

## 1. ASAMBLARI DEMONTABILE

### 1.1 Asamblari filetate. Suruburi de miscare

#### 1.1.1 Generalitati

Asamblarile filetate sunt alcatuite, de regula, dintr-un surub si o piulita având rolul solidarizarii (strângerii) anumitor piese; pentru asigurarea împotriva autodesfacerii, asamblarea este prevazuta cu un element de siguranta – o saiba Grower, de exemplu - ca în figura 1.1.

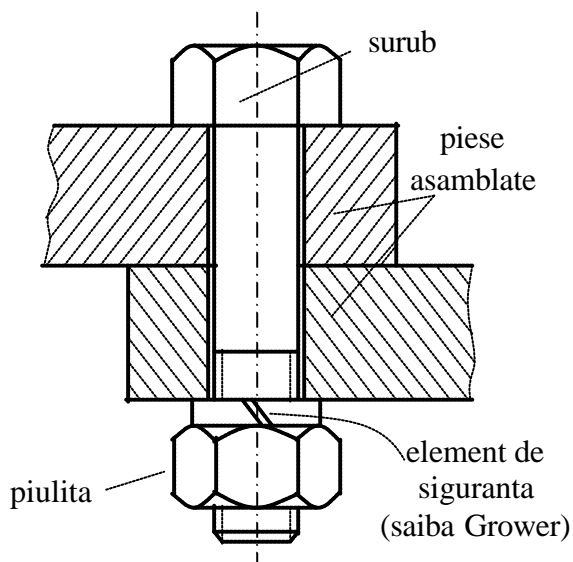


Figura 1.1

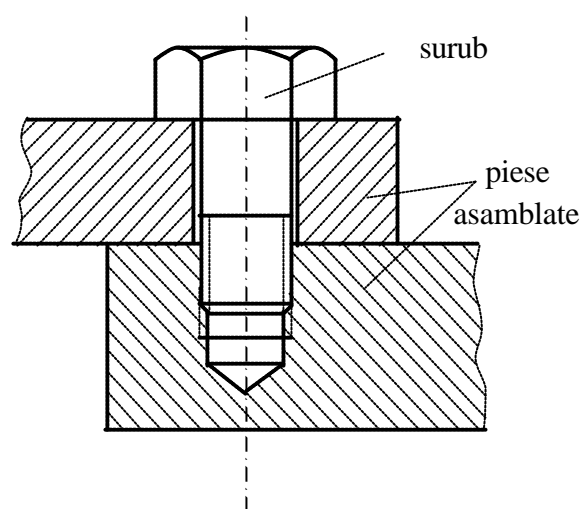


Figura 1.2

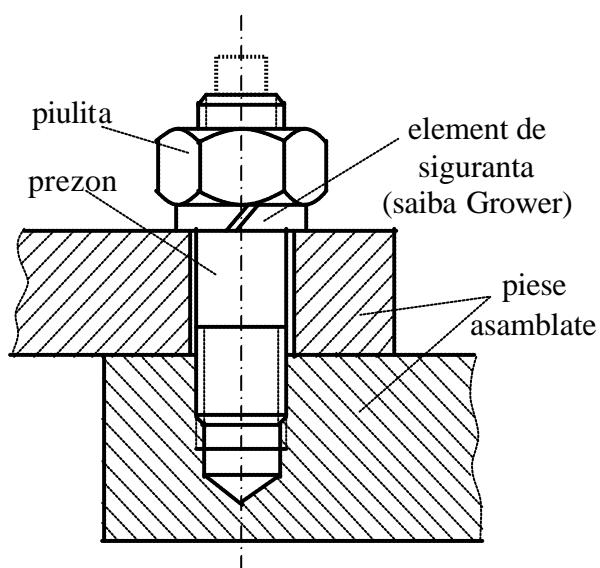


Figura 1.3

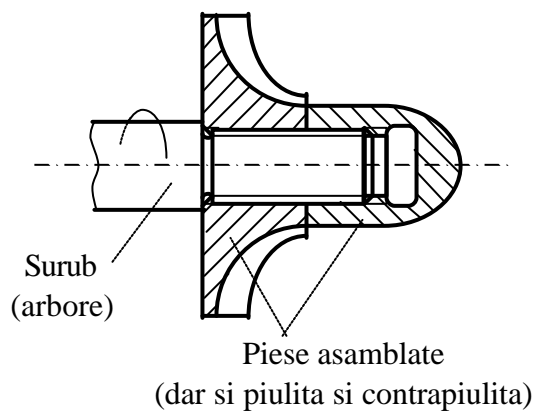


Figura 1.4

În figura 1.2 este prezentata varianta la care lipseste piulita, una dintre piesele strânse având o gaura filetata. Varianta constructiva din figura 1.3 este o combinatie între solutiile constructive deja prezentate; în acest caz surubul este numit prezon. Este evident ca variantele din figurile 1.2 si 1.3 se folosesc atunci când nu este posibil accesul pentru strângerea asamblării decât pe o singura parte. Asamblarea din figura 1.4 are particularitatea ca piesele strânse, pe lângă rolul functional, sunt si piulita, respectiv contrapiulita, sistem care confera asamblării siguranta contra autodesfacerii.

### 1.1.2 Rolul functional al sistemelor filetate

Dupa modul de utilizare a sistemelor filetate, sunt întâlnite numeroase aplicatii, asa cum rezulta din Tabelul 1.1.

Tabelul 1.1

<b>Rol functional</b>	<b>Caracterizare</b>	<b>Exemple Aplicatii</b>
Asamblari de strângere	Fixare	Chiulasa – bloc motor, structuri metalice
	Creare de tensiuni	Tiranti, ambreiaje
	Etansare	Recipienti
Suruburi de reglare a pozitiei	Prin avansul axial al surubului sunt pozitionate repere sau subansambluri	Motorul electric prevazut cu o roata de curea poate fi deplasat prin avansul unui surub, pentru întinderea curelei
Suruburi de miscare	Este realizata transformarea miscarii de rotatie în miscare de translatie sau invers	Suruburi conducatoare la masini-unelte, cricuri, prese cu surub
Amplificatoare de forta	Fiind în esenta o aplicatie a planului înclinat, filetul permite amplificarea fortei aplicate la strângere	Menghine, ventile cu filet, chei reglabile
Suruburi de masurare	Daca pasul este foarte fin si precis, avansul surubului permite materializarea/masurarea unor lungimi	Micrometrul

### 1.1.3 Avantajele asamblarilor filetate

Printre avantajele certe ale sistemelor filetate, în comparatie cu alte asamblari demontabile, pot fi enumerate urmatoarele:

- montare/demontare usoara;
- gabarit redus;
- transmit solicitari foarte mari;
- sunt posibile realizari constructive diverse;
- executie ieftina si usoara;
- posibilitatea transformarii miscarii de rotatie în miscare de translatie si invers.

### 1.1.4 Dezavantajele asamblarilor filetate

Sistemele cu filet prezinta câteva dezavantaje importante de care trebuie sa se tina seama atât la montaj cât si în exploatare:

- tensiuni suplimentare datorita concentratorului de eforturi care este filetul;
- suprasolicitare datorita strângerii necontrolate;
- autodesfacere datorita strângerii insuficiente sau necontrolate;
- randament scazut;
- necesitatea asigurarii contra autodesfacerii.

Dintre neajunsurile prezentate, cel mai important este pericolul ruperii surubului, datorita tensiunilor sporite din tija filetata; filetul este unul dintre cei mai periculosi concentratori de tensiuni.

### 1.1.5 Particularitati constructive

Dupa forma, în sectiune normala, filetul poate fi:

#### 1. **Triunghiular** - cu rol de strângere sau de fixare.

Filetul triunghiular poate fi:

- metric, cu unghiul profilului de  $60^\circ$  (figura 1.5), standardizat prin SR ISO 724-1996 (simbol - M);
- Withworth - în toli, cu unghiul profilului de  $55^\circ$ , pentru asamblarea tevelor fara etansare, standardizat prin STAS 8130-88 (simbol - G);
- Withworth - în toli, cu unghiul profilului de  $55^\circ$ , pentru asamblarea tevelor cu etansare, standardizat prin STAS 402-88 (simbol - R);

Filetul în toli este utilizat, în general, pentru asamblarea tevelor si armaturilor prin care trec fluide sub presiune.

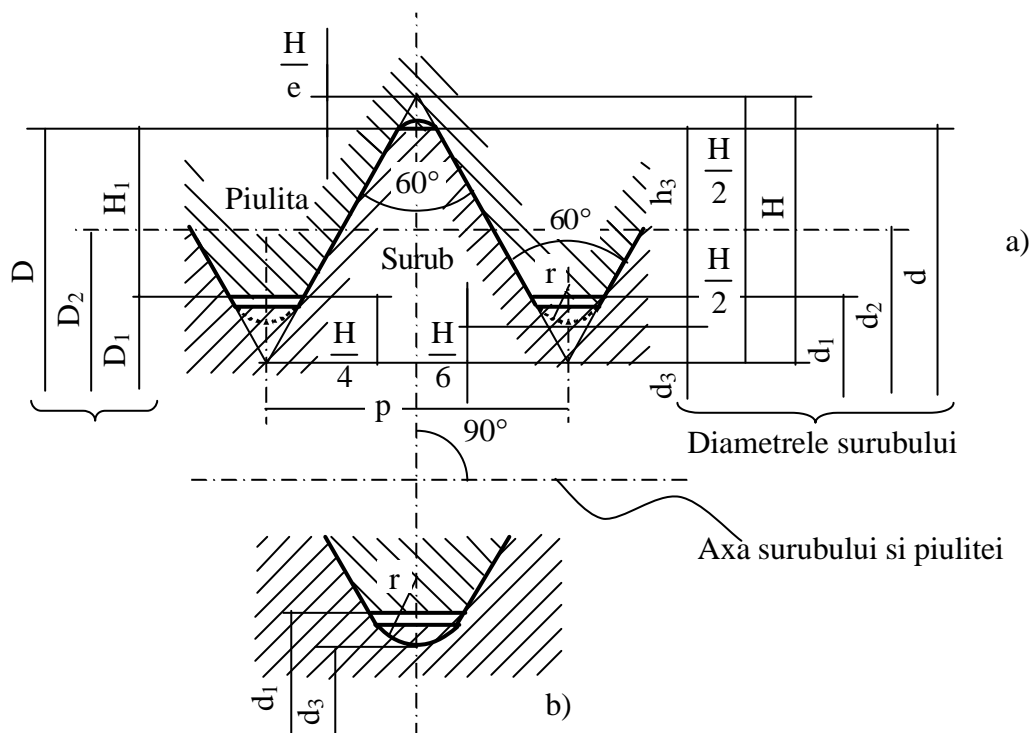


Figura 1.5

#### 2. **Fierastrau**, cu unghiul profilului de $3^\circ$ - pe fata activa si de $30^\circ$ - pe fata opusa, STAS 2234-75 (simbol - S), pentru suruburi de miscare (figura 1.6). Filetul este

caracterizat printr-un randament relativ ridicat, fiind recomandat pentru sarcini aplicate într-un singur sens.

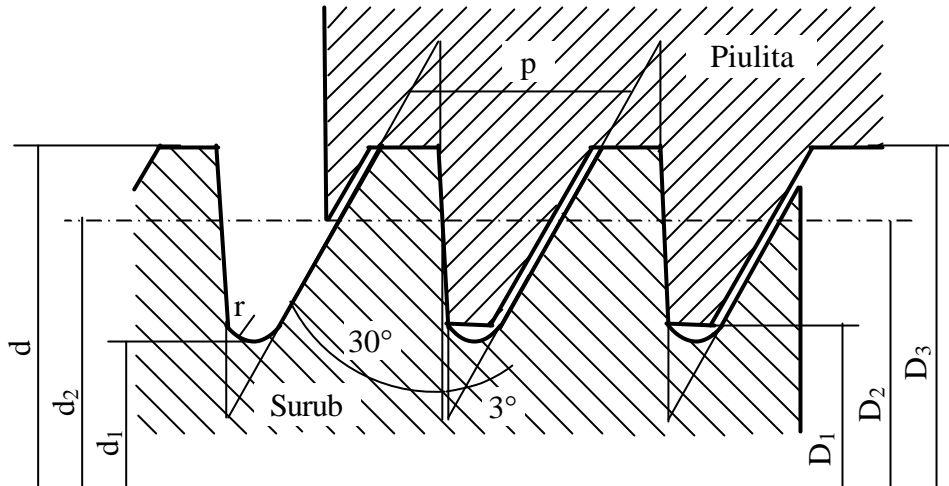


Figura 1.6

3. **Trapezoidal**, cu unghiul profilului de  $30^\circ$  (figura 1.7), STAS 2234-75 (simbol - Tr) – pentru suruburi de miscare la care încarcarea poate fi aplicata în dublu sens.

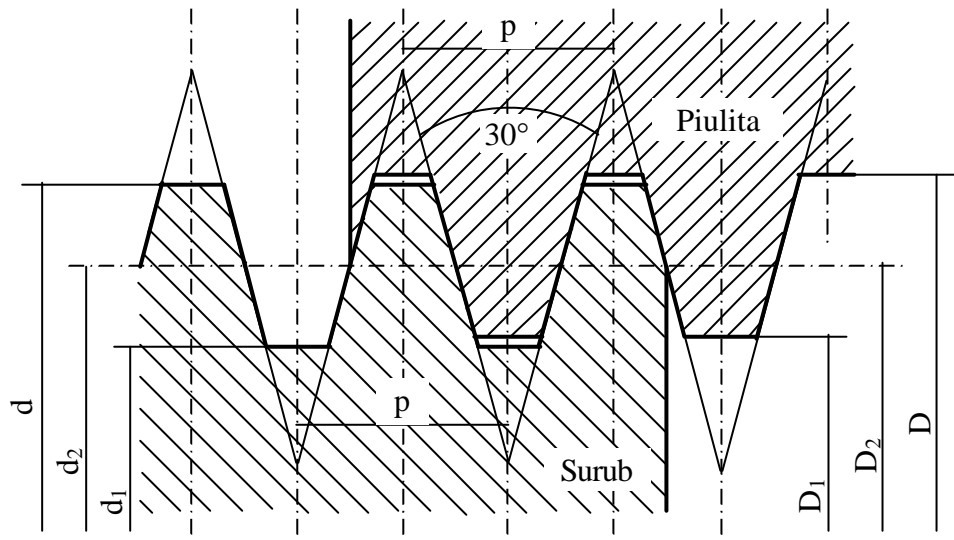


Figura 1.7

4. **Rotund**, filet format din arce de cerc (figura 1.8), STAS 668-86 (simbol – Rd). Se utilizeaza la cuplele garniturilor de cale ferata, datorita faptului ca prezinta un foarte mic concentrator de tensiuni si ca nu se blocheaza chiar în conditii dificile de mediu: praf sau umezeala. Tot filet rotund este si filetul Edison (simbol – E) utilizat la socluri si dulii. Filetul rotund este caracterizat printr-o foarte usoara manevrabilitate.
5. **Patrat**, filet cu profilul spirei patrat (figura 1.9). Are randamentul mare; frecarea si uzura sunt reduse. Se foloseste pentru suruburi de miscare (masini-unelte). Dupa finetea pasului exista filete cu:

- filet cu pas mic (fin);
- filet cu pas normal;
- filet cu pas mare.

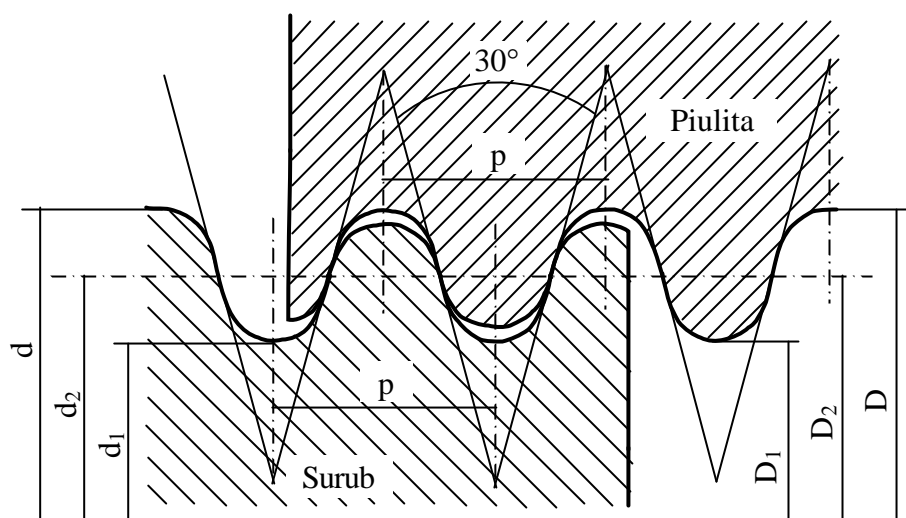


Figura 1.8

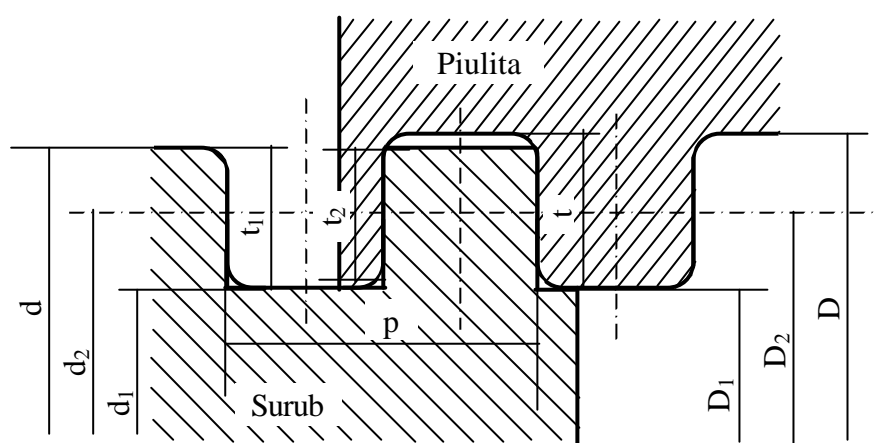


Figura 1.9

Este evident ca, în cazul filetului cu pas mare, randamentul cuplei cinematice este ridicat, dar apare pericolul desurubării sub sarcină. În acest caz, asamblarea trebuie prevăzută cu mijloace de autoblocare.

După sensul de înfășurare există:

- filet pe dreapta;
- filet pe stânga.

Cele mai des întâlnite sunt filetele “pe dreapta” ușor manevrabile, prin obișnuintă. Pentru evitarea utilizării buteliilor de aragaz de către copii, de exemplu, robinetele respective au filet “pe stânga”.

De obicei, filetul se înfășoară pe corpuri cilindrice; pentru capetele țevelor din industria petrolieră se realizează un filet înfășurat pe suprafețe tronconice, pentru asigurarea condițiilor de etanșeitate.

### 1.1.6 Elemente geometrice

Elementul comun al asamblarilor filetate este filetul. Filetul reprezinta o nervura înfășurata, de regula, pe un cilindru, dupa o elice – la exterior pe surub si la interior pentru piulita. Contactul dintre spirele filetului surubului si piulitei este direct si fortat, asamblarea fiind o cupla cinematica inferioara de clasa a V-a. Deplasarea piulitei pe spirele surubului este echivalenta cu ridicarea unei sarcini pe un plan înclinat. În figura 1.10 pasul elicei a fost notat cu  $p$ ; notatiile pentru diametrele caracteristice surubului sunt, de regula:  $d_3$  – interior,  $d_2$  – intermediar si  $d$  – exterior.

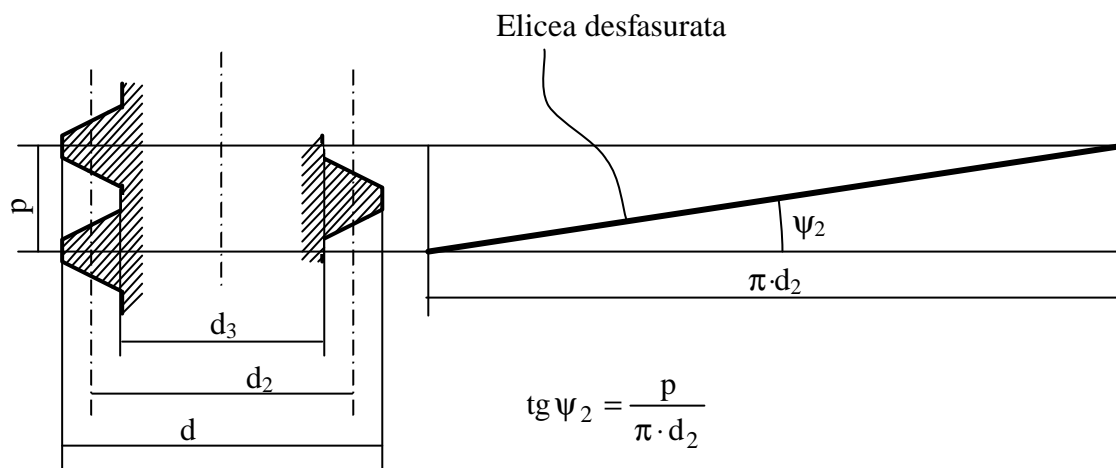


Figura 1.10

### 1.1.7 Materiale si tehnologie

Pentru solicitari reduse si pentru utilizari de mica importanta se recomanda: OL 37, OL 42 (STAS 500-80, mai ales daca prelucrarea se face prin rulare.

În cazul solicitarilor medii – OL 50 sau OL 60 (STAS 500-80), dar si OLC 35, OLC 45 cu tratament termic de îmbunatatire (STAS 880-80).

Pentru solicitari ridicate si importanta deosebita (suruburi pentru industria de aviatie si la constructia automobilelor) se folosesc oteluri aliate: 45 Cr 10, 33 Mo Cr 11 (STAS 7991-80).

În cazul în care suruburile sunt expuse coroziunii, respectiv temperaturilor înalte se utilizeaza oteluri inoxidabile ca de exemplu 10 Cr 130-90 (STAS 3583-87), respectiv 12 Ni Co Cr 250 (STAS 11523-80).

Aliajele speciale - Am58, Al-Mg sunt potrivite pentru suruburi care sunt utilizate la aparatura electrotehnica.

Piulitele se executa din otel fosforos (OLF) STAS 8949-82, OLC 35, bronzuri si fonte antifriciune.

Tehnologia suruburilor este aleasa în functie de seria de fabricatie si de precizia necesara asamblarii. Exista, astfel, urmatoarele posibilitati tehnologice:

- Executie manuala: tarod pentru piulita, filiera pentru surub;
- Filetare pe strung – cutite normale sau cutite-disc-circulare care pot avea unul sau mai multe vârfuli active. Dezavantajul metodei este dat de uzura sculei care altereaza, la prelucrari multiple, geometria filetului.

- Filetarea prin frezare – cu freze disc sau freze pieptene. Fiind foarte productiva, se foloseste pentru degrosarea filetelor adânci la care urmeaza finisarea pe strung. Pe masina de frezat, finisarea ar fi imprecisa datorita vibratiilor.
- Filetarea prin vârtej utilizeaza masini speciale cu scule rotitoare cu turatii de 1000 ÷ 3000 rot/min, piesa - semifabricatul rotindu-se cu 100 ÷ 300 rot/min. Deoarece centrul de rotatie al cutitului nu coincide cu cel al piesei (figura 1.11), nu se detaseaza o aschie continua ci aschii scurte, subtiri. Din acest motiv nu se produce încălzirea excesiva a sculei, iar precizia este ridicata si productivitatea la fel.

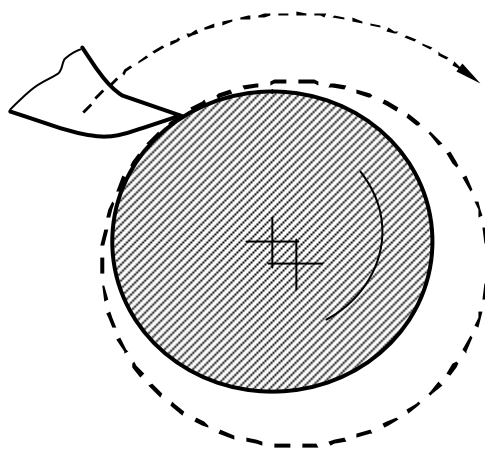


Figura 1.11

- Rectificarea filetelui – în special la filete cu profil înalt – filete de miscare sau pentru suruburile motoarelor de avion. Rectificarea se face cu pietre abrazive disc sau pieptene.
- Filetarea prin rulare – filetul este imprimat prin refularea partiala a materialului semifabricatului. Se folosesc role de otel care au ca profil negativul filetelui. Surubul astfel rulat are o rezistenta mai mare la oboseala, „fibrajul” lui nefiind sectionat ca la strunjire (figura 1.12).



Figura 1.12

### 1.1.8 Randamentul cuplei cinematice surub – piulita

Asa cum s-a aratat în lucrarea [1], randamentul filetelui fierastrau este superior randamentului filetelui trapezoidal, pentru ca acesta are un coeficient de frecare mai mic:  $\mu < \mu'$ .

Figura 1.13 ilustreaza variatia randamentului cuplei, în raport cu unghiul mediu al elicei filetelui. Se remarca faptul ca, la unghiuri  $\psi_2$  reduse, este îndeplinita conditia de autofrânare, dar randamentul este extrem de scazut. Peste unghiuri  $\psi_2$  mai mari de  $25^\circ$  prelucrarea este dificila si uzura sculei prelucratoare este intensa.

Punând condiția  $\frac{d\eta}{d\Psi_2} = 0$ , rezulta ca funcția  $\eta(\Psi_2)$  are un maxim pentru  $\Psi_2 = \frac{\pi}{4} - \frac{\varphi'}{2}$  adică, pentru valori obișnuite  $\varphi' = 6 \dots 8^\circ$ ; rezulta ca randamentul este maxim pentru un unghi de înfășurare  $\Psi_2 = 41 \dots 43^\circ$ . Tehnologic însă, realizarea unor filete cu astfel de unghiuri este dificilă datorită uzurii ridicate a sculelor.

Dacă se impune condiția de autofrânare  $\Psi_2 = \varphi$ , rezulta ca

$$\eta = \frac{\operatorname{tg} \Psi_2}{\operatorname{tg} 2\Psi_2} = \frac{\operatorname{tg} \Psi_2}{2 \cdot \operatorname{tg} \Psi_2} = \frac{1 - \operatorname{tg}^2 \Psi_2}{2} \leq 0,5 \quad (1.1)$$

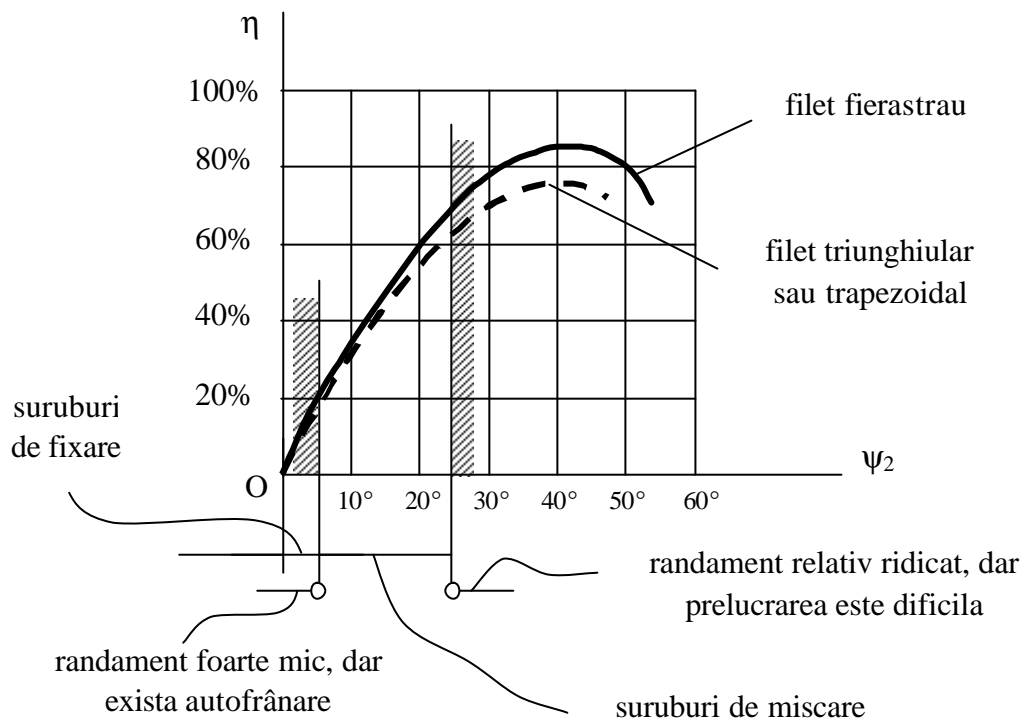


Figura 1.13

Ca urmare, la  $\Psi_2 = 41^\circ$ , chiar dacă momentul de frecare ar fi nul, tot nu se poate ajunge la randament superior.

### 1.1.9 Solicitari principale în tija surubului

#### 1.1.9.1 Suruburi de strângere

Tija surubului de strângere (figura 1.1) este solicitată, în principal, la tracțiune de forța de strângere  $F$ ; pe lângă această solicitare se mai produce și răsucirea cu momentul  $M_{t2}$ , datorită frecării dintre spirele piulitei și ale surubului în procesul însurubării. Ca urmare, relațiile de verificare a tije la solicitare compusă, statică, sunt



$$\sigma_t = \frac{F}{\frac{\pi}{4} \cdot d_3^2} \quad (1.2)$$

$$\tau_t = \frac{M_{12}}{\frac{\pi}{16} \cdot d_3^3} \quad (1.3)$$

$$\sigma_{ech} = \sqrt{\sigma_t^2 + 4\tau_t^2} \leq \sigma_{at} \quad (1.4)$$

Cu  $M_{12}$  a fost notat momentul de însurubare care include frecarea dintre spirele surubului și piulitei [1].

Pentru dimensionare, relația 1.2 devine

$$d_{3 \text{ necesar}} = \sqrt{\frac{4 \cdot \gamma \cdot F}{\pi \cdot \sigma_{at}}} \quad (1.5)$$

Coeficientul  $\gamma$  ține cont de existența torsiunii. Pentru dimensionare se aleg valori în intervalul  $\gamma = 1,05 \dots 1,5$ .

### 1.1.9.2 Suruburi de miscare

Pentru exemplificare, se face calculul de verificare a tijei unui surub de miscare al unei prese (figura 1.14).

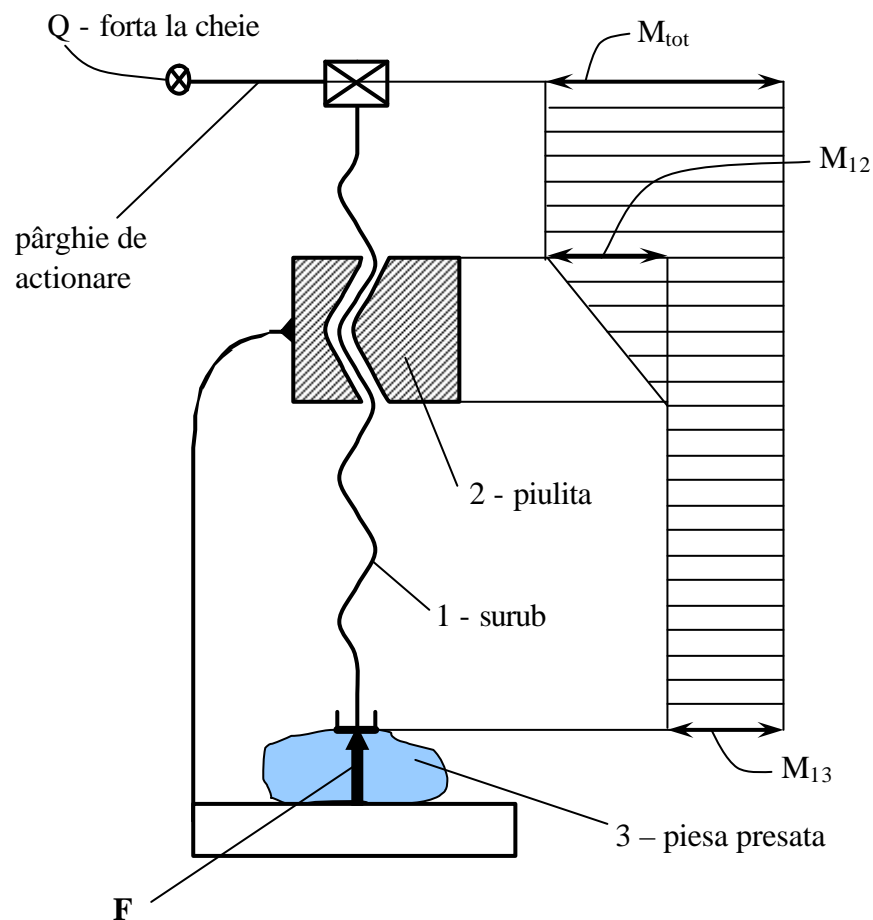


Figura 1.14

Momentul de frecare dintre capul surubului rotitor și piesa presată este  $M_{13}$ , iar momentul de frecare cu piulita, la strângerea surubului este  $M_{12}$ . La cheie, adică la capatul pârghiei de acționare, se va aplica momentul total  $M_{tot}$ .

Solicitarile tijei sunt, în acest caz, compresiunea  $\sigma_c$  dată de forța  $F$  și răsucirea  $\tau_t$ , dată de momentul total care se produce pe partea superioară a surubului, conform diagramei particulare prezentate în figura.

$$\sigma_c = \frac{F}{\frac{\pi}{4} \cdot d_3^2}; \quad \tau_t = \frac{M_{12} + M_{13}}{\frac{\pi}{16} \cdot d_3^3} \quad (1.6)$$

$$\sigma_{ech} = \sqrt{\sigma_c^2 + 4\tau_t^2} \leq \sigma_{ac} \quad (1.7)$$

Pentru dimensionarea preliminară, calculul se face ca la paragraful anterior, cu forța de calcul  $F_c$  care ține cont de existența torsiunii din tija filetată.

$$F_c = \gamma \cdot F; \quad \gamma = 1,05 \dots 1,5. \quad (1.8)$$

Diametrul aflat la predimensionare se majorează, pentru ca tija să reziste și la flambaj; oricum, această verificare suplimentară se impune la toate suruburile dispozitivelor de strângere și de ridicare solicitate la compresiune.

### 1.1.10 Solicitarile filetului

Ipotezele de calcul general acceptate sunt:

- sarcina este repartizată uniform pe numărul  $z$  al spirelor în contact;
- sarcina este uniform repartizată în lungul unei spire;
- spira se consideră a fi o *placă plană* înelată încadrată în tija surubului, respectiv în corpul piulitei, fără a se ține cont de înclinarea elicei dată de unghiul  $\Psi_2$ .

Pe baza schemei de calcul din figura 1.15 corespunzătoare filetului triunghiular, luat ca exemplu, se observă că solicitările filetului sunt: strivirea, încovoierea și forfecarea.

#### 1.1.10.1 Verificarea la strivire (presiune de contact)

Verificarea la presiunea de contact se face folosind (1.9), cu notațiile din figura 1.15:

$$p = \sigma_s = \frac{\frac{F}{z}}{\frac{\pi}{4} \cdot (d^2 - d_1^2)} \cong \frac{\frac{F}{z}}{\pi \cdot d_2 \cdot H} \leq \sigma_{as} \quad (1.9)$$

Tensiunile admisibile pentru un cuplu de materiale din OL / OL sunt de ordinul  $\sigma_{as} = 30 \dots 40$  MPa, în cazul suruburilor de miscare; dacă cuplul este de tipul OL / Bz sau OL / fonta antifricțiune,  $\sigma_{as} = 8 \dots 12$  MPa.

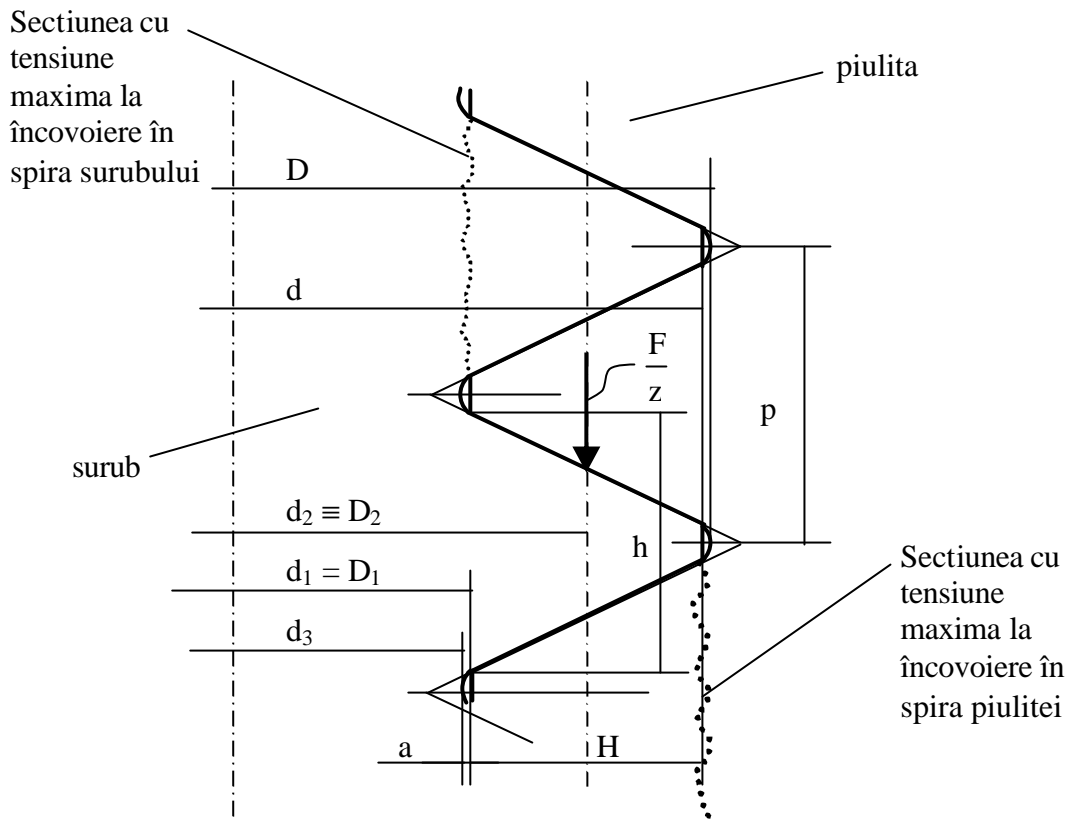


Figura 1.15

### 1.1.10.2 Verificarea la încovoiere

Acesta solicitare se produce datorita existentei jocurilor axiale între spirele surubului și ale piulitei; aceste jocuri nu pot fi eliminate, deoarece ar duce la blocarea cuplei cinematice. Schema de calcul, pe baza ipotezelor adoptate este prezentata în figura 1.16.

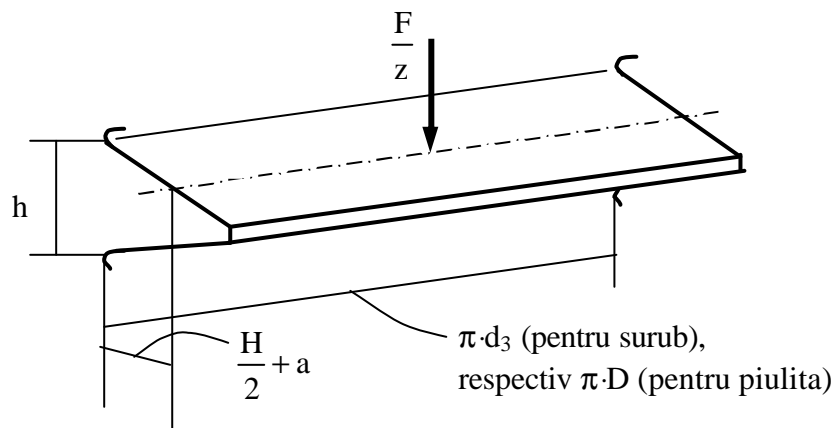


Figura 1.16

$$M_i = \frac{F}{z} \cdot \left( \frac{H}{2} + a \right) \quad (1.10)$$

Verificarea dubla – a spirei surubului si a spirei piulitei la încovoiere se face daca materialele acestora difera

$$\sigma_i = \frac{M_i}{\frac{\pi \cdot d_3 \cdot h^2}{6}} \leq \sigma_{ai_{surub}} \quad (1.11)$$

$$\sigma_i = \frac{M_i}{\frac{\pi \cdot D \cdot h^2}{6}} \leq \sigma_{ai_{piulita}} \quad (1.12)$$

### 1.1.10.3 Determinarea înaltimii piulitei

Notând cu z numarul spirelor unei piulite si stabilind ca înaltimea tesiturilor acesteia este jumătate din pasul p, rezulta înaltimea piulitei, astfel

$$m = p \cdot z + 2 \cdot \frac{p}{2} = p(z + 1) \quad (1.13)$$

Punând conditia de egala rezistenta pentru:

- tractiunea tijei surubului cu strivirea flancurilor active ale spirelor, adica eliminând forta F între relatiile (1.2) si (1.9) si
- tractiunea tijei surubului cu încovoierea spirei surubului, adica eliminând forta F între relatiile (1.2) si (1.11) rezulta

$$\frac{\pi \cdot d_3^2}{4} \cdot \sigma_{at} = \pi \cdot d_2 \cdot H \cdot z \cdot \sigma_{as}$$

$$\frac{\pi \cdot d_3^2}{4} \cdot \sigma_{at} = \frac{\pi \cdot z \cdot h^2 \cdot d_3}{6 \cdot \left( \frac{H}{2} + a \right)} \cdot \sigma_{ai} \quad (1.14)$$

Conform dimensiunilor relative date de norma SR ISO 724-1996:  $d_3 \cong 0,8 \cdot d$ ;  $d_2 \cong 0,9 \cdot d$ ;  $H \cong 0,54 \cdot d$ ;  $h = 0,8 \cdot p$ . Pentru un otel de tip OL 50, se recomanda  $\sigma_{at} = 80$  MPa si  $\sigma_{as} = 35$  MPa. Ca urmare, din relatiile 1.14 rezulta

$$\left. \begin{array}{l} m = z' \cdot p = 0,75 \cdot d \\ m = z'' \cdot p = 0,54 \cdot d \end{array} \right\} \Rightarrow m = 0,8 \cdot d \quad (1.15)$$

Se observa ca solicitarea de strivire este mai importanta decât cea de încovoiere, pentru ca a condus la o mai mare înaltime a piulitei; ( $m = 0,75 d$ , fata de  $m = 0,54$ ). Acoperitor, pentru piulite din otel, standardul prevede  $m = 0,8 d$ .

Ca urmare, spirele piulitelor standardizate relizate din otel nu se mai verifica nici la strivire nici la încovoiere.

## 1.1.11 Observatii privind solicitarile suruburilor

### 1.1.11.1 Frecventa ruperilor suruburilor

Statistic, ruperea la oboseala a suruburilor de strângere se produce cu ponderile date de figura 1.17.

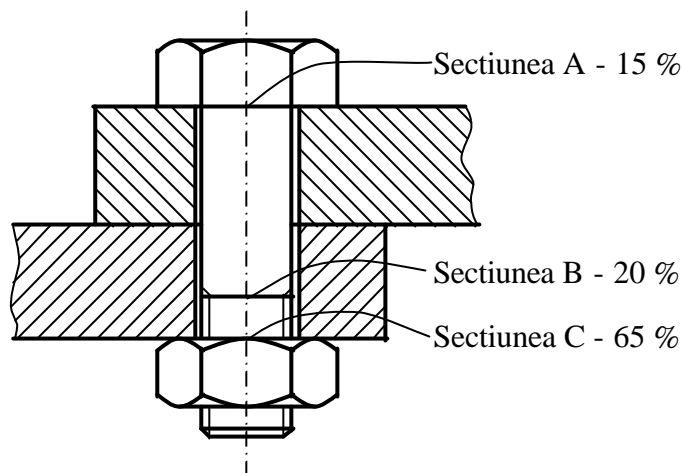


Figura 1.17

Ruperea tijei surubului are loc în zonele cu concentratori mari de tensiune, astfel:

1. Sectiunea A, cu o frecvență a ruperilor de 15 %, în zona racordării de sub capul surubului; concentratorul se poate ameliora prin prelucrarea atentă a racordării, eventual a finisării acesteia.
2. Sectiunea B, cu o frecvență a ruperilor de 20 %, este zona concentratorului dat de sfârșitul filetului. Pentru reducerea concentratorului se impune prelucrarea filetului cu reducerea progresivă a înălțimii spirei.
3. Sectiunea C, cu o frecvență a ruperilor de 65 %, este zona primei spire solicitate în care există și efectul de crestatură al filetului; aceasta este zona cea mai solicitată a tijei filetului. Ameliorarea acestei situații este prezentată în paragraful următor.

### 1.1.11.2 Repartitia solicitarii între spire

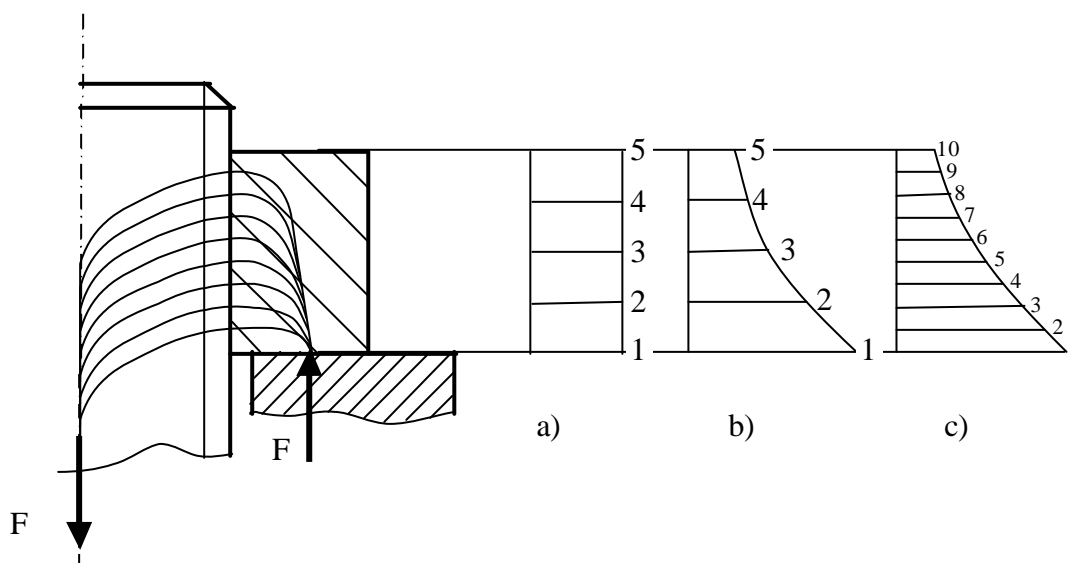


Figura 1.18

Prin întinderea tijei surubului și micșorarea diametrului lui, respectiv prin comprimarea corpului piulitei și mărirea diametrului ei, se transmite sarcina de la spira la spira. De regula, în calcule preliminare, se adoptă ipoteza conform căreia toate spirele piulitei se încarcă cu aceeași sarcină, adică  $F/z$  (figura 1.18 – a). Dacă piulita are 5 spire, de exemplu, atunci prima dintre acestea se încarcă cu 34% din întreaga sarcină  $F$ , ultimei spire revenindu-i doar 11% (figura 1.18 – b). Dacă piulita are 10 spire, atunci prima se încarcă cu 35% din întreaga sarcină  $F$ , ultimei spire revenindu-i doar 9% (figura 1.18 – c).

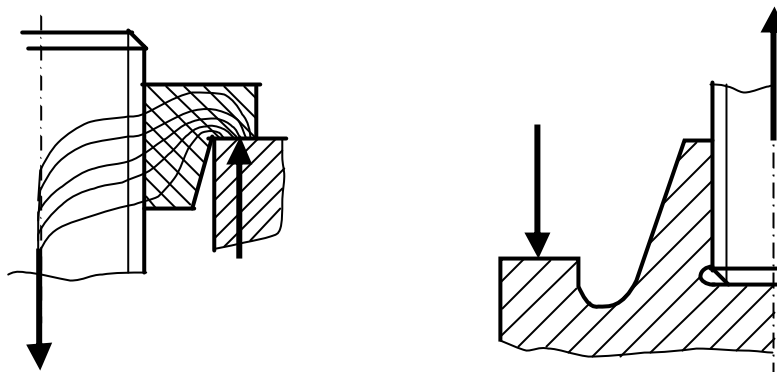


Figura 1.19

O distribuție mai bună se obține la filetul triunghiular, datorită deformărilor radiale mai mici decât la filetul fierastrău.

În concluzie, este inutil să se realizeze piulite cu mai mult de 10 spire, cele care depășesc acest număr nemaifiind practic solicitate.

Pentru ca repartitia sarcinii  $F$  între spirele piulitei să se facă mai uniform, se recomandă elasticizarea corpului piulitei, în care caz acesta fiind solicitat la întindere odată cu tija surubului (figura 1.19).

### 1.1.11.3 Efectul concentratorului de eforturi

Efectul concentratorului de tensiuni dat de existența filetului este în general neglijat la solicitarea statică; de asemenea, nu se iau în calcul forțele de frecare care apar pe spire și care dau solicitări complexe greu de modelat. Pentru solicitări dinamice sau la oboseală, suruburile au o prelucrare deosebită (racordarea la fundul filetului este lustruită), iar verificarea la oboseală se face cu luarea în considerare a coeficientului concentratorului de tensiuni.

## 1.1.12 Calculul asamblărilor cu suruburi solicitate la forțe transversale

### 1.1.12.1 Asamblări cu suruburi montate cu joc

Conform reprezentării din figura 1.20, surubul, piulita și elementul de asigurare contra autodesfacerii (saiba Grower) sunt standardizate, iar gaura din piesele strânse se realizează cu burghiul pe mașina de găurit. Ca urmare, asamblarea prezintă avantajul costului redus și al facilității montării și demontării.

Prin strângerea piulitei se realizează în asamblare forța  $F_s$  care duce la întinderea tijei surubului și la comprimarea flanselor; pentru flanse, forța  $F_s$  este și forța normală.

Condiția de exploatare este aceea ca piesele strânse nu trebuie să se deplaseze sub efectul încărcării transversale  $F$ , ceea ce înseamnă că forța de frecare dintre piesele strânse trebuie să fie mai mare decât  $F$ , adică:

$$\mu \cdot F_s \geq F \quad (1.16)$$

sau, adoptând o valoare supraunitara pentru coeficientul de siguranta la patinare  $\beta \geq 1$ , mai concret  $\beta = 1,3 \dots 1,5$  - pentru solicitari statice si  $\beta = 1,8 \dots 2$  - pentru solicitari dinamice, rezulta

$$\mu \cdot F_s = \beta \cdot F \quad (1.17)$$

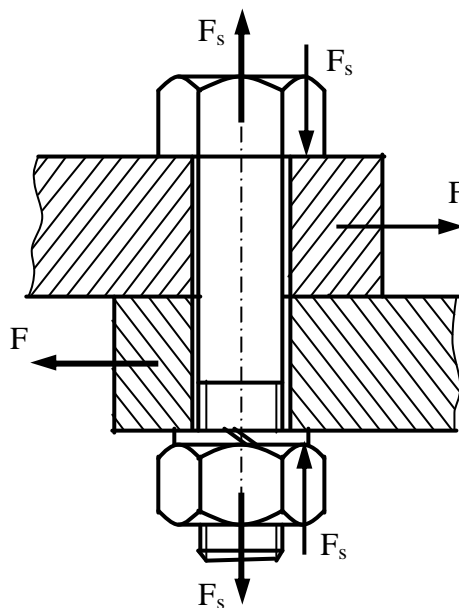


Figura 1.20

Cu valoarea  $F_s$  astfel obtinuta, se poate dimensiona diametrul tijei surubului la întindere cu relatia cunoscuta

$$d_{3necesar} \geq \sqrt{\frac{4 \cdot \gamma \cdot F_s}{\pi \cdot \sigma_{at}}} \quad (1.18)$$

Modelul de calcul deja prezentat este potrivit unei asamblari cu un singur surub; daca asamblarea are mai multe suruburi, calculul este similar, adoptându-se ipoteza ca forta  $F_s$  se distribuie în mod egal între cele  $i_s$  suruburi.

Dezavantajul acestui mod de asamblare si, implicit, al metodei de calcul este faptul ca, daca nu este bine cunoscut coeficientul de frecare, nu se pot da garantii privind siguranta la patinare a pieselor strânse. Pe de alta parte, trebuie mentionat ca asamblarea presupune utilizarea unei chei dinamometrice – singurul mijloc în masura sa asigure realizarea la asamblare a fortei  $F_s$  cu care se face strângerea.

### 1.1.12.2 Asamblari cu suruburi montate fara joc (pasuite)

În acest caz, suruburile nu sunt standardizate, ci sunt realizate în functie de dimensiunile cerute de calculul specific prezentat mai jos. Costul suruburilor respective este mult mai ridicat decât în cazul variantei de montaj cu joc prezentata anterior, pentru ca trebuie strunjite fin sau irectificate. De asemenea, gaurile din piesele strânse trebuie sa fie alezate, ceea ce implica un cost ridicat al prelucrării. La aceasta varianta, nu este necesar ca stângerea

sa fie realizata cu cheia dinamometrica si nu exista nici incertitudini privind modelul de calcul.

Pentru ca suruburile sunt montate cu o usoara strângere în gaurile alezate simultan în ambele piese, rezulta ca tija acestora este solicitata la forfecare, iar în zonele de contact cu piesele strânse apare tensiunea de strivire (figura 1.21).

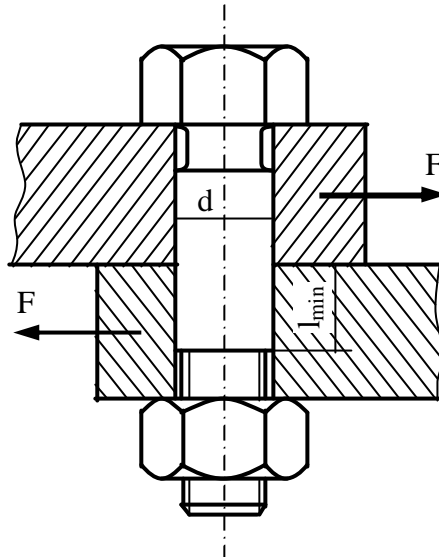


Figura 1.21

Prin natura montajului, nu apare pericolul patinarii tablelor, chiar daca sarcina depaseste valoarea nominala.

Calculul de verificare la forfecare este simplu

$$\tau_f = \frac{4 \cdot F}{\pi \cdot d^2} \leq \tau_{af} \quad (1.19)$$

Verificarea la strivire, în ipoteza ca tensiunea de contact este distribuita uniform pe suprafata laterala a semicilindrului, se face pentru tronsonul cel mai scurt din zona de asamblare, astfel:

$$\sigma_s = \frac{F}{d \cdot l_{\min}} \leq \sigma_{as} \quad (1.20)$$

Daca se doreste dimensionarea asamblarii, se porneste de la solicitarea de strivire, urmând, apoi, verificarea la forfecare.

Asamblarea cu suruburi pasuite conduce la diametre mai mici decât în cazul asamblarii cu joc, dar costul realizarii este mai ridicat.



### 1.1.13 Asamblari cu suruburi montate cu prestrângere

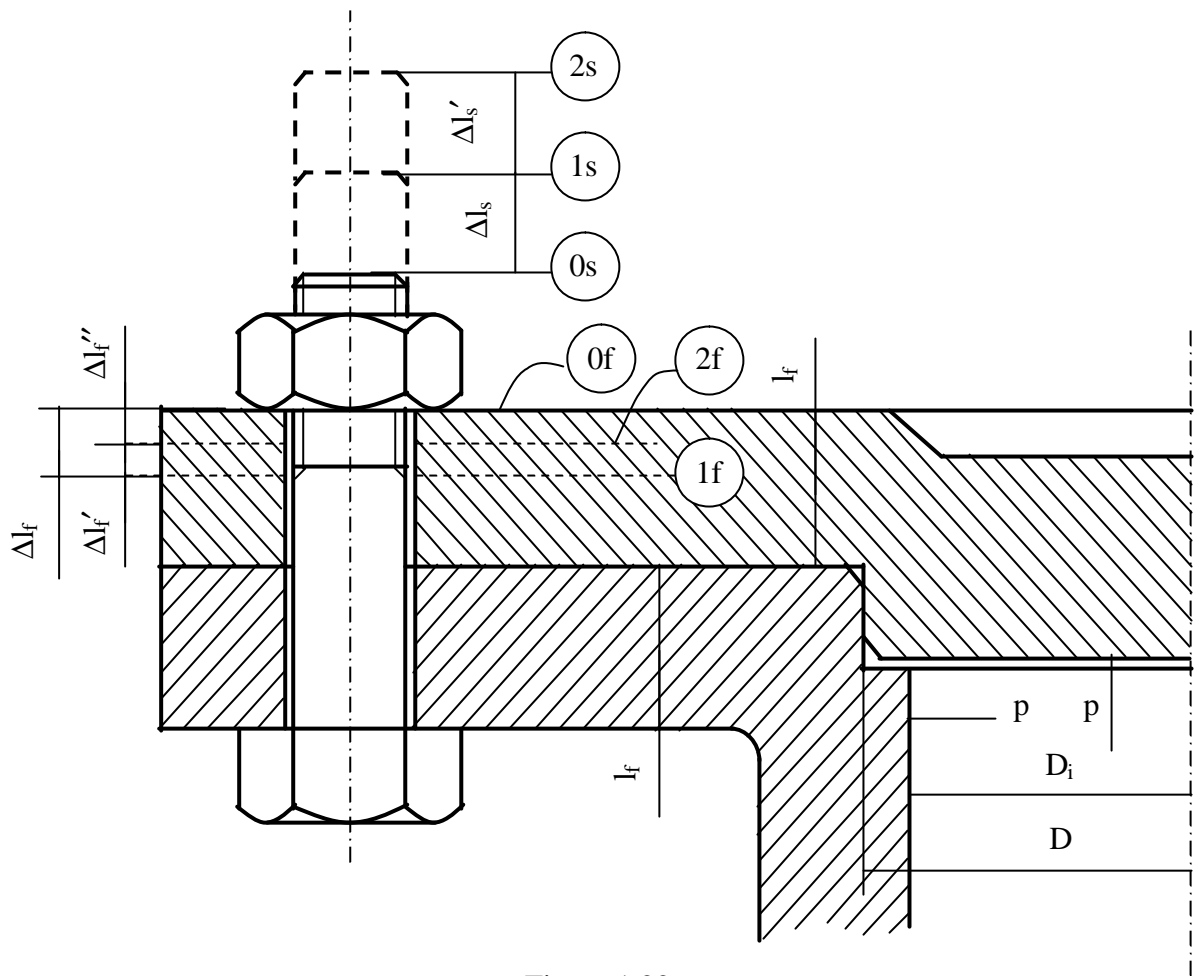


Figura 1.22

Strângerea prealabilă, adică prestrângerea, se utilizează anterior punerii în exploatare a suruburilor care assemblează blocurile motoarelor, capetele de biela, flansele recipientelor, pompele etc., toate acestea fiind solicitate la oboseală. În acest paragraf se va demonstra că prestrângerea îmbunătățește comportarea la oboseală a suruburilor.

În figura 1.22 este prezentată asamblarea cu suruburi a flansii unui cilindru cu flansa capacului. Forța de prestrângere care revine unui surub este notată cu  $F_0$ ; această forță alungeste surubul cu ( $\Delta l_s$ ) și comprimă flansele cu ( $\Delta l_f$ ), realizând starea „1”, adică „1s” – pentru surub și „1f” – pentru flanse. Forța de prestrângere  $F_0$  este o forță internă (închisă). Evident, în figura 1.22 deformațiile elastice ale surubului și ale flanselor sunt reprezentate exagerat, pentru o mai bună înțelegere a fenomenelor. Anterior prestingerii, surubul era nedeformat (starea „0s”), flansele de asemenea (starea „0f”).

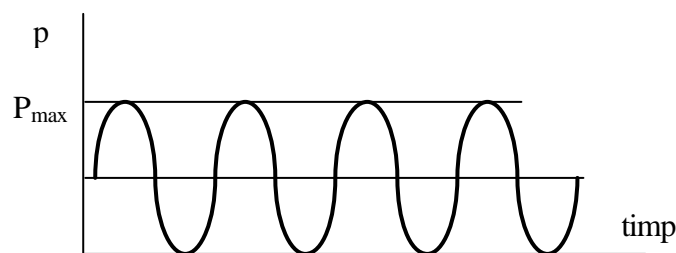


Figura 1.23

Sa presupunem ca, în exploatare, presiunea din cilindrul de lucru al carui capac este asamblat cu  $i_s$  suruburi variaza pulsator, ca în figura 1.23.

Forța totală maximă de exploatare care acționează asupra capacului este

$$F_{\max} = p_{\max} \cdot \frac{\pi \cdot D^2}{4} \quad (1.21)$$

Unui surub îi revine forța de exploatare:

$$F = \frac{F_{\max}}{i_s} \quad (1.22)$$

unde  $i_s$  este numărul de suruburi echidistante pe flanse.

Cu indicele „2” a fost marcată starea de exploatare a sistemului sub acțiunea presiunii variabile  $p(t)$ , adică a forței  $F$ , ceea ce duce la întinderea suplimentară a surubului cu  $\Delta l_s$ , acesta ajungând la starea „2s”. Concomitent, flansele se decompresionează parțial cu  $\Delta l_f$ , rămânând a fi comprimate cu  $\Delta l_f$ , trecând, astfel, la starea „2f”.

Dacă  $F$  ar crește deosebit de mult, ar crește și  $\Delta l_s$  atât de mult încât  $\Delta l_f$  s-ar anula; în acest caz s-ar pierde etanșitatea.

Deformațiile sunt în domeniul elastic. Se trasează caracteristicile de deformare elastică  $F(\Delta l)$  pentru surub și pentru flansele strânse (figura 1.24). Se consideră  $\Delta l_s$  – pozitive iar  $\Delta l_f$  – negative.

Punând față în față diagramele din figura 1.24, se obține diagrama din figura 1.25 în care sunt notate stările pentru flansele strânse cu notațiile:

$F_0$  – forța minimă din surub;

$(F_0 + F_z) = (F_0'' + F)$  - forța maximă din surub;

$F_0''$  - forța minimă din flanse (se numește rezerva de prestrângere sau forța reziduală);

$F_0$  – forța maximă din flanse.

Deși forța de exploatare are o variație pulsatorie, forța totală din surubul prestrâns are doar o variație oscilantă cu amplitudinea  $\left(\frac{F_z}{2}\right)$ .

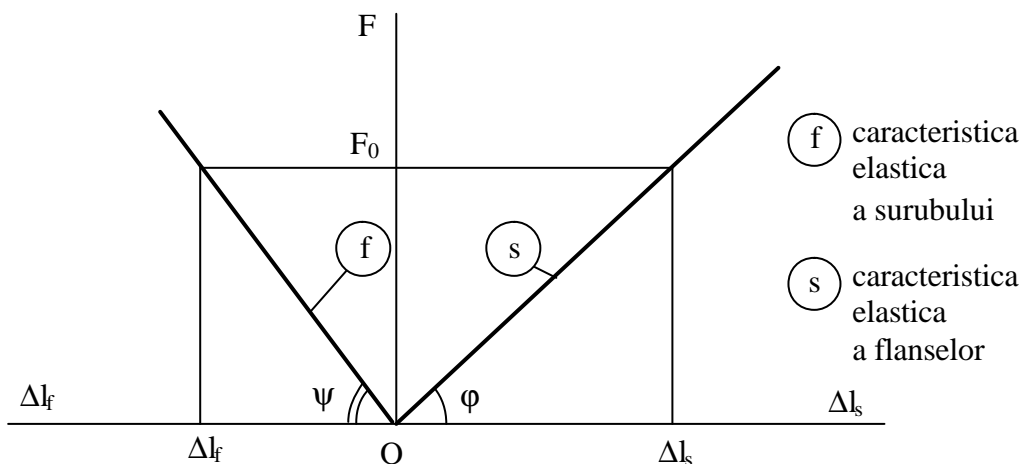


Figura 1.24

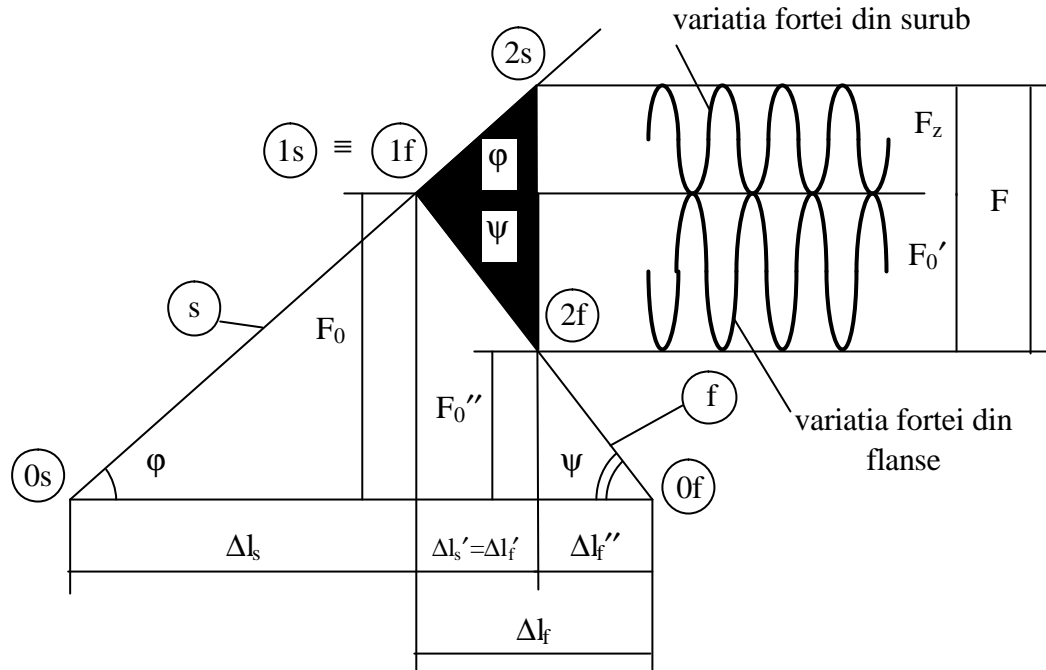


Figura 1.25

Datorita elasticitatii surubului si a flanselor, forta maxima ce revine în exploatare surubului ( $F_0 + F_z$ ) este mai mica decât ( $F_0 + F$ )!

Se definesc rigiditatile surubului si flanselor

$$c_s = \operatorname{tg}\varphi = \frac{F_0}{\Delta l_s}; \quad c_f = \operatorname{tg}\psi = \frac{F_0}{\Delta l_f} \quad (1.23)$$

Având în vedere ca este necesara determinarea fortelor în regim dinamic, se alege sau se impune rezerva de prestrângere

$$\begin{cases} F_0'' = (0,5 \dots 0,6) \cdot F \\ F_0'' > 0 \end{cases} \quad (1.24)$$

Este evident ca exista relatiile

$$\operatorname{tg}\varphi = \frac{F_z}{\Delta l_s'}; \quad \operatorname{tg}\psi = \frac{F_0'}{\Delta l_s'}; \quad F = F_z + F_0' \Rightarrow F = \Delta l_s' \cdot (\operatorname{tg}\varphi + \operatorname{tg}\psi). \quad (1.25)$$

$$\text{Dar, } \Delta l_s' = \frac{F_z}{c_s}, \text{ astfel încât: } F = \frac{F_z}{c_s} \cdot (c_s + c_f)$$

Relatia obtinuta – prezentata mai jos - are o deosebita însemnatate, pentru ca pune în evidenta faptul ca, pentru ca  $F_z$  sa fie cât mai mica, este necesar ca surubul sa fie cât mai elastic.

$$F_z = \frac{c_s}{c_s + c_f} \cdot F \quad (1.26)$$

Deci, pentru ca  $F_z$  sa fie cât mai mic, trebuie ca surubul sa fie foarte elastic ( $c_s \downarrow$ ) si flansele cât mai rigide ( $c_f \uparrow$ ). În acest fel, amplitudinea ciclului de sollicitare a surubului  $\left(\frac{F_z}{2}\right)$  este minima.

În figura 1.26.b este prezentata solutia unui surub elastic, comparativ cu unul relativ rigid figura 1.26.a.

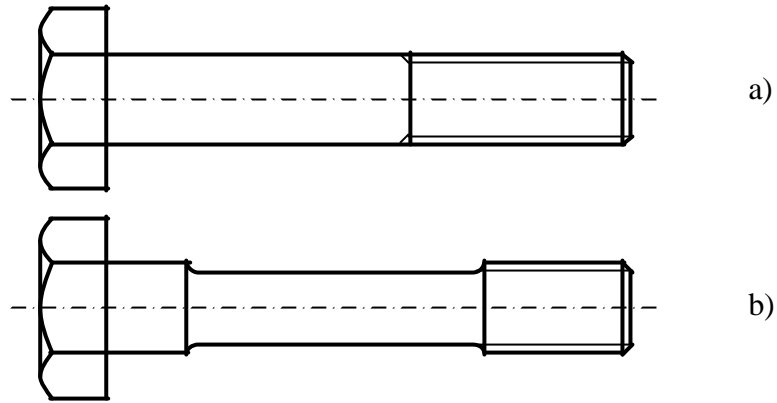


Figura 1.26

Determinarea tensiunilor de întindere în surub  $\sigma_{\max ts}$  și  $\sigma_{\min ts}$  este prezentata mai jos:

$$F_{\max s} = F_0'' + F = F_0 + F_z$$

$$F_{\max s} = (1,5 \dots 1,6) \cdot F$$

$$F_{\min s} = F_0 = F_{\max s} - F_z = F \cdot \left[ (1,5 \dots 1,6) - \frac{c_s}{c_s + c_f} \right] \quad (1.27)$$

$$\sigma_{\max ts} = \frac{F_{\max s}}{A_{\min s}}; \quad \sigma_{\min ts} = \frac{F_{\min s}}{A_{\min s}}$$

Rezulta tensiunile caracteristice ciclului de sollicitare la oboseala – amplitudinea și tensiunea medie

$$\left. \begin{aligned} \sigma_v &= \frac{\sigma_{\max ts} - \sigma_{\min ts}}{2} \\ \sigma_m &= \frac{\sigma_{\max ts} + \sigma_{\min ts}}{2} \end{aligned} \right\} \quad (1.28)$$

Pe baza acestor calcule se poate face verificarea coeficientului de siguranță la oboseala a tijei surubului, utilizând, de exemplu, relatia lui Sodeberg

$$c = \frac{1}{\frac{\beta_k}{\varepsilon \cdot \gamma} \cdot \frac{\sigma_v}{\sigma_{-1}} + \frac{\sigma_m}{\sigma_c}} \geq c_a \quad (1.29)$$

în care:  $\beta_k$  este coeficientul concentratorului de tensiuni,  $e$  - coeficientul dimensional,  $\gamma$  - coeficientul de calitate a suprafeței,  $s_{-1}$  este tensiunea de rupere prin oboseala alternant simetrică, iar  $s_c$  este tensiunea la curgere;  $c_a$  este coeficientul de siguranță admisibil cu valori care depind de importanța și rolul asamblării.

După verificarea la oboseală se impune și calculul de verificare statică la montaj a tijei surubului. Cunoșcând  $F_0$ , se determină tensiunea de întindere în tija surubului -  $\sigma_t$ ; cu momentul de însurubare  $M_{t12}$  se determină tensiunea de răsucire  $\tau_t$  și apoi, în final se calculează tensiunea echivalentă  $\sigma_{ech}$  care se compară cu tensiunea admisibilă.

Pentru ca asamblarea să preia atât sarcina de prestrângere  $F_0$  cât și sarcina din exploatare  $F$ , montajul trebuie realizat folosind cheia dinamometrică la care se aplică momentul

$$M_{ch} = F_0 \cdot \frac{d_2}{2} \cdot \operatorname{tg}(\psi + \varphi') + F_0 \cdot \frac{1}{3} \cdot \mu \cdot \frac{S^3 - D_g^3}{S^2 - D_g^2} \quad (1.30)$$

în care  $\mu$  este coeficientul de frecare dintre piulita și suprafața de sprijin.

### 1.1.13.1 Calculul rigidității surubului

Prin definiție, pe baza legii lui Hooke, rigiditatea unei bare se calculează cu relația

$$c = \frac{E \cdot A}{l} \quad (1.31)$$

Pentru surubul de secțiune variabilă, se porneste de la constatarea

$$\Delta l_s = F_0 \cdot \sum \frac{l_i}{E \cdot A_i} \quad (1.32)$$

Din care se deduce rigiditatea surubului  $c_s$

$$\frac{1}{c_s} = \sum \frac{1}{c_{s_i}} \quad (1.33)$$

### 1.1.13.2 Calculul rigidității flanselor

Într-o ipoteză simplificatoare, care nu este decât uneori adevărată, se consideră că materialul flanselor care participă la compresiune se află în interiorul unor tronconuri cu generatoarele înclinate cu  $15 - 45^\circ$ , în funcție de configurația flanselor.

Pentru ușurința calculului, se admite înclinarea de  $45^\circ$ ; ca urmare, se poate înlocui fiecare troncon cu câte un cilindru echivalent a cărui generatoare exterioară trece prin mijlocul generatoarei tronconului (figura 1.27).

Ca urmare, se poate determina rigiditatea flanselor cu relațiile

$$c_f = \frac{E_f \cdot A_f}{\sum l_f};$$

$$A_f = \frac{\pi}{4} \cdot \left[ (S + l_f)^2 - D_g^2 \right] \quad (1.34)$$

$$\sum l_f = l_{f1} + l_{f2}$$

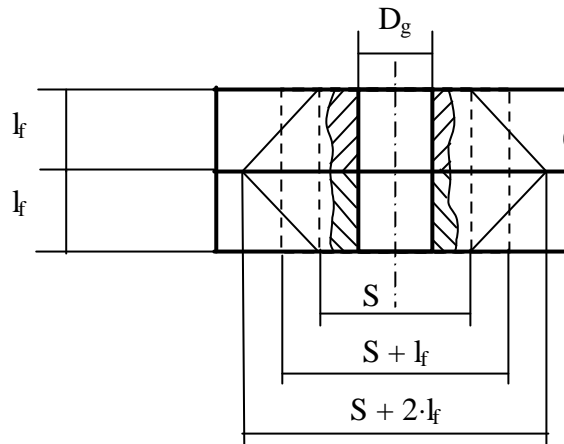


Figura 1.27

În relația de mai sus nu s-a luat în calcul rigiditatea înseriată a unei eventuale garnituri.

Calculul diametrelor ariilor de influență ( $S + 2 \cdot l_f$ ) din figura 1.27 conduce la aflarea numărului de suruburi necesare pentru asigurarea etanșității flanselor; se recomandă ca aceste cote să fie astfel alese încât să nu ducă la posibilitatea apariției unor spații lipsite de strângere așa cum acestea apar în figura 1.28.

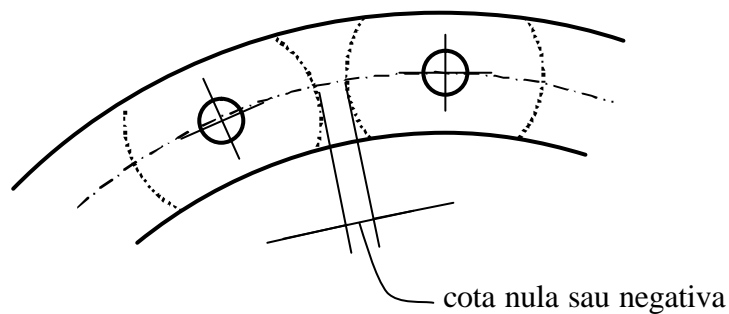


Figura 1.28

### 1.1.13.3 Efectele modificării rigiditatilor asupra comportării la oboseală

În figura 1.29 este prezentat faptul că elasticizarea surubului, adică scăderea rigidității acestuia conduce în mod cert la scăderea amplitudinii forței de exploatare  $F_z$ , ceea ce duce la creșterea rezistenței la oboseală.

Același efect pozitiv se produce și dacă se realizează o creștere relativă a rigidității flanselor (figura 1.30).

Prin elasticizarea surubului și/sau rigidizarea flanselor scade  $F_z$ , dar se micșorează, concomitent rezerva de prestrângere.

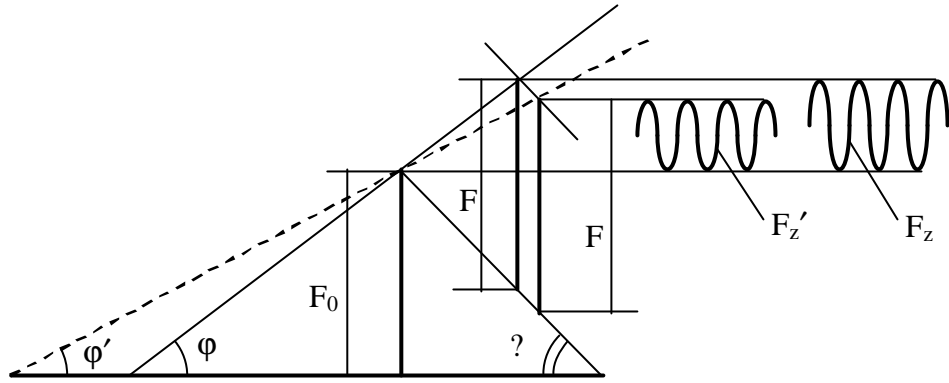


Figura 1.29

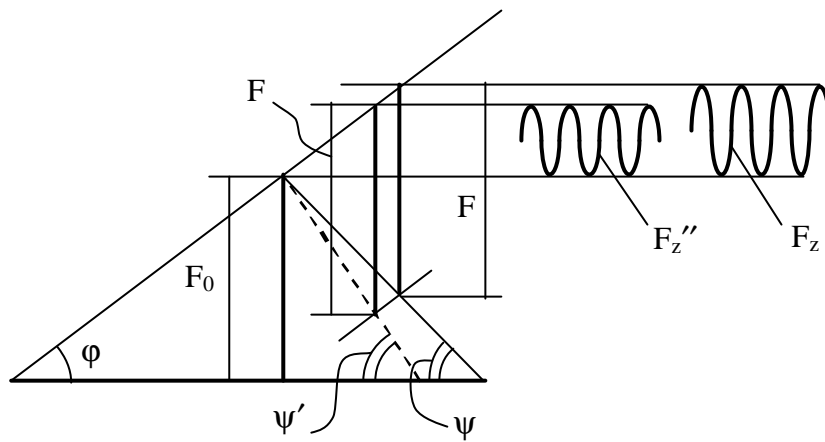


Figura 1.30

Asamblările cu suruburi prestrânse sunt influențate de creșterea temperaturii flanselor, în special în instalațiile termice la care adesea creșterea temperaturii este mai mare de 150 °C. În aceste cazuri, temperatura suruburilor este mai mică decât cea a flanselor. Acest fenomen face ca diagrama compusă surub-flansa să se modifice ca în figura 1.31.

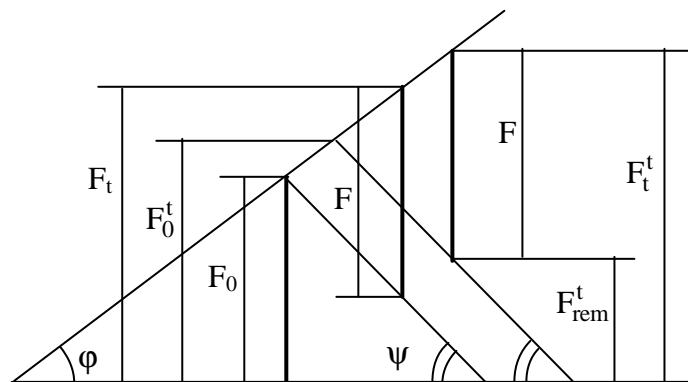


Figura 1.31

### 1.1.14 Calculul suruburilor solícitate la încovoiere

Solicitarea de încovoiere se poate produce datorita lipsei de paralelism ale suprafetelor pieselor strânse, asa cum este prezentat (exagerat) în figura 1.32. Încovoierea este, însa, periculoasa, pentru ca tija surubului are concentratori de tensiune importanti, îndeosebi filetul.

Aceasta abatere de forma este grava, pentru ca se poate ajunge usor la ruperea surubului.

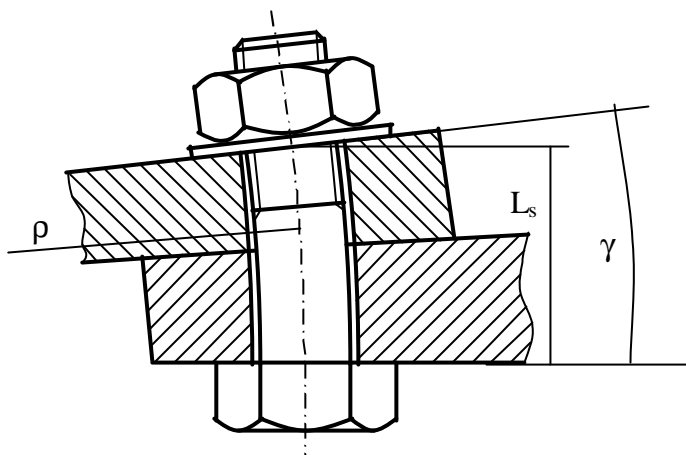


Figura 1.32

Calcul tijei șurubului decurge astfel

$$\rho = \frac{L_s}{\gamma};$$

$$M_i = \frac{E \cdot I_i}{\rho} = W_i \cdot \sigma_i \quad (1.35)$$

Rezulta

$$\sigma_i = \frac{\gamma \cdot E \cdot d_s}{2 \cdot L_s} \quad (1.36)$$

Exemplu de calcul pentru o abatere unghiulara de 1°:

$$\gamma = 1^\circ = \frac{\pi}{180} \text{ rad}; E = 2,1 \cdot 10^5 \text{ MPa}; d_3 = 10 \text{ mm}; L_s = 50 \text{ mm} \Rightarrow \sigma_i = 367 \text{ MPa!}$$

Rezultatul la care s-a ajuns este edificator pentru a impune conditii severe de executie si de montaj pentru piesele strânse.

### 1.1.15 Solicitarea prin soc a șurubului

O asemenea solicitare apare, de exemplu, la șuruburile care realizeaza asamblarea capetelor de biela ale motoarelor cu ardere interna.

În figura 1.33 este prezentata diagrama s – e, liniara pe prima parte, reflectând legea lui Hooke.



Aria de sub curba ( $\sigma - \varepsilon$ ) reprezinta energia cumulata prin soc pe unitatea de volum ( $W_s / V$ ), în domeniul elastic de solicitare.

$$\frac{W_s}{V} = \frac{1}{2} \cdot \sigma \cdot \varepsilon; \quad \varepsilon = \frac{\sigma}{E}$$

$$\frac{W_s}{V} = \frac{1}{2} \cdot \frac{\sigma^2}{E} \Rightarrow \sigma = \sqrt{\frac{2 \cdot W_s \cdot E}{V}} \quad (1.37)$$

unde  $\sigma$  reprezinta solicitarea de tractiune în tija surubului, iar  $V = l_s \cdot A_s$  este volumul tijeii acestuia.

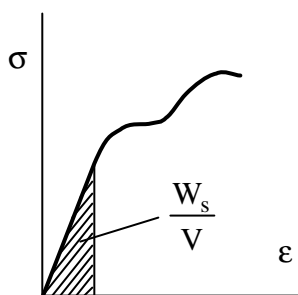


Figura 1.33

Cu cât  $l_s$  este mai mare, cu atât scade  $\sigma$ ! Rezulta, de aici, ca suruburile elastice rezista si la soc.

### 1.1.16 Asigurarea asamblarilor filetate

Asigurarea asamblarilor filetate se poate face prin forma sau prin tensiuni suplimentare (prin realizarea unei strângeri elastice).

Desi este îndeplinita, de obicei, conditia de autofrânare, la asamblarile filetate de strângere se poate produce autodesfacerea, datorita vibratiilor sau a deformarii asperitatilor.

#### 1.1.16.1 Asigurarea prin forma

a) Asigurarea cu cui spintecat – figura 1.34

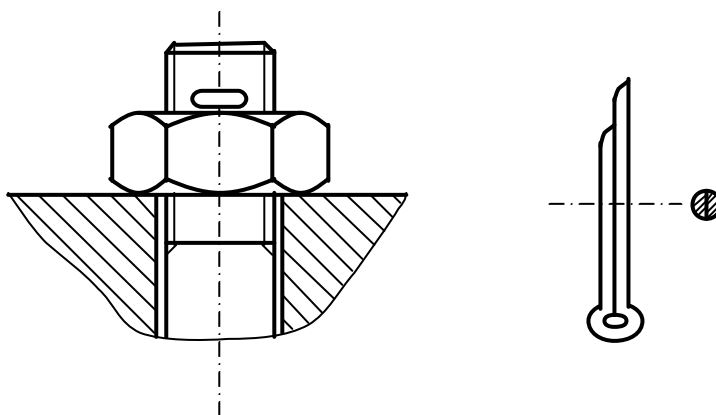


Figura 1.34

b) Asigurarea cu piulita crenelata si stift transversal – figura 1.35

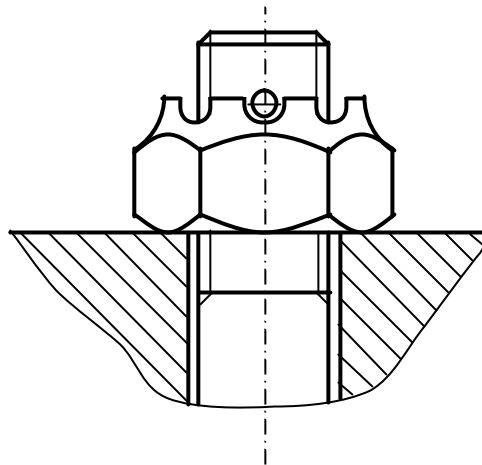


Figura 1.35

c) Asigurarea cu saiba dubla – figura 1.36

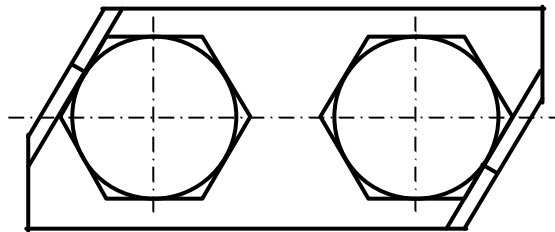


Figura 1.36

d) Asigurarea cu saiba de siguranta – figura 1.37

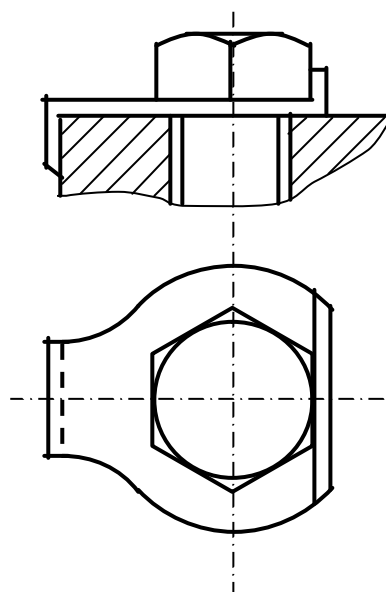


Figura 1.37

e) Asigurarea cu saibe cu umeri de siguranta – figura 1.38

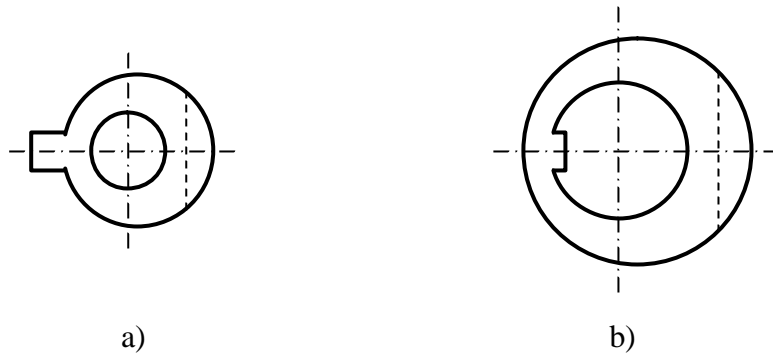


Figura 1.38

La varianta din figura 1.38 b proeminenta din interiorul saibe se introduce în canalul longitudinal practicat în surub.

f) Asigurarea cu sârma – figura 1.39

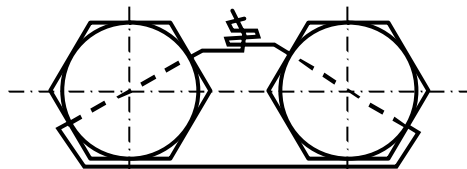


Figura 1.39

g) Asigurarea cu saibă dublă (placă creștată) – figura 1.40 a și b.

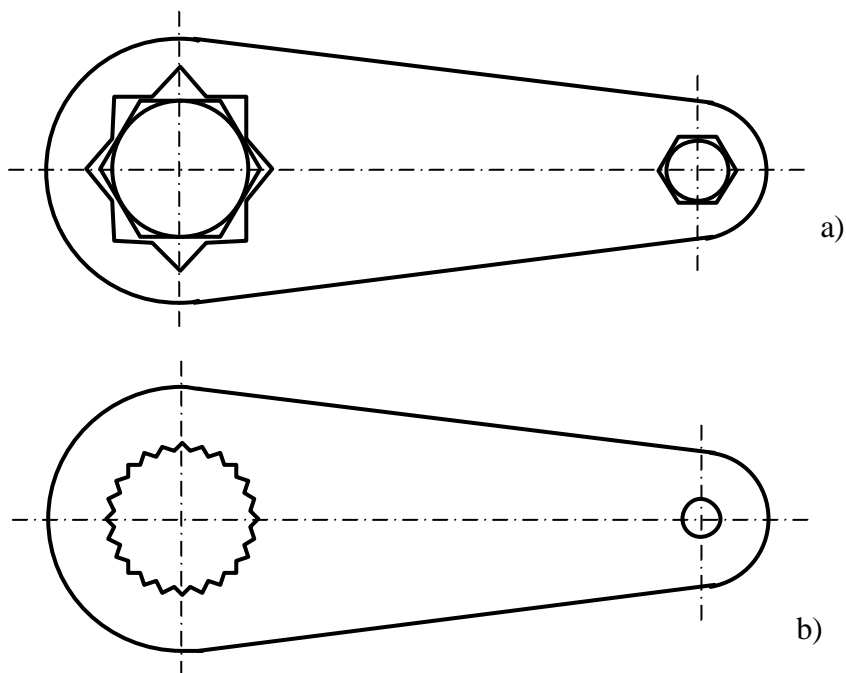


Figura 1.40

### 1.1.16.2 Asigurarea prin tensionare suplimentara (strângere elastica)

#### a) Asigurarea cu piulita si contrapiulita

Se strânge piulita pâna la crearea fortei de strângere dorite apoi se blocheaza piulita si se strânge contrapiulita, realizându-se o forta de întindere suplimentara în tronsonul de surub situat în interiorul piulitelor (figura 1.41). Aceasta forta conduce la marirea frecării între spire si asigura asamblarea.

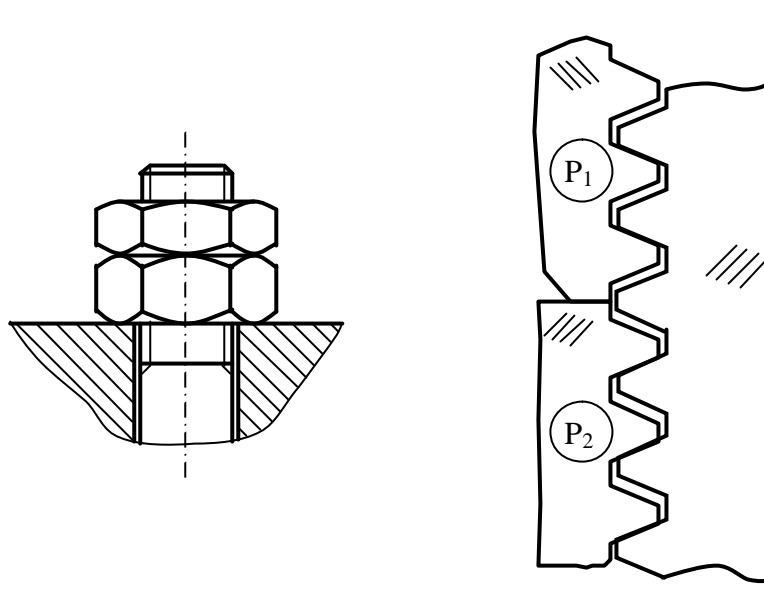


Figura 1.41

#### b) Asigurarea cu contrapiulita elastica – figura 1.42

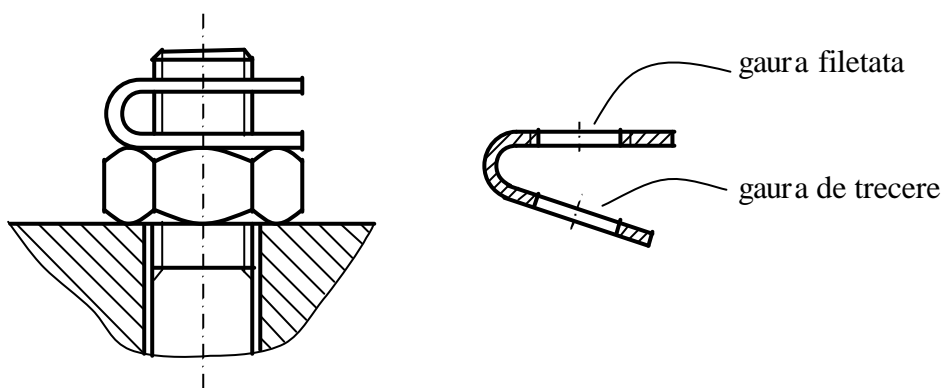


Figura 1.42

#### c) Asigurarea cu saibe elastice – figura 1.43

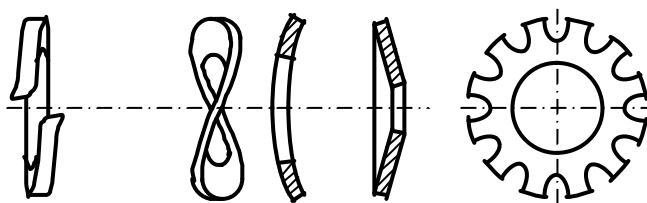


Figura 1.43

d) Asigurarea cu piulita elastica dubla cu pas decalat – figura 1.44

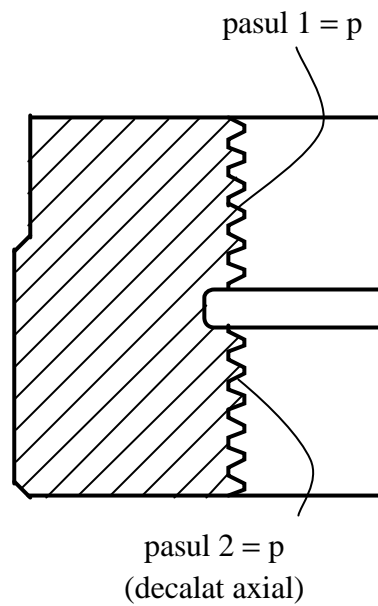


Figura 1.44

e) Asigurarea cu piulita cu inel de presiune – figura 1.45

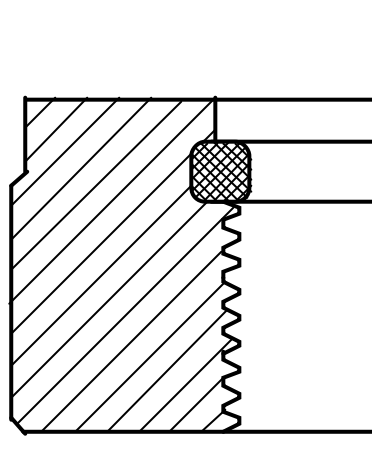


Figura 1.45

În construcțiile de aviație se mai utilizează și asigurarea cu insertii (sârme cu secțiune rotundă sau poligonală) îndoită după o elice și care se plasează între filetul surubului și cel al piulitei.

Prin strângere se produc deformări elastice și plastice ale insertiei care introduc forțe de apăsare suplimentare pe filet, măbind frecarea.

Alte mijloace de asigurare:

1. puncte de sudură la exteriorul piulitei, pentru solidarizarea acesteia cu piesa strânsă;
2. deformarea plastică a surubului sau a piulitei;
3. asigurarea cu adezivi.

### 1.1.17 Suruburi cu bile

Aceste transmisii mecanice (un exemplu fiind schitat în figura 1.46) prezintă avantajul înlocuirii frecării de alunecare prin frecarea de rostogolire. Se obțin, astfel, momente de înșurubare mult mai mici și randamente de peste 80% [1].

Utilizările curente sunt în construcții de mașini-unelte, comenzi mecanice în aviație, sisteme de direcție al autocamioanelor etc.

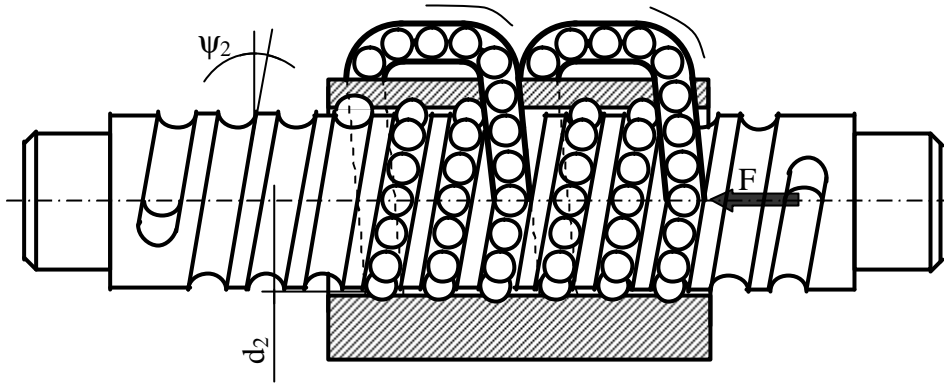


Figura 1.46

Momentul de înșurubare este:

$$M_{t1} = F \cdot \frac{d_2}{2} \cdot \operatorname{tg}(\psi_2 + \varphi') \quad (1.38)$$

în care:  $\varphi' = \operatorname{arctg}\left(\frac{2 \cdot k}{d_2 \cdot \sin \gamma}\right)$ ;  $k$  – coeficient de frecare de rostogolire.

Forma cailor de rulare și modalitatea de reciclare a bilelor sunt diferite de la o variantă la alta. Pot fi utilizate piulite duble, cu prestrângere.

## 1.2. Asamblari de tip arbore-butuc

### 1.2.1 Generalitati

Asamblarile de tip arbore - butuc sunt asamblari demontabile având rolul de a transmite momentul de torsiune de la arbore la butuc (roata, volant etc.) sau invers de la butuc la arbore (figura 1.47).

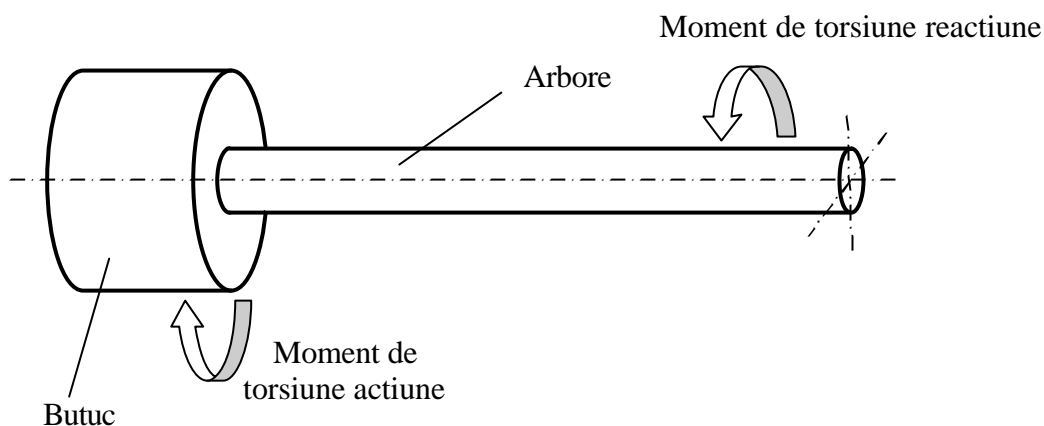


Figura 1.47

Clasificarea asamblarilor se poate face după mai multe criterii, astfel:

- A. Asamblari prin forma
- cu stifturi cilindrice longitudinale sau transversale
  - cu pene transversale fara strângere (fara înclinare)
  - cu pene longitudinale fara strângere (fara înclinare)
  - cu arbori profilati canelati sau cu arbori poligonali
- B. Asamblari prin strângere folosind frecarea
- cu cleme (bratari)
  - prin presare
  - conice
  - cu inele tronconice
  - strângere elastica (inele sau bucle ondulate)
- C. Asamblari prin forma și strângere
- cu pene longitudinale
    - înalte (înclinate)
    - concave (înclinate)
    - tangențiale
  - cu pene transversale cu strângere
  - cu stift conic longitudinal
- D. Asamblari prin efect elastic
- prin elasticitate proprie (bucle elastice)
  - cu inele elastice

## 1.2.2 Asamblari cu stifturi si bolturi

Stifturile si bolturile sunt piese cilindrice sau tronconice cu conicitate mica care au rolul de a pozitiona si de a solidariza arborele de butucul unei roti, în vederea transmiterii momentului de torsiune. Bolturile sunt, de fapt, stifturi de mai mari dimensiuni.

Materialele din care pot fi realizate stifturile si bolturile sunt, de obicei: OL50, OL60, OLC35, OLC45.

Aceste organe de masini sunt simple si usor de realizat tehnologic, permit montari repetate si asigura centrarea si pozitionarea butucului pe arbore.

De regula, stifturile sunt obtinute prin tragere la rece sau prin matritare si apoi, uneori, sunt rectificata, iar gaurile în care intra sunt alezate.

### 1.2.2.1 Asamblarea cu stift transversal

Asamblarea este utilizata pentru cazul în care turatia arborelui este redusa, pentru ca la turatii mari o usoara excentricitate a stiftului ar putea conduce la forte centrifuge importante.

Ajustajele ansamblului pot fi:

- a) stift-arbore: ajustaj intermediar sau cu strângere;  
stift-butuc: ajustaj cu strângere.
- b) stift-arbore: ajustaj intermediar sau cu strângere;  
stift-butuc: ajustaj cu joc.

Varianta a) este varianta preferabila, ca model de calcul, pentru o mai mare siguranta.

Calculul pentru cazul a) se face aproximând distributia trapezoidala de tensiuni cu una medie,  $\sigma_{s2m}$ .

Pe baza datelor din figura 1.48, modelul de calcul este prezentat mai jos; stiftul si piesele conjugate sunt sollicitate la strivire, iar tija stiftului are, în plus, si forfecare.

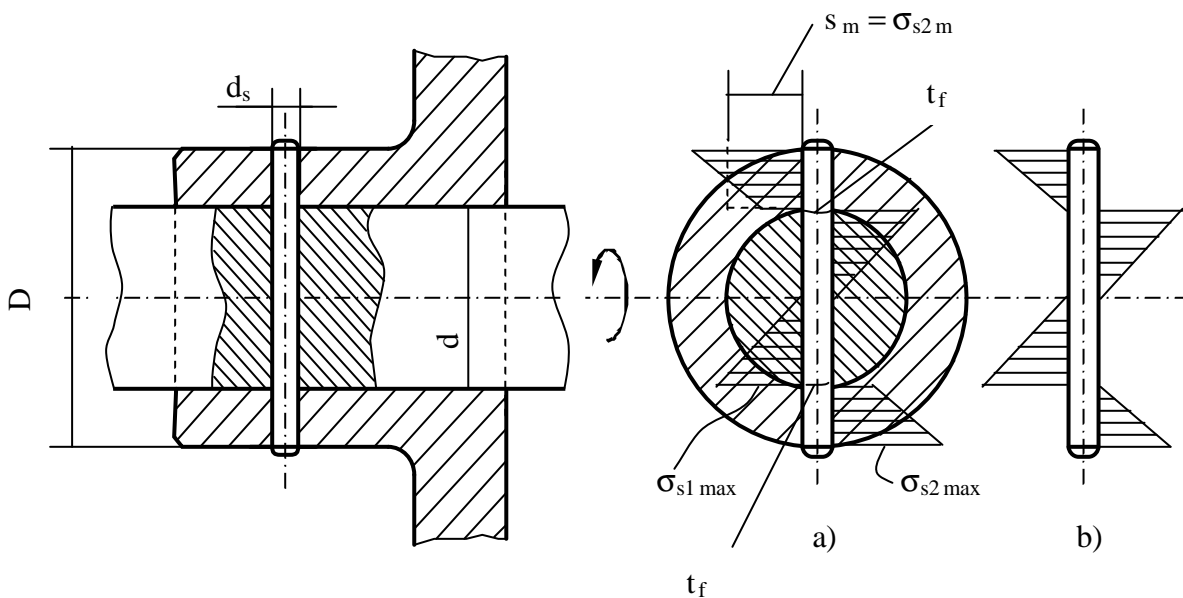


Figura 1.48



$$\begin{cases} \frac{1}{2} \cdot \sigma_{s1max} \cdot \frac{d}{2} \cdot d_s \cdot \frac{2}{3} \cdot d = M_{tc} \Rightarrow \sigma_{s1max} \leq \sigma_{sa(stift-arbore)} \\ \sigma_{s2m} \cdot \frac{D-d}{2} \cdot d_s \cdot \frac{D+d}{2} = M_{tc} \Rightarrow \sigma_{s2m} \leq \sigma_{sa(stift-butuc)} \\ \tau_f \cdot \frac{\pi}{4} \cdot d_s^2 \cdot d = M_{tc}; \quad \tau_f \leq \tau_{af \text{ stift}} \end{cases} \quad (1.39)$$

Recomandari constructive:

$$\begin{aligned} \frac{d_s}{d} &= 0,2 \dots 0,3; \\ \frac{D}{d} &= 2 \text{ (otel/otel);} \\ \frac{D}{d} &= 2,5 \text{ (fonta/otel).} \end{aligned}$$

### 1.2.2.2 Asamblarea cu stift longitudinal

Tensiunea de strivire dintre stift si piesele conjugate este, probabil, cea reprezentata în figura 1.49.b), dar pentru ca o astfel de asamblare nu este utilizata la turatii mari si nu este utilizata pentru aplicatii importante, pentru usurinta calcului admitem ca distributia tensiunii de strivire este cea prezentata în figura 1.49.a).

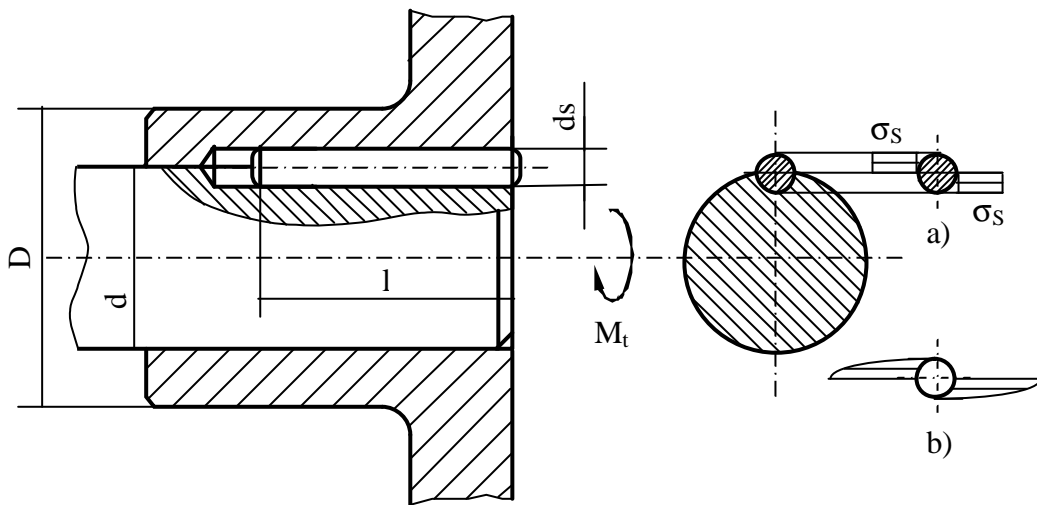


Figura 1.49

$$\begin{cases} \sigma_s \cdot \frac{d_s}{2} \cdot l \cdot \frac{d}{2} = M_{tc} \Rightarrow \sigma_s \leq \sigma_{as \min} \\ \tau_f \cdot d_s \cdot l \cdot \frac{d}{2} = M_{tc} \Rightarrow \tau_f \leq \tau_{af} \end{cases} \quad (1.40)$$

Recomandari:  $\frac{d_s}{d} = 0,13 \dots 0,16; \quad \frac{l}{d} = 1 \dots 1,5.$

### 1.2.2.3 Boltul de articulatie

Deși asamblarea din figura 1.50 nu este de tip butuc – arbore, ea este prezentată în acest capitol, pentru că prezintă aceleași caracteristici geometrice și de rezistență ca stifturile.

Boltul se montează în furcă cu joc (cuzinetii articulației nu sunt figurați) și fără joc în tirant, sau invers. Între furcă și tirant există joc lateral la cota  $a$ , ceea ce face ca această cupla cinematică să fie de tipul  $C_5^R$  adică o simplă articulație.

Pe baza schemei de încărcare se pot calcula tensiunile de strivire și de încovoiere.

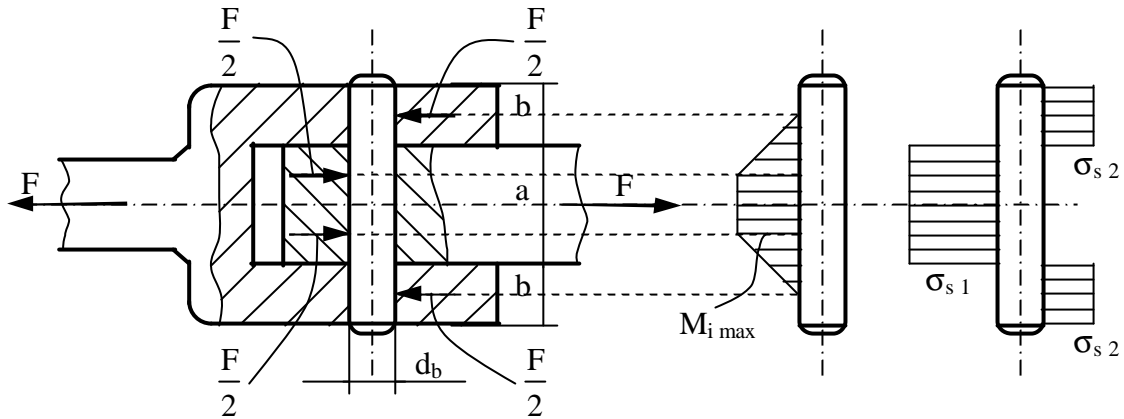


Figura 1.50

$$\left\{ \begin{array}{l} 2 \cdot \sigma_{s2} \cdot d \cdot b = F \Rightarrow \sigma_{s2} \leq \sigma_{s2amin} \\ \sigma_{s1} \cdot d \cdot a = F \Rightarrow \sigma_{s1} \leq \sigma_{s1amin} \\ \frac{F}{2} \cdot \left( \frac{a}{4} + \frac{b}{2} \right) = M_{imax}; \quad \sigma_i = \frac{M_{imax}}{\frac{\pi \cdot d_b^3}{32}} \leq \sigma_{ai} \end{array} \right. \quad (1.41)$$

Tensiunea de strivire admisibilă  $\sigma_{s1amin}$ , respectiv  $\sigma_{s2amin}$  este cea mai mică valoare dintre cele corespunzătoare materialului boltului, respectiv al piesei conjugate.

Calculul exact la solicitarea de încovoiere se face cu sarcina distribuită - nu cu sarcini concentrate.

### 1.2.2.4 Particularități constructive

În figura 1.51 este prezentat un stift pentru cuplaje de siguranță care, prin forfecare, întrerupe transmiterea momentului de torsiune.

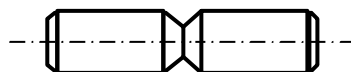


Figura 1.51

Stifturile crestate din figura 1.52 asigură, după poziționarea lor, o foarte bună solidarizare a pieselor conjugate, pentru că fantele se închid, iar muchiile acestora asigură o puternică presiune asupra peretilor gaurilor în care au fost introduse.

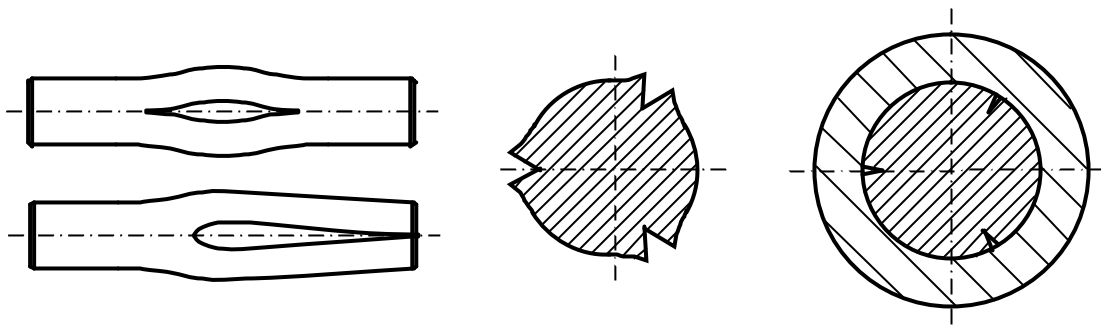


Figura 1.52

Stifturile de legatura din figura 1.53 sunt utilizate, de regula, pentru prinderea ochiurilor arcurilor elicoidale cilindrice care intra în componenta aparaturii electrotehnice din constructia automobilelor, de exemplu.

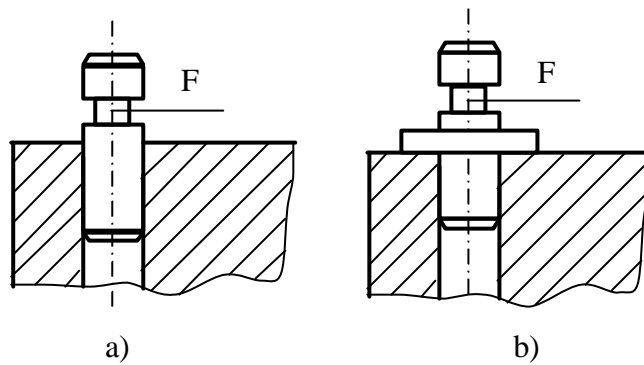


Figura 1.53

În figura 1.54 a) este prezentata vederea frontala a unui stift cilindric crestat pe toata lungimea generatoarei; dupa montarea acestuia în gaurile pieselor asamblate, stiftul exercita o presiune laterala semnificativa, astfel încât este asigurata solidarizarea pieselor conjugate.

Stiftul conic elastic din figura 1.54 b) se monteaza prin batere în piesele de asamblat, asigurând o foarte ferma pozitionare a lor.

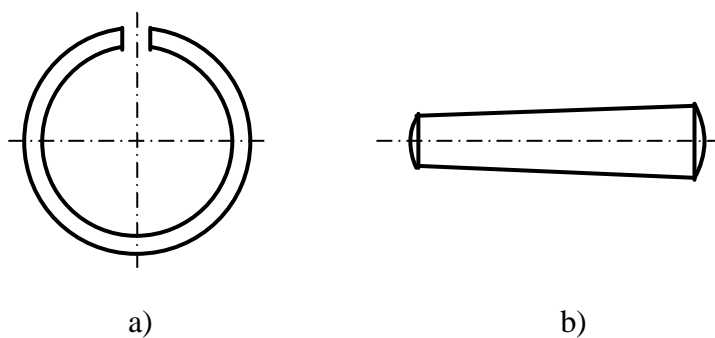


Figura 1.54

### 1.2.3 Asamblarea cu pana paralela

Asamblarea cu pana paralela este una dintre cele mai cunoscute modalitati de transmitere a momentului de torsiune pentru arbori cu turatie redusa. Pana paralela se monteaza cu strângere laterala în canalul practicat prin frezare în arbore si cu joc lateral în canalul butucului, în vederea montarii si demontarii usoare a rotii respective.

Dimensiunile penelor paralele cu capete drepte sau cu capete rotunjite sunt date în STAS 1004-82; penele cu capete rotunjite prevazute cu gauri pentru solidarizarea prin suruburi cu arborele sunt standardizate în STAS 1006-90.

Canalul de pana din arbore este un puternic concentrator de tensiuni.

Formele constructive uzuale (pana cu capete rotunjite, respectiv cu capete drepte) sunt prezentate în figura 1.55, respectiv în figura 1.56.

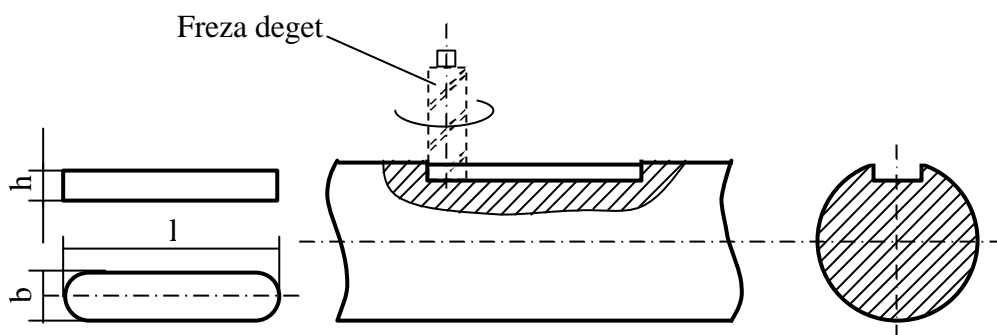


Figura 1.55

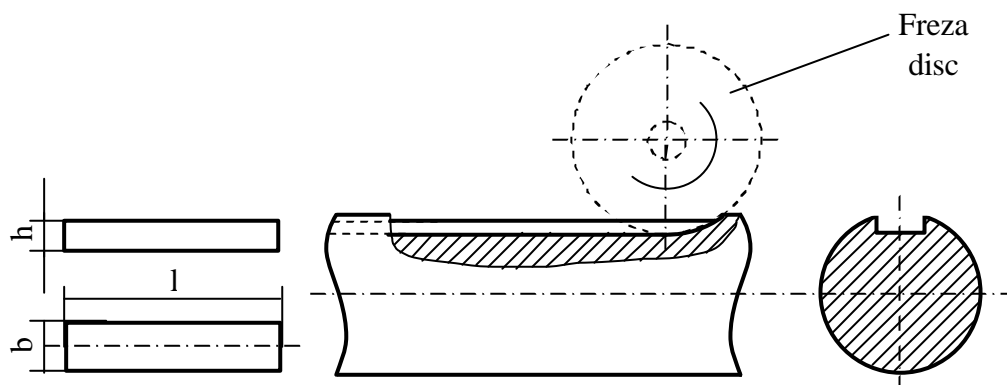


Figura 1.56

Realizarea canalului de pana cu freza deget nu este productiva si nici nu confera o prea mare acuratete geometrica, în timp ce canalul realizat cu freza disc este de mare precizie geometrica, dar prezinta inconvenientul lungimii mai mari decât a penei propriu-zise.

Concentratorul de tensiuni este același pentru solicitarea de torsiune, dar este mai mare la încovoiere, în cazul realizării lui cu freza deget.

Canalul din butucul rotii se realizeaza prin mortezare sau prin brozare, aceasta din urma fiind o prelucrare de mare precizie, dar având dezavantajul costului extrem de ridicat. Penele se obtin, de regula, prin tragere la rece sau prin matritare. Materialele utilizate pentru pene trebuie sa aiba  $\sigma_{r\min} = 590$  MPa; este vorba de OL60, OL70 – STAS 500-80 sau OLC35, OLC45 – STAS 880-80.

Exista o corelare între dimensiunile transversale ale penei și diametrul arborelui; reprezentarea din figura 1.57 sugerează că dimensiunile penei din b) reprezintă un compromis între a avea un mic concentrator de tensiuni - cazul a) sau a avea un moment capabil ridicat - cazul c).

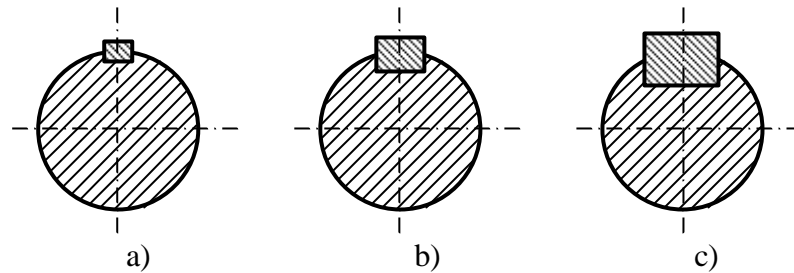


Figura 1.57

Până este solicitată la strivire și la forfecare, așa cum se arată în figura 1.58. Pentru că diferența dintre dimensiunile  $t_2$  și  $t_1$  este mică, se va considera, pentru calcul, ca  $t_2 = t_1 = h/2$ .

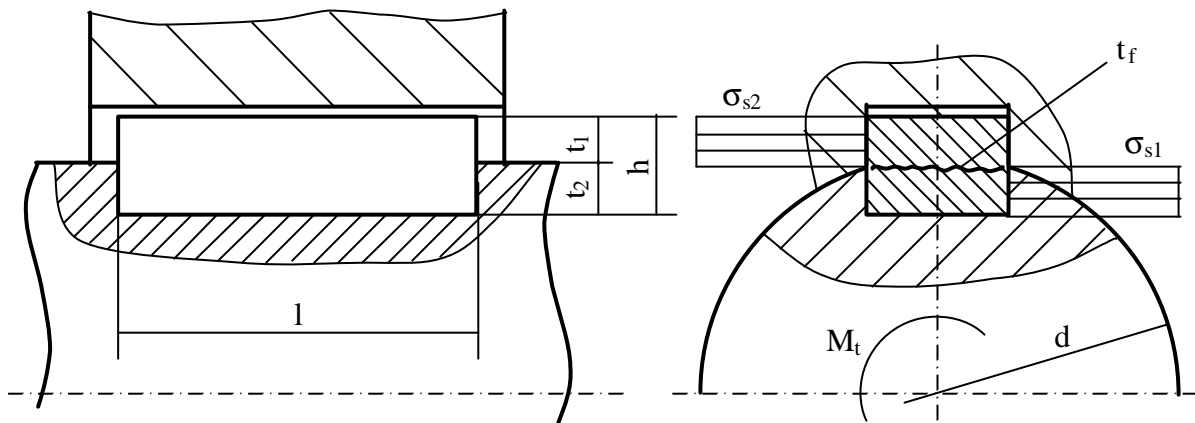


Figura 1.58

$$\begin{aligned} \sigma_s \cdot \frac{h}{2} \cdot l \cdot \left( \frac{d}{2} \pm \frac{h}{4} \right) &= M_{tc} \\ \sigma_s \cdot \frac{h}{2} \cdot l \cdot \frac{d}{2} &\cong M_{tc} \Rightarrow \sigma_s \leq \sigma_{sa} \\ \tau_f \cdot b \cdot l \cdot \frac{d}{2} &= M_{tc} \Rightarrow \tau_f \leq \tau_{af} \end{aligned} \quad (1.42)$$

Relațiile de mai sus sunt menite să asigure verificarea asamblării la strivire și la forfecare. Tensiunea  $\sigma_{sa}$  se alege ca fiind cea mai mică valoare dintre cea proprie penei, respective pieselor conjugate cu aceasta (arbore și butuc).

Dimensionarea asamblării se face parcurgând următoarele etape:

- se citește din STAS 1004-82 perechea de cote  $(b \cdot h)$ , în funcție de mărimea diametrului arborelui;
- se determină lungimea  $l$ , din condiția atingerii tensiunii admisibile de strivire  $\sigma_{sa}$ ;
- se alege din STAS o lungime standardizată în acord cu dimensiunile  $b$  și  $h$ ;
- urmează verificarea la forfecare.

### 1.2.4 Asamblarea prin caneluri

În butuc se realizează canale longitudinale profilate - caneluri prin mortezare sau prin broșare; în arbore se realizează caneluri cu profil conjugat prin frezare sau prin broșare, așa cum sugerează figura 1.59.

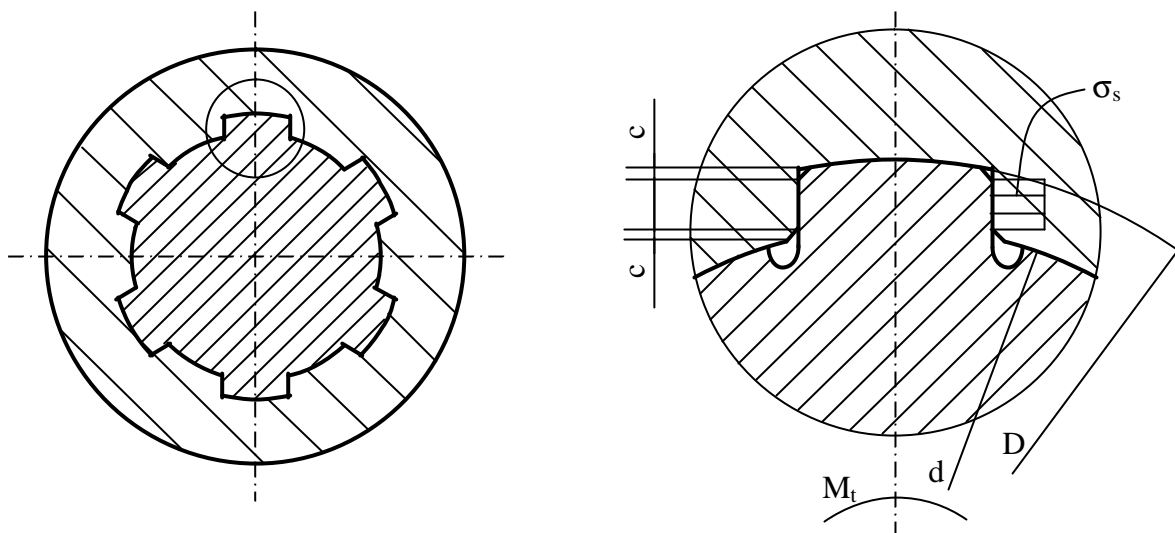


Figura 1.59

Asamblarea prin caneluri (sau asamblarea canelată) este una dintre cele mai des utilizate mijloace de solidarizare a butucului cu arborele, în vederea transmiterii momentului de torsiune, pentru că prezintă certe avantaje față de asamblarea cu pană paralelă, astfel:

- moment de torsiune capabil este mult mai ridicat;
- concentratori reduși de tensiune;
- posibilitatea deplasării butucului în gol și sub sarcină.

Utilizările frecvente sunt: mașini-unelte, cutii de viteze, arbori cardanici în toate cazurile fiind vorba de momente mari, transmisii de putere și transmisii cinematice în construcția aeronavelor etc.

Constructiv, se realizează:

- caneluri cu profil dreptunghiular;
- caneluri cu profil triunghiular;
- caneluri în evolventă.

Canelurile dreptunghiulare (cu flancuri paralele) sunt mai des utilizate, fiind mai ușor de obținut; acestea se realizează în variantele:

- a) serie ușoară (STAS 1768-86) – pentru asamblări fixe; momentul capabil este mai mic sau egal cu cel transmis de arbore;
- b) serie mijlocie (STAS 1769-86) – pentru asamblări mobile în gol;
- c) serie grea (STAS 1770-86) – pentru asamblări mobile în sarcină.

Canelurile triunghiulare (STAS 7346-83) se recomandă pentru asamblări fixe sau pentru sarcini aplicate cu șoc.

Canelurile evolventice (STAS 6858-85) au o bună rezistență la oboseală și, ca urmare, sunt utilizate în domeniul construcțiilor auto. Canelurile evolventice sunt realizate cu freze modul (melc) decalibrate pentru realizarea roților dinate, dar suficient de precise pentru obținerea canelurilor pentru arbori.

Centrarea canelurilor dreptunghiulare se poate realiza în următoarele variante (figura 1.60):

- Centrarea laterală (figura 1.60.a) este recomandată pentru momente de torsiune alternante, asigurând o bună repartitie a încărcării pe fiecare canelură.

- Centrarea exterioara (figura 1.60.b) este cea mai usor de obtinut, este ieftina, dar nu se recomanda la sarcini alternante.
- Centrarea interioara (figura 1.60.c) este cea mai scumpa si cea mai precisa; nu se recomanda la sarcini alternante.

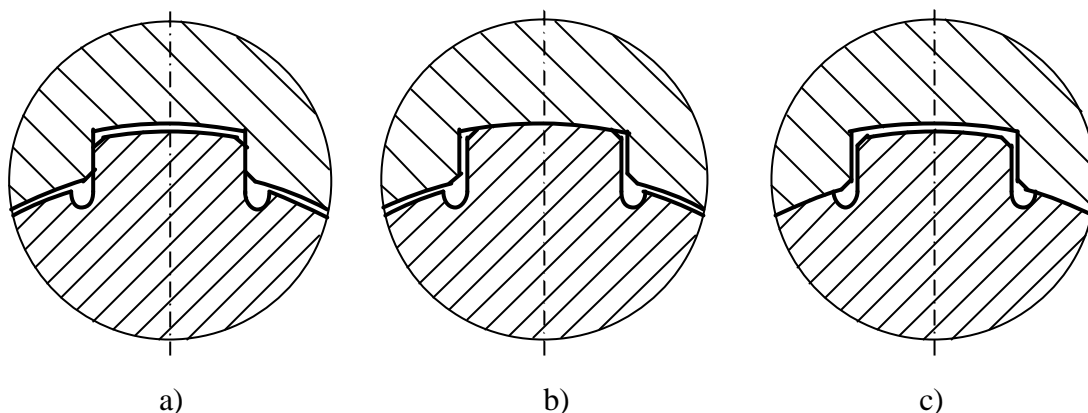


Figura 1.60

Calculul asamblarii cu caneluri dreptunghiulare se face conform STAS 1767-67, calculând succesiv urmatoarele:

$$\begin{aligned}
 r_m &= \frac{D + d}{2} \\
 S_{nec} &= \frac{M_{tc}}{r_m \cdot \sigma_{as}} \\
 s' &= 0,75 \cdot z \cdot \left( \frac{D - d}{2} - 2 \cdot c \right) \\
 L_{nec} &\geq \frac{S_{nec}}{s'}
 \end{aligned} \tag{1.43}$$

unde:

-  $D$ ,  $d$ , si  $c$  sunt cote impuse de catre STAS-ul corespunzator seriei de caneluri alese, iar  $z$  este numarul canelurilor – de asemenea standardizat;

-  $S_{nec}$  este suprafata portanta necesara pentru transmiterea momentului de torsiune, iar  $\sigma_{as}$  este tensiunea admisibila la strivire data în STAS 1767-67 în functie de conditiile de exploatare.

-  $s'$  este suprafata pe unitatea de lungime;

- 0,75 este un coeficient ce tine seama ca nu toate canelurile sunt la fel de mult încarcate.

La dimensionare, se calculeaza initial:

$$d_{arbore} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot M_{tc}}{\pi \cdot \tau_{at}}}; \tau_{at} = 15 \dots 35 \text{ MPa}$$

apoi, se aleg canelurile din seria dorita:  $d > d_{arbore}$  si se determina  $L_{nec}$  din relatia stabilita.

### 1.2.5 Asamblari cu arbori poligonali

Spre deosebire de asamblarea prin caneluri, aceasta modalitate de solidarizare a butucului cu arborele nu prezinta concentratori de tensiune prea ridicati, pentru ca în arbore

nu mai exista canale adânci ca în cazul penei paralele. De asemenea, prin forma asamblării este asigurată și centrarea pieselor conjugate. Costul prelucrării este foarte ridicat, pentru că realizarea alezajului poligonal din butuc se face prin broșare; arborele se prelucurează prin frezare sau prin broșare.

Se realizează, în general, ajustaje cu joc mic  $\left(\frac{H7}{g6}, \frac{H7}{h7}, \frac{H7}{f7}\right)$ , având în vedere, mai ales, că asamblarea este destinată pentru transmiterea momentelor de torsiune foarte mari.

Secțiunile transversale ale arborelui pot fi cele din figura 1.61: profil triunghiular, profil poligonal curb, profil patrat sau profil hexagonal.

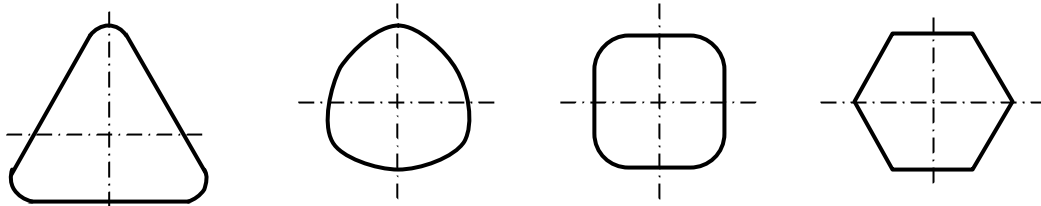


Figura 1.61

Exemplele din figura 1.62 sugerează că existența jocului dintre arbore și butuc duce la o repartitie asimetrică a tensiunii de strivire.

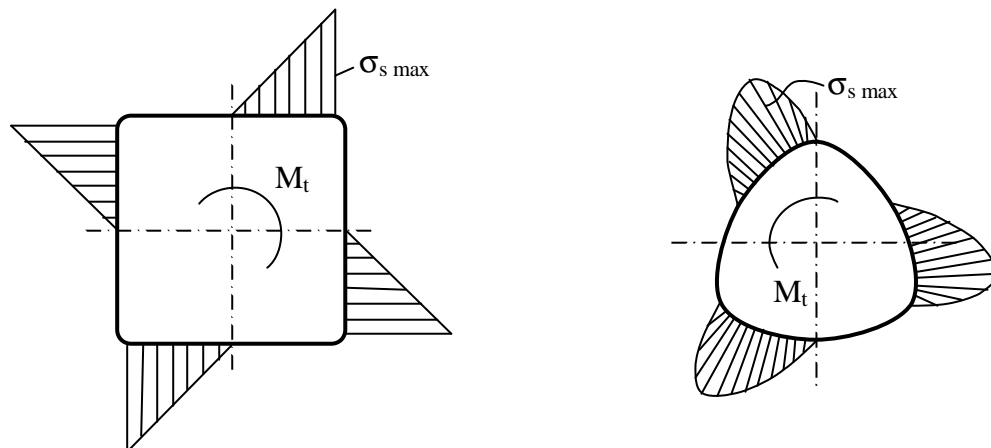


Figura 1.62

Astfel, pentru arborele cu secțiune patrata, calculul sumar este:

$$2 \cdot \left( \frac{1}{2} \cdot \sigma_{s \max} \cdot \frac{a}{2} \cdot 1 \cdot \frac{2}{3} \cdot a \right) = M_{tc} \Rightarrow \sigma_{s \max} \leq \sigma_{sa} \quad (1.44)$$

în care  $a$  este latura patratului, iar  $l$  este lungimea asamblării.

Calculul complex trebuie să ia în considerare tensiunile compuse din arbore cât și din butuc ( $\sigma_r$  și  $\tau_t$ ).

Calculul depinde, însă, de ajustaj. În figura 1.63 sunt prezentate următoarele situații:

- asamblarea este realizată cu ajustaj cu strângere, fără încărcare exterioară;
- se aplică un mic moment de torsiune asamblării montate cu strângere;
- momentul de torsiune are valoare ridicată;
- în cazul montajului fără prestângere, cu joc, aplicarea momentului de torsiune mic sau mediu produce o distribuție puternic asimetrică a tensiunilor de strivire;



- e) când jocul dintre arbore și butuc este mare, la aplicarea momentului de torsiune tensiunea de strivire prezintă un maxim extern de periculos. Ca urmare, modelul de calcul este puternic influențat de felul ajustajului.

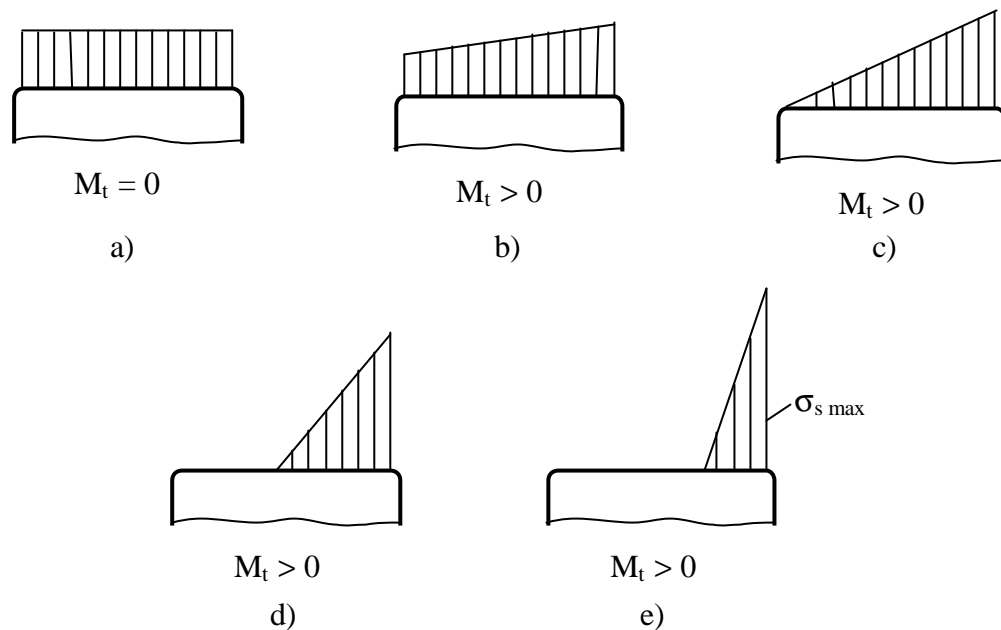


Figura 1.63

## 1.2.6 Asamblarea prin strângere

Calculul se bazează pe cunoașterea coeficientului de frecare  $\mu$  care este maxim la montaj, dar se diminuează datorită vibrațiilor și/sau demontărilor repetate. Din aceste motive se adoptă coeficienți de siguranță mai mari: 1,2...1,5 (solicitări normale); 2...4 (solicitări dinamice sau prin soc).

### 1.2.6.1 Asamblări prin cleme (bratari)

Caracteristicile acestor modalități de solidarizare a arborelui cu butucul sunt:

- montaj ușor;
- suprafața arborelui este netedă sau zimțată;
- strângerea arborelui este neuniformă;
- se folosesc pentru acționări manuale sau pentru turații reduse.

#### a) Asamblarea de tip bratară cu două deschideri

Cele două componente ale bratarii sunt asamblate, conform figurii 1.64, cu șuruburile în care se realizează forța de strângere  $F_s$ . Aceasta produce strângerea arborelui cu forța  $N$  care permite preluarea momentului de torsiune ( $F \cdot L$ ) prin frecare.

Șuruburile de strângere pot fi două sau patru.

Asamblările cu bratară pot prelua și forțe axiale.

Condiția de funcționare este:

$$\begin{aligned} \mu \cdot N \cdot d &\geq M_{tc} \\ M_{tc} &= k_1 \cdot k_2 \cdot F \cdot L \end{aligned} \quad (1.45)$$

în care:  $k_1$  – coeficient de importanta;  $k_2$  – coeficient de exploatare.

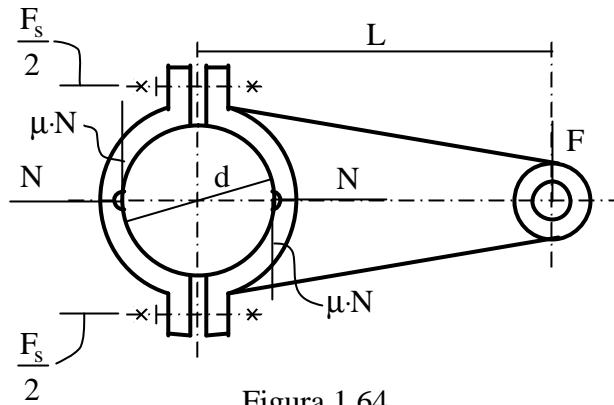


Figura 1.64

Din (1.45) rezulta:

$$N = \frac{M_{tc}}{\mu \cdot d} = F_s \quad (1.46)$$

Cunoscând forța  $F_s$  se poate face dimensionarea suruburilor. Pe de alta parte, se face verificarea la presiune de contact (strivire), admitând ca tensiunea este distribuita uniform pe aria laterala a cilindrului de diametru  $d$  și de lungime  $b$  – figura 1.65 a) și b), ceea ce înseamnă ca, aparent, forța  $N$  se repartizează uniform pe aria diametrală ( $b \cdot d$ ):

$$\sigma_s = \frac{N}{b \cdot d} \leq \sigma_{as} \quad (1.47)$$

în care  $b$  este lățimea bratarii.

Uneori, suprafața bratarii este zimțată, ceea ce conduce la posibilitatea preluării unor momente de torsiune foarte mari la turatii reduse.

Pe lângă varianta deja calculată - figura 1.65 a), respectiv b) se poate adopta și o alta distribuție a tensiunii de strivire (figura 1.65 – c), ceea ce înseamnă un model de calcul mai adecvat solicitării reale.

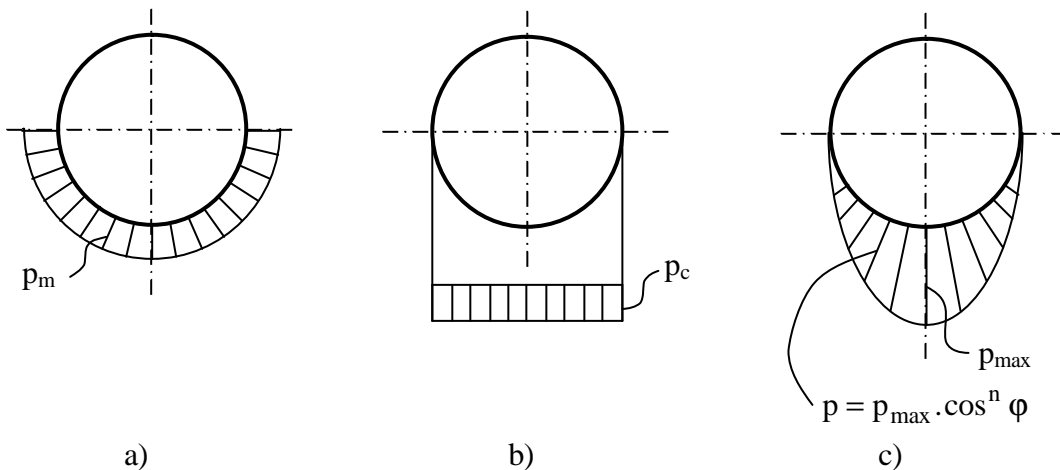


Figura 1.65

Pentru cazul din figura 1.65 c):

- dacă  $n = 1$ :  $p_{\max} = \frac{4}{\pi} \cdot p_c$ ;
- dacă  $n = 2$ :  $p_{\max} = \frac{3}{2} \cdot p_c$ .

b) *Asamblarea de tip bratară cu o deschidere*

Momentul de calcul se determina cu (1.45), la fel ca la montajul anterior prezentat:

$$M_{tc} = k_1 \cdot k_2 \cdot F \cdot L$$

Pe baza datelor din figura 1.66 se face ipoteza ca cele doua jumatați ale bratarii sunt articulate în A, ceea ce permite scrierea ecuatiei de momente fata de punctul respectiv si conduce la aflarea fortei de strângere  $F_s$  si a normalei  $N$ .

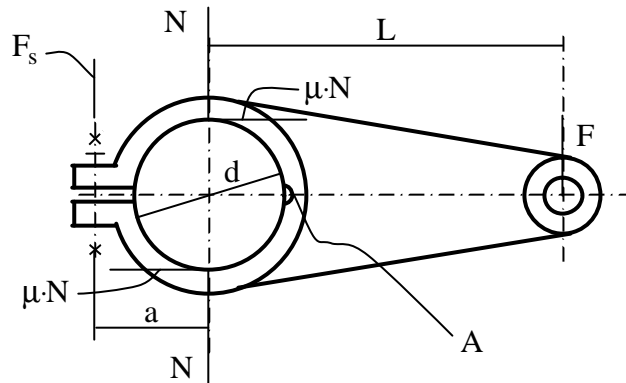


Figura 1.66

$$F_s \cdot \left( a + \frac{d}{2} \right) - N \cdot \frac{d}{2} - \mu \cdot N \cdot \frac{d}{2} = 0 \quad (1.48)$$

$$\mu \cdot N \cdot d \geq M_{tc} \text{ (conditia de ne-patinare).}$$

$$\Rightarrow N = \frac{M_{tc}}{\mu \cdot d}; \quad F_s = \frac{N \cdot \frac{d}{2} \cdot (1 + \mu)}{a + \frac{d}{2}} \quad (1.49)$$

$$\Rightarrow F_s = \frac{M_{tc} \cdot (1 + \mu)}{\mu \cdot (2 \cdot a + d)} \quad \text{® Cu } F_s \text{ se dimensioneaza suruburile.} \quad (1.50)$$

Ca urmare, se poate încheia calculul asamblării prin verificarea la strivire:

$$\sigma_s = \frac{N}{d \cdot b} \leq \sigma_{as} \quad (1.51)$$

în care  $b$  este latimea bratarii.

### 1.2.7 Asamblari cu strângere proprie. Asamblari presate. Asamblari fretate

Ajustajul dintre arbore si butuc este cu strângere. Montarea se poate face prin presare la rece (asamblari presate), sau prin strângere obtinuta în urma deformatiei termice a butucului sau a arborelui (asamblari fretate), pentru asamblari care trebuie sa transmita momente de torsiune foarte mari. Pentru montaj se încalzese si se dilata butucul în ulei (la maxim 370°C) sau în cuptor (la maxim 600°C) sau se raceste arborele (în zapada carbonica la -72°C sau în aer lichid, la -190°C). Scoaterea butucului se face, uneori, cu ulei sub presiune, asa cum sugereaza figura 1.67. Si în acest caz se pune problema modificarii coeficientului de frecare prin vibratii si la montari si demontari repetate.

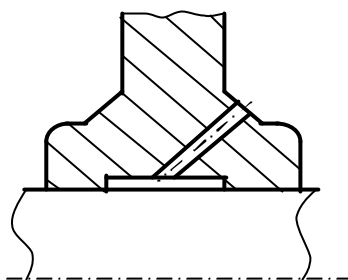


Figura 1.67

Avantajele asamblarii sunt:

- gabarit redus;
- poate transmite momente de torsiune foarte mari;
- centrare excelenta;
- concentratorii de tensiune sunt practic absenti.

Dezavantajele asamblarii sunt:

- modificarea coeficientului de frecare  $\mu$ , la vibratii sau la montari si demontari repetate;
- montare si demontare dificile.

Domeniile de utilizare sunt importante:

- bandaje pentru roti de cale ferata;
- rotoare pe arbori;
- rulmenti grei.

Principalele date constructive si de calcul sunt prezentate în figura 1.68. Asamblarea poate transmite momente de torsiune sau poate prelua forte axiale.

În cazul în care asamblarea preia doar forta axiala  $F_a$ , presiunea minima de contact este

$$p_{\min} = \sigma_{s \min} = \frac{F_a}{\mu \cdot \pi \cdot d \cdot l} \quad (1.52)$$

Daca asamblarea transmite doar momentul de torsiune  $M_t$ :

$$p_{\min} = \sigma_{s \min} = \frac{2 \cdot M_t}{\mu \cdot \pi \cdot d^2 \cdot l} \quad (1.53)$$

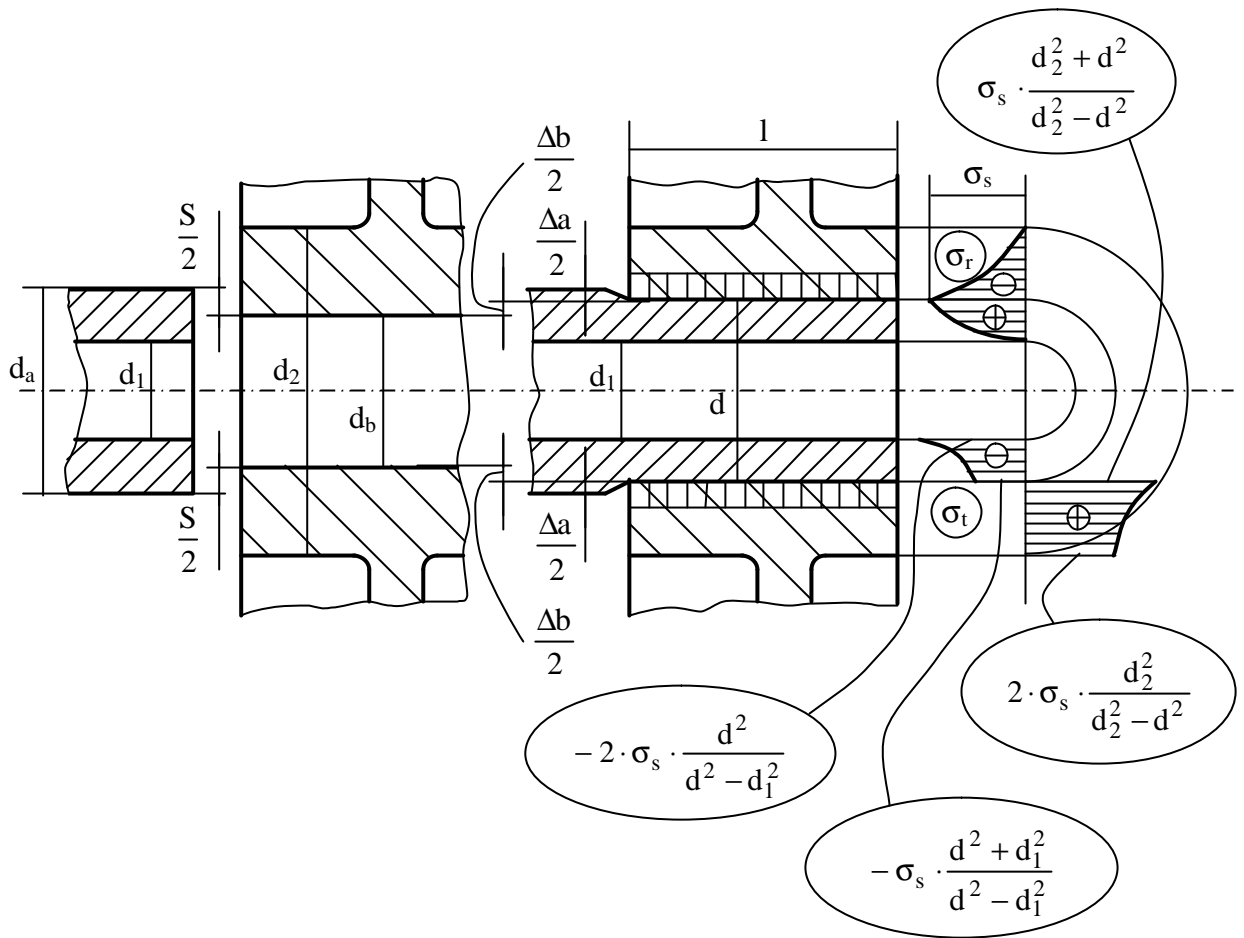


Figura 1.68

În cazul transmiterii momentului  $M_t$  și a preluării forței axiale  $F_a$ , presiunea de contact se determină astfel (figura 1.69):

$$R = \sqrt{F_a^2 + F_t^2}; \quad N = \frac{R}{\mu}; \quad p_{\min} = \frac{N}{\pi \cdot d \cdot l} \quad (1.54)$$

$$p_{\min} = \sigma_{s\min} = \frac{\sqrt{F_a^2 + \left(\frac{2 \cdot M_t}{d}\right)^2}}{\mu \cdot \pi \cdot d \cdot l} \quad (1.55)$$

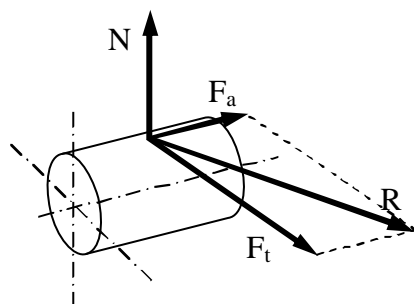


Figura 1.69

Strângerea minima teroretica este suma deformatiilor diametrale elastice:

$$S_{\min} = \Delta d + \Delta b = d_a - d_b \quad (1.56)$$

Ca urmare a deformatiilor elastice, în asamblare ia nastere o presiune de contact  $p_{\min} = \sigma_{s\min}$ , calculata dupa una din relatiile (1.52), (1.53) sau (1.55).

Conform legii lui Hooke adaptata pentru tuburi cu pereti grosi

$$\begin{aligned} \Delta a &= \sigma_{s\min} \cdot \frac{K_a}{E_a} \cdot d; \quad K_a = \frac{d^2 + d_1^2}{d^2 - d_1^2} - \mu_a \\ \Delta b &= \sigma_{s\min} \cdot \frac{K_b}{E_b} \cdot d; \quad K_b = \frac{d^2 + d_1^2}{d^2 - d_1^2} - \mu_b \end{aligned} \quad (1.57)$$

în care  $\mu_a$  si  $\mu_b$  sunt coeficientii Poisson pentru materialul arborelui, respectiv butucului, iar  $E_a$  si  $E_b$  sunt modulele de elasticitate corespunzatoare.

Rezulta strângerea minima care asigura preluarea momentului de torsiune sau/si a fortei axiale:

$$S_{\min} = \sigma_{s\min} \cdot \left( \frac{K_a}{E_a} + \frac{K_b}{E_b} \right) \cdot d \quad (1.58)$$

Strângerea minima totala (corectata) este

$$S_{\min \text{ tot}} = S_{\min} + S_r + S_t \quad (1.59)$$

unde  $S_r$  este corectia de rugozitate iar  $S_t$  este corectia de temperatura care ia în calcul ca arborele si butucul nu functioneaza, uneori, la aceeasi temperatura de exploatare:

$$S_r = 1,2 \cdot (R_{\max a} + R_{\max b}) \quad (1.60)$$

în care:  $R_{\max a, b}$  sunt rugozitatile maxime ale pieselor conjugate în [ $\mu\text{m}$ ] înainte de montare, coeficientul numeric 1,2 fiind acoperitor;

$$S_t = [\alpha_b \cdot (t_b - t_0) - \alpha_a \cdot (t_a - t_0)] \cdot d \quad (1.61)$$

în care:  $\alpha_a, \alpha_b$  sunt coeficientii de dilatare termica pentru materialul arborelui, respectiv al butucului, iar  $t_a, t_b$  – temperaturile la care functioneaza arborele, respectiv butucul. În general  $t_a = t_b$ .

Strângerea maxima teoretica se determina din conditia ca nici în arbore si nici în butuc sa nu se depaseasca limita tensiunilor elastice. Se considera problema plana (fara tensiuni axiale), asa cum apare în figura 1.68 în care sunt reprezentate atât tensiunile radiale cât si cele axiale pentru arborele tubular (cazul general) si pentru butuc – ambele piese fiind considerate tuburi cu pereti grosi si având un calcul specific. Deformatiile plastice ar apare în momentul în care

$$\frac{\sigma_{t\max} - \sigma_{r\max}}{2} = 0,5 \cdot \sigma_c \rightarrow \text{dupa teoria tensiunilor tangentiale} \quad (1.62)$$

$$\frac{\sigma_{t \max} - \sigma_{r \max}}{2} = 0,75 \cdot \sigma_c \rightarrow \text{dupa teoria energetica} \quad (1.63)$$

$$\text{Pentru butuc: } \sigma_{t \max_b} = \sigma_s \cdot \frac{d_2^2 + d^2}{d_2^2 - d^2}; \quad \sigma_{r \max_b} = -\sigma_s$$

$$\text{Pentru arbore: } \sigma_{t \max_a} = -2 \cdot \sigma_s \cdot \frac{d^2}{d^2 - d_1^2}; \quad \sigma_{r \max_a} = \sigma_s$$

Aplicând teoria tensiunilor axiale, rezulta

$$\frac{\sigma_{s \max_b} \cdot \left[ \frac{d_2^2 + d^2}{d_2^2 - d^2} - (-1) \right]}{2} = 0,5 \cdot \frac{\sigma_{cb}}{c_c} \quad (1.64)$$

$$\left| \frac{\sigma_{s \max_a} \cdot \left[ -2 \cdot \frac{d^2}{d^2 - d_1^2} - (1) \right]}{2} \right| = 0,5 \cdot \frac{\sigma_{ca}}{c_c} \quad (1.65)$$

în care  $s_{cb}$  și  $s_{ca}$  sunt tensiunile de curgere ale materialelor pieselor conjugate. Adoptând un coeficient de siguranță  $c_c = 1,1 \dots 1,3$ , din (1.64) și din (1.65) se determina

$$\sigma_{s \max} = \min(\sigma_{s \max_b}, \sigma_{s \max_a}) \quad (1.66)$$

Apoi, rezulta:

$$S_{\max} = \sigma_{s \max} \cdot \left( \frac{K_a}{E_a} + \frac{K_b}{E_b} \right) \cdot d \quad (1.67)$$

și

$$S_{\max \text{ tot}} = S_{\max} + S_r + S_t \quad (1.68)$$

Se adopta un ajustaj cu strângere standardizat astfel încât

$$S_{\max}^{\text{STAS}} \leq S_{\max \text{ tot}} \text{ și } S_{\min}^{\text{STAS}} \geq S_{\min \text{ tot}} \quad (1.69)$$

Cu  $S_{\max}^{\text{STAS}}$  (posibil de atins practic) se determina temperatura la care va fi încălzit butucul

$$S_{\max}^{\text{STAS}} + J = \alpha_b \cdot (t - t_0) \cdot d \Rightarrow t \quad (1.70)$$

în care  $J$  este un joc necesar montării.

Daca se subracește arborele rezulta temperatura la care trebuie sa se faca racirea:

$$S_{\max}^{\text{STAS}} + J = \alpha_a \cdot (t_0 - t) \cdot d \Rightarrow t \quad (1.71)$$

Fata de ‘t’ astfel calculat se mai ia un spor de 15÷20% pentru a tine cont de racirea/încalzirea pe durata montajului.

### 1.2.8 Asamblari conice prin presare

Asemenea asamblari se utilizeaza pentru fixarea pe capetele arborilor a unor roti, discuri sau scule în general (freze, burghie). Strângerea elastica radiala dintre butuc si arbore se obtine prin efectul apasarii axiale pe care o da asamblarea filetata prevazuta cu saiba Grower împotriva autodesfacerii asamblarii. Prin strângerea pe con, în asamblare ia nastere o tensiune de contact ( $\sigma_s$ ) care asigura transmiterea unor momente de torsiune prin forte de frecare tangentiale. Uneori, când nu este dorita patinarea la suprasarcina, se poate prevedea si o pana disc (figura 1.70).

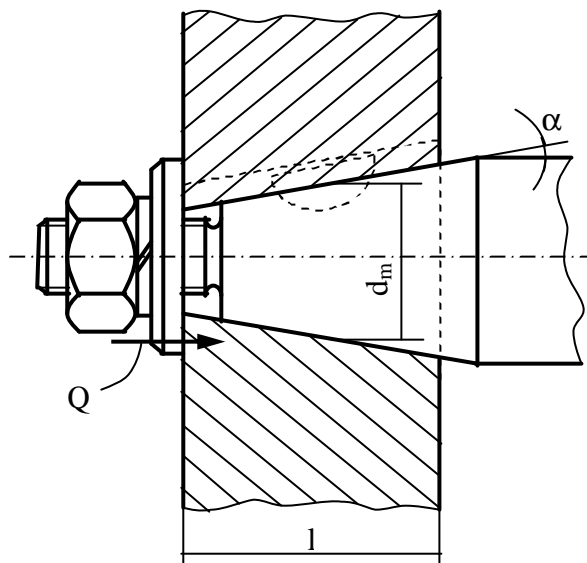


Figura 1.70

Centrarea obtinuta la asamblarea pe con este deosebit de buna, iar montarea si demontarea sunt facile. Înclinarea conului este, de regula  $a = 2^\circ \dots 15^\circ$ , în functie de utilizare, fiind asigurata sau nu conditia de autofrânare.

Alezarea conului butucului si rectificarea conului arborelui trebuie sa fie extrem de riguros facute, astfel încât tensiunea de strivire sa fie uniform distribuita pe suprafata de contact (figura 1.71 c); în caz contrar, tensiunile pot fi distribuite puternic neuniform, asa cum este sugerat în figura 1.71 a) si b).

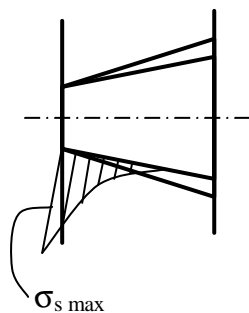


Figura 1.71 a)

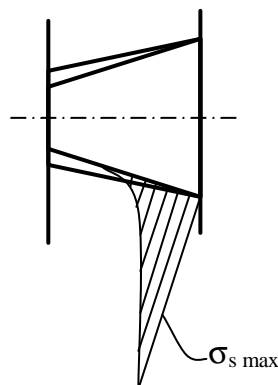


Figura 1.71 b)

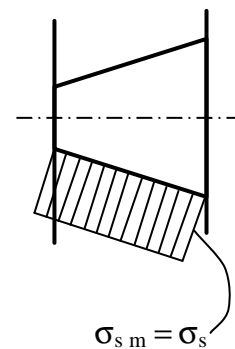


Figura 1.71 c)



Pe baza schemei din figura 1.72 se poate calcula forta de strângere axiala Q, stabilind mai întâi marimea apasarii normale N din conditia de preluare a momentului de torsiune prin frecarea dintre piesele conjugate:

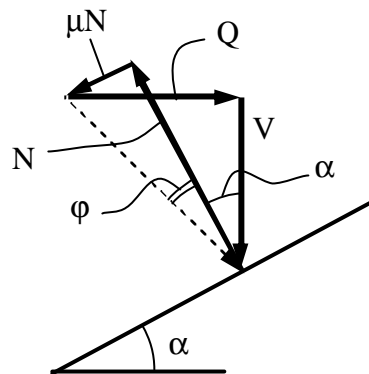


Figura 1.72

$$Q = N \cdot (\mu \cdot \cos \alpha + \sin \alpha)$$

$$N = \frac{2 \cdot M_{tc}}{\mu \cdot d_m} \quad (1.72)$$

În relația (1.72)  $M_{tc}$  este momentul de torsiune de calcul:

$$M_{tc} = k_1 \cdot k_2 \cdot M_{t \text{ nominal}} \quad (1.73)$$

în care:  $k_1$  – coeficient de importanță;  $k_2$  – coeficient de exploatare.

Verificarea elementară constă în determinarea tensiunii de contact:

$$\sigma_s = \frac{N}{\pi \cdot d_m \cdot l} \leq \sigma_{sa} \quad (1.74)$$

Verificarea exactă se face ținând cont de deformările elastice produse, în mod asemanător cu asamblarea cu strângere proprie.

### 1.2.9 Asamblarea cu inele tronconice (pene inelare)

Pe baza ideii date de asamblarea pe con, s-au realizat asamblări cu mai multe suprafețe active. Astfel, cu o pereche (figura 1.73) sau mai multe perechi de pene conjugate (figura 1.74 și figura 1.75) se pot transmite momente de torsiune foarte mari, prin împănarea butucului pe arbore. Momentul de torsiune se transmite prin forțe de frecare tangențială.

Avantajele asamblării sunt:

- arborele și butucul au prelucrări simple;
- nu există mari concentratori de tensiune, aceștia fiind dați, totuși, de prezența muchiilor inelelor așa cum se arată în figura 1.76;
- există posibilitatea de patinare la suprasarcină.

Dezavantaje:

- inelele cer o prelucrare pretentioasă și sunt realizate din oțeluri aliate de mare rezistență;
- asamblarea necesită un sistem axial de împingere;
- gabaritul radial este ridicat.

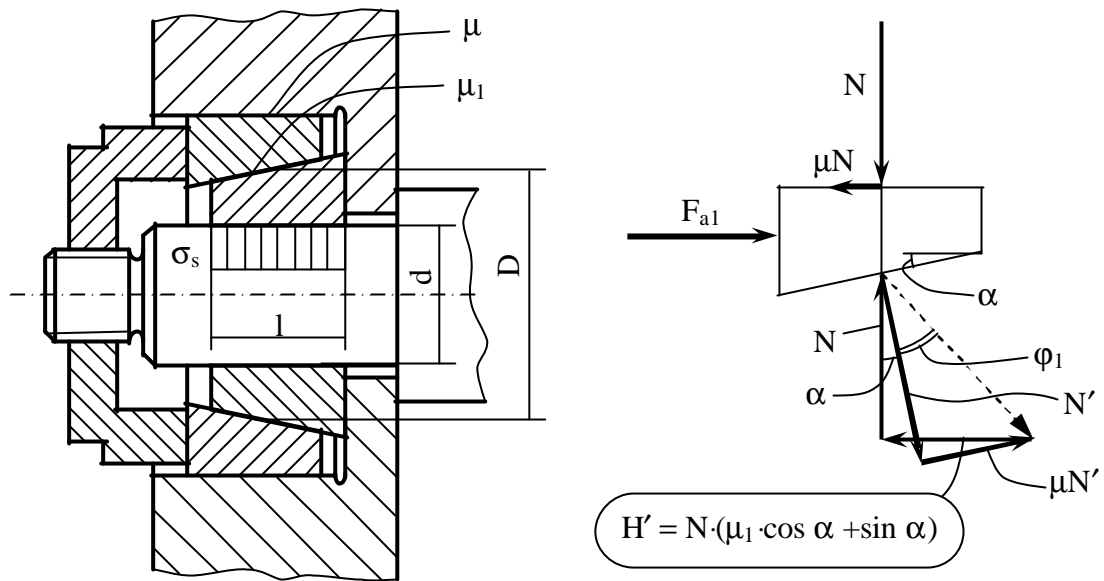


Figura 1.73

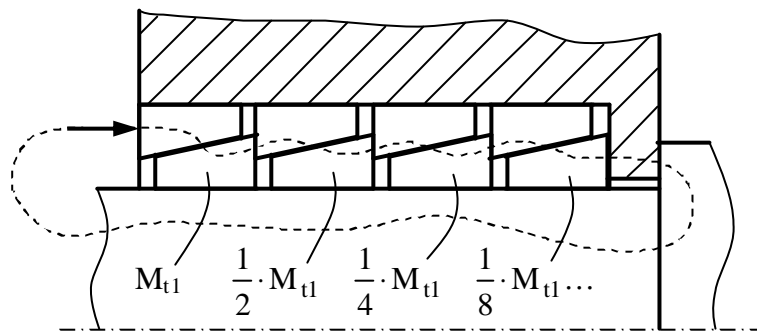


Figura 1.74

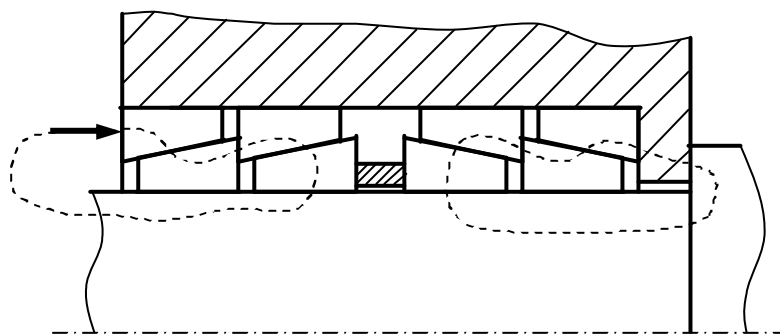


Figura 1.75

Momentul de torsiune de calcul este dat de relatia :

$$M_{tc} = K_1 \cdot K_2 \cdot M_{tn}$$

în care:

$K_1 = 1,1 \dots 1,5$  pentru sarcini constante;  $K_1 = 2 \dots 4$  pentru sarcini cu soc;  
 $K_2$  – factor de importanta.

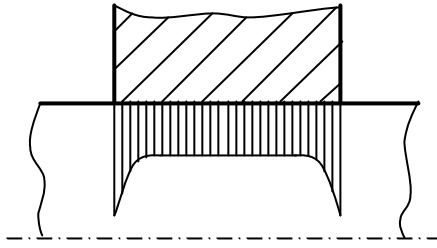


Figura 1.76

Ca si la asamblarea pe con:

$$N = \frac{2 \cdot M_{tc}}{\mu \cdot d}; \quad \sigma_s = \frac{N}{\pi \cdot d \cdot l} \leq \sigma_{sa} \quad (1.75)$$

Fora axiala de montaj se determina cu relatia

$$F_{a1} = N \cdot [\operatorname{tg}(\alpha + \varphi_1) + \operatorname{tg}\varphi] \quad (1.76)$$

în care  $\varphi_1 = \operatorname{arctg} \mu_1$ .

La aceasta forta se adauga forta necesara deformarii elastice a inelelor  $F_{a0}$ . Se stie ca:

$$F_{a0} = \frac{E \cdot S}{l_0} \cdot \Delta l_r \quad (1.77)$$

$$\operatorname{tg}(\alpha + \varphi_1) = \frac{\Delta l_r}{\Delta l_a} \quad (1.78)$$

în care  $\Delta l_c$  si  $\Delta l_a$  sunt deformatiile elastice radially, respectiv axiala.

Rezulta:

$$F_{a0} = \frac{2 \cdot E \cdot \frac{\pi \cdot (D^2 - d^2)}{4}}{\frac{D + d}{4}} \cdot \Delta l_a \cdot \operatorname{tg}(\alpha + \varphi_1) \quad (1.79)$$

Utilizarea mai multor perechi de inele tronconice este avantajoasa prin faptul ca se obtine cresterea momentului de torsiune transmis. Dar, pentru inelele în serie se diminueaza forta axiala de la o pereche la alta de inele. Ca urmare, momentul capabil nu este suma momentelor capabile ale tuturor perechilor de inele, asa cum se arata în figura 1.74.

În figura 1.74  $M_{tot} < n \cdot M_{t1}$ , mai precis  $M_{tot} = 1,875 \cdot M_{t1}$ , în timp ce la montajul din figura 1.75  $M_{tot} = 3 \cdot M_{t1}$ . Deci, montajul din figura 1.75 conduce la o sporire evidenta a momentului capabil total.

### 1.2.10 Asamblarea cu inel elastic din cauciuc si cu inele elastice metalice

Asamblarea cu inel elastic din cauciuc din figura 1.77 are avantajul montajului rapid si a faptului ca nu este necesara o precizie dimensionala deosebita.

Calculul tensiunii de strivire este simplu, daca se admite ipoteza distributiei uniforme

$$\sigma_{sm} \cdot \pi \cdot d \cdot l \cdot \mu \cdot \frac{d}{2} = M_{tc} \quad (1.80)$$

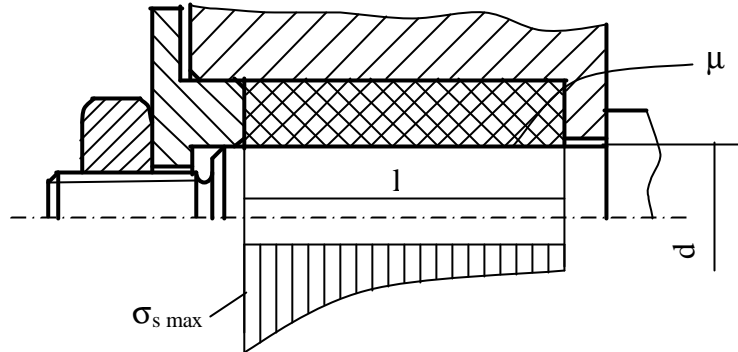


Figura 1.77

Figura 1.78 prezinta exemple de asamblari cu inele metalice profilate, acestea având avantajul unor momente de torsiune capabile foarte mari, dar necesitând o executie foarte precisa.

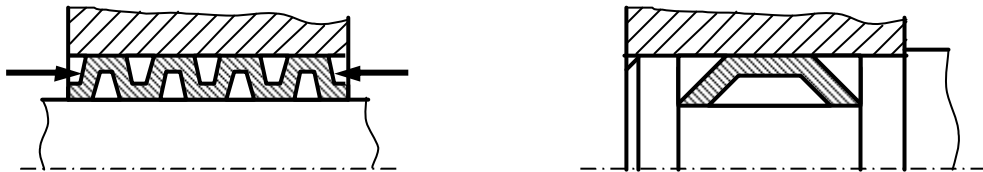


Figura 1.78

În numeroase cazuri, positionarea axiala a butucului fata de arbore se realizeaza utilizând inele elastice (STAS 5848-88) reprezentate în figura 1.79.

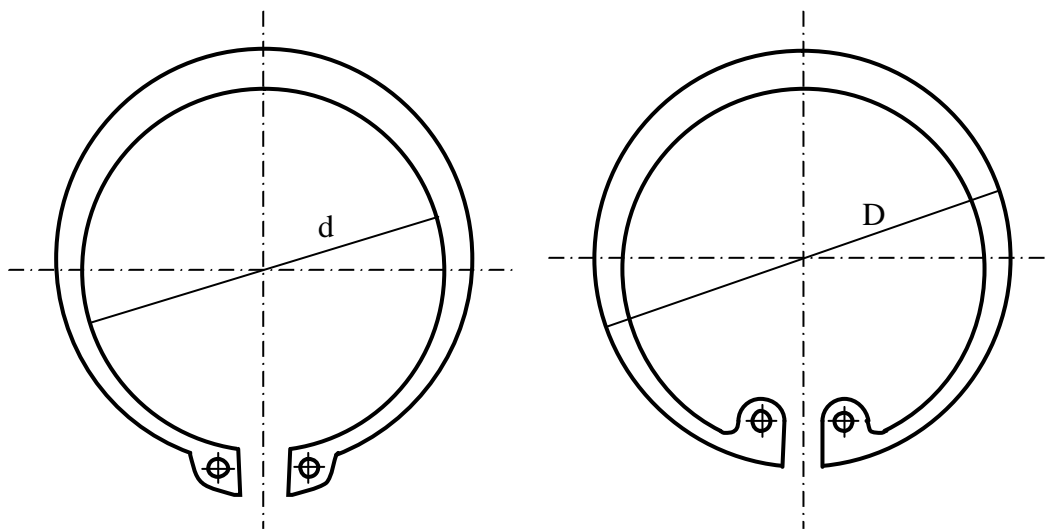


Figura 1.79

### 1.3 Asamblari cu elemente elastice (arcuri)

#### 1.3.1 Caracterizare generala

Arcurile sunt organe de masini elastice care, prin forma constructiva si prin caracteristicile mecanice ale materialelor din care sunt fabricate, transforma lucrul mecanic al sarcinilor exterioare în energie potentiala înmagazinata elastic, cu posibilitatea de a o reda (total sau partial) la disparitia sarcinii.

*Domeniile de utilizare* principale ale arcurilor sunt:

- preluarea si amortizarea vibratiilor (suspensii, fundatii);
- acumularea de energie mecanica în vederea redarii treptate (ceasuri, arme, instrumente, supape);
- exercitarea de forte elastice permanente (ambreiaj);
- reglarea si limitarea fortelor (prese, dispozitive);
- masurarea fortelor (dinamometre);
- modificarea pulsatiei proprii a unui dispozitiv (sistem) mecanic.

*Clasificarea* arcurilor se poate face dupa doua criterii:

- forma constructiva (bare de torsiune, arcuri elicoidale, arcuri spirale plane, lamelare, cu foi, disc, inelare, speciale etc.);
- natura sarcinilor exterioare (torsiune, încovoiere, compresiune si tractiune);
- natura sollicitarilor interioare.

În functie de natura sarcinilor interioare distingem:

- arcuri cu materialul sollicitat la rasucire (arcuri elicoidale solcitate la compresiune sau tractiune, arcuri bara de torsiune, arcuri bloc de cauciuc);
- arcuri cu materialul sollicitat la încovoiere (arcuri elicoidale cilindrice solcitate la torsiune, arcuri spirale plane, arcuri disc, arcuri lamelare, arcuri cu foi multiple);
- arcuri cu materialul sollicitat la compresiune-tractiune (arcuri inelare, arcuri bloc de cauciuc etc.).

*Materialele pentru arcuri* trebuie sa aiba rezistenta mecanica ridicata, tensiune elastica, de asemenea, foarte mare, stabilitate în timp a caracteristicilor elastice, rezistenta ridicata la oboseala, rezilienta mare si o buna plasticitate la formare.

*Otelurile speciale* pentru arcuri satisfac majoritatea cerintelor impuse arcurilor: STAS 795-92, STAS 3583-86, STAS 8371-80 si STAS 11514-80. Aceste materiale impun tratamente termice pretentioase. Adeseori se efectueaza prelucrari mecanice deosebite (rectificare de precizie, sablare, alicare) sau tratamente electro-chimice (curatire electro-chimica, emailare). Câteva exemple de oteluri des folosite pentru fabricarea arcurilor sunt date în Tabelul 1.2. [2]

*Aliaje neferoase* mai folosite sunt: alama, alama cu nichel, bronzurile pentru arcuri (Cu-Zn) si bronzul de Sn (Cu-Sn) care se caracterizeaza prin buna conductibilitate electrica, bronz de siliciu (Cu-Si), bronz de beriliu (Cu-Be) folosit în industria electrotehnica (fonie).

*Aliajele nichelului* sunt: monel K (Ni, Cu, Al) si inconel (Ni, Cr, Fe) adica materiale amagnetice, rezistente la corozioane; inconel X are buna rezistenta termica, pâna la 480°C.

*Aliajele cobaltului* se folosesc la arcurile aparatelor de masura datorita proprietatilor superioare amagnetice.

*Elastomerii* sunt frecvent folositi datorita proprietatilor elastice. Un dezavantaj important al acestor materiale este comportamentul vâsco-elastic care genereaza o

caracteristica neliniara si cu histerezis. Proprietatile lor mecanice variaza foarte mult în functie de compozitia chimica si de tehnologia de fabricare.

Tabelul 1.2

Marca	STAS	$S_c$ [MPa]	$S_R$ [MPa]	Alungirea la rupere, A%	Tipuri de arcuri	
OLC 55A	795-80	880	1080	6	lamelare, cu foi, spirale	
OLC 65A		780	980	10	lamelare, cu foi, spirale, elicoidale	
OLC 75A	795-80	880	1080	9		6
OLC 85A		980	1130	8		
51 Si 18A		1080	1180	cu foi, elicoidale		
56 Si 17A		1270	1480		cu foi, elicoidale, disc, inelare	
60 Si 15A		1080	1270			
51 VCr 11A		1180	1320		cu foi, elicoidale, disc, inelare, bara de torsiune	
61 Si 2 WA	11514-80	1668	1864	5	elicoidale, bara de torsiune	
40 Cr130	3583-80	1250	1650	–	elicoidale	
12 TiNiCr 180	11523-80	1450	1650	–		

### 1.3.2 Parametrii principali

*Caracteristica arcului* indica dependenta dintre sarcina exterioara si deformatie si este principalul parametru care descrie comportamentul arcurilor.

Figura 1.80 prezinta mai multe tipuri de caracteristici:

- caracteristica liniara (figura 1.80.a) pentru arcuri metalice (proportionalitate dupa legea lui Hooke);
- caracteristica liniara discontinua (figura 1.80.b) pentru pachete de arcuri metalice de înaltimi diferite;
- caracteristica neliniara (figura 1.80.c) progresiva (arcuri spirale) sau regresiva (arcuri disc);
- caracteristica liniara cu histerezis (figura 1.80.d) pentru arcuri cu foi;
- caracteristica neliniara cu histerezis (figura 1.80.e) pentru arcuri din cauciuc.

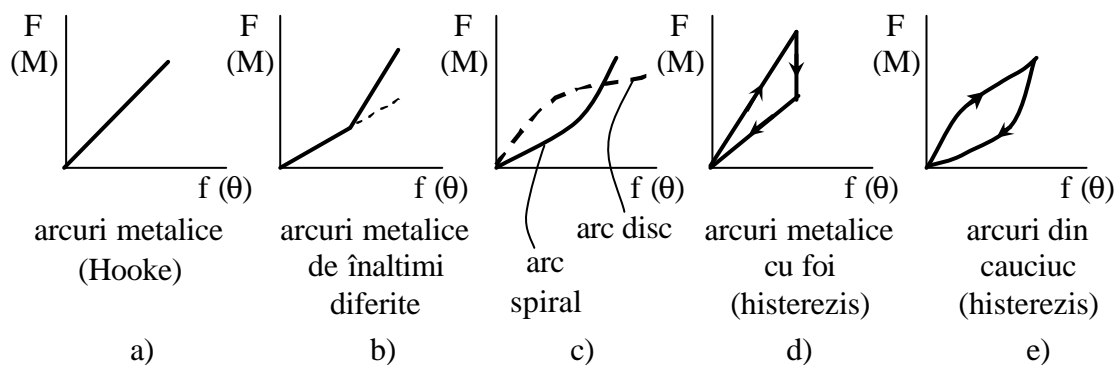


Figura 1.80

*Rigiditatea arcurilor c*, este sarcina corespunzatoare deformatiei unitare si reprezinta panta caracteristicii arcurilor

$$c = \frac{dF}{df} \text{ sau } c = \frac{dM}{d\theta} \quad (1.81)$$

*Elasticitatea (complianta) arcului este inversul rigiditatii.*

*Lucrul mecanic acumulat de arc (L) prin deformatie elastica este aria cuprinsa între caracteristica elastica a arcului si axa absciselor.*

$$L = \int F \cdot df \text{ sau } L = \int M \cdot d\theta \quad (1.82)$$

*Coeficientul de utilizare volumetrica ( $k_v$ ) a materialului este definit de relatia*

$$k_v = \frac{L}{V} \quad (1.83)$$

unde V este volumul de material al arcului.

*Coeficientul de utilizare specifica ( $k_u$ ) a materialului este dat de relatia*

$$k_u = \frac{\frac{L}{V}}{\frac{\tau_{\max}^2}{G}}, \text{ pentru solicitarea de torsiune, sau} \quad (1.84)$$

$$k_u = \frac{\frac{L}{V}}{\frac{\sigma_{\max}^2}{E}}, \text{ pentru solicitarea de încovoiere sau de tractiune-compresiune.}$$

Din (1.83) si (1.84) rezulta

$$k_u = k_v \cdot \frac{G}{\tau_{\max}^2}, \text{ pentru solicitarea de torsiune, sau} \quad (1.85)$$

$$k_u = k_v \cdot \frac{E}{\sigma_{\max}^2}, \text{ pentru solicitarea de încovoiere sau de tractiune-compresiune.}$$

*Lucrul mecanic pierdut prin histerezis ( $L_h$ ) este dat de*

$$L_h = L - L' \quad (1.86)$$

unde  $L'$  este lucrul mecanic cedat în procesul de descarcare pentru arcuri cu histerezis.

*Randamentul arcului ( $\eta$ ) este raportul dintre lucrul mecanic cedat si lucrul mecanic înmagazinat*

$$\eta = \frac{L'}{L} = 1 - \frac{L_h}{L} \quad (1.87)$$

*Coeficientul de amortizare ( $\delta$ ) se calculeaza cu relatia*

$$\delta = \frac{L - L'}{L + L'} = \frac{1 - \eta}{1 + \eta} \quad (1.88)$$

### 1.3.3. Arcul bara de torsiune

Calculul arcului bara de torsiune din figura 1.81.a se face cu relatia

$$\tau_t = \frac{M_t}{W_p} \leq \tau_{at} \quad (1.89)$$

unde  $W_p$  este modulul de rezistenta polar.

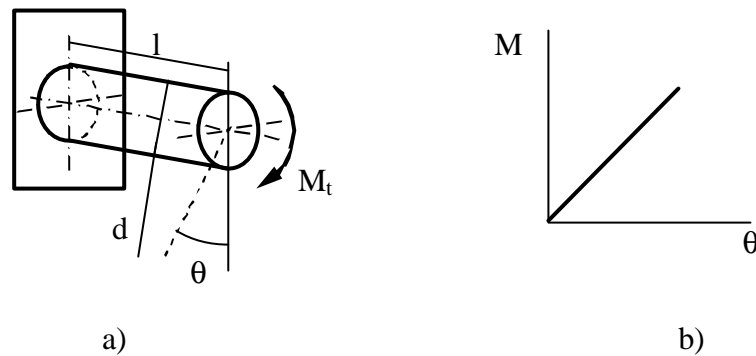


Figura 1.81

Unghiul de rasucire este

$$\theta = \frac{M_t \cdot l}{G \cdot I_p} = \frac{32 \cdot M_t \cdot l}{\pi \cdot G \cdot d^4} \quad (1.90)$$

cu notatiile din figura 1.81.a.

Caracteristica arcului este liniara (figura 1.81.b) si rigiditatea este data de

$$c = \frac{\pi \cdot d^4 \cdot G}{32 \cdot l} \quad (1.91)$$

Lucrul mecanic acumulat este dat de

$$L = \frac{M_t \cdot \theta}{2} = \frac{M_t^2 \cdot l}{2 \cdot G \cdot I_p} = \frac{(W_p \cdot \tau_{at})^2 \cdot l}{2 \cdot G \cdot I_p} = \frac{\left(\frac{\pi}{16} \cdot d^3 \cdot \tau_{at}\right)^2 \cdot l}{2 \cdot G \cdot \frac{\pi \cdot d^4}{32}} \quad (1.92)$$

Rezulta

$$L = 0,25 \cdot \frac{\tau_{t \max}^2}{G} \cdot V \quad (1.93)$$



unde 0,25 este coeficientul de utilizare volumetrica care serveste la compararea a doua arcuri.  
Calculul de dimensionare se face cu formula

$$d_{nec} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot M_t}{\pi \cdot \tau_{at}}} \text{ sau} \quad (1.94)$$

$$l_{nec} = \frac{\pi \cdot d^4 \cdot \theta \cdot G}{32 \cdot M_t}$$

În figura 1.82 este prezentat un arc bara de torsiune compus.

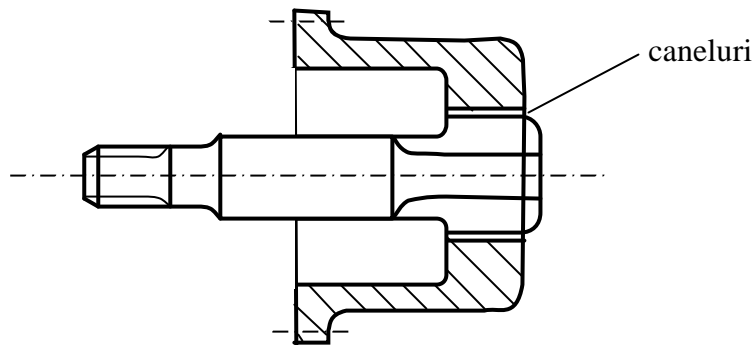


Figura 1.82

### 1.3.4. Arc elicoidal cilindric de compresiune

Arcul elicoidal cilindric de compresiune cu spira de sectiune circulara este cel mai des utilizat tip de arc si de aceea calculul sau este standardizat STAS 7067/1-87.

Acest tip de arc si caracteristica sa sunt prezentate în figura 1.83 în care s-au notat:  $t$ ,  $t_0$  este pasul elicei în stare montata si respectiv libera,  $d$  este diametrul sârmei,  $D_m$  este diametrul mediu de înfasurare,  $H_0$  înaltimea arcului în stare libera,  $H_1, 2$  înaltimea arcului în functionare,  $H_b$  înaltimea minima a arcului (în stare spira pe spira),  $f$  sageata arcului.

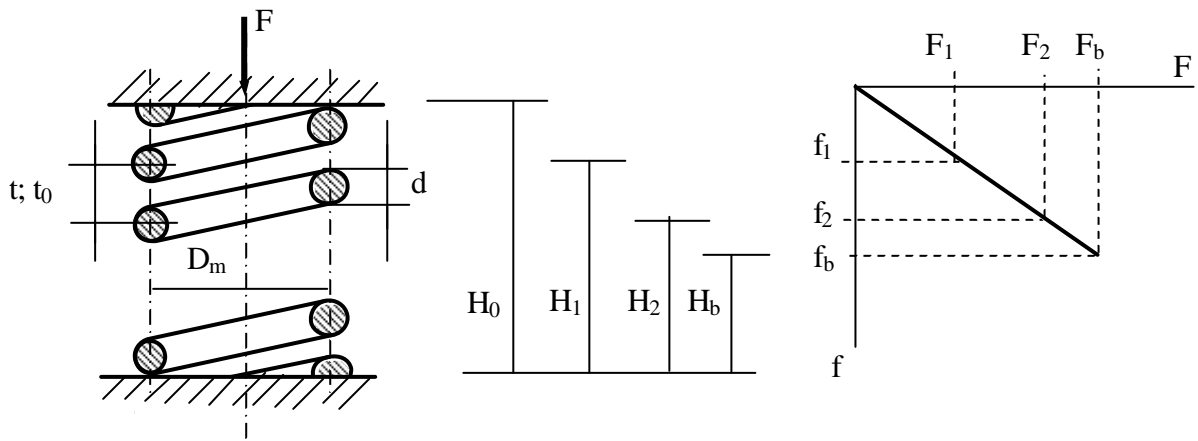


Figura 1.83

În cazul solicitarii statice ( $N \leq 10^4$  cicluri, indiferent de valoarea amplitudinii) sau a solicitarii prin oboseala cu amplitudinea mai mica de 0,1 din sageata medie, pentru calcul se considera ca solicitarea principala a spirei este de torsiune. În acest caz, momentul de torsiune cu notiile din figura 1.84 este

$$M_t = \frac{F \cdot \cos \alpha \cdot D_m}{2} \quad (1.95)$$

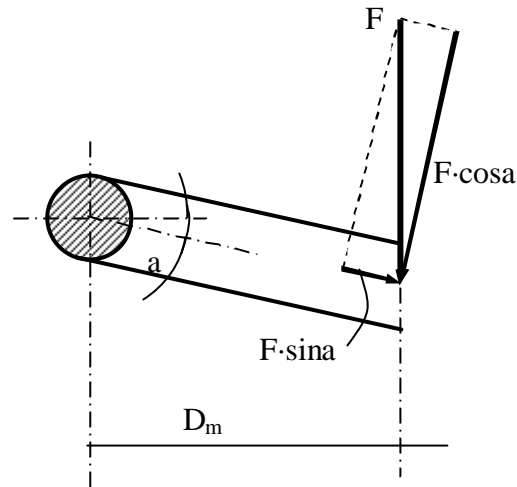


Figura 1.84

Solicitarea de încovoiere data de

$$M_i = \frac{F \cdot \sin \alpha \cdot D_m}{2} \quad (1.96)$$

se poate neglija deoarece unghiul \$\alpha\$ este foarte mic, uzual \$\alpha = 6^\circ \dots 9^\circ\$.

Forfecarea spirei este data de forta

$$F_{\perp} = F \cdot \cos \alpha \quad (1.97)$$

Tractiunea este data de forta

$$F_N = F \cdot \sin \alpha \quad (1.98)$$

care se poate neglija la rândul ei din același considerent.

Rezulta ca efortul unitar de torsiune este

$$\tau_t = \frac{M_t}{W_p} = \frac{8 \cdot F \cdot D_m}{\pi \cdot d^3} \quad (1.99)$$

în care se considera ca \$F \cdot \cos \alpha \cong F\$.

Cu aceeași ipoteză, tensiunea de forfecare este

$$\tau_f = \frac{F}{A} = \frac{4 \cdot F}{\pi \cdot d^2}, \quad (1.100)$$

Tensiunea totală în spira este

$$\tau = \frac{4 \cdot F}{\pi \cdot d^2} \cdot \left( 2 \cdot \frac{D_m}{d} + 1 \right) = \frac{4 \cdot F}{\pi \cdot d^2} \cdot (2 \cdot i + 1) \quad (1.101)$$

unde:  $i = \frac{D_m}{d}$  este indicele arcului (raportul de înfasurare); uzual se adopta  $i = 4 \dots 16$  pentru arcuri înfasurate la rece si  $i = 4 \dots 10$  pentru arcuri realizate la cald.  
Neglijând pe „1” în raport cu termenul „2·i”, rezulta

$$\tau = \tau_t = \frac{8 \cdot F \cdot i}{\pi \cdot d^2} \quad (1.102)$$

Datorita curburii barei din care este realizat arcul,  $\tau_t$  are o distributie modificata, asa cum se observa din figura 1.85.

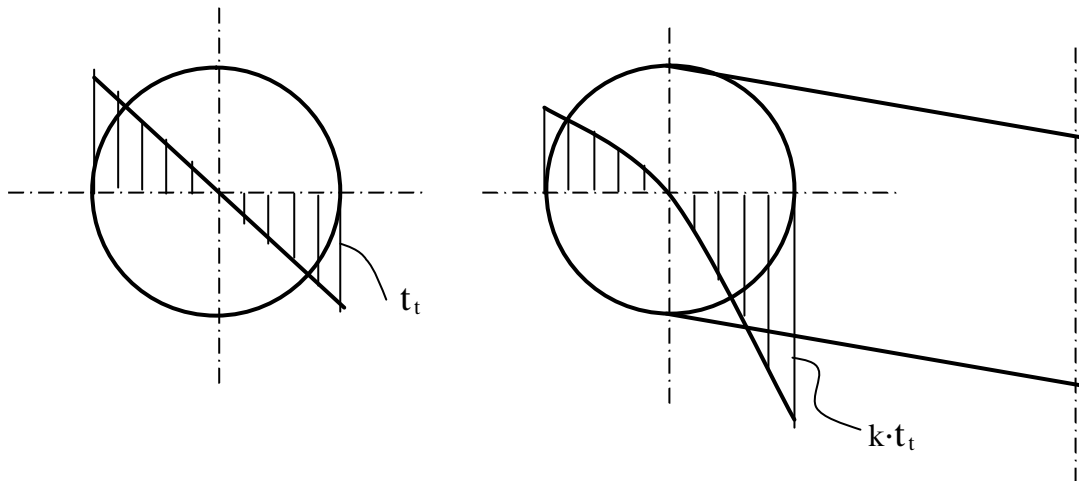


Figura 1.85

Rezulta ca tensiunea maxima poate fi scrisa

$$\tau_{\max} = k \cdot \tau \quad (1.103)$$

unde  $k$  este factorul tensiunii care se poate calcula cu o relatie empirica

$$k = \frac{i + 0,5}{i - 0,5} \quad (1.104)$$

Verificarea spirei arcului se face cu relatia

$$\tau_{\max} = \frac{8 \cdot k \cdot D_m \cdot F}{\pi \cdot d^3} = \frac{8 \cdot k \cdot i \cdot F}{\pi \cdot d^2} \leq \tau_a \quad (1.105)$$

Pentru dimensionarea spirei se foloseste relatia

$$d_{\text{nec}} \geq \sqrt{\frac{8 \cdot k \cdot F \cdot i}{\pi \cdot \tau_{\text{at}}}}; \text{ cu } D_m = i \cdot d \quad (1.106)$$

Deformatia elastica (sageata arcului) poate fi calculata cu

$$f = \frac{D_m}{2} \cdot \theta; \quad \theta = \frac{M_t \cdot l}{G \cdot I_p} \quad (1.107)$$

Cum:  $l = \pi \cdot D_m \cdot n$ , unde  $n$  este numarul de spire active, avem

$$f = \frac{8 \cdot F \cdot i^3 \cdot n}{G \cdot d} \quad (1.108)$$

Rigiditatea arcului este

$$c = \frac{G \cdot d^4}{8 \cdot n \cdot D_m^3} \quad (1.109)$$

Daca se impune o anumita valoare a sagetii arcului ( $f$ ), la dimensionare, se poate determina numarul de spire active

$$n = \frac{f \cdot G \cdot d^4}{8 \cdot D_m^3 \cdot F} \quad (1.110)$$

Energia înmagazinata de arc este

$$W = \frac{F \cdot f}{2} \quad (1.111)$$

Considerând ca forta este

$$F = \frac{\pi \cdot d^3 \cdot \tau_a}{8 \cdot D_m} \quad (\text{pentru } k = 1) \quad (1.112)$$

$$F = \frac{\pi \cdot d^2 \cdot \tau_a}{8 \cdot k \cdot D_m} \quad (\text{pentru } k \text{ real})$$

iar pentru sageata se considera relatia

$$f = \frac{M_t \cdot \pi \cdot D_m \cdot n}{G \cdot I_p} = \frac{F \cdot \frac{D_m}{2} \cdot \pi \cdot D_m \cdot n}{G \cdot I_p} = \frac{\pi \cdot n \cdot D_m^2 \cdot F}{2 \cdot G \cdot I_p} \quad (1.113)$$

Rezulta ca lucrul mecanic înmagazinat este

$$W = \left( \frac{0,25}{k^2} \right) \cdot \frac{\tau_{\max}^2}{G} \cdot V \quad (1.114)$$

unde  $V$  este volumul spirei arcului.

Se recomanda ca numarul de spire de rezemare,  $n_r$  sa se aleaga:

$n_r = 1,5$  pentru  $n \leq 7$ ;  
 $n_r = 1,5 \dots 3,5$  pentru  $n > 7$

De asemenea, se recomanda:  $t_0 \geq 1,5 \cdot d$  si  $\frac{D_m}{4} + 0,2 \leq t \leq \frac{2}{3} \cdot D_m$ .

Înălțimea arcului se calculeaza cu:

$H_0 = t_0 \cdot n + (n_r + 1) \cdot d$  pentru arcul cu capete închise, neprelucrate;

$H_0 = t_0 \cdot n + (n_r - 0,5) \cdot d$  pentru arcul cu capete închise, prelucrate;

$H_0 = t_0 \cdot n + d$  pentru arcul cu capete deschise, neprelucrate.

Înălțimea de blocare este:

$H_b = (n + n_r) \cdot d$

### 1.3.5 Alte arcuri metalice

*Arcurile inelare* sunt alcatuite dintr-o serie de inele biconice exterior sau interior (figura 1.86). La actiunea sarcinii de compresiune pe axa arcului, suprafetele în contact aluneca relativ si determina întinderea arcurilor exterioare si comprimarea arcurilor interioare. Aceasta actiune este însoțita de frecari mari, care determina aparitia unei caracteristici cu histererezis.

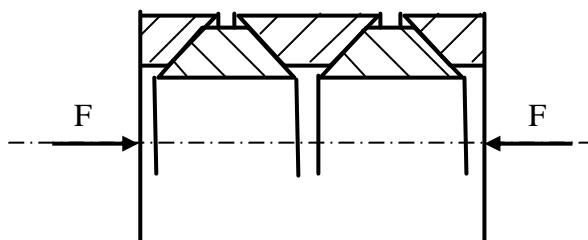


Figura 1.86

Aceste arcuri sunt caracterizate prin capacitatea de a prelua forte mari cu sageti mici. Datorita faptului ca aproximativ 2/3 din energia de deformare este disipata prin frecare, ele sunt folosite la tamponanele vagoanelor si locomotivelor de cale ferata, la macarale etc.

*Arcurile disc* constau din suprapunerea unor discuri tronconice (figura 1.87) de grosime constanta. Pachetele de discuri sunt supuse la compresiune concentrica.

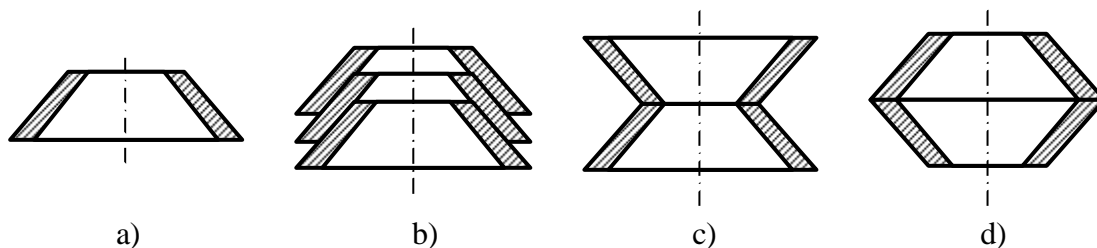


Figura 1.87

În functie de sarcina si deformatia dorita, prin grupare se pot forma arcuri:

- în paralel (figura 1.87.b) alcatuite prin suprapunerea directa a maximum trei discuri;
- în serie (figura 1.87.c,d) alcatuite prin alternarea pozitiei discurilor succesive;
- serie-paralel.

Arcurile disc pot prelua forte mari, au sageata mica si au o caracteristica regresiva.

*Arcurile lamelare* sunt formate din o banda flexibila cu una din dimensiuni mai mare, dupa cum se observa în figura 1.88 ( $l > b > h$ ). Ca forma ele pot fi:

- dreptunghiulare (figura 1.88.a), mai ieftine, dar folosesc nerational materialul;
- triunghiulare (figura 1.88.b), practic nerealizabile, dar folosesc rational materialul;
- trapezoidale (figura 1.88.c), realizabile, utilizabile, folosesc rational materialul.

La toate arcurile, cea mai importanta solicitare este încovoierea

$$\sigma_{i_{\max}} = \frac{6 \cdot F \cdot l}{b \cdot h^2} \leq \sigma_{ai} \quad (1.115)$$

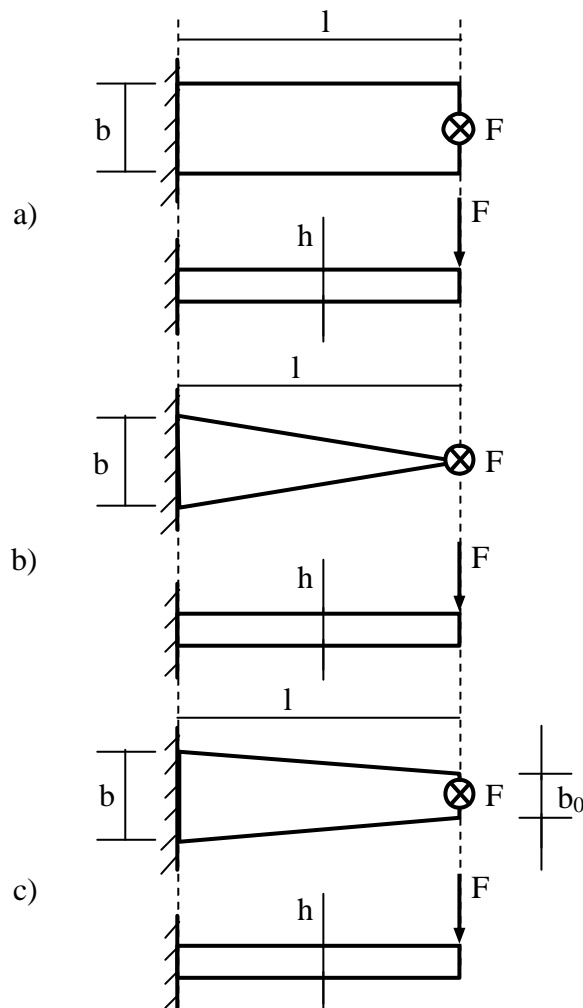


Figura 1.88

Calculul de rezistență se face asimilând arcul cu o grindă încastrată solicitată la încovoiere cu valoarea maximă a tensiunii în încastrare

$$\sigma_{i_{\max}} = \frac{M_{\max}}{W_z} = \frac{6 \cdot F \cdot l}{b \cdot h^2} \leq \sigma_{ai} \quad (1.116)$$

Pentru utilizarea rationala a materialului, trebuie ca în orice sectiune sa fie îndeplinita conditia:

$$\sigma_{ix} = \frac{M_x}{W_{zx}} = \frac{F \cdot x}{W_z \cdot \frac{x}{1}} = \frac{F \cdot 1}{W_z} = \sigma_{i\max} \quad (1.117)$$

în care x este distanta dintre punctul de aplicatie a fortei si o sectiune oarecare.

Aceasta înseamna ca trebuie sa se realizeze o variatie liniara a modului de rezistenta

$$W_{zx} = \frac{b_x \cdot h_x^2}{1} = W_z \cdot \frac{x}{1} = \frac{b \cdot h^2}{6} \cdot \frac{x}{1} \quad (1.118)$$

ceea ce conduce la doua variante de forma a arcului lamelar:

- latime constanta si grosime variabila parabolic, solutie inadmisibila tehnologic;
- grosime constanta si latime variabila liniar, cu latimea capului liber  $b_0 = 0$  (figura 1.88.b), solutie inadmisibila pentru aplicarea sarcinii.

În practica se utilizeaza arcurile cu  $b_0 \neq b$ , latimea din sectiunea "x" fiind

$$b_x = b_0 + (b - b_0) \cdot \frac{x}{1} \quad (1.119)$$

La dimensionare, se alege raportul  $\frac{b}{h}$  si se determina aria necesara a sectiunii arcului în încastrare

$$S_{nec} = \sqrt[3]{\frac{6 \cdot F \cdot 1}{\left(\frac{b}{h}\right) \cdot \sigma_{ai}}} \quad (1.120)$$

Pentru cazurile prezentate în figura 1.88, sageata capului liber se calculeaza cu

$$\begin{aligned} f_1 &= \frac{F \cdot 1^3}{3 \cdot E \cdot I_z}; \quad I_z = \frac{b \cdot h^3}{12} \text{ (figura 1.78.a)} \\ f_2 &= \frac{F \cdot 1^3}{2 \cdot E \cdot I_z}; \quad f_2 > f_1 \text{ (figura 1.78.b)} \\ f_3 &= \frac{F \cdot 1^3}{3 \cdot E \cdot I_z} \cdot \frac{3 \cdot (3 \cdot \beta^2 - 4 \cdot \beta + 2 \cdot \beta^2 \cdot \ln \beta)}{2 \cdot (1 - \beta)^3}; \text{ (figura 1.78.c)} \\ f_2 &> f_3 > f_1 \end{aligned} \quad (1.121)$$

unde  $\beta = \frac{b_0}{b} \in (0; 1)$ .

Rezulta ca lucrul mecanic înmagazinat este

$$\begin{aligned}
 L_1 &= \frac{1}{18} \cdot \frac{\sigma_{i\max}^2}{E} \cdot V; \\
 L_2 &= \frac{1}{6} \cdot \frac{\sigma_{i\max}^2}{E} \cdot V; \\
 L_3 &= \frac{1}{6} \cdot \frac{(3 \cdot \beta^2 - 4 \cdot \beta + 1 - 2 \cdot \beta^2 \cdot \ln \beta)}{2 \cdot (1 - \beta)^3 \cdot (1 + \beta)} \cdot \frac{\sigma_{i\max}^2}{E} \cdot V
 \end{aligned}
 \tag{1.122}$$

Din toate aceste considerente rezulta ca arcul trapezoidal (figura 1.88.c) este superior arcului dreptunghiular (figura 1.88.a), arcul triunghiular (figura 1.88.b) nefiind utilizabil.

### 1.3.6 Arcuri din elastomeri

*Arcurile din elastomeri* sunt realizate de obicei din cauciuc natural sau sintetic în stare vulcanizata, cu compozitia modificata, pentru a se obtine alungiri elastice mari, viteze mari de revenire si curgeri plastice reduse. Datorita calitatilor lor, arcurile din cauciuc sunt folosite foarte des ca amortizoare mecanice.

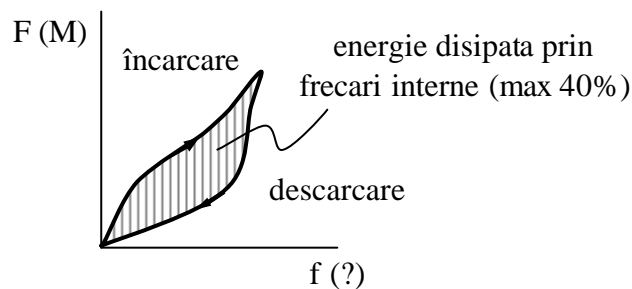


Figura 1.89

Cauciucul (natural sau sintetic) are diverse materiale de adaos care determina, pe lânga calitatile enumerate mai sus, cresterea rezistentei la uzura, ulei, apa si benzina.

Caracteristica arcului nu este liniara si prezinta histerezis (figura 1.89).

La încarcari repetate bucla de histerezis se micsoreaza pâna la stabilizare (figura 1.90).

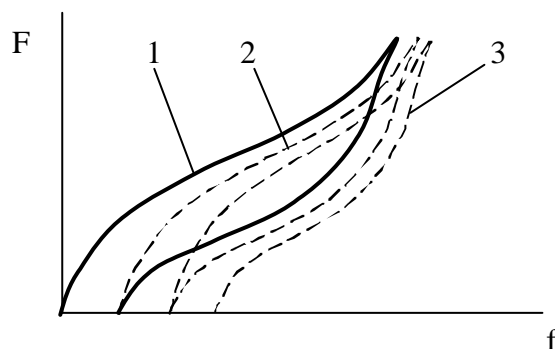


Figura 1.90

Caracteristicile arcului de cauciuc variaza mult cu compozitia (reteta).

Calculul deformatiilor se face folosind modulul de elasticitate aparent,  $E_e$



$$E_e = k_e \cdot E \quad (1.123)$$

unde  $k_e$  este factorul de forma definit ca raportul dintre suprafata încarcata si cea libera.  
Tensiunile admisibile pentru arcuri sunt prezentate în Tabelul 1.3, dupa [1].

Tabelul 1.3

Solicitarea	Tensiuni admisibile, [MPa]		
	Sarcini statice	Sarcini variabile	
		Socuri	Ciclic
Întindere	1...2	1...1,5	0,5...1
Compresiune	3...5	2,5...5	1...1,5
Forfecare	1...2	1...2	0,3...0,5
Torsiune	2	2	0,3...0,5

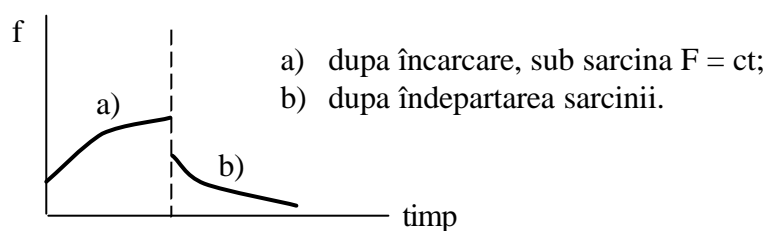


Figura 1.91

Arcurile au sageti mari, daca producerea lor nu este împiedicata.

Câteva dintre dezavantajele arcurilor de cauciuc sunt:

- elastomerul sufera un proces rapid de îmbatrânire, comparativ cu metalele;
- arcurile din cauciuc solicitate la oboseala se încălzesc puternic si trebuie racite;
- arcurile de cauciuc au proprietatea de a-si modifica sageata în timp (figura 1.91).

*Arcul bloc solicitat la compresiune* este una dintre solutiile des întâlnite în cazul amortizoarelor (figura 1.92).

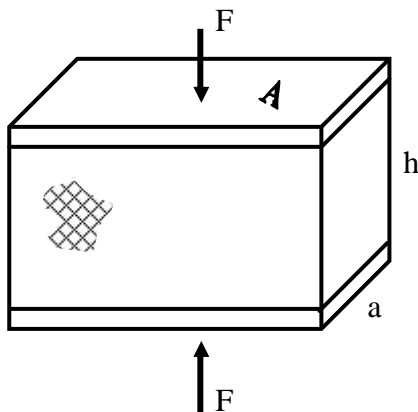


Figura 1.92

Se accepta Legea lui Hooke, pentru deformatii reduse

$$F = E \cdot \frac{A}{h} \cdot f \quad (1.124)$$

în care  $f$  este sageata.

Aceasta relatie, cu notatiile din figura 1.92 este folosita pentru arcuri fara armatura.

Pentru arcul cu armatura, se foloseste relatia

$$F = \beta \cdot E \cdot \frac{A}{h} \cdot f \quad (1.125)$$

unde  $\beta = f\left(\frac{a}{h}\right)$  cu variatia prezentata în figura 1.93

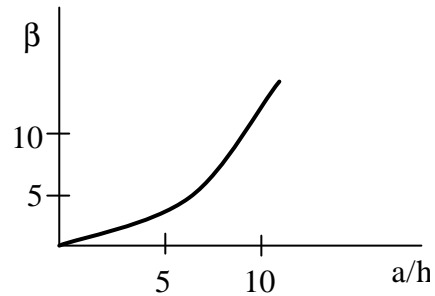


Figura 1.93

*Arcul bloc solicitat la forfecare* este o alta varianta des întâlnita pentru amortizoare si este prezentat în figura 1.94.

Folosind notatiile din figura 1.94, tensiunea tangentiala de forfecare se determina cu relatia:

$$\begin{aligned} \tau_f &= \frac{F}{A} = \gamma \cdot G; \quad \gamma = \frac{F}{A \cdot G} \\ \operatorname{tg} \gamma &= \frac{f}{s} \end{aligned} \quad (1.126)$$

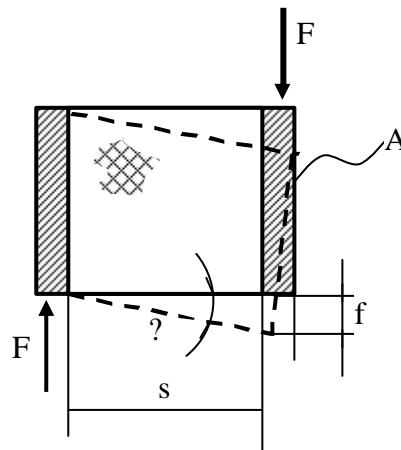


Figura 1.94

Figurile 1.95, 1.96 si 1.97 prezinta câteva solutii constructive de amortizoare cu cauciuc.

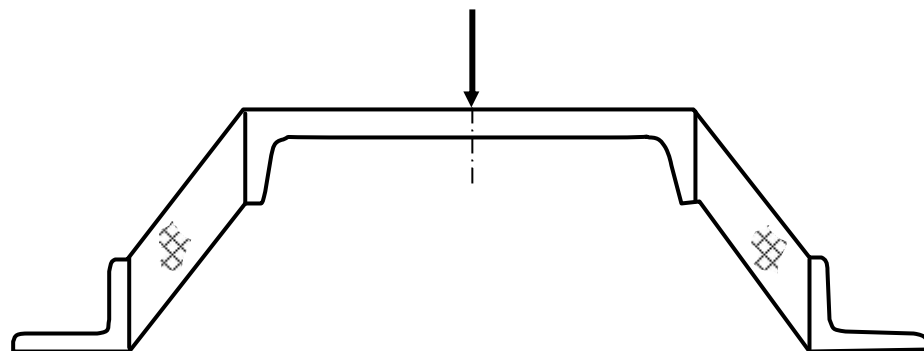


Figura 1.95

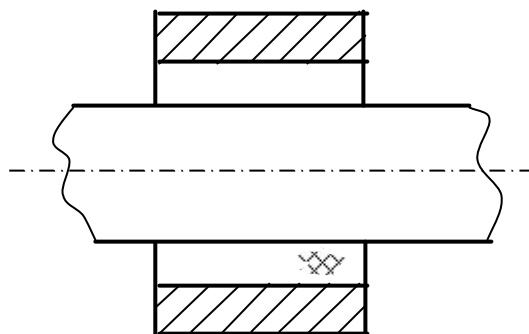


Figura 1.96

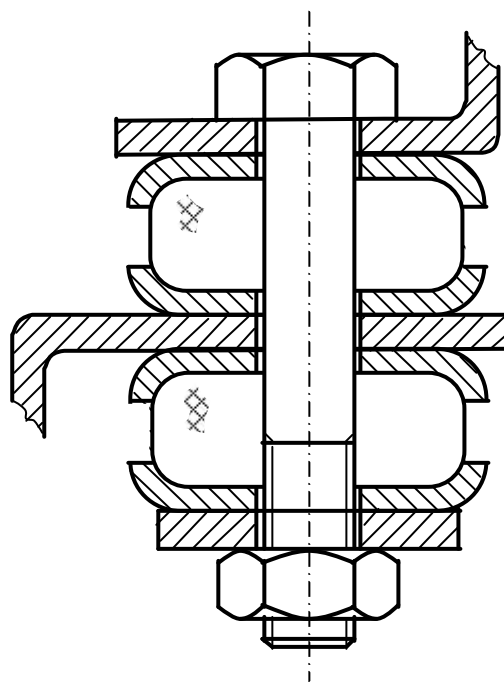


Figura 1.87

#### 1.4 Bibliografie

1. Seiciu, P. L., Stanciu, St., Mecanisme plane. Baze teoretice si aplicatii, Editura Bren, Bucuresti, 2002.
2. Pavelescu, D., Radulescu, Gh., Gafitanu, M., Gheorghiu, N., Organe de masini, Editura didactica si pedagogica, Bucuresti, 1985.
3. Manolescu, N., Andrian, A., Costinescu, V., Manualul inginerului mecanic, Editura tehnica, Bucuresti, 1976.
4. Manea, Gh., Organe de masini, Vol. I, Editura tehnica, Bucuresti, 1970.
5. Decker, K. H., Machinenelemente, Carl Hanser Verlag München Wien, 1997.
6. Shigley, J. E., Mechanical Engineering Design, McGraw-Hill Book Company, New York, 1986.
7. Mladinescu, T., Rizescu, E., Weinberg, H., Organe de masini si mecanisme, Editura didactica si pedagogica, Bucuresti, 1972.
8. Buzdugan, Gh., Rezistenta materialelor, Editura Academiei Române, Bucuresti, 1986.
9. Filipoiu, I. D., Raseev, M., Voica, I., Organe de masini, Vol. I, Universitatea "POLITEHNICA" Bucuresti, 1994.
10. Voinea, R., Mecanica, Editura didactica si pedagogica, Bucuresti, 1975.
11. Chisuiu, Al., Matiesan, D. Madarasan, T., Pop, D., Organe de masini, Editura didactica si pedagogica, Bucuresti, 1981.
12. \*\*\*, Organe de masini, Vol. 1, Colectia de standarde, Editura tehnica, Bucuresti, 1968.
13. Mirita, E., Cicone, T., Dobre, G., Sisteme cu suruburi de miscare: Îndrumar de proiectare, Printech, Bucuresti, 1998.