_0 în șurub și în piesele strânse, generată la montare prin strângerea piuliței sau a șurubului, prin aplicarea unui moment de înșurubare. În exploatare poate apărea o forță F_e (forță de exploatare) care solicită suplimentar asamblarea.

Forța de prestrângere F_0 solicită șurubul la tracțiune, alungindu-l cu Δl_s și comprimă piesele strânse cu Δl_p . Prin intervenția forței de exploatare F_e , șurubul se alungește suplimentar cu $\Delta' l_s$, iar piesele se destind cu aceeași valoare $\Delta' l_p = \Delta' l_s$.

Datorită elasticității șurubului și a pieselor strânse, forța maximă ce revine în exploatare șurubului este mai mică decât suma forțelor de prestrângere și de exploatare, $F_0 + F_e$.

Forța de exploatare încarcă șurubul și descarcă piesele strânse în funcție de rigiditățile acestora:

$$F_s = F_0 + \frac{k_p}{k_s + k_p} F_e \quad (2.5)$$

$$F_p = F_0 - \frac{k_s}{k_s + k_p} F_e \quad (2.6)$$

unde: F_s – forța totală din șurub; F_p – forța totală din piesele asamblate; F_e – forța de exploatare; F_0 – forța de prestrângere; k_s și k_p – rigiditățile șurubului și pieselor asamblate.

Relațiile 2.5 și 2.6 sunt foarte importante, ele arătând că pentru a avea o forță suplimentară în șurub cât mai mică, este necesar ca acesta să fie cât mai elastic, iar piesele strânse să fie cât mai rigide. Reprezentarea grafică a forțelor și deformațiilor șurubului și pieselor strânse se face pe diagrama forță–deformație (v. fig. 2.5).

Rigiditățile elementelor asamblării

Pentru a calcula alungirea în domeniul elastic a unui șurub întins cu forța F , se poate aplica legea lui Hooke ($\varepsilon = \sigma/E$), rezultând:

$$\Delta l = \varepsilon l = \frac{\sigma l}{E} = \frac{Fl}{EA}.$$

Raportul dintre forța F și alungirea Δl reprezintă rigiditatea, k :

$$k = \frac{EA}{l},$$

iar inversul acesteia reprezintă elasticitatea.

Pentru a calcula corect rigiditatea șurubului trebuie să se țină seama că șuruburile sunt alcătuite dintr-o sumă de segmente diferite, de lungimi l_i și secțiuni A_i , astfel încât rigiditatea șurubului se obține prin însumarea elasticităților elementelor individuale și inversarea sumei:

$$\frac{1}{k_s} = \frac{1}{k_1} + \frac{1}{k_2} + \dots + \frac{1}{k_n} \quad \text{sau} \quad k_s = \frac{1}{\frac{1}{k_1} + \frac{1}{k_2} + \dots + \frac{1}{k_n}} \quad (2.7)$$

Determinarea rigidității k_p a pieselor strânse de șurub este mai dificilă, deoarece mai întâi trebuie stabilit ce zonă din piesele strânse se deformează prin strângerea șurubului.

Prin strângerea asamblării, zona comprimată, care contribuie la rigiditatea asamblării, k_p , va fi delimitată de două suprafețe tronconice, ce pornesc de la suprafețele de așezare și se măresc către zona mediană a asamblării, așa cum este ilustrat în figura ???. În această ipoteză, aria zonei deformate este:

$$A_p = \frac{\pi}{4} \left[\left(\frac{D_d - d_w}{2} \right)^2 - D_g^2 \right], \quad (2.8)$$

unde: D_g – diametrul găurii de șurub; d_w – diametrul suprafeței de așezare a piuliței ($d_w = 1,5d$ pentru piulițe hexagonale standard); D_d – diametrul maxim al zonei comprimate ($D_d = d_w + g \tan 30^\circ$).

Pentru o și mai mare simplificare, această zonă se poate aproxima cu un cilindru găurit, care se comportă aproximativ similar din punct de vedere al deformării cu volumul dublu trunchi de con ilustrat în figura 2.4.

Totuși, trebuie menționat că aceste simplificări pot da rezultate foarte imprecise, drept pentru care, în cazul unor asamblări prestrânse foarte importante, se adoptă metode mai precise de calcul sau chiar de măsurare a rigidității pieselor strânse, cum ar fi: modelarea cu metoda elementului finit; sau măsurarea apropierea suprafețelor pieselor strânse cu micrometrul sau alt aparat de precizie.

În ceea ce privește forța de prestrângere, aceasta se poate controla prin mai multe metode, unele mai precise, altele mai puțin. Astfel, se poate apela la:

1. Aplicarea momentului de înșurubare cu cheie dinamometrică. Aceasta este o metodă facilă dar cu o eroare de până la 30% din cauza dificultății de a determina cu exactitate coeficienții de frecare dintre spire, respectiv dintre capul șurubului și suprafața de așezare.

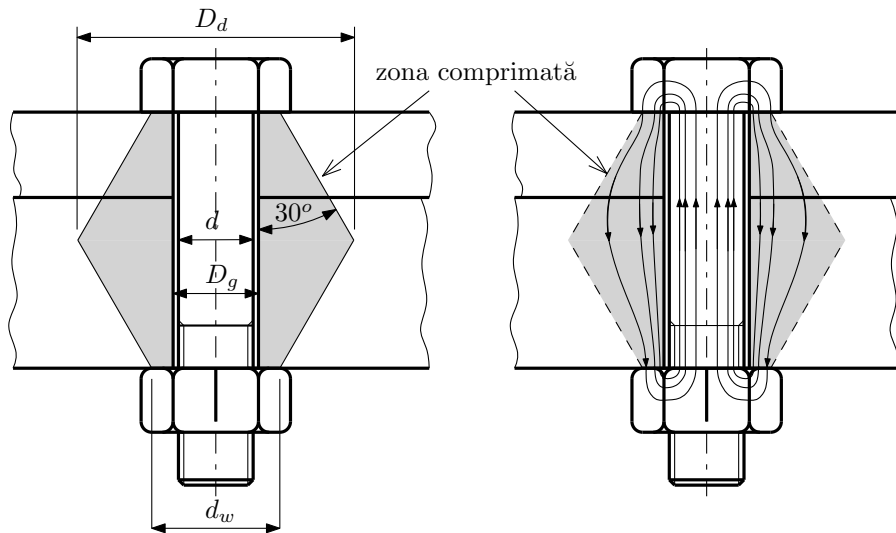


Figura 2.4: Secțiune printr-o asamblare cu șurub prestrâns, cu evidențierea zonei comprimate din piesele strânse și cu ilustrarea liniilor de forță ce traversează asamblarea

2. Folosirea unor șaibe elastice cu rigiditate cunoscută. Este metoda cea mai ieftină și cea mai simplă.
3. Folosirea unei piulițe hidraulice cu care se întinde șurubul, înainte de strângerea piuliței.
4. Instrumentarea șurubului cu mărci tensometrice în vederea măsurării tensiunii de întindere din acesta. O metodă mai precisă de determinare a forței de prestrângere, dar costisitoare și care nu se poate aplica decât pentru a verifica o metodă de strângere clasică.
5. O altă metodă se bazează pe ultrasunete. Se determină tensiunea de întindere din șurub, pe principiul transmiterii cu viteze diferite a undelor sonore printr-o bară tensionată comparativ cu bara netensionată.

2.5.3 Șuruburi solicitate transversal

Astfel de asamblări se pot realiza în două variante: șuruburi montate fără joc (ajustate) și șuruburi montate cu joc.

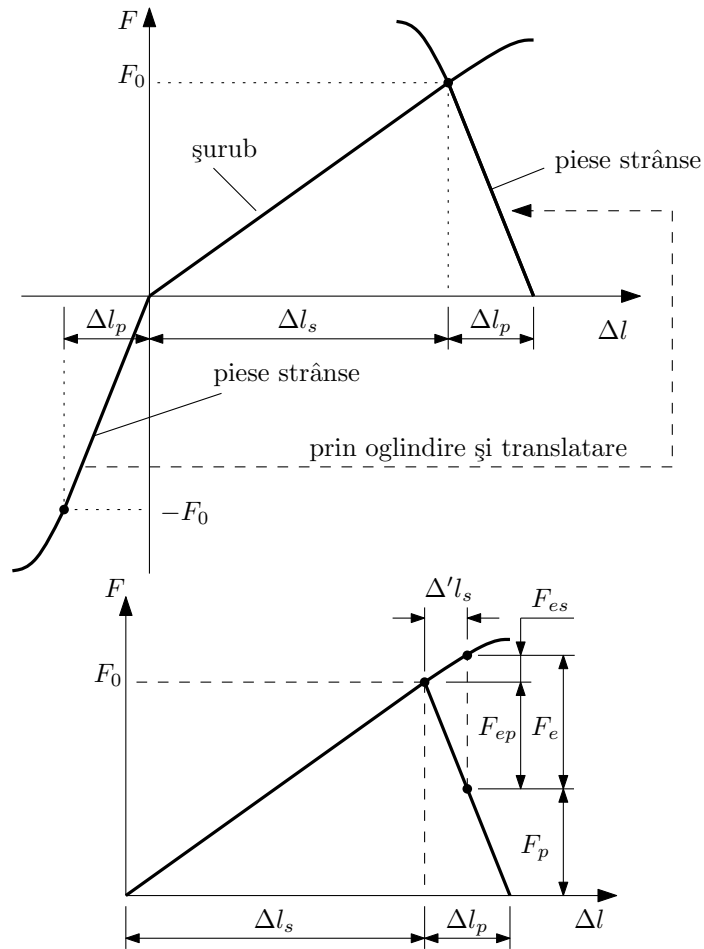


Figura 2.5: Reprezentarea grafică forță-deformație pentru asamblarea cu șuruburi prestrânse

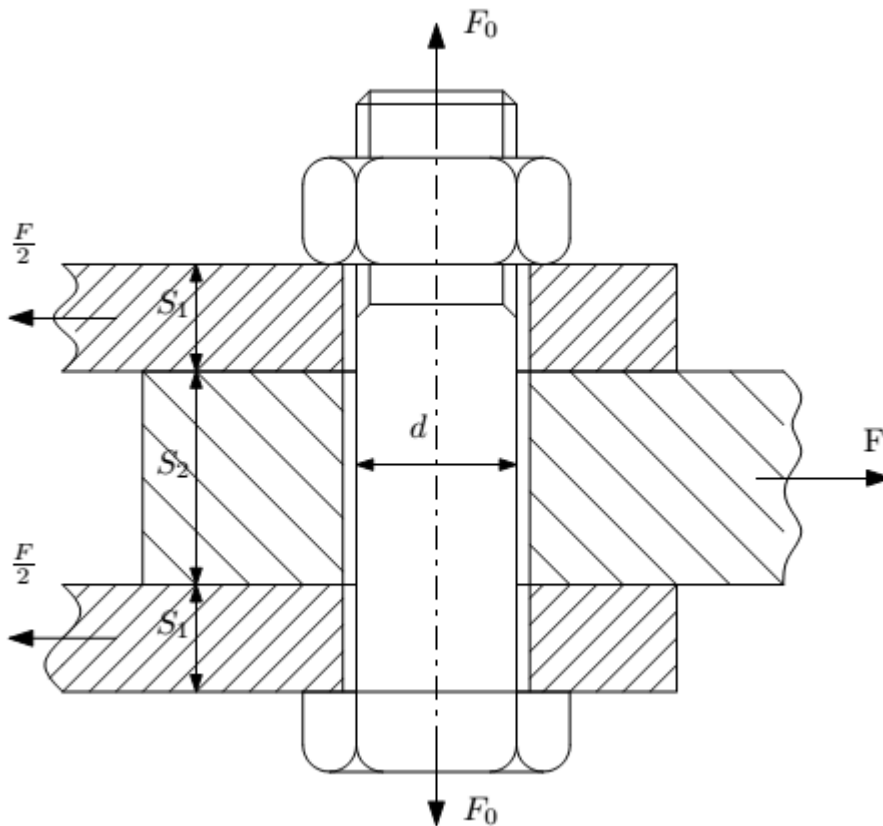


Figura 2.6: Șurub montat fără joc, solicitat transversal

Șuruburi montate fără joc

Sarcina transversală este preluată de tija șurubului, dând naștere unei tensiuni de forfecare (v. fig. 2.6):

$$\tau_f = \frac{F}{\frac{\pi d_0^2}{4} i} \leq \tau_{af}, \quad (2.9)$$

unde i este numărul secțiunilor de forfecare.

În plus, din cauza contactului cu pereții găurilor de montaj, tija șurubului mai este solicitată la strivire:

$$\sigma_s = \frac{F}{S_2 d} \leq \sigma_{as} \quad \text{și} \quad \sigma_s = \frac{F/2}{S_1 d} \leq \sigma_{as} \quad (2.10)$$

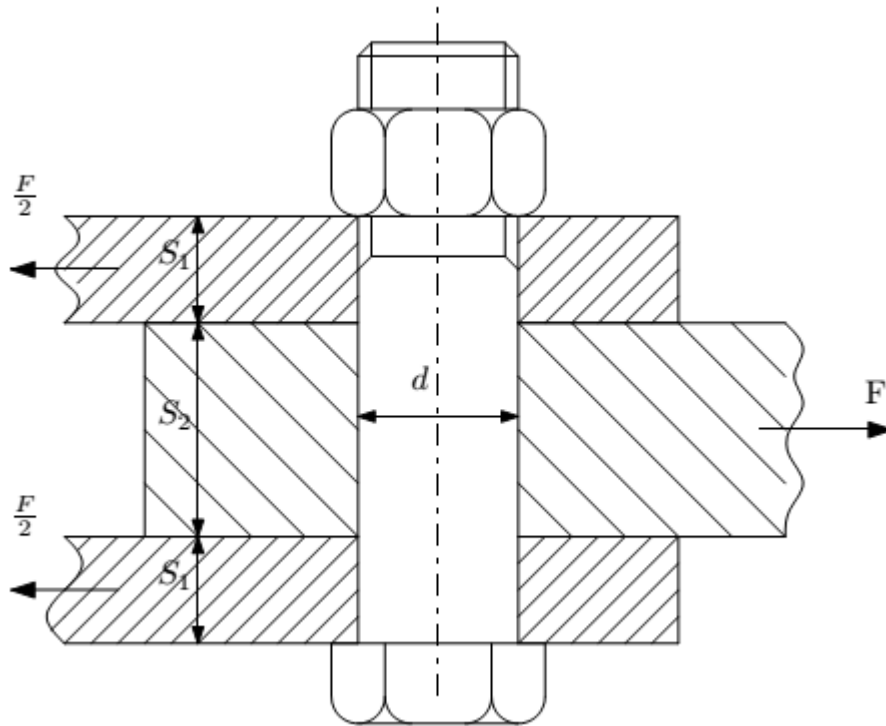


Figura 2.7: Șurub montat cu joc, solicitat transversal

Șuruburi montate cu joc

În această situație, sarcina transversală este preluată de forțele de frecare ce apar între piesele strânse cu forța F_0 de prestrângere (v. fig. 2.7):

$$F_0 = \frac{\beta F}{\mu i}, \quad (2.11)$$

unde $\beta = 1,5 \dots 2$ este coeficientul de siguranță la alunecare a pieselor, μ – coeficientul de frecare dintre piese, i – numărul secțiunilor de alunecare.

Tensiunea din șurub este:

$$\sigma_t = \frac{k F_0}{\frac{\pi d_3^2}{4}} \leq \sigma_{at}, \quad (2.12)$$

unde $k = 1,3$ este un coeficient care ține seama de solicitarea suplimentară de răsucire generată la montaj prin prestrângerea asamblării.

2.5.4 Calculul spirelor filetului

Spirele filetului trebuie calculate la uzare–strivire, forfecare și încovoiere.

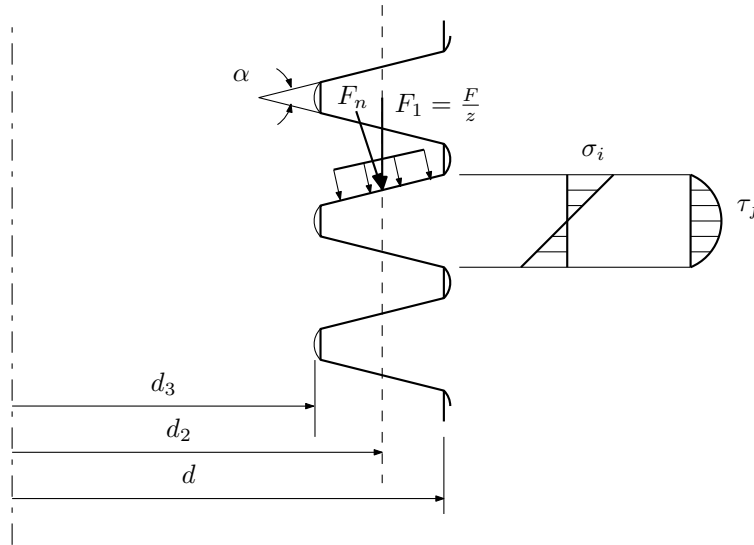


Figura 2.8: Ipoteza de încărcare a spirelor

În cazul filetelor de asamblare, prin alegerea unor piulițe standardizate, se asigură egala rezistență dintre spirele filetelor și tija șurubului, rezultând că se poate renunța la calculul spirelor filetelor.

La filetele de mișcare, unde piulițele nu sunt standardizate și sunt confecționate din materiale cu rezistența mai scăzută decât cele ale materialului șurubului, se calculează și spirele filetelor piuliței.

Se admite ipoteza că sarcina axială F se distribuie uniform pe cele z spire active, iar la nivelul fiecărei spire acționează concentrat pe diametrul mediu al filetelor d_2 .

Calculul la uzare–strivire Se consideră ipoteza că intensitatea de uzare a flancului activ este proporțională cu tensiunea de contact σ_s care apare pe suprafața acestuia sub acțiunea forței normale pe flanc F_{n1} :

$$F_{n1} = \frac{F_1}{\cos \frac{\alpha}{2}}$$

Rezultă că tensiunea de contact este:

$$\sigma_s = \frac{F_{n1}}{A_c},$$

unde A_c este aria suprafeței de contact a flancurilor active (suprafața laterală a unui trunchi de con).

$$A_c = \frac{\pi(d^2 - D_1^2)}{4 \cos \frac{\alpha}{2}}$$

Înlocuind în relația tensiunii de contact, rezultă:

$$\sigma_s = \frac{4F}{\pi z(d^2 - D_1^2)} \leq \sigma_{as}. \quad (2.13)$$

σ_{as} este tensiunea admisibilă de contact și se alege în funcție de cuplul de materiale și condițiile de funcționare.

Pentru dimensionare se calculează numărul necesar de spire:

$$z_{nec} = \frac{4F}{\pi \sigma_{as}(d^2 - D_1^2)}. \quad (2.14)$$

Calculul la forfecare Secțiunea periculoasă pentru solicitarea de forfecare este situată la baza spirei filetului piuliței. Tensiunea maximă de forfecare este:

$$\tau_{fmax} = \frac{3F_1}{2A} = \frac{3F}{2\pi z Dh} \leq \tau_{af}. \quad (2.15)$$

Pentru dimensionare se determină numărul necesar de spire:

$$z_{nec} = \frac{3F}{2\pi \tau_{af} Dh}. \quad (2.16)$$

Calculul la încovoiere Spira este solicitată la încovoiere numai dacă există joc axial între flancuri. În caz contrar, efectuarea acestui calcul nu se justifică deoarece încovoierea este împiedicată.

Se consideră spira ca fiind o grindă încastrată, rezultând tensiunea maximă de încovoiere:

$$\sigma_i = \frac{M}{W_z} = \frac{Fa}{zW_z} = \frac{F(D - d_2)}{2zW_z}.$$

Secțiunea periculoasă este un dreptunghi cu laturile h și πD , rezultând:

$$W_z = \frac{\pi Dh^2}{6}.$$

Astfel, tensiunea maximă de încovoiere este:

$$\sigma_i = \frac{3F(D - d_2)}{\pi z Dh^2} \leq \sigma_{ai}. \quad (2.17)$$

unde σ_{ai} este tensiunea admisibilă la încovoiere pentru materialul piuliței.

Pentru dimensionare se determină numărul necesar de spire:

$$z_{nec} = \frac{3F(D - d_2)}{\pi \sigma_{ai} Dh^2}. \quad (2.18)$$

Valoarea finală a numărului de spire active se adoptă ca fiind valoarea maximă obținută din cele trei calcule (la strivire, forfecare și încovoiere).

Cunoscând numărul de spire z și pasul filetelui p , se calculează înălțimea piuliței:

$$m = zp.$$

Capitolul 3

Asamblări arbore–butuc

3.1 Generalități

Asamblările arbore–butuc realizează transmiterea momentului de torsiune de la arbore la elementele montate pe acesta (roți dințate, roți de curea, roți de lanț, cuplaje, etc).

Alegeerea unui anumit tip de asamblare arbore–butuc se face în funcție de cerințele de funcționare. Principalele criterii de selecție sunt următoarele:

- mărimea momentului de torsiune raportat la capacitatea de transmitere a arborelui;
- variația momentului de torsiune (static, alternant, cu șocuri, etc);
- existența unor forțe axiale mari;
- posibilitatea deplasării axiale a butucului pe arbore;
- necesitatea re poziționării butucului pe direcția de rotație;
- montare–demonțare frecvente;
- centrarea precisă a elementelor pe arbore;
- dezechilibru redus;
- efect de concentrare redus pe arbore.

În funcție de modul de transmitere a sarcinii (momentului de torsiune) asamblările arbore–butuc se împart în:

1. Asamblări prin formă

- pene longitudinale
- caneluri
- știfturi
- arbori profilați

2. Asamblări prin frecare

- strângere pe con
- strângere cu inele tronconice
- strângere elastică proprie

3.2 Asamblări prin pene paralele

Asamblările prin pene paralele sunt printre cele mai uzuale asamblări arbore-butuc, ele fiind utilizate în cazul transmiterii momentelor de torsiune predominant într-un singur sens.

Penele se montează longitudinal, în canale executate în arbore și butuc. Arborele se prelucrează cu freza deget sau freza disc, pentru a se obține un canal longitudinal de lățime b și adâncime t_1 , iar în butuc se realizează un canal similar (de lățime b și adâncime t_2) dar prelucrat prin mortezare sau broșare. Suma înălțimilor celor două canale este mai mare decât înălțimea penei, rezultând un joc radial între pană și butuc (v. fig. 3.1).

Penele paralele sunt standardizate prin STAS 1004-81 în trei forme constructive (v. fig. 3.2): forma A, având capetele rotunjite; forma B, cu capete

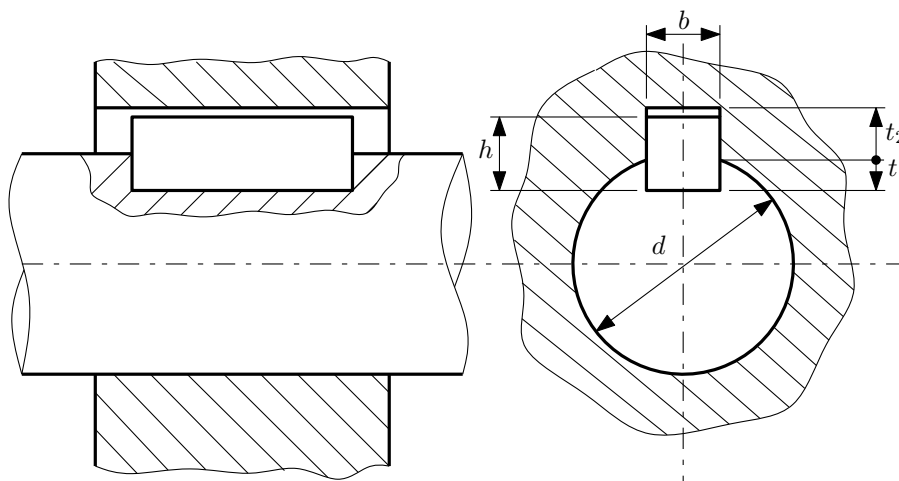


Figura 3.1: Asamblarea cu pană paralelă

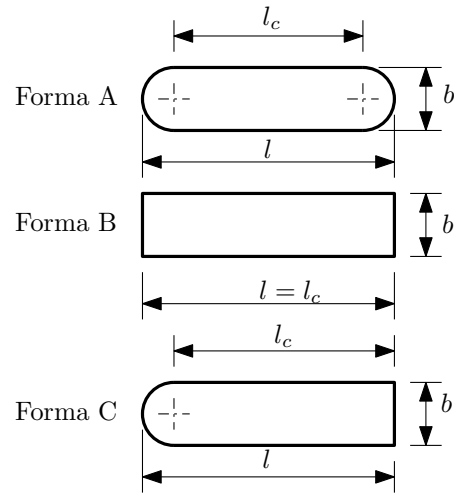


Figura 3.2: Pene paralele. Forme constructive

drepte; forma C, având un capăt drept și unul rotunjit, pentru capete de arbori. Standardele internaționale corespunzătoare sunt ISO/R 773:1969, DIN 6885A, BS 4235-1:1972.

Canalele din arbore pentru pene paralele având forma A și C se execută cu freză deget, iar cele pentru forma B se execută cu freză disc (v. fig. 3.3).

Pentru butuci cu deplasare axială, pana paralelă, prin toleranțe adecvate, devine *pană de alunecare*. În acest caz, pana este prevăzută cu șuruburi de fixare pentru a preîntâmpina alunecarea acesteia față de arbore.

Canalul executat cu freza disc și pana prevăzută cu șuruburi de fixare conferă arborelui o rezistență mai mare la oboseală în comparație cu canalul executat cu freza deget și pana simplă.

Asigurarea butucului la deplasarea axială se poate face cu un știft filetat (în cazul unor forțe axiale mici), prin inele de siguranță sau prin bucșe distanțiere.

Penele paralele se execută din oțel tras la rece, având rezistența la rupere $\sigma_r = 500 \dots 600$ MPa (OL50; OL60; OLC35; OLC45).

Momentul de torsiune se transmite între arbore și butuc prin contactul dintre arbore și pană, respectiv dintre pană și butuc (v. fig. 3.4). Astfel pana este solicitată la presiune de contact și forfecare, iar butucul doar la presiune de contact.

Etape de calcul pentru asamblările cu pene paralele

1. Stabilirea datelor de proiectare: M_t , d , L
2. Alegerea materialului

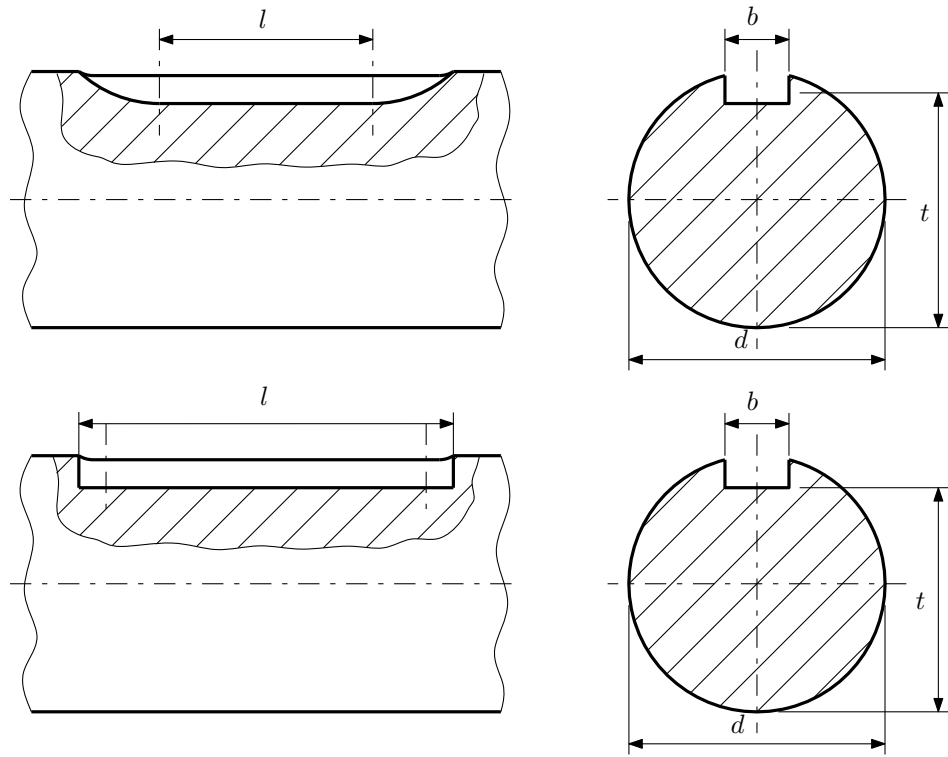


Figura 3.3: Pene paralele. Canale de pană

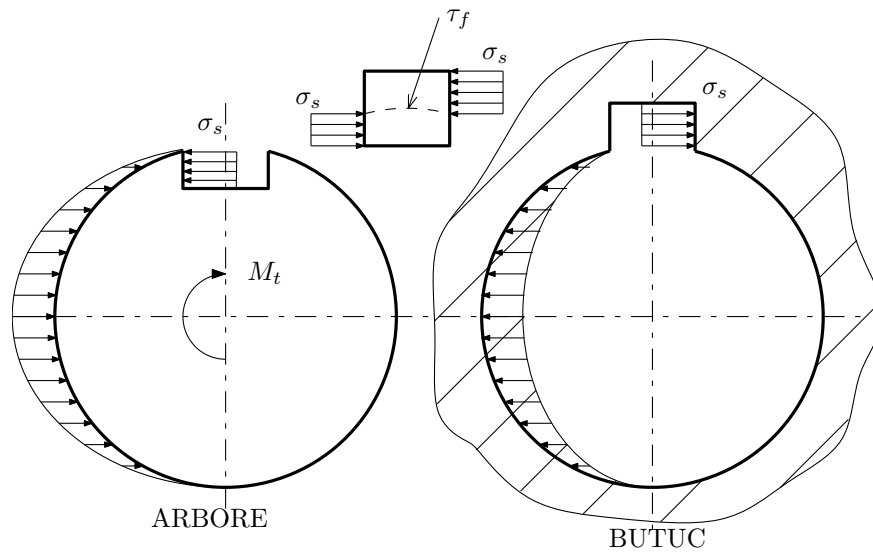


Figura 3.4: Pene paralele. Transmiterea momentului de torsiune

- $\sigma_{as} = 100 \dots 120$ MPa pentru sarcini constante
- $\sigma_{as} = 65 \dots 100$ MPa pentru sarcini pulsatorii
- $\sigma_{as} = 35 \dots 50$ MPa pentru sarcini alternante
- $p_a = 10 \dots 30$ MPa pentru asamblări mobile
- $\tau_{af} \leq 100$ MPa

3. Calculul diametrului arborelui (dacă nu este dat)

$$d = \sqrt[3]{\frac{16M_t}{\pi\tau_{at}}}, \quad \text{unde: } \tau_{at} = 15 \dots 45 \text{ MPa}$$

4. Alegerea mărimii penei în funcție de diametrul d (STAS 1004-81): $b \times h$, t_1 și t_2

5. Lungimea de calcul a penei:

$$l_c = \frac{4M_t}{dh\sigma_{as}} \quad \text{pentru asamblări fixe;}$$

$$l_c = \frac{4M_t}{dhp_a} \quad \text{pentru asamblări mobile;}$$

Lungimea penei se va alege din șirul de valori specificat în standard.

6. Lungimea penei sau verificarea la strivire:

– Lungimea penei:

$$l = l_c + b \quad \text{pentru forma A;}$$

$$l = l_c \quad \text{pentru forma B;}$$

$$l = l_c + 0,5b \quad \text{pentru forma C.}$$

– Verificarea la strivire:

$$\sigma_s = \frac{4M_t}{dhl_c} \leq \sigma_{as}$$

7. Verificarea la forfecare:

$$\tau_f = \frac{2M_t}{dbl_c^*} \leq \tau_{af};$$

$$l_c^* = l_c + \frac{\pi b}{4} \quad \text{pentru forma A;}$$

$$l_c^* = l_c \quad \text{pentru forma B;}$$

$$l_c^* = l_c + \frac{\pi b}{8} \quad \text{pentru forma C.}$$

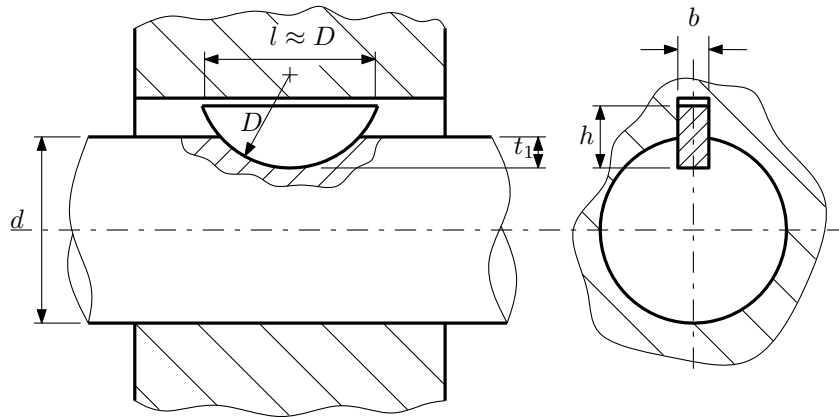


Figura 3.5: Pene disc. Dimensiuni caracteristice

Dacă pana nu rezistă la una din cele două solicitări, se poate adopta soluția cu două pene dispuse la 120° sau trei pene dispuse echidistant.

Verificarea la presiunea de contact se face pentru materialul cel mai puțin rezistent din asamblare (în majoritatea cazurilor, materialul butucului).

3.3 Asamblări cu pene disc

Penele disc se folosesc în cazul momentelor de torsiune mai mici, în special la aparatele de mecanică fină, pentru asigurarea poziției la asamblările pe con, precum și în construcția de automobile.

Penele disc se obțin prin secționarea unui disc de metal cu diametrul D , pe o înălțime h . Acestea se introduc într-un locaș corespondent, obținut prin frezare cu freza disc, în arbore (v. fig. 3.5). Datorită adâncimii mari a canalului, arborele are o rezistență redusă la oboseală.

La fel ca în cazul asamblării cu pană paralelă, și în cazul asamblării cu pană disc, momentul de torsiune se transmite prin contactul dintre arbore și pană, respectiv dintre pană și butuc, pana fiind solicitată la forfecare și strivire.

Etape de calcul

1. Se aleg dimensiunile penei din STAS 1012-77, în funcție de diametrul arborelui, d .
2. Se verifică pana la strivire prin raportare la tensiunea admisibilă la

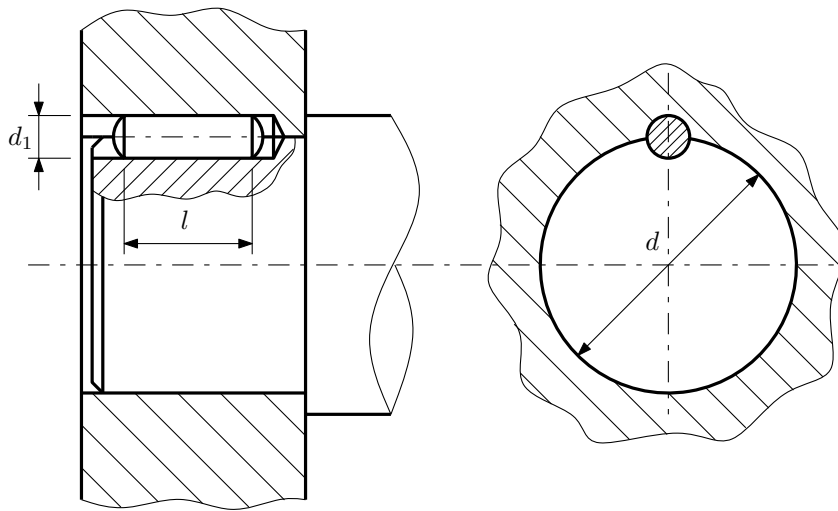


Figura 3.6: Asamblarea cu pană cilindrică

contact, pentru materialul cel mai puțin rezistent din asamblare:

$$\sigma_s = \frac{2M_t}{dDc} \leq \sigma_{as},$$

unde $c = h - t_1$.

3. Se verifică pana la forfecare:

$$\tau_f = \frac{2M_t}{dDb} \leq \tau_{af}$$

3.4 Asamblări cu pene cilindrice

Penele cilindrice sunt niște știfturi montate longitudinal într-un locaș executat jumătate în arbore, jumătate în butuc (v. fig. 3.6). Acest tip de asamblare se folosește în cazul momentelor de torsiune mici. Principalul avantaj îl constituie ușurința execuției canalelor și știftului.

Momentul de torsiune se transmite prin contactul dintre arbore și pana cilindrică, respectiv dintre pană și butuc, pana fiind sollicitată la forfecare și presiune de contact.

Etape de calcul

1. Se aleg d_1 și l astfel: $d_1 = (0,2 \dots 0,3)d$ și l din STAS 1599-80 în funcție de lungimea butucului.

2. Se verifică pana cilindrică la presiune de contact și forfecare:

$$\sigma_s = \frac{4M_t}{dd_1lz} \leq \sigma_{as} \quad \text{și} \quad \tau_f = \frac{2M_t}{dd_1lz} \leq \tau_{af}$$

unde $z = 1 \dots 3$, numărul de pene cilindrice.

3.5 Asamblări prin caneluri

Asamblarea cu caneluri poate fi considerată o asamblare cu pene paralele multiple, solidare cu arborele. Totuși, în comparație cu asamblările cu pene paralele, asamblările cu caneluri au capacitatea portantă mai mare la același gabarit, datorită suprafeței de contact mult mai mari, au o rezistență la oboseală mai mare și oferă o centrare și ghidare precisă.

Dezavantajul acestui tip de asamblare îl constituie costul mare de execuție și tehnologia mai pretentioasă.

Din punct de vedere constructiv, sunt standardizate trei tipuri de caneluri: cu profil dreptunghiular, cu profil triunghiular și cu profil în evolventă.

Canelurile cu profil dreptunghiular sunt mai des utilizate datorită fabricației mai simple. Sunt standardizate trei serii de caneluri dreptunghiulare: seria ușoară, medie și grea. Seria ușoară este standardizată în STAS 1768-86 și se folosește doar pentru asamblările fixe (piesele montate nu se deplasează axial pe arbore); seria medie, STAS 1769-86, se folosește pentru asamblări mobile în gol (pisele montate se pot deplasa axial pe arbore dar nu sub sarcină); iar seria grea, STAS 1770-86, se folosește pentru asamblări mobile cu mișcare sub sarcină.

Canelurile cu profil triunghiular, prevăzute în STAS 7346-83, sunt recomandate pentru asamblări fixe și sarcini cu șoc.

Canelurile cu profil în evolventă au o foarte bună rezistență la oboseală și se folosesc cu precădere în industria auto. Tehnologia de fabricație este aceeași folosită pentru danturarea roților dințate.

În funcție de modul de centrare a butucului pe arbore, asamblările cu caneluri pot fi după cum urmează:

1. cu *centrare pe diametrul interior* – se poate aplica la canelurile dreptunghiulare, putându-se asigura o calitate bună a centrării prin rectificarea ambelor suprafețe de centrare. Există însă, dezavantajul apariției șocurilor la pornire-oprire, sau la funcționarea cu momente de torsiune alternante.
2. cu *centrare pe flancuri* – se poate aplica la toate tipurile de caneluri. Se pretează pentru momente de torsiune alternante. Se pot rectifica doar suprafețele de centrare de pe arbore.

3. cu *centrare pe diametrul exterior* – se aplică la canelurile cu profil evolventic.

În ceea ce privește tehnologia de fabricație, arborele se frezează cu freza disc sau cu freze profilate. Canelurile cu profil evolventic se obțin pe mașini de danturat (frezare prin metoda rostogolirii). Canelurile din interiorul butucului se execută prin mortezare sau broșare, cea de-a doua metodă fiind mai precisă, mai productivă, dar și mai scumpă.

Reprezentarea pe desen a canelurilor se face conform ISO 6413, în varianta detaliată sau simplificată (v. fig.3.7).

3.5.1 Metoda de calcul

Prin transmiterea momentului de la arbore la butuc, sau invers, pe suprafețele flancurilor apare o presiune de contact σ_s , aceasta fiind solicitarea principală din asamblare. Celelalte solicitări, forfecare și încovoiere, pot fi în general neglijate în calculul de rezistență al asamblării.

Calculul asamblărilor prin caneluri dreptunghiulare este standardizat în STAS 1767-67, dar el poate fi utilizat și pentru calculul celorlalte tipuri de asamblări cu caneluri.

Dacă nu se cunoaște diametrul arborelui d , se face un calcul de predimensionare din condiția de rezistență la solicitarea de torsiune:

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{16M_t}{\pi\tau_{at}}}.$$

Iar acest diametru se adoptă la o valoare imediat superioară din șirul de valori standardizate.

În funcție de diametrul d se aleg din standard celelalte dimensiuni ale asamblării: D , c și numărul de caneluri z .

Se calculează raza medie și forța tangențială:

$$r_m = \frac{(D + d)}{4}; \quad F_t = \frac{M_t}{r_m}.$$

Se calculează apoi suprafața portantă relativă a flancurilor (suprafața portantă pe unitatea de lungime):

$$s' = 0,75z \left(\frac{D - d}{2} - 2c \right),$$

unde, coeficientul 0,75 ține cont de neuniformitatea repartiției sarcinii pe cele z caneluri și pe lungimea asamblării.

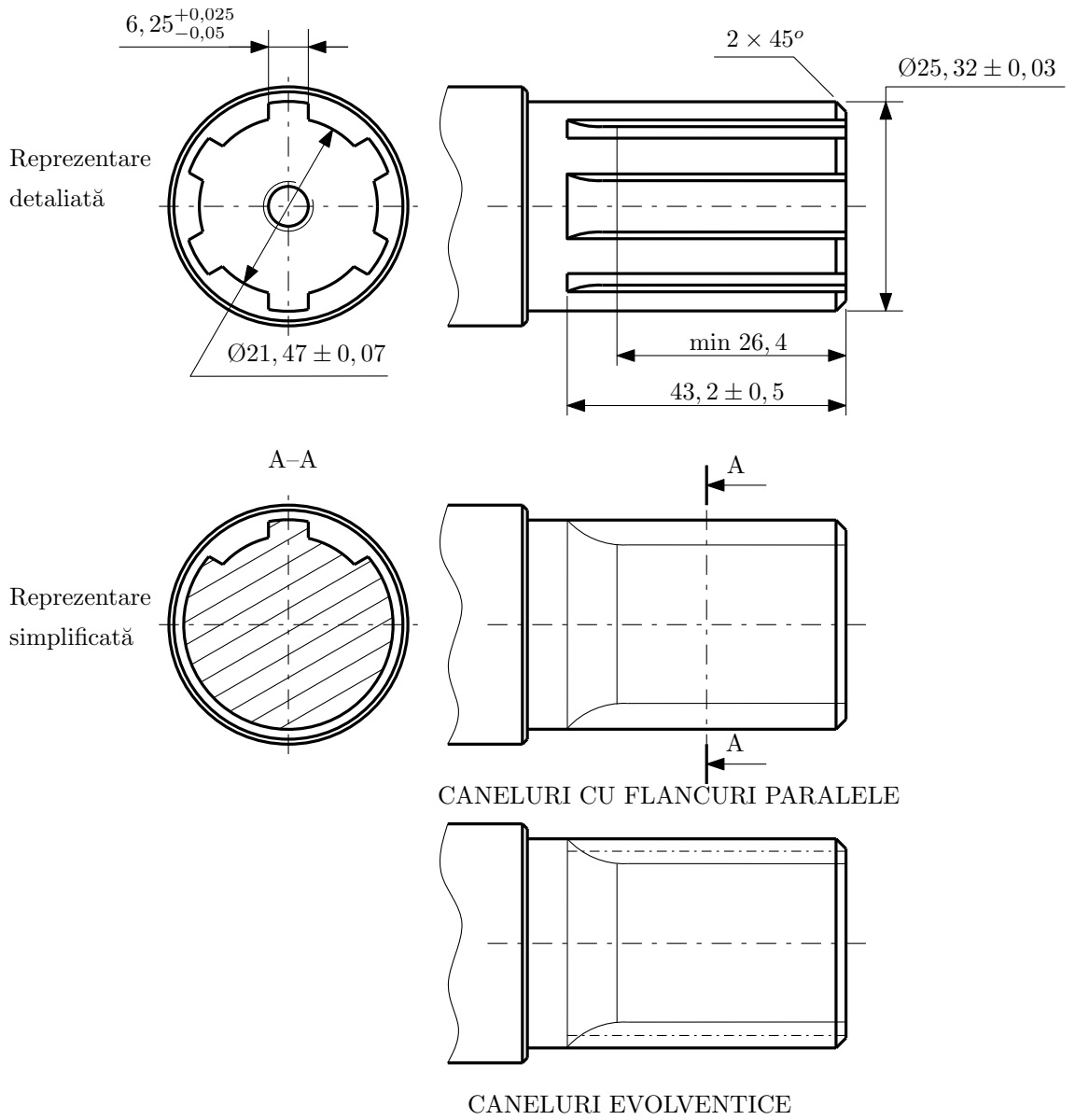


Figura 3.7: Reprezentarea grafică a arborilor canelați. Exemplu de cotare

Se calculează suprafața totală portantă în funcție de lungimea canelurii: $S' = Ls'$.

Cunoscând forța tangențială și suprafața portantă totală, se calculează tensiunea efectivă de contact:

$$\sigma_s = \frac{F_t}{S'} \leq \sigma_{as},$$

unde σ_{as} este tensiunea admisibilă de contact, care se alege în funcție de materiale și condițiile de lucru.

În cazul dimensionării asamblării se calculează mai întâi suprafața portantă totală necesară S'_{nec} și apoi lungimea de contact necesară L_{nec} :

$$S'_{nec} = \frac{F_t}{\sigma_{as}} \quad \text{și} \quad L_{nec} = \frac{S'_{nec}}{s'}.$$

3.6 Asamblări prin știfturi

Știfturile sunt utilizate pentru asamblările arbore-butuc în cazul transmiterii momentelor de torsiune mici fără șocuri.

Din punct de vedere constructiv, știfturile pot fi: cilindrice pline cu suprafața netedă, cilindrice crestate, conice cu suprafața netedă, conice crestate și conico-cilindrice. La montaj, știftul se introduce forțat în alezajul pieselor asamblate (v. fig.3.8).

Dimensiunile știfturilor se aleg din standarde (STAS 1599-80 sau DIN 7, pentru știfturi cilindrice; STAS 3436-80 sau DIN 1 pentru știfturi conice) urmând să se verifice rezistența la principalele solicitări.

Solicitările care apar datorită transmiterii momentului de torsiune sunt forfecarea și strivirea. Calculele se efectuează în ipoteza montării știftului cu strângere în butuc și cu joc în arbore.

3.6.1 Elemente de calcul

Tensiunea de forfecare:

$$\tau_f = \frac{4M_t}{\pi d d_1^2} \leq \tau_{af}, \quad (3.1)$$

unde: $d_1 = (0, 2 \dots 0, 3)d$ – diametrul știftului; $\tau_{af} = (0, 2 \dots 0, 3)\sigma_c$.

Strivirea dintre știft și manșon (butuc):

$$\sigma_s = \frac{4M_t}{d_1(D^2 - d^2)} \leq \sigma_{as}. \quad (3.2)$$

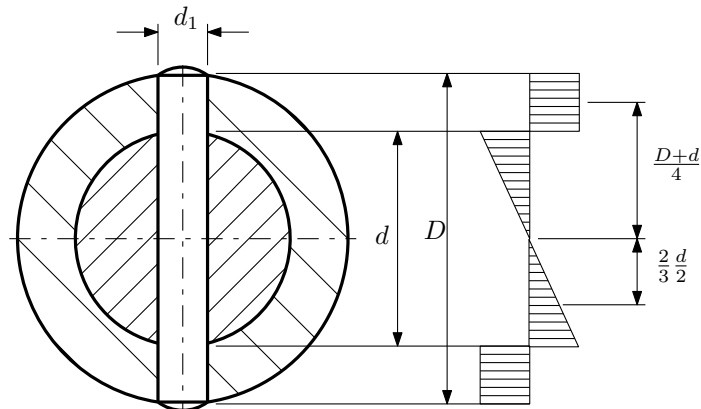


Figura 3.8: Secțiune printr-o asamblare cu știft transversal

Strivirea dintre știft și arbore:

$$\sigma_s = \frac{6M_t}{d_1 d^2} \leq \sigma_{as}. \quad (3.3)$$

Se recomandă: $\sigma_{as} < 0,8\sigma_c$.

3.7 Asamblări prin strângere proprie

Asamblările prin strângere proprie se obțin prin montarea unei perechi arbore-butuc cu ajustaj cu strângere (v. fig.3.9). Datorită acestui ajustaj, pe suprafețele în contact apare o presiune de contact uniformă și, în consecință, o forță de frecare ce permite transmiterea unor momente de torsiune mari, precum și a unor forțe longitudinale.

Siguranța funcționării acestor asamblări este determinată de coeficientul de frecare, a cărui valoare depinde de o multitudine de parametri și care variază între limite destul de largi. De aceea se adoptă un moment de calcul superior celui nominal:

$$M_c = M_f = \beta M_t,$$

unde β este un coeficient de siguranță împotriva patinării ($\beta = 1,3 \dots 1,5$ la asamblări solicitate static și $\beta = 1,8 \dots 2$ la asamblări solicitate dinamic).

Avantajele acestor asamblări sunt:

- capacitatea de a transmite momente mari;
- comportare bună la sarcini variabile;
- centrare bună a pieselor montate pe arbore;

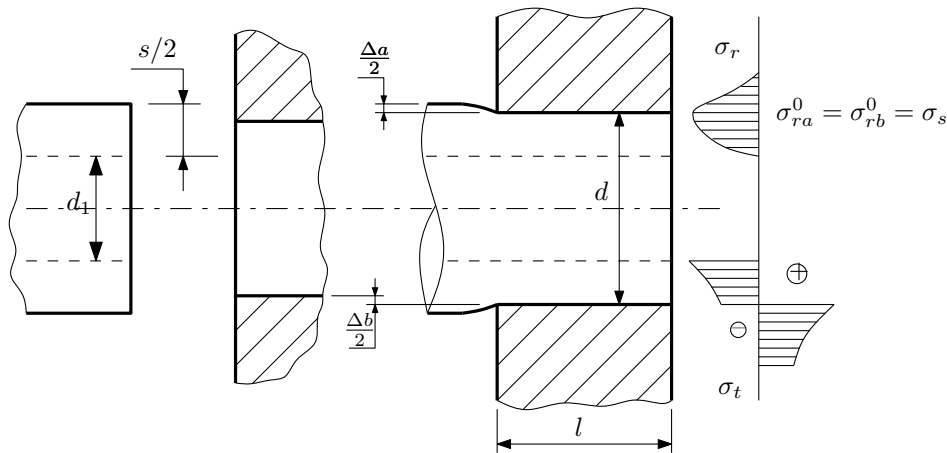


Figura 3.9: Asamblarea arbore–butuc presată

- execuție simplă;
- gabarit redus.

Dezavantaje:

- deteriorarea suprafețelor la demontări repetate;
- necesitatea sortării pieselor pentru obținerea unor strângeri cu valori cât mai apropiate.

În funcție de modul în care se face montajul, se disting două tipuri de asamblări cu strângere proprie:

- **asamblări presate** la care montajul se face prin introducerea axială forțată la rece a arborelui în butuc;
- **asamblări fretate** la care montajul se realizează prin încălzirea butucului sau răcirea arborelui.

3.7.1 Elemente de calcul

Calculul asamblărilor cu strângere proprie urmărește alegerea unui ajustaj care să asigure transmiterea momentului de torsiune, precum și determinarea forței axiale necesare montajului sau a temperaturii de încălzire a butucului în cazul asamblărilor fretate.

Tensiunea de strivire minimă necesară:

$$\sigma_{s_{min}} = \frac{2\beta M_t}{\mu\pi d^2 l} \quad (3.4)$$

Tensiunea de strivire maximă admisibilă:

$$\sigma_{smax}^a = \frac{d^2 - d_1^2}{2d^2} \sigma_a^a \quad \text{pentru arbore} \quad (3.5)$$

$$\sigma_{smax}^b = \frac{d_2^2 - d^2}{2d_2^2} \sigma_a^b \quad \text{pentru butuc} \quad (3.6)$$

unde: σ_a^a și σ_a^b sunt tensiunile admisibile ale arborelui, respectiv butucului; d_1 – diametrul interior al arborelui (pentru arbori tubulari); d_2 – diametrul exterior al butucului.

Strângerile teoretice:

$$S_t = \sigma_s d \left(\frac{K_a}{E_a} + \frac{K_b}{E_b} \right), \quad (3.7)$$

unde:

$$K_a = \frac{d^2 + d_1^2}{d^2 - d_1^2} - \nu_a \quad \text{și} \quad K_b = \frac{d_2^2 + d^2}{d_2^2 - d^2} + \nu_b;$$

E_a și E_b – modulele de elasticitate pentru arbore și butuc; ν_a și ν_b – coeficienții lui Poisson pentru arbore și butuc.

Rezultă o strângere teoretică minimă, calculată cu σ_{smin} și o strângere teoretică maximă, calculată cu $\sigma_{smax} = \min(\sigma_{smax}^a, \sigma_{smax}^b)$.

3.8 Asamblări prin strângere pe con

Această asamblare se obține prin împingerea butucului alezat conic, pe porțiunea cu conicitate corespunzătoare de pe arbore (v. fig.3.10). Același efect de strângere se poate obține și prin montarea unei bucșe intermediare tronconice elastice, care permite menținerea formei cilindrice a arborelui.

Asemenea asamblări se utilizează pentru fixarea pe capetele arborilor a unor roți, discuri sau scule (freze, burghie, etc). Strângerea elastică radială dintre butuc și arbore se obține prin efectul apăsării axiale pe care o dă o asamblare filetată.

Prin strângerea pe con, în asamblare ia naștere o tensiune de contact (σ_s) care asigură transmiterea unor momente de torsiune prin forțe de frecare. Uneori, când nu este dorită patinarea la suprasarcină, se poate prevedea și o pană disc.

Centrarea obținută la asamblarea pe con este deosebit de bună, iar montarea și demontarea sunt facile. Înclinarea conului este, de regulă $\alpha = 2^\circ \dots 15^\circ$, în funcție de utilizare, fiind asigurată sau nu condiția de autofrânare.

Alezarea conului butucului și rectificarea conului arborelui trebuie să fie extrem de riguroși făcute, astfel încât tensiunea de strivire să fie uniform

distribuită pe suprafața de contact; în caz contrar, tensiunile pot fi distribuite puternic neuniform.

3.8.1 Elemente de calcul

Considerând forțele care acționează pe suprafețele de contact, ca fiind concentrate, se poate ușor stabili relația de legătură dintre forța axială de montaj F_a , forțele normale pe generatoarea conului F_n , unghiul de înclinare a suprafeței conului α și coeficientul de frecare dintre suprafețe $\mu = \tan \varphi$.

$$F_a = F_n(\sin \alpha + \mu \cos \alpha) \quad (3.8)$$

Forța normală la suprafață (din condiția ca piesele să nu alunece relativ sub acțiunea momentului de torsiune):

$$F_n = \frac{F_f}{\mu} = \frac{2\beta M_t}{\mu d_m} \quad (3.9)$$

Forța axială minimă (punând aceeași condiție):

$$F_{a_{min}} = \frac{2\beta M_t \sin \alpha + \mu \cos \alpha}{d_m \mu} \quad (3.10)$$

Lungimea necesară de contact:

$$l_{nec} = \frac{2\beta M_t}{\pi \mu d_m^2 \sigma_{as}} \quad (3.11)$$

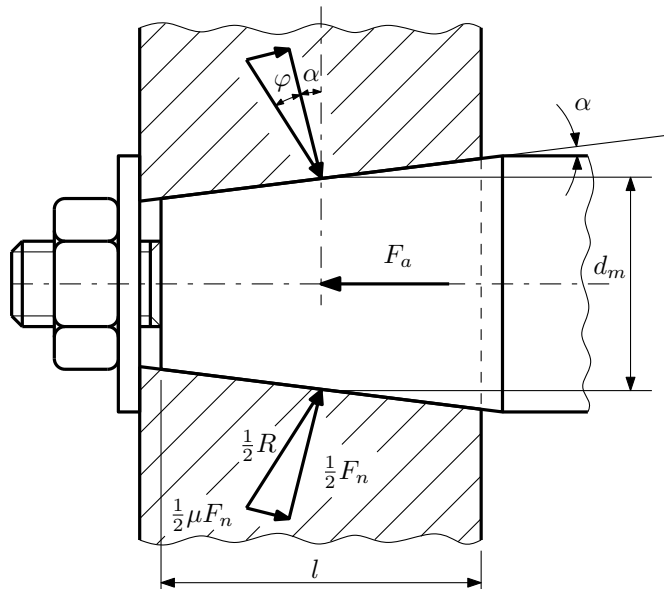


Figura 3.10: Asamblarea prin strângere pe con

unde: d_m este diametrul mediu al suprafeței conice și σ_{as} este presiunea admisibilă de contact.

3.9 Asamblări cu inele tronconice

La aceste asamblări, solidarizarea butucului cu arborele se face prin interpunerea unor perechi de inele cu suprafețe cilindrice în zonele de contact cu arborele, respectiv butucul și conice în zonele de contact reciproc (v. fig.3.11).

Inelele sunt strânse cu o piuliță specială, astfel încât, prin alunecarea axială și deformația elastică, rezultă presiuni mari de contact pe suprafața arborelui și alezajului din butuc. Pentru a fi posibil montajul, inelele sunt introduse cu joc.

Avantajele asamblărilor cu inele tronconice:

- posibilitatea de montare și demontare repetată fără deteriorarea suprafețelor
- asigurarea unei centrări foarte bune
- toleranțe mai puțin severe
- posibilitatea executării în serii mari
- lipsa canalelor în arbore și butuc
- rezistență bună la oboseală
- posibilitatea patinării la suprasarcină

Dezavantajele acestor asamblări sunt următoarele:

- dimensiuni mai mari ale butucului
- necesitatea strângerii axiale
- încălzire severă la suprasarcină datorită alunecării

3.9.1 Elemente de calcul

Pentru stabilirea relațiilor de calcul se pune condiția ca asamblarea să nu alunece sub efectul încărcării date de momentul de torsiune necesar a fi transmis:

$$\beta M_t \leq M_f = \mu F_1 \frac{d}{2}. \quad (3.12)$$

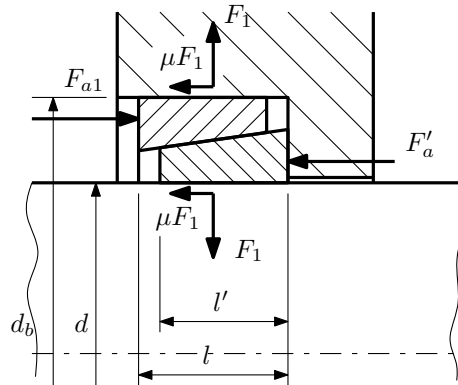


Figura 3.11: Asamblare cu inele tronconice

Forța necesară de contact este:

$$F_1 = \frac{2\beta M_t}{\mu d}. \quad (3.13)$$

Forța axială (de montaj):

$$F_{a1} = F_1 [\tan(\varphi + \alpha) + \tan \varphi] = \frac{2\beta M_t}{\mu d} [\tan(\varphi + \alpha) + \tan \varphi] \quad (3.14)$$

Forța de strângere (radială):

$$F_1 = \frac{F_{a1}}{\tan(\varphi + \alpha) + \tan \varphi} \quad (3.15)$$

Solicitarea la strivire a suprafețelor de contact:

$$\sigma_s = \frac{F_1}{\pi d l'} \leq \sigma_{as} \quad (3.16)$$

Forța axială totală care trebuie să asigure strângerea inelelor este:

$$F_{a\text{tot}} = F_{a0} + F_{a1}. \quad (3.17)$$

unde F_{a0} este forța axială necesară deformării inelelor până la anularea jocului radial inițial.

Capitolul 4

Asamblări elastice – Arcuri

4.1 Generalități

Arcurile sunt organe de mașini elastice care, sub acțiunea forțelor exterioare, ajung la deformații relativ mari, revenind la forma inițială după îndepărtarea acelor forțe. Ele, prin forma constructivă și prin caracteristicile mecanice ale materialelor din care sunt fabricate, transformă lucrul mecanic al sarcinilor exterioare în energie potențială înmagazinată elastic, cu posibilitatea de a o ceda (total sau parțial) la dispariția sarcinii.

Exemple de utilizare a arcurilor:

- preluarea și amortizarea șocurilor și vibrațiilor (suspensii de vehicule, fundații);
- acumularea unei energii în vederea redării treptate sau bruște (ceasuri, arme, instrumente, supape);
- readucerea unor componente în poziția inițială (supape, mecanisme cu revenire);
- exercitarea unor forțe elastice permanente (ambreiaje, asamblări pres-trânse cu arcuri);
- reglarea și limitarea forțelor de strângere (prese, robinete);
- măsurarea forțelor și momentelor prin intermediul deformațiilor (dinamometre, chei dinamometrice);
- elasticizarea asamblărilor în vederea modificării pulsației proprii a unui sistem mecanic.

Clasificarea arcurilor

- După forma constructivă:
 - arcuri cu foi
 - bare de torsiune
 - arcuri elicoidale
 - arcuri spirale plane
 - arcuri inelare
 - arcuri disc
 - arcuri bloc
- După modul de acțiune a sarcinii:
 - arcuri de tracțiune (elicoidale)
 - arcuri de compresiune (elicoidale, inelare, disc)
 - arcuri de încovoiere (arcuri cu foi)
 - arcuri de răsucire (bare de torsiune, spirale plane)
- După solicitarea principală din arc:
 - încovoiere (arcuri cu foi, arcuri disc, arcuri spirale plane)
 - răsucire (bare de torsiune, arcuri elicoidale)
 - tracțiune–compresiune (arcuri inelare)
- După rigiditate:
 - arcuri cu rigiditate constantă
 - arcuri cu rigiditate variabilă

Pentru alegerea unui arc este necesar să se cunoască toate informațiile legate de scop și de condițiile de funcționare: comportare elastică, spațiu de montaj, greutate, temperatură, etc.

Cerințe generale pentru arcuri:

- rezistență înaltă la rupere;
- rezistență înaltă la oboseală;
- limită ridicată de elasticitate;
- calități speciale: rezistență la temperaturi ridicate, rezistență la coroziune, amagnetism, dilatație termică redusă.

Materiale pentru arcuri *Oțelurile speciale* pentru arcuri satisfac majoritatea cerințelor impuse arcurilor în standarde (STAS 795-92, STAS 3583-86, STAS 8371-80 și STAS 11514-80). Aceste materiale necesită tratamente termice pretențioase. Adeseori se efectuează prelucrări mecanice deosebite (rectificare de precizie, sablare, ecrusare) sau tratamente electro-chimice (curățare electrochimică, emailare).

Aliaje neferoase mai folosite sunt: alama, alama cu nichel, bronzurile pentru arcuri (Cu-Zn) și bronzul de Sn (Cu-Sn) care se caracterizează prin buna conductibilitate electrică, bronz de siliciu (Cu-Si), bronz de beriliu (Cu-Be) folosit în industria electrotehnică.

Aliajele nichelului sunt: monel K (Ni, Cu, Al) și inconel (Ni, Cr, Fe) adică materiale amagnetice, rezistente la coroziune; inconel X are bună rezistență termică, până la 480°C. *Aliajele cobaltului* se folosesc la arcurile aparatelor de măsură datorită proprietăților superioare amagnetice.

Elastomerii sunt frecvent folosiți datorită proprietăților elastice. Un dezavantaj important al acestor materiale este comportamentul vâsco-elastic care generează o caracteristică neliniară însoțită de histerezis. Proprietățile lor mecanice variază foarte mult în funcție de compoziția chimică și de tehnologia de fabricare.

4.2 Parametrii principali ai arcurilor

Caracteristica arcurilor este curba care reprezintă dependența dintre încărcarea unui arc și deformația elastică a lui, măsurată pe direcția sarcinii. Exemple de curbe caracteristice sunt prezentate în figura 4.1.

Caracteristica liniară este tipică arcurilor metalice elicoidale și lamelare simple (proporționalitate după legea lui Hooke). În cazul montării în pachet a mai multor arcuri de înălțimi diferite, caracteristica pachetului devine liniară discontinuă. Caracteristica neliniară progresivă se manifestă în aczul arcurilor spirale, iar cea regresivă în cazul arcurilor disc. Arcurile cu foi multiple prezintă caracteristică liniară cu histerezis, în timp ce arcurile bloc de cauciuc manifestă caracteristică neliniară cu histerezis.

Rigiditatea arcurilor este raportul sarcină/deformație și reprezintă panta caracteristicii arcurilor:

$$k = \frac{dF}{df} \quad \text{pentru arcuri de tracțiune-compresiune sau de încovoiere,} \quad (4.1)$$

sau

$$k = \frac{dM_t}{d\theta} \quad \text{pentru arcuri de torsiune.} \quad (4.2)$$

Elasticitatea arcurilor sau complianța reprezintă inversul rigidității.

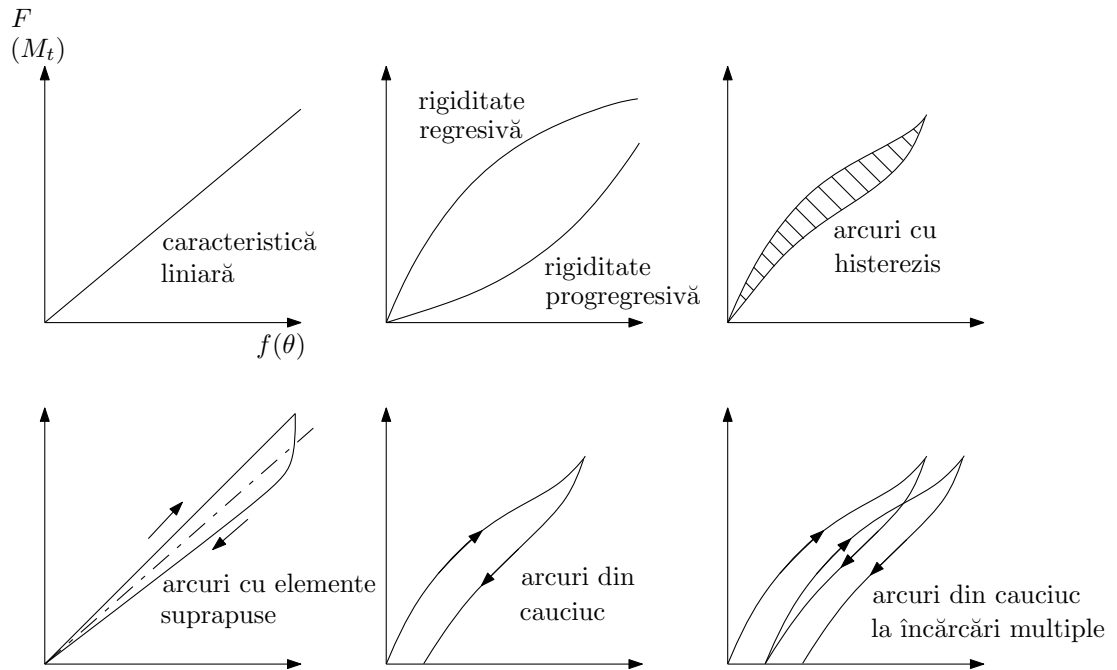


Figura 4.1: Curbe caracteristice pentru arcuri

Lucrul mecanic acumulat de arc prin deformare elastică este aria delimitată de curba caracteristică și abscisă:

$$L = \int F df \quad \text{sau} \quad L = \int M d\theta, \quad (4.3)$$

iar lucrul mecanic elementar este:

$$dL = F df \quad \text{sau} \quad dL = M d\theta,$$

unde f și θ reprezintă săgeata arcului de tracțiune–compresiune, respectiv deformația unghiulară a arcului de torsiune.

Pentru arcuri cu caracteristică liniară, lucrul mecanic devine:

$$L = \frac{1}{2} F f = \frac{1}{2} k f^2 \quad \text{sau} \quad M = \frac{1}{2} M_t \theta_n = \frac{1}{2} k \theta_n^2, \quad (4.4)$$

iar pentru arcuri cu rigiditate variabilă, unde $k \neq \text{const.}$, lucrul mecanic înmagazinat devine:

$$L = \int_0^{f_n} F df \quad \text{sau} \quad M = \int_0^{\theta_n} M_t d\theta. \quad (4.5)$$

Coeeficientul de utilizare volumetrică a materialului este definit de relația:

$$k_v = \frac{L}{V}, \quad (4.6)$$

unde V este volumul de material.

Coeficientul de utilizare specifică a materialului este dat de relația:

$$k_u = \frac{L/V}{\tau_{max}^2/G} = \frac{k_v}{\tau_{max}^2/G}, \quad \text{pentru torsiune}; \quad (4.7)$$

$$k_u = \frac{L/V}{\sigma_{max}^2/E} = \frac{k_v}{\sigma_{max}^2/E}, \quad \text{pentru tracțiune-compresiune și încovoiere}. \quad (4.8)$$

Lucrul mecanic pierdut prin histerezis este: $L_h = L - L'$, unde L' este lucrul mecanic cedat la descărcare.

Randamentul arcului este raportul dintre lucrul mecanic cedat și lucrul mecanic înmagazinat:

$$\eta = \frac{L'}{L} = 1 - \frac{L_h}{L}. \quad (4.9)$$

Factorul de amortizare reprezintă raportul dintre lucrul mecanic pierdut prin frecare în arc (frecare internă și externă) și lucrul mecanic total (suma lucrului mecanic de încărcare și descărcare):

$$\zeta = \frac{L - L'}{L + L'} = \frac{1 - \eta}{1 + \eta}. \quad (4.10)$$

4.3 Arcuri cu foi

Arcurile cu foi sunt arcuri flexionale construite din una sau mai multe foi metalice strânse într-un pachet pentru a lucra împreună (arcuri *lamelare* și arcuri *cu foi multiple*).

În ambele variante, arcuri lamelare și cu foi multiple, acestea se execută din oțel lat pentru arcuri, laminat la cald.

4.3.1 Arcul lamelar dreptunghiular

Acesta este unul dintre cele mai simple tipuri de arcuri și se folosește cu precădere ca arc de apăsare în aparate și mecanisme (ex. mecanisme cu clichet, comutatoare electrice, mecanisme de indexare sau zăvorâre, etc).

Tensiunea de încovoiere a lamelei de arc într-o secțiune oarecare aflată la distanța x față de capătul încastrat, este (fig.4.2):

$$\sigma_{ix} = \frac{M_i}{W} = \frac{6Fl(1 - x/l)}{bh^2}. \quad (4.11)$$

Tensiunea maximă de încovoiere apare în secțiunea de la capătul încastrat ($x = 0$), așadar:

$$\sigma_{i0} = \frac{6Fl}{bh^2} = \sigma_{i\max}. \quad (4.12)$$

Deformația de la capătul liber al lamelei, unde se aplică forța F , reprezintă *săgeata* arcului:

$$f = \frac{Fl^3}{3EI}, \quad (4.13)$$

unde E este modulul de elasticitate al materialului și I — momentul de inerție al secțiunii lamelei.

Introducând momentul de inerție pentru secțiune dreptunghiulară, $I = \frac{bh^3}{12}$, rezultă:

$$f = \frac{4Fl^3}{Ebh^3}. \quad (4.14)$$

Rigiditatea arcului lamelar se obține din raportul forță/săgeată, rezultând din relația 4.14:

$$k = \frac{Ebh^3}{4l^3}. \quad (4.15)$$

Lucrul mecanic de deformație se obține din relația 4.4, înlocuind săgeata f cu relația 4.14.

$$L = \frac{1}{6} \frac{F^2 l^3}{EI}. \quad (4.16)$$

O variantă particulară o reprezintă *arcul lamelar dublu articulată* ilustrat în figura 4.3 caz în care, tensiunea maximă apare în secțiunea centrală (în planul de simetrie) și se calculează cu relația:

$$\sigma_{i\max} = \frac{3FL}{2bh^2}. \quad (4.17)$$

Săgeata maximă în acest caz este:

$$f_{\max} = \frac{FL^3}{4Ebh^3}. \quad (4.18)$$

4.3.2 Arcuri cu foi multiple

Arcurile cu foi multiple sunt alcătuite din mai multe arcuri lamelare suprapuse, strânse într-un pachet. Asamblarea lor se face de obicei cu o brățară de strângere denumită legătură de arc.

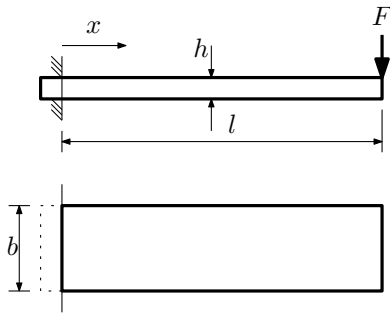


Figura 4.2: Arcul lamelar

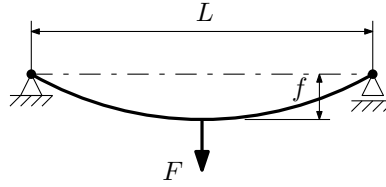


Figura 4.3: Arcul lamelar dublu

Arcul cu un braț

Tensiunea maximă de încovoiere pentru arcul cu un braț este:

$$\sigma_{i\max} = \frac{6Fl}{nbh^2}. \quad (4.19)$$

Săgeata maximă este:

$$f_{\max} = \frac{4}{n} c_0 \frac{Fl^3}{Ebh^3}, \quad (4.20)$$

unde

$$c_0 = \frac{3}{2 + \frac{n'}{n}},$$

n' – numărul de foi egale ca lungime cu foaia principală și n – numărul total de foi.

Lucrul mecanic:

$$L = \frac{Ff}{2}. \quad (4.21)$$

Arcul cu două brațe

Tensiunea maximă de încovoiere:

$$\sigma_{i\max} = \frac{3Fl}{nbh^2}. \quad (4.22)$$

Săgeata maximă:

$$f_{\max} = \frac{2}{n} c_0 \frac{Fl^3}{Ebh^3}. \quad (4.23)$$

Lucrul mecanic:

$$L = \frac{Ff}{2}. \quad (4.24)$$

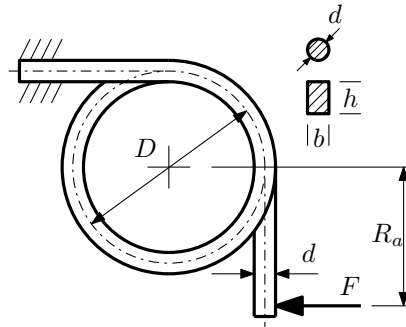


Figura 4.4: Arcul elicoidal cilindric flexional

4.4 Arcul elicoidal cilindric flexional

Spirele acestui arc sunt solicitate la încovoiere și au tendința de a-și micșora diametrul de înfășurare.

Tensiunea maximă:

- Pentru secțiunea rotundă

$$\sigma_{i\max} = \frac{M_t}{W} = \frac{32}{\pi} \frac{FR_a}{d^3}. \quad (4.25)$$

- Pentru secțiunea dreptunghiulară

$$\sigma_{i\max} = \frac{M_t}{\frac{bh^2}{6}} = \frac{6FR_a}{bh^2}. \quad (4.26)$$

Deplasarea unghiulară a capătului liber:

$$\theta = \frac{M_t l}{EI}, \quad (4.27)$$

unde $l = \pi Dn$, $I = \pi d^4/64$ sau $I = bh^3/12$.

Lucrul mecanic de deformare:

$$L = \frac{1}{2} M_t \theta. \quad (4.28)$$

4.5 Arcul disc

Arcurile-disc sunt alcătuite din unul sau mai multe discuri elastice de formă tronconică (v.fig.4.5), care se pot așeza în diferite moduri pentru a se obține

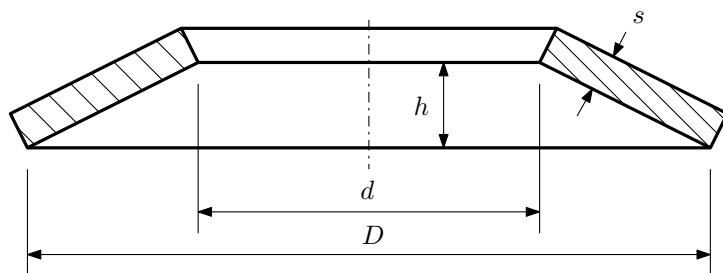


Figura 4.5: Arcul-disc – parametrii geometrici

caracteristici elastice diferite. Sunt arcuri foarte compacte, capabile de rigidități mari. Aceste arcuri se regăsesc și cu denumirea de arcuri Belleville (în engl. „Bellville spring washers”) după numele inventatorului francez J.F. Belleville care le-a patentat în anul 1867.

Discurile sunt caracterizate prin patru parametri geometrici: diametrele interior și exterior, d și D , grosimea s și înălțimea h . Prin variația raportului h/s se pot obține, de asemenea, diferite caracteristici elastice (v.fig. 4.6).

Datorită complexității fenomenului de deformare elastică a arcului-disc, calculul analitic al acestora este foarte dificil. Pentru un calcul rapid se pot folosi metode aproximative, iar pentru rezultate mai precise se poate folosi metoda elementului finit.

După metoda elaborată de Almen și Laszlo, forța din arc se obține cu relația:

$$F = \frac{4E}{1 - \nu^2} \cdot \frac{s^4}{k_1 D^2} \cdot \frac{f}{s} \left[\left(\frac{h}{s} - \frac{f}{s} \right) \left(\frac{h}{s} - \frac{f}{2s} \right) + 1 \right], \quad (4.29)$$

unde: E – modulul de elasticitate al materialului, ν – coeficientul lui Poisson, k_1 – coeficient adimensional dependent de raportul D/d , f – săgeata arcului.

Tensiunea maximă din arc-disc, corespunzătoare săgeții f este:

$$\sigma_{max} = \frac{4E}{(1 - \nu^2)k_1} \left(\frac{s}{D} \right)^2 \frac{f}{s} \left[k_2 \left(\frac{h}{s} - \frac{f}{2s} \right) + k_3 \right], \quad (4.30)$$

unde k_1 , k_2 , k_3 sunt coeficienți adimensionali dependenți de raportul D/d :

$$k_1 = \frac{6}{\pi \ln \frac{D}{d}} \left(1 - \frac{1}{D/d} \right)^2;$$

$$k_2 = \frac{6}{\pi \ln \frac{D}{d}} \left(\frac{D/d - 1}{\ln D/d} - 1 \right);$$

$$k_3 = \frac{3(D/d - 1)}{\pi \ln \frac{D}{d}}.$$

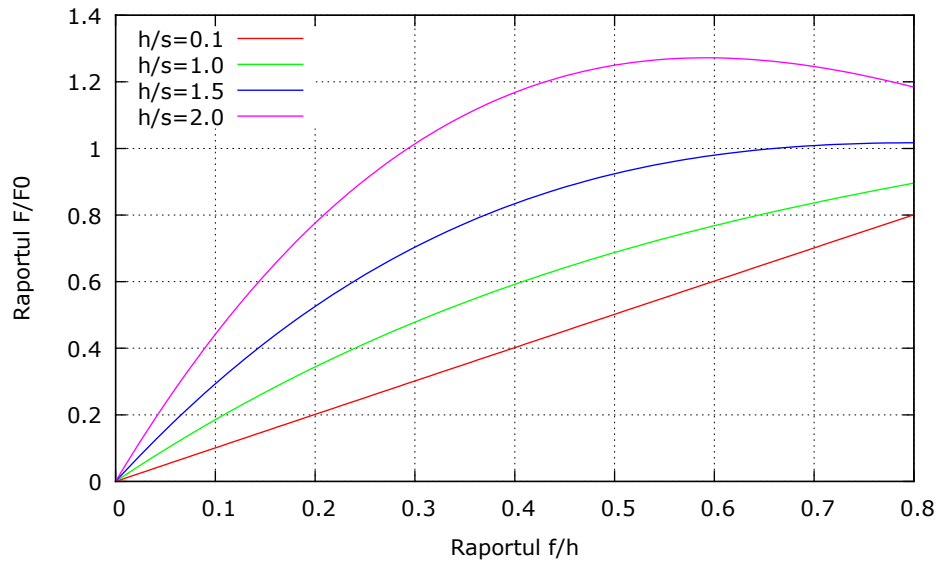


Figura 4.6: Curbe caracteristice pentru arcuri-disc cu diferite rapoarte h/s . Încărcarea arcului F este raportată la sarcina F_0 sub care discul devine plan, iar săgeata f la înălțimea arcului h .

Combinarea discurilor se poate face prin așezarea lor în *pachete* de discuri suprapuse în același sens, în *coloană* prin alternarea poziției discurilor, sau în *coloană de pachete*, combinând primele două variante. Prin așezarea discurilor în *pachete* se obțin arcuri mai rigide. Pentru a obține aceeași săgeată f este necesară o forță mai mare de n ori decât pentru un singur disc, unde n este numărul de discuri din pachet. În cazul *coloanelor*, se obțin arcuri mai elastice, deoarece la aceeași forță F , săgeata crește de n ori.

4.6 Arcul bară de torsiune

Aceste arcuri sunt formate din bare drepte solicitate la torsiune prin aplicarea unor momente la capete. Barele de torsiune sunt folosite în numeroase aplicații cum ar fi: suspensia automobilelor (bara stabilizatoare), la cuplajele elastice cu jocuri torsionale, la aparate de măsură, etc.

Pentru a se putea aplica momentele de torsiune la capete, barele posedă deseori la capătul liber sau la ambele capete, o pârghie de acționare.

Tensiunea maximă ce apare în arcul bară de torsiune este:

$$\tau_{tmax} = \frac{M_t}{\frac{\pi d^3}{16}}, \quad (4.31)$$

unde M_t este momentul de torsiune și d – diametrul secțiunii barei (v.fig. 4.7).

Deformația unghiulară θ se calculează cu relația:

$$\theta = \frac{M_t l}{GI_p}, \quad (4.32)$$

unde l este lungimea barei, G – modulul de elasticitate transversal și $I_p = \frac{\pi d^4}{32}$ – momentul de inerție polar al secțiunii barei.

Caracteristica arcului bară de torsiune este liniară, iar lucrul mecanic înmagazinat este:

$$L = \frac{M_t \theta}{2}. \quad (4.33)$$

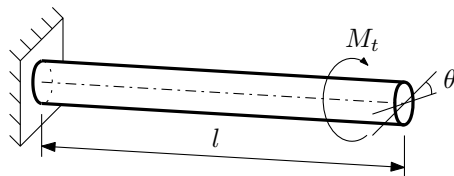


Figura 4.7: Arcul bară de torsiune

4.7 Arcul elicoidal cilindric de compresiune

Arcul elicoidal cilindric este format din sârme sau bare cu secțiune rotundă sau dreptunghiulară, înfășurate în elice pe o suprafață directoare cilindrică.

Contrar aparențelor, arcul elicoidal cilindric de compresiune este solicitat în principal la torsiune și nu la compresiune. Acest fenomen se poate intui dacă ne imaginăm legătura dintre o spiră, de diametru D_m , și axa arcului, unde acționează forța F , ce produce momentul de torsiune $M_t = F \cdot \frac{D_m}{2}$.

În aceste condiții, tensiunea maximă de răsucire din arc este:

$$\tau_{tmax} = \frac{M_t}{W_p} = \frac{FD_m/2}{\pi d^3/16} = \frac{8}{\pi} F \frac{D_m}{d^3}, \quad (4.34)$$

iar tensiunea de forfecare este:

$$\tau_f = \frac{F}{\pi d^2/4} = \frac{4F}{\pi d^2}. \quad (4.35)$$

Săgeata f este distanța cu care se deplasează forța F de-a lungul axei arcului, ca urmare a răsucirii întregii bare de lungime $l = \pi D_m n$ ce formează arcul, unde n este numărul spirelor active.

$$f = \frac{D_m}{2} \theta = \frac{D_m}{2} \frac{M_t l}{GI_p}. \quad (4.36)$$

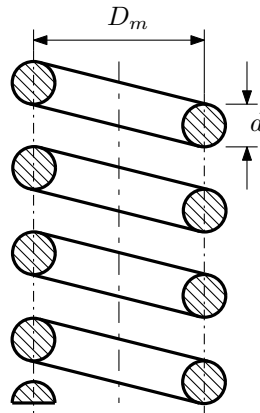


Figura 4.8: Arcul elicoidal cilindric de compresiune

Făcând înlocuirile $M_t = FD_m/2$ și $l = \pi D_m n$, rezultă:

$$f = 8F \frac{D_m^3 n}{Gd^4}. \quad (4.37)$$

Din relația anterioară se poate determina foarte simplu rigiditatea arcului:

$$k = \frac{F}{f} = \frac{G}{8} \frac{d^4}{D_m^3 n}. \quad (4.38)$$

Capitolul 5

Osii și arbori

5.1 Introducere

Osiile și arborii sunt organe ale mișcării de rotație. *Arborii* sunt organe de mașini cu mișcare de rotație, destinate să transmită un moment de torsiune în lungul axei lor și să susțină piesele între care se transmite acest moment.

Arborii sunt prezenți în aproape toate sistemele mecanice cu componente în mișcare. În situațiile cele mai simple, singurul rol al arborilor este de a transmite momentul de torsiune de la mașina motoare la mașina de lucru. Deseori arborii susțin alte organe de rotație cum ar fi: roți dințate, roți de curea sau de lanț.

Arborii pot fi părți integrante ale mașinii motoare (arborele motorului electric sau arborele cotit al motorului cu ardere internă) sau pot fi de sine stătători, fiind legați de alți arbori prin cuplaje.

Rezemarea arborilor pe lagăre se poate face în diverse configurații posibile, cum ar fi: simplu rezemați între lagăre sau montați în consolă.

Osiile sunt organe similare arborilor cu excepția faptului că nu transmit momente de torsiune, ele fiind destinate numai să susțină piese aflate în mișcare de rotație. Osiile pot fi *rotitoare* sau *fixe* și sunt folosite în general ca organe de rulare pentru vehicule (vagoane, remorci auto, etc).

5.2 Materiale și tehnologie

Alegerea materialului din care se execută arborii este determinată de factori precum: tipul arborelui, condițiile de rezistență și rigiditate impuse, modul de rezemare, natura organelor montate pe arbore (roți fixe, roți baladoare, etc). În general arborii sunt fabricați din oțel-carbon laminat la rece sau la cald, iar pentru cazurile unde este necesară rezistență sporită, se folosesc

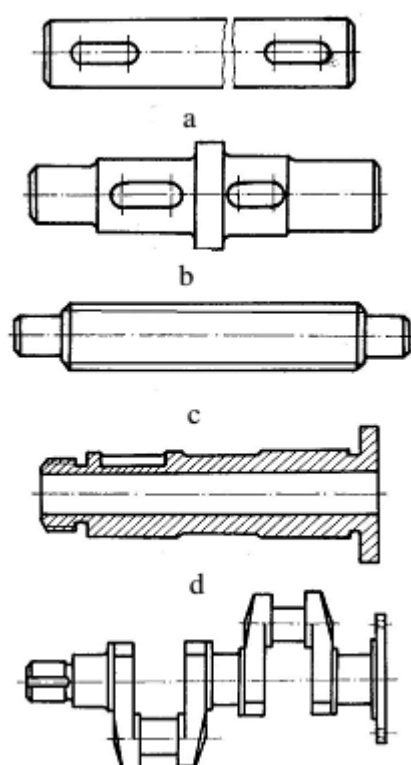


Figura 5.1: Câteva tipuri constructive de arbori

oțeluri-carbon de calitate sau oțeluri aliate. Oțelul-carbon laminat la rece se folosește pentru arborii de diametre reduse (<100 mm) în timp ce, oțelul laminat la cald se folosește pentru arborii cu diametre mai mari. Oțelul laminat la rece este mai rezistent dar prezintă tensiuni reziduale de suprafață, ceea ce este un dezavantaj, întrucât la prelucrarea prin așchiere pentru canale de pană, salturi de diamteru ș.a.m.d., tensiunile reziduale locale sunt eliberate, cauzând deformații ale arborelui.

După operațiunea de laminare la cald, arborii trebuie strunjiți pentru îndepărtarea stratului exterior de carbură. În cazul laminării la rece, arborii se strunjesc numai pe tronsoanele de interes unde sunt prevăzute toleranțe sau rugozitate controlate, cum ar fi de exemplu zonele de montaj pentru rulmenți.

Ca semifabricate, pentru arborii de dimensiuni mici și medii, se folosesc laminate rotunde, iar la producția de serie semifabricate matrițate. Pentru arborii de dimensiuni mari se folosesc semifabricate forjate sau turnate.

Arborii se prelucrează prin strunjire, suprafețele fusurilor și ale canelurilor, urmând să se rectifice.

Arborii copleși și arborii grei se execută prin turnare sau forjare din fontă cu grafit nodular sau din fontă modificată, care conferă arborilor sensibilitate mai redusă la concentratorii de tensiuni, proprietăți antifricțiune și de amortizare a șocurilor și vibrațiilor, concomitent cu avantajul unor economii de material și de manoperă. Se poate folosi și fonta maleabilă perlitică, fonta aliată sau oțelul turnat.

5.3 Elemente privind calculul arborilor

5.3.1 Solicitățile arborilor

Arborii sunt în principal solicitați la *torsiune* datorită momentului de transmis și la încovoiere dacă există forțe perpendiculare pe axa arborilor, produse de organele de rotație montate pe aceștia (roți dințate, de curea, etc). În plus, arborii mai pot fi solicitați la întindere-compresiune și forfecare.

Caracterul solicitărilor poate fi static sau variabil, dar în general arborii supuși la încovoiere, sunt solicitați alternant-simetric, astfel încât orice punct de pe arbore va trece de la compresiune la întindere și invers, la fiecare rotație a arborelui. De aceea, chiar și pentru arborii încovoiți de forțe statice, trebuie efectuate calcule de verificare la *oboseală*.

În general, se consideră că tensiunea de încovoiere variază după un ciclu alternant-simetric ($\sigma_m = 0$ și $R = -1$); tensiunea de răsucire după un ciclu pulsator ($\tau_{min} = 0$ și $R = 0$) sau constant, în funcție de regimul de funcționare.

5.3.2 Puterea transmisă

Puterea transmisă de arbore se determină cu ajutorul principiilor de bază ale mecanicii Newtoniene: puterea este egală cu produsul dintre moment și viteza unghiulară.

$$P = M_t \cdot \omega \quad (5.1)$$

Dacă se cunosc puterea și turația, momentul de torsiune se poate calcula cu relația:

$$M_t = \frac{30}{\pi} \cdot 10^6 \frac{P}{n} \quad [\text{MPa}], \quad (5.2)$$

unde P este în kW și n în rot/min.

5.3.3 Criterii de calcul

Pentru a preîntâmpina funcționarea defectuoasă a arborelui în cadrul transmisiei mecanice din care face parte, sau chiar a scoaterii din uz a acestuia, este necesar ca arborele să fie suficient de rezistent, pentru a putea prelua tensiunile de interior și de suprafață, să aibă forme constructive care să împiedice oboseala materialului, să fie suficient de rigid, pentru a limita deformațiile de încovoiere și torsionale și să nu funcționeze în regim de rezonanță.

În consecință, calculul arborilor constă din:

- calculul de rezistență (calculul de predimensionare și calculul la solicitări compuse);
- calculul la solicitări variabile (la oboseală);
- calculul la deformații (calculul săgeților și a unghiurilor de înclinare din lagăre, calculul unghiului de răsucire);
- calculul la vibrații (calculul turației critice).

5.3.4 Forțe care încarcă arborii și punctele lor de aplicație

În calcule, arborele este înlocuit cu o grindă pe două sau pe mai multe reazeme, asupra căreia acționează forțe exterioare, provenite de la roțile de transmisie montate pe acesta, și forțe de reacțiune din lagăre.

Forțele exterioare se consideră ca forțe concentrate ce acționează în plane normale pe axa arborelui sau sunt paralele cu axa arborelui. Acestea se transmit arborelui fie direct, prin contactul dintre butuc și arbore, fie indirect, prin intermediul unui element suplimentar (pană pentru forțele tangențiale sau inel de sprijin pentru forțele axiale).

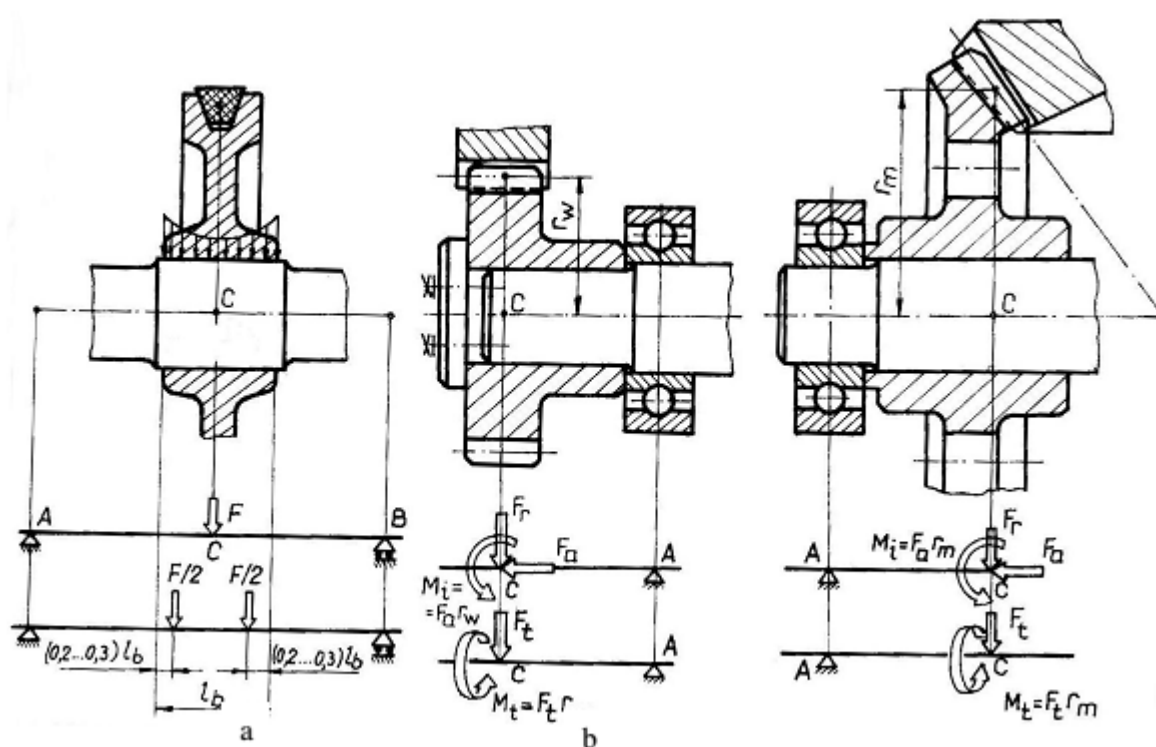


Figura 5.2: Forțele exterioare considerate ca forțe concentrate în calculul arborilor

Pentru simplificarea calculului, acțiunea organului susținut asupra arborelui se înlocuiește, în schema de calcul a acestuia, prin sarcini concentrate, obținute prin reducerea la axa arborelui a forțelor exterioare provenite de la roțile de transmisie. Reducerea se face în punctul de intersecție al planului normal la axă – planul în care acționează forțele exterioare radiale și tangențiale – cu axa arborelui (v. fig. 5.2).

Pentru calcule mai precise, forțele exterioare normale pe axa arborelui se pot modela prin două sarcini concentrate, ca în figura 5.2 a, la distanța $(0,2 \dots 0,3)l_b$ față de marginea butucului; la această schematizare, forțele concentrate se vor considera mai aproape de margine în cazul butucilor rigizi și montați cu strângere și mai departe pentru butucii elastici și montați cu joc.

Forțele exterioare care acționează asupra arborilor sunt dispuse după direcții diferite, fapt care duce la solicitarea arborelui la încovoiere în plane diferite. Pentru simplificarea stabilirii diagramelor de momente încovoietoare, se recomandă descompunerea tuturor forțelor în componente care produc

solicitarea arborelui la încovoiere în două plane perpendiculare.

Forțele de reacțiune din lagăre rezultă din interacțiunea arborelui cu organele pe care se reazemă. Acestea se consideră, de asemenea, în schemele de calcul, sub forma unor sarcini concentrate, aplicate în punctele de rezemare ale arborelui.

În cazul lagărelor cu rulmenți, reazemele se consideră amplasate astfel:

- la mijlocul lățimii rulmentului, pentru lagăre cu rulment radial cu bile sau role cilindrice (fig.5.3 b), cu rulment radial oscilant cu bile sau cu role butoi pe două rânduri sau cu rulment radial-axial cu bile pe două rânduri;
- la intersecția normalei la suprafața de contact dintre corpurile de rostogolire și inelul exterior al rulmentului cu axa arborelui, pentru lagărele cu un rulment radial-axial cu bile sau cu role conice (fig.5.3 c); distanța a este dată în catalogul de rulmenți;
- la mijlocul lățimii rulmentului radial cu role cilindrice, pentru lagărele cu doi rulmenți (radial cu bile și radial cu role cilindrice), la care rulmentul radial cu bile preia numai sarcina axială, iar rulmentul radial cu role cilindrice preia sarcina radială (fig.5.3 d);
- într-un punct situat la cota a față de mijlocul distanței dintre rulmenți, spre rulmentul din interiorul lagărului, pentru lagărele cu doi rulmenți radial-axiali cu bile sau cu role conice, montați în O (fig.5.3 e); distanța a este funcție de forțele din lagăr;
- la mijlocul distanței dintre rulmenți, pentru lagărele cu doi rulmenți radial-axiali cu bile sau cu role conice, montați în X (fig.5.3 f).

În funcție de diametrul obținut la predimensionare, de numărul și dispunerea roților de transmisie, de tipul lagărelor și de modul de fixare axială a roților, se stabilesc diametrele diferitelor trepte și lungimile acestora, distanțele dintre reazemele arborelui și dintre punctele de aplicație ale forțelor exterioare și de reacțiune, întocmindu-se schița arborelui, precum și schema de calcul a acestuia. Un exemplu în acest sens, pentru arborele intermediar al unui reductor cilindric cu două trepte, este prezentat în figura 5.4.

5.3.5 Calculul de predimensionare

Predimensionarea arborilor se realizează din condiția de rezistență la torsiune, folosind o rezistență admisibilă convențională, pentru a se ține seama, în acest fel, și de existența altor solicitări (încovoiere, tracțiune sau compresiune).

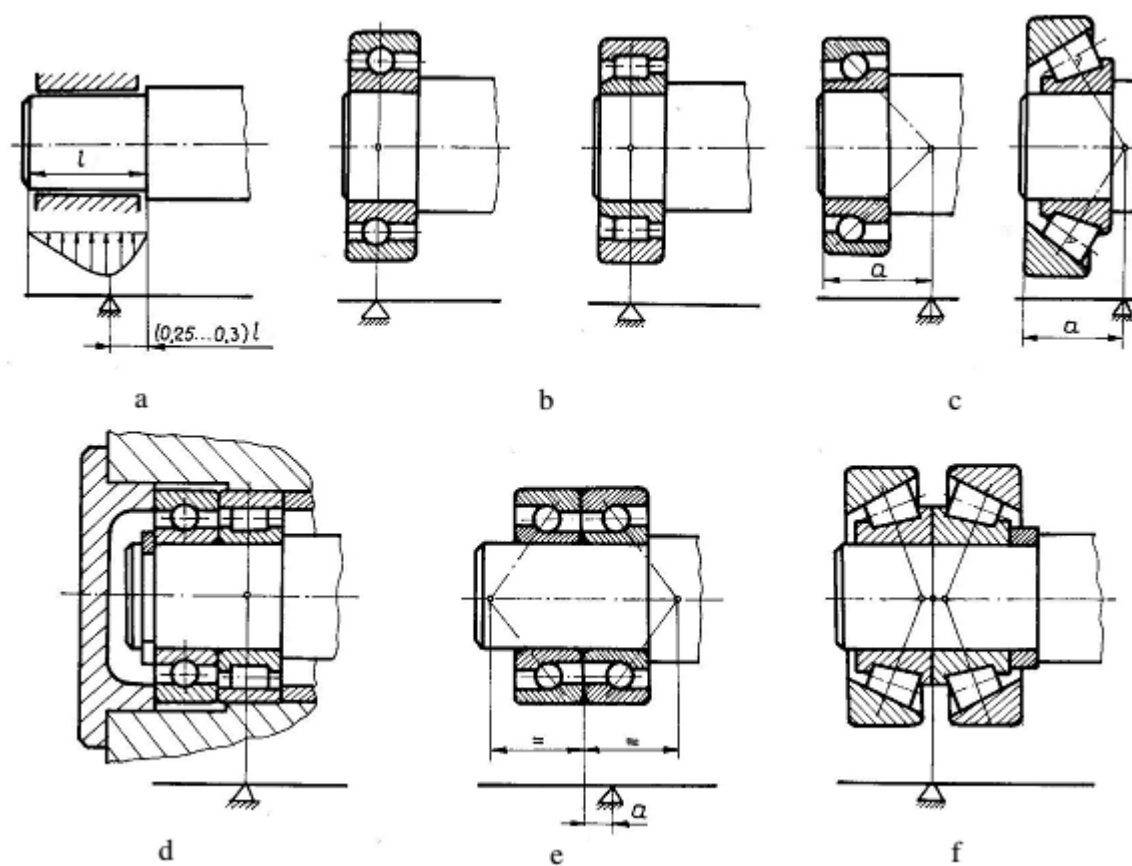


Figura 5.3: Punctele de aplicație a forțelor de reacțiune din reazemele cu rulmenți

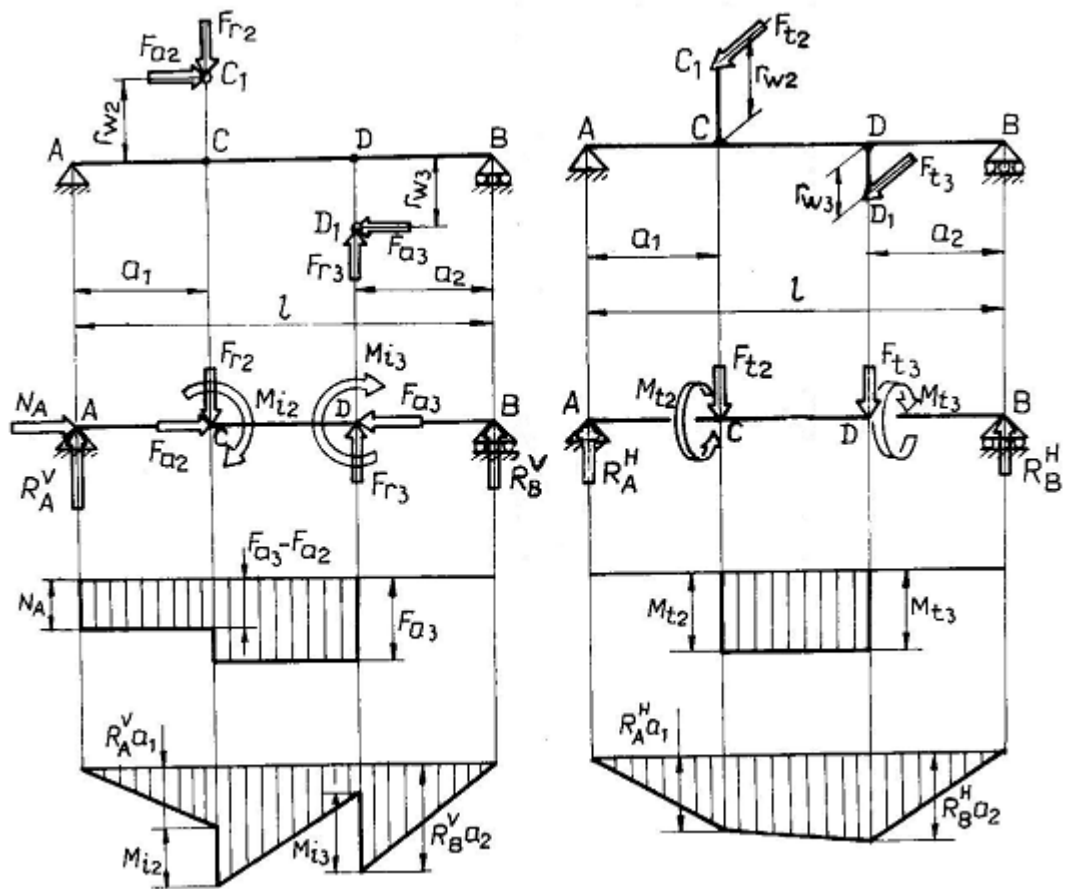


Figura 5.4: Exemplu de considerare a forțelor de încărcare și de reacțiune pentru arborele intermediar al unui reductor cilindric

Din relația care definește condiția de rezistență la torsiune, se obține diametrul arborelui:

$$d = \sqrt[3]{\frac{16M_t}{\pi\tau_{at}}}, \quad (5.3)$$

unde: M_t este momentul de torsiune; τ_{at} – rezistența admisibilă la torsiune; d – diametrul arborelui.

Pentru oțelurile obișnuite, întrebuințate frecvent în construcția arborilor, se recomandă $\tau_{at} = 15 \dots 45$ MPa, valorile superioare alegându-se pentru arbori scurți (la care solicitarea de încovoiere are pondere mai mică), iar valorile inferioare pentru arborii mai lungi.

La întocmirea schiței arborelui, diametrul rezultat din calculul de predimensionare se consideră în dreptul porțiunii de calare a roții pe arbore (sau lângă pinion, dacă acesta este corp comun cu arborele).

Dacă deformația unghiulară este limitată funcțional, calculul de predimensionare constă în determinarea diametrului minim al arborelui pentru o anumită deformație unghiulară admisibilă:

$$\theta = \frac{M_t l}{GI_p} \quad (5.4)$$

$$d = \sqrt[4]{\frac{32M_t l}{\pi G \theta_a}} \quad (5.5)$$

Dacă nu există restricții speciale, deformația unghiulară admisibilă se poate considera astfel:

$$\theta_a = \left(\frac{1}{4} \dots \frac{1}{2}\right) \text{ } ^\circ/m \quad \text{pentru arbori obișnuiți}$$

$$\theta_a = 5' / m \quad \text{pentru arbori de mașini unelte.}$$

5.3.6 Calculul la solicitări compuse

Calculul la solicitări compuse reprezintă calculul de rezistență de bază al arborilor și constă în verificarea (sau dimensionarea) acestora, în secțiunile cu solicitări maxime (secțiunile periculoase), în scopul evitării ruperii statice.

Pentru calculul la solicitări compuse, în cazul în care asupra arborelui acționează forțe care îl solicită la încovoiere în plane diferite, se întocmesc scheme de calcul separate pentru cele două plane de solicitare. De regulă, cele două plane de solicitare perpendiculare sunt planul orizontal și cel vertical.

Pe baza schemelor de calcul, se determină reacțiunile din reazeme, se trasează diagramele de variație ale momentelor încovoietoare, de torsiune

și a forțelor axiale și se stabilesc secțiunile cu solicitări maxime, în care se calculează momentul încovoietor rezultat – prin însumarea vectorială a momentelor încovoietoare din cele două plane de solicitare.

Solicitările principale care se iau în considerare sunt solicitările de torsiune și încovoiere, iar atunci când forțele axiale au valori însemnate (în cazul angrenajelor cilindrice cu dantură înclinată, a angrenajelor conice sau melcate), se consideră și solicitarea de tracțiune-compresiune.

Tensiunile care apar datorită acestor solicitări – σ_i pentru încovoiere, $\sigma_{t,c}$ pentru tracțiune-compresiune și τ_t pentru torsiune – se compun după una din teoriile de rupere (de regulă, teoria a III-a), tensiunea echivalentă σ_e fiind dată de relația:

$$\sigma_e = \sqrt{(\sigma_i + \sigma_{t,c})^2 + 4(\alpha\tau_t)^2}, \quad (5.6)$$

unde α este un coeficient care ține seama de modul de variație, după cicluri diferite, a tensiunilor de încovoiere și torsiune, transformând solicitarea de torsiune, constantă sau pulsatorie, într-o solicitare alternant simetrică. Valorile acestui coeficient se determină în funcție de natura ciclurilor de variație a tensiunilor de încovoiere și torsiune și de rezistențele admisibile la încovoiere ale materialului arborelui, corespunzătoare ciclurilor respective de solicitare. Astfel:

$$\alpha = \frac{\sigma_{ai III}}{\sigma_{ai I}} \quad \text{pentru moment de torsiune constant}; \quad (5.7)$$

$$\alpha = \frac{\sigma_{ai III}}{\sigma_{ai II}} \quad \text{pentru moment de torsiune pulsator}; \quad (5.8)$$

$$\alpha = \frac{\sigma_{ai III}}{\sigma_{ai III}} = 1 \quad \text{pentru moment de torsiune alternant-simetric}. \quad (5.9)$$

Indicii rezistențelor admisibile (I, II și III) reprezintă modul de variație a solicitărilor: sarcină constantă (I), sarcină pulsatorie (II), respectiv sarcină alternant-simetrică (III).

Pentru verificarea arborelui la solicitări compuse, se calculează, în secțiunile periculoase, cu relațiile cunoscute, tensiunile efective de încovoiere, tracțiune-compresiune și, respectiv, torsiune, iar apoi se calculează tensiunea echivalentă și se compară cu rezistența admisibilă la încovoiere, pentru ciclul alternant simetric:

$$\sigma_e \leq \sigma_{ai III}.$$

Dacă în urma calculelor reiese că arborele nu rezistă la solicitări, se măresc diametrele acestuia și se reia calculul sau se execută arborele dintr-un material cu proprietăți mecanice superioare.

5.3.7 Calculul la oboseală

Calculul la solicitări variabile (oboseală) este un calcul de verificare, care constă în determinarea unui coeficient de siguranță, în secțiunile în care există concentratori de tensiuni (canale de pană, caneluri, salturi de diametre, găuri transversale, filet, ajustaje presate etc), și compararea acestuia cu valorile admisibile, determinate experimental; scopul acestui calcul constă în evitarea ruperii arborelui prin oboseala materialului.

Pentru arborii supuși la solicitări compuse (torsiune și încovoiere), coeficientul global de siguranță la solicitări variabile se calculează în funcție de coeficienții de siguranță parțiali, c_σ la solicitarea de încovoiere și c_τ la solicitarea de torsiune, cu relația:

$$c = \frac{c_\sigma c_\tau}{\sqrt{c_\sigma^2 + c_\tau^2}} \quad (5.10)$$

Coeficienții de siguranță parțiali se calculează cu una dintre metodele date de Rezistența materialelor (metoda Serensen, metoda Soderberg, metoda Buzdugan, etc).

După metoda Serensen, acești coeficienți sunt dați de relațiile:

$$c_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{\beta_{k\sigma}}{\varepsilon_\sigma \gamma_\sigma} \sigma_v} \quad (5.11)$$

$$c_\tau = \frac{\tau_{-1}}{\frac{\beta_{k\tau}}{\varepsilon_\tau \gamma_\tau} \tau_v + \psi_\tau \tau_m}, \quad (5.12)$$

unde

$$\psi_\tau = \frac{2\tau_{-1} - \tau_0}{\tau_0}.$$

Notațiile din relațiile de mai sus reprezintă:

- σ_{-1} și τ_{-1} – rezistențele la oboseală pentru solicitarea de încovoiere, respectiv torsiune, pentru ciclul alternant simetric;
- τ_0 – rezistența la oboseală pentru solicitarea de torsiune, pentru ciclul pulsator;
- τ_m – tensiunea medie a ciclului de solicitare la torsiune;
- σ_v și τ_v – amplitudinile ciclurilor de solicitare la încovoiere, respectiv la torsiune;
- ψ_τ – factor dependent de natura materialului;

- $\beta_{k\sigma}$ și $\beta_{k\tau}$ – coeficienți efectivi de concentrare a tensiunilor în secțiunea considerată, corespunzători solicitării de încovoiere, respectiv de torsiune;
- ε_σ și ε_τ – coeficienți dimensionali, corespunzători solicitării de încovoiere, respectiv de torsiune;
- γ_σ și γ_τ – coeficienți de calitate a suprafeței, corespunzători solicitării de încovoiere, respectiv de torsiune.

Coeficienții $\beta, \varepsilon, \gamma$ sunt coeficienți de corecție, care țin seama de faptul că încercările la oboseală se fac pe epruvete standard, ale căror dimensiuni și prelucrări diferă de cele ale arborilor proiectați și care se execută fără concentratori de tensiuni.

Coeficientul efectiv de siguranță la solicitări variabile se compară cu un coeficient de siguranță admisibil c_a , punându-se condiția: $c \geq c_a$.

Pentru coeficientul de siguranță admisibil, se recomandă valorile: $c_a = 1, 3 \dots 1, 5$ pentru arbori executați din material omogen, cu tehnologie de execuție corectă și la care solicitările sunt precis stabilite.