

M. Gafițanu

I. Bostan

V. Dulgheru

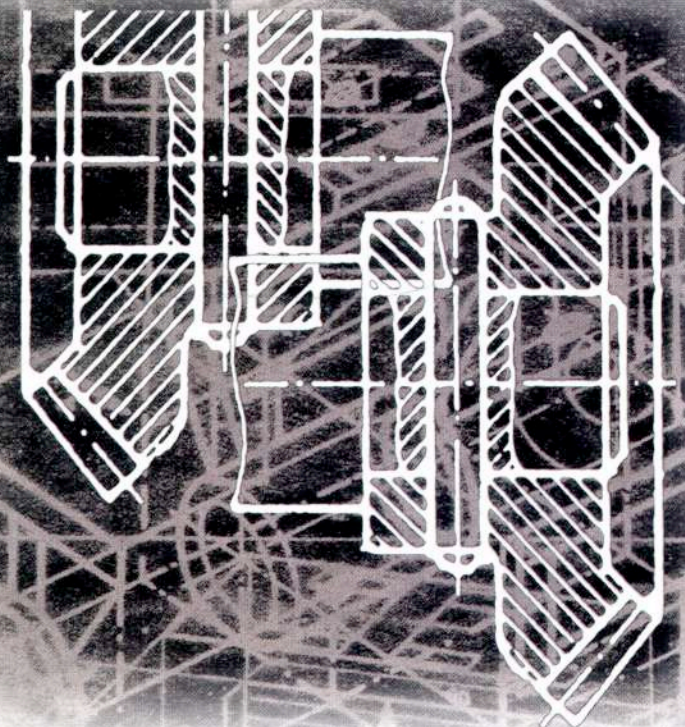
C. Racocea

Gh. Hagiu

A. Jula

E. Chișu

Gh. Moldovean



Inginerie mecanică

Organe de mașini

vol. 1

**Editura
Tehnică**

Colecția INGINERIE MECANICĂ

Coordonator lucrare: M. Gafițanu

ORGANE DE MAȘINI

Vol. I

MACHINE DESIGN

The authors propose fundamentals and designing models for the main machine elements. The problem starts for the elementary truth: the quality of the machines and their performances decisively depends on the quality of the component parts and the optimization of the assembly implies the optimization of both the component parts and their assembly rules.

The transfer from fundamentals to models can be approached in the simplest manner, specific to the preliminary estimations, but also with the help of computer science, with gain of efficiency, accuracy and time.

The innovation, the improvements applied on these seemingly insignificant components surprisingly, show a large sphere of interventions with clear economic consequences.

The society technologic and economic changes naturally mean the answer to question like: "how ?" and "how much ?"; yet one should not forget the answer to "what do we want ?" as the starting point for any strategies and tactics.

There are reasons to consider the book to be useful to students, to those prefer the continuous training, to specialists involved in components designing and manufacturing and to those dealing with designing and manufacturing the machines or large plants as well.

The intervention of the personality of these designers can be demonstrated by the result of the relationship: present solution – perspective; functioning – technology – costs.

Prof. dr. ing. **MIHAI GAFIȚANU**

Acad. Prof. dr. ing. **ION BOSTAN**

Prof. dr. ing. **CEZAR RACOCEA**

Conf. dr. ing. **VALERIU DULGHERU**

Conf. dr. ing. **GHEORGHE HAGIU**

Prof. dr. ing. **AUREL JULA**

Prof. dr. ing. **EMIL CHIȘU**

Prof. dr. ing. **GHEORGHE MOLDOVEAN**

ORGANE DE MAȘINI

Vol. I



EDITURA TEHNICĂ
București, 1999

Copyright © 1999, S.C. Editura Tehnică S.A.
Toate drepturile asupra acestei ediții sunt rezervate editurii

Adresă: S.C.Editura TEHNICĂ S.A.
Piața Presei Libere 1
33 București, România
cod 71341

Contribuția autorilor la elaborarea lucrării:

- cap. 1, 2, 4, 9 și coordonarea lucrării, **M. Gafițanu** (Univ. Tehnică „Gh. Asachi” Iași)
- cap. 3, 5 și 6, **Gh. Hagi** (Univ. Tehnică „Gh. Asachi” Iași)
- cap. 7 și 8, **C. Racoccea** (Univ. Tehnică „Gh. Asachi” Iași)
- cap. 10 și 11, **A. Jula, E. Chișu și Gh. Moldovean** (Univ. „Transilvania” Brașov)
- cap. 12, **Gh. Hagi** (Univ. Tehnică „Gh. Asachi” Iași),
I. Bostan și V. Dulgheru (Univ. Tehnică a Republicii Moldova)

Coperta colecției : **ANDREI MĂNESCU**

Redactor: ing. **MARIA ANTOINETTE IONESCU**
Tehnoredactor: **DIANA JILAVU**

Bun de tipar: 18.10.1999 Coli de tipar: 21
C.Z.U. 621.21
ISBN 973-31-1400-6
ISBN 973-31-1409-X

Tipărit SEMNE

PREFAȚĂ

Oricât de surprinzător ar părea, domeniul "anatomiei" mașinilor – studiul organelor de mașini – prezintă interes și importanță, deși comparația este formală: cine și-ar închipui studiul medicinei fără studiul anatomiei. Pe de o parte este o logică simplă: nu poți gândi și realiza întregul fără să cunoști componentele. Pe de altă parte, oricât de bine cunoscute ar fi aceste componente, într-o producție de masă ele deschid perspective celor mai de amănunt sau de finețe îmbunătățiri.

Dacă logica elementară poate și trebuie să stea în atenția fiecărui proiectant sprijinit de informatică, bănci de date, algoritmi de proiectare etc., accesul la detalii se conturează ca domeniul întreprinderilor, respectiv proiectanților specializați, sprijiniți, la rândul lor, de o informatică specializată.

Lucrarea se adresează, în primul rând, celor care învață proiectarea în construcția de mașini, adică studenților de la specialitățile respective. Se caută astfel mai întâi fundamentări teoretice simplificate și, pe acestea, se clădesc algoritmi metodelor de proiectare: temă → variante, calcule și scheme preliminare → variante optimizate → proiect tehnologic → contactul cu piața și beneficiarul.

Perspectiva întoarcerilor în această metodologie bine cunoscută este subliniată constant, nu ca un defect, ci ca o preocupare de optimizare.

Tratarea capitolelor recurge, pe lângă elementele clasice, la câteva aspecte relativ noi, fie de ordin constructiv, fie de calcul: calcule de fiabilitate, calcule de rezistență, asigurarea îmbinărilor cu șuruburi, amortizoare de vibrații etc.

S-a utilizat atât unele standarde românești, cât, mai ales, standarde și metode de calcul recomandate pe plan internațional sau de către VDI. Poate de aceea credem că lucrarea prezintă interes și pentru cei cu experiență de proiectare, cu gândul că industria românească va depăși tranziția și va putea să constituie concurențe în domeniu.

Firește că în anii care au trecut de la editarea tratatului de Organe de Mașini, elaborat sub conducerea prof. dr. ing. M. Gașițanu, cunoștințele specifice fiecărui capitol s-au amplificat considerabil. Fiecare capitol poate întregi, la rândul său, subiectul unui tratat aparte și literatura de specialitate a înregistrat în ultimii ani apariții demne de reținut.

Timpul limitat pentru cei care învață și spațiul limitat pentru cei care scriu au fost încă două exigențe în încercarea de a oferi cunoștințe utile, introduceri metodologice, alături de informații recente și de finalizări în exerciții.

Contribuția coautorilor a fost semnificativă. Dimensiunile exhaustive ale domeniului, printr-o remarcabilă sinteză, au fost așezate, rațional totuși, în tiparele posibilului.

Cu gândul că însușirea și perfecționarea preceptelor proiectării este mereu utilă și cu gândul că avalanșa informațiilor disparate nu trebuie să îngreuneze aplicarea principiilor și legilor specifice proiectării și construcției de mașini în general, considerăm că această carte poate fi utilă, atât pe planul larg al domeniului, cât și ca introducere în abordarea detaliilor avantajoase funcțional sau economic.

Mulțumirile pe care le aducem se adresează, firește, celor care au acceptat ideea unei asemenea editări în colaborare cu specialiști de renume din Republica Moldova, tuturor colaboratorilor noștri și nu în ultimul rând specialiștilor din Editura Tehnică pentru remarcabilul efort de redactare și publicare.

Autorii

CUPRINS

1.	Introducere.....	9
2.	Elemente introductive în proiectarea organelor de mașini.....	10
2.1.	Tendențe în proiectare.....	10
2.2.	Metodica proiectării.....	11
2.3.	Criteriile generale de proiectare.....	14
2.4.	Informatica și creativitatea în proiectare.....	15
	Bibliografie.....	15
3.	Materiale pentru construcția organelor de mașini.....	16
3.1.	Fonte.....	17
3.2.	Oțeluri.....	17
3.3.	Materiale neferoase.....	20
3.4.	Materiale plastice.....	21
3.5.	Sticla și materiale sticloase.....	23
3.6.	Materiale ceramice.....	24
3.7.	Materiale fibroase.....	24
3.8.	Materiale pentru organe de mașini funcționând în condiții speciale.....	24
3.9.	Tratamente.....	26
3.10.	Alegerea materialelor.....	28
3.11.	Încercările materialelor.....	29
	Bibliografie.....	33
4.	Fiabilitatea organelor de mașini.....	34
4.1.	Analiza solicitărilor.....	34
4.2.	Dependența solicitare-formă și dimensiuni-stare de tensiuni.....	38
4.3.	Calculul de rezistență la șoc.....	54
4.4.	Calculul de stabilitate și rezistență la deformații.....	54
4.5.	Elemente de tribologie.....	56
4.6.	Fiabilitate și vibrații.....	63
4.7.	Vibrații și zgomot.....	65
4.8.	Noțiuni de fiabilitate.....	65
	Bibliografie.....	78
5.	Proiectarea formei organelor de mașini. Precizie.....	79
5.1.	Proiectarea formei organelor de mașini.....	79
5.2.	Precizia organelor de mașini.....	91
	Bibliografie.....	110
6.	Îmbinări cu nituri.....	111
6.1.	Generalități.....	111
6.2.	Forme constructive de nituri, materiale, clasificarea îmbinărilor cu nituri.....	113
6.3.	Calculul îmbinărilor cu nituri.....	113
6.4.	Verificarea îmbinărilor cu nituri.....	118
6.5.	Particularități privind nituirea pieselor de aluminiu.....	118
	Bibliografie.....	120
7.	Îmbinări sudate.....	121
7.1.	Generalități.....	121
7.2.	Simbolizarea, notarea și cotarea asamblurilor sudate.....	126
7.3.	Calculul îmbinărilor sudate.....	134
	Bibliografie.....	148

8	Îmbinări prin lipire și încleiere	149
8.1	Îmbinări prin lipire	149
8.2	Îmbinări prin încleiere.....	157
	Bibliografie.....	162
9.	Îmbinări filetate	163
9.1.	Elemente geometrice și constructive	163
9.2.	Precizia filetelui	178
9.3.	Prelucrarea filetelui	179
9.4.	Materiale pentru îmbinări filetate.....	180
9.5.	Forțe și momente.....	180
9.6.	Diagrama de funcționare pentru îmbinarea cu șurub cu strângere inițială.....	186
9.7.	Defectări în îmbinare filetate.....	189
9.8.	Fiabilitatea strângerii.....	190
9.9.	Calculul îmbinărilor cu șuruburi	195
9.10.	Îmbinări cu șuruburi cu strângere inițială cu solicitare suplimentară de încovoiere.....	203
9.11.	Îmbinări cu șuruburi supuse unor solicitări transversale	204
9.12.	Forțe pe îmbinările cu strângere cu șuruburi cu strângere inițială pentru garnituri de etanșare	205
9.13.	Îmbinări cu șuruburi pentru temperaturi înalte.....	207
9.14.	Îmbinări cu șuruburi pentru temperaturi joase.....	207
9.15.	Îmbinări cu șuruburi pentru medii corosive.....	208
9.16.	Calculul îmbinărilor cu șuruburi cu strângere inițială – metodologie generală.....	208
9.17.	Șuruburi de mișcare.....	209
	Bibliografie.....	213
10	Asamblări arbore - butuc	215
10.1.	Asamblări prin pene longitudinale	216
10.2.	Asamblări prin caneluri	221
10.3.	Asamblări prin știfturi	225
10.4.	Asamblări prin strângere proprie.....	227
10.5.	Asamblări prin strângere pe con.....	235
10.6.	Asamblări cu inele tronconice	236
10.7.	Asamblări pe contur poligonal (profilate).....	240
	Bibliografie.....	243
11.	Elemente elastice și de amortizare	244
11.1.	Considerații generale.....	244
11.2.	Materiale	245
11.3.	Arcul bară de torsiune	246
11.4.	Arcuri elicoidale	251
11.5.	Arcuri spirale plane	278
11.6.	Arcuri disc.....	279
11.7.	Arcuri lamelare.....	283
11.8.	Arcuri inelare.....	290
11.9.	Arcuri din cauciuc	295
11.10.	Amortizare.....	300
	Bibliografie.....	308
12.	Arbori și osii	309
12.1.	Generalități	309
12.2.	Materiale	309
12.3.	Criterii de calcul	311
12.4.	Predimensionarea arborilor	311
12.5.	Proiectarea formei	315
12.6.	Verificarea la oboseală	320
12.7.	Verificarea la deformații.....	321
12.8.	Verificarea la vibrații.....	325
	Bibliografie.....	336

1

INTRODUCERE

Realizarea într-o imensă diversitate și cantitate a construcțiilor mecanice, fie cu funcție proprie esențială, fie cu funcțiuni de suport sau tehnologice a fost posibilă datorită acumulării de cunoștințe, de experiențe și adaosului permanent de inovație.

Proporțiile acestei dezvoltări, componentă a civilizației, prin așa – numita cultură tehnică, sunt, începând cu secolul 19, și rezultatul constituirii unei științe a proiectării mașinilor. Într-adevăr, de la urmele arheologice și simplele descrieri ale filozofilor greci sau ale arhitecților romani, la amănunțitele schițe din *Renaștere*, o etapă de sistematizare a cunoștințelor, de precizare a finalităților, de altfel, încadrată într-o evoluție de ansamblu a societății, era necesară.

Începutul secolului 19, după revoluționare descoperiri și invenții, apar lucrări care reflectă aceste tendințe. De fapt, era o etapă de început în alcătuirea unei științe moderne, de sinteză, dar și de analiză specifică: domeniul propriu era definitiv conturat, acumularea de cunoștințe avea o istorie și legile și interpretările proprii începeau să se formuleze.

Nu întâmplător, unul dintre tratatele de bază despre proiectarea mașinilor (Bach, C. *Maschinenelemente*, 1881) este intitulat, surprinzător de scurt, *Organe de mașini*. Era rezultatul unei convingeri că proiectarea celei mai complicate mașini presupune proiectarea corectă a componentelor – *organe de mașini – componente cu formă și funcțiune asemănătoare, care pot fi proiectate și construite separat*, dar în legătură cu ansamblul și funcțiunea generală.

Delimitarea unor mari domenii ale științei și tehnicii: mecanică teoretică, termotehnică, rezistența materialelor, hidraulică, științele tehnologice – dar și construcția de mașini-unelte, mașini termice, mecanică fină, utilaje tehnologice diferite, echipamentele informaticii și nu la urmă științele economice au dus concomitent la evoluții rapide și în domeniile menționate, dar și pe planul sintezelor în știința proiectării.

Dintre realizările românești în domeniu este de menționat originalul tratat de *Organe de Mașini* elaborat de Gh. Manea (1956, 1958, 1970) tratatele de *Organe de Mașini* elaborate ulterior de alți autori (1981, 1983), toate apărute în Editura Tehnică.

În principiu, o mașina se poate defini ca un sistem tehnic, în care, prin mișcare mecanică, se transformă sau se transmit materiale, energie, informații; structura mașinii poate fi considerată în raport cu criteriile diferite.

Criteriul dominant de tratare în această lucrare va fi cel care consideră mașina drept ansamblu, format din subansamble constructiv-funcționale și, în amănunt, din organe de mașini: îmbinări, arbori și lagăre, transmisii etc.

2

ELEMENTE INTRODUCATIVE ÎN PROIECTAREA ORGANELOR DE MAȘINI

2.1. Tendințe în proiectare

2.1.1. Generalități

Proiectarea a străbătut drumul de la simpla activitate, dar cu certe elemente de nou, la meșteșug, transmis în breaslă și, în sfârșit, la știință, care nu în puține cazuri, prin conținutul dominant de creație, capătă fațete artistice.

Pe de altă parte, proiectarea nu evoluează independent de gradul de civilizație. Vor fi deci tendințe specifice societăților avansate, tendințe la care se recurge obișnuit pentru convingere. Pentru a demonstra, pot fi reținute dezvoltările exponențiale din informatică, electronică, cu tot ce acestea pot însemna din punct de vedere tehnologic în general și mecanic în particular.

Este tot atât de semnificativă și evoluția unor parametri de calitate și performanță cu caracter general:

- creșterea complexității cantitative și calitative a mașinilor și sistemelor;
- creșterea performanțelor funcționale: forțe, presiuni, temperaturi, viteze, precizie, reducerea consumului de combustibil, a pierderilor energetice, greutatea și dimensiunilor;
- introducerea metodelor moderne de analiză și calcul; aprecieri realiste, probabiliste în comportarea sistemelor și a condițiilor de funcționare;
- materiale noi cu caracteristici superioare de rezistență sau tehnologice, forme noi de semifabricate, profile, formate, spume, fagure, compozite;
- procese tehnologice de mare productivitate și precizie; dezvoltarea micro-tehnologiilor;
- tipizare și standardizare, cu diversificare prin componere de elemente tipizate;
- monitorizare funcțională;
- proiectare estetică.

Câteva dintre aceste tendințe se pot cuantifica, conducând la ritmuri de creștere comparabile cu cele obișnuite pentru creșterea produsului intern brut/locuitor. Imaginea trebuie însă interpretată:

- performanța obligă la existența suportului economic general, deci a realizărilor obișnuite;
- performanța poate înregistra, pe diferite obiective, creșteri semnificative sau limitări; în acest caz accentul evoluției se plasează pe un alt obiectiv: noutatea de concepție tehnologică (tehnologiile electronice, trecerea de la un tip de motor la altul etc.);
- performanțele sunt influențate de resurse economice și demografice, cerințe ecologice, de condiții istorice, sociale și politice;
- performanța se poate dezvolta pe vârfurile cunoașterii, dobândind potențe de vector economic; nu trebuie neglijate însă performanțele obținute prin număr de aplicații relativ comune, dar prin sumare, cu același potențial.

Pe de altă parte, în timp ce practica de proiectare manifestă anumite preferințe (tabelul 2.1), beneficiarii proiectării au alte criterii, aparent contradictorii, dar în concordanță cu cerințele competiției economice (tabelul 2.2).

Tabelul 2.1. Tendințe preferate în proiectare

Tendințe	Nota
Substituirii de materiale și componente	8
Tehnologii economice	8
Materiale și componente tipizate	7
Fiabilitate	6
Costuri de întreținere	4
Consum energetic	2

Tabelul 2.2. Cerințe de proiectare preferate de beneficiar

Cerințe	Nota
Proiectare expeditivă	8
Fiabilitate, silențiozitate, poluare și consum energetic redus	6
Posibilități de producere și realizare	4
Diversitate și cost redus	2
Durabilitate	2

2.2. Metodica proiectării

Proiectarea, respectiv formularea unei soluții de proiectare, înseamnă totalitatea activităților de pregătire a transunerii în realitate prin execuție, în vederea utilizării, cu mijloace materiale și financiare corelate, a unei idei sau teme. În general, proiectarea depinde de caracteristicile temei, care dimensionează și declanșează și investițiile economice; totodată, proiectarea este influențată prin legături inverse de particularități ale prelucrării, utilizării, reciclării.

Proiectarea poate să conducă la materializarea unor idei sau teme cu totul noi, sau a unor teme cunoscute dar nerealizate încă, sau realizate parțial, a unor dezvoltări sau perfecționări funcționale, constructive sau tehnologice pentru condiții date. Adesea, proiectarea pregătește punerea în practică a rezultatelor unor cercetări care conțin numeroase elemente de noutate.

Proiectarea apare în realizarea produsului doar ca o etapă într-o sinteză de mare complexitate, cu apel la numeroase științe și discipline, printre care științele fundamentale, dar și cele tehnologice sau economice au loc bine stabilit.

Proiectul rezultă astfel ca un produs de activitate în care „noul”, ca și „rutina” se însoțesc cu modele, informații și confruntări. Rezultatul poate să cuprindă obiective și sisteme industriale complexe (uzine, instalații, construcții), sisteme tehnice parțiale (utilaje, echipamente, mașini) sau componente.

Metodica proiectării presupune parcurgerea, în principiu, a următoarelor etape:

- elaborarea și fundamentarea temei;
- nota de comandă cu elemente definitorii ale investiției sau obiectivului;
- realizarea proiectului, participarea cu diferite ponderi a proiectantului și beneficiarului de proiect fiind, de regulă, eficientă.

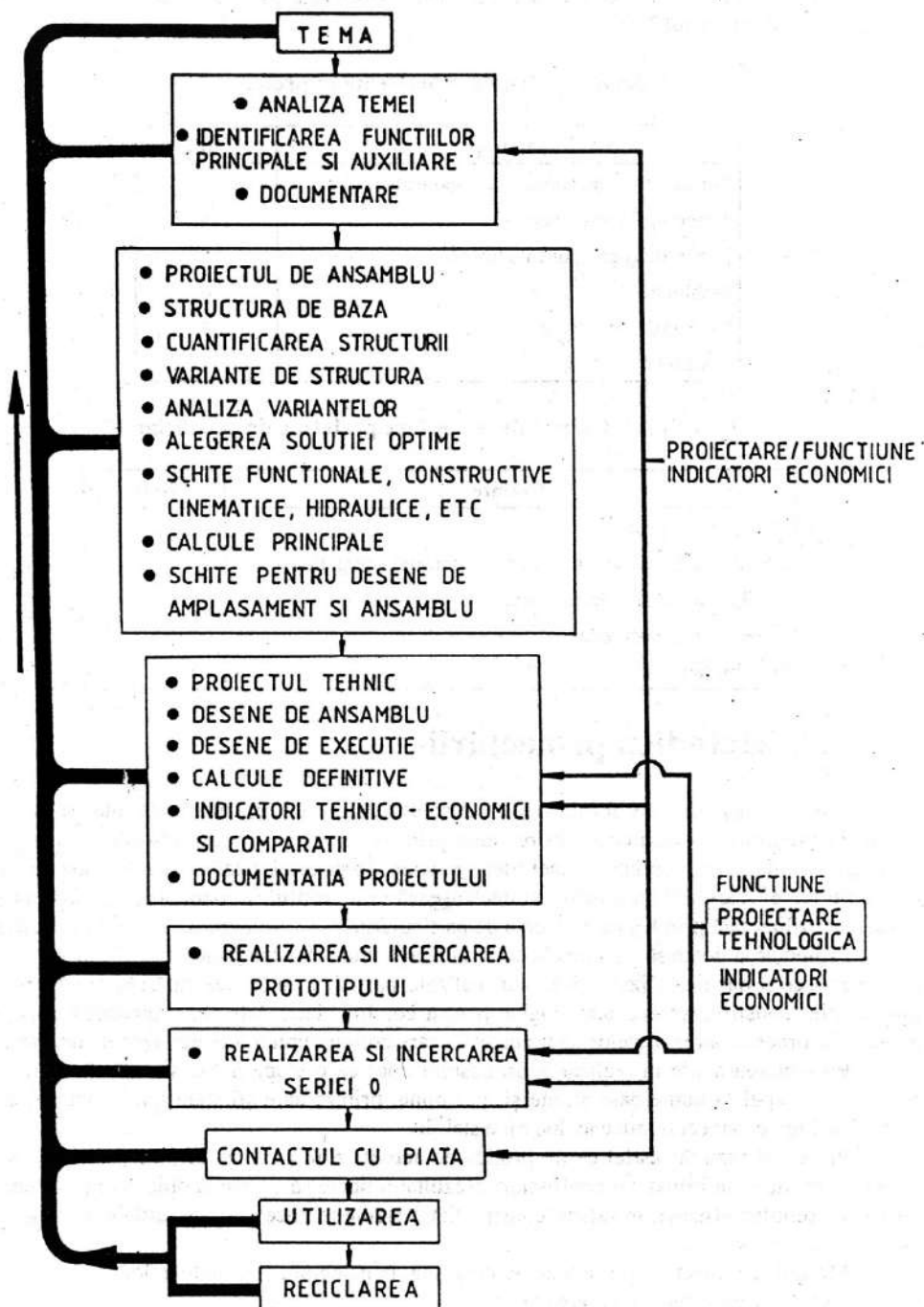


Fig. 2.1

Etapelile de detaliu sunt descrise în figura 2.1

Proiectul pentru o instalație complexă cuprinde următoarele părți: tehnologia, montajul și conductele tehnologice, construcția și arhitectura, planul general și de amenajare a terenului, instalațiile industriale aferente, devizul general și analiza economică, parte generală de realizare a investiției.

Proiectarea sistemelor tehnice parțiale are următoarele etape:

– *etapa de analiză* a temei conduce la identificarea principalelor caracteristici, performanțe, indicatori tehnici și economici etc.; pe această bază se stabilesc funcțiile principale ale mașinii sau produsului de proiectat și apoi funcțiile auxiliare: se selectează materialul documentar care va servi, alături de alte date din experiență, și pentru dimensionarea în forță de muncă și timp a lucrărilor; documentarea trebuie să contureze nivelul atins pe plan mondial și în același timp să permită, pe baza unor criterii riguroase, selecția informației;

– *etapa proiectării de ansamblu* pune cele mai de răspundere probleme și solicită în cea mai mare măsură efortul de creativitate; pe suportul analizei soluțiilor funcționale și constructive se elaborează structura de bază funcțională și constructivă; cuantificarea acestei structuri permite, cu ajutorul unor metodologii specifice, definirea variantelor de structură și apoi analiza lor comparativă; selectarea variantei optime permite, pentru această variantă, extinderea schițelor constructive și funcționale (scheme cinematice, hidraulice etc.), întocmirea calculelor de bază și, în final, întocmirea schițelor de ansamblu; documentarea, referirea la standarde, prescripții, legi, joacă și în această etapă un rol semnificativ;

– *etapa proiectării tehnice* este o etapă de finalizare în care se precizează relațiile dintre forma și dimensiunile de ansamblu și cele de detaliu și materialele pentru fiecare reper; se precizează schemele mașinii, se întocmesc calculele definitive, se execută desenele de ansamblu și pentru reperi, se prezintă indicatori tehnico-economici semnificativi pentru performanțele mașinii sau pentru comparații cu alte mașini sau construcții similare;

– *etapa de realizare și încercare a prototipului* (de laborator) conține lucrările de stabilire a tehnologiei prototipului, proiectarea standurilor de probă cu aparatura adecvată, precum și încercarea în condiții de laborator sau de exploatare a prototipului, cu concluziile de rigoare; rezultatele încercărilor, ca și realizarea prototipului, pot interveni cu modificări și perfecționări în definitivarea soluției constructive, în alegerea materialelor și a tehnologiilor de fabricație;

– *etapa de fabricație și încercare* pentru seria zero cuprinde lucrările de proiectare a sculelor, dispozitivelor și verificatoarelor pentru fabricație, de definitivare a proiectării tehnologice pentru producția de serie, a soluțiilor specifice de organizare și raționalizare a producției, a condițiilor de montaj și reglare; încercările se fac pe standuri de probă sau chiar în exploatare, pentru stabilirea ultimelor date semnificative cu privire la performanțe și comportare.

Pe baza etapelor anterioare, în final se desprind concluzii cu privire la domeniile de utilizare, direcțiile pentru care se întrevăd perspective de dezvoltare, se fac ultimele comparații cu soluții sau construcții similare, se analizează nivelul general al proiectului, se definitivează documentația tehnică (STAS 6269-90).

Confruntarea cu piața, respectiv beneficiarul, impune operații de marketing anterioare realizării finale și în ultimă instanță modificări de soluție.

Desfășurarea activității de proiectare urmărește pe un traseu principal succesiunea de etape menționate; în același timp, caracterul acestei activități, cerința permanentă de a realiza soluții optimizate, complicatele întrepătrunderi între activitățile de etapă obligă la reluări, întoarceri, prin legături de tip feed-back, într-o permanentă muncă de analiză, interpretare și sinteză.

În același timp, se constată tendința fundamentării științifice sub toate aspectele a procesului de proiectare, a raționalizării lui în scopul asigurării caracterului optim al soluțiilor de proiectare, precum și flexibilizarea regulilor de parcurgere a etapelor, de dimensionare a documentației; înțelegerile directe beneficiar-proiectant-utilizator intervin în acest sens, pe de o parte, concomitent cu restricțiile de calcul și de calitate, pe de altă parte.

2.3. Criteriile generale de proiectare

Convergența activității de proiectare, prin fluxul de informații, influențe și întrepătrunderi, prin multitudinea de soluții luate în analiză, către soluția cea mai bună implică respectarea câtorva criterii generale care nu coincid totdeauna cu preferințele:

- asigurarea fiabilității, adică îndeplinirea funcției impuse prin temă, la un anumit nivel de calitate, un timp dat; aceasta înseamnă realizarea parametrilor din temă la nivelul cerut, dar în același timp asigurarea condițiilor de rezistență a produsului sau instalației proiectate, cu aplicarea unor calcule de rezistență mecanică, la deformații, uzare, temperatură etc., în care se consideră solicitări și condiții funcționale și de mediu, caracteristici de materiale, dimensiuni și forme și totodată asigurarea corespunzătoare a relației om-mașină (ergonomie și protecția muncii) sau mașină-mediu (protecția mediului);

- asigurarea celor mai avantajoase condiții tehnico-economice de realizare și exploatare, în ceea ce privește materialul utilizat, stabilirea formelor și dimensiunilor, alegerea procedurilor de prelucrare simple și, de cât mai mare productivitate, posibilitățile tehnice existente, gradul de tipizare, costurile de prelucrare și exploatare, randamentul, gabaritul, greutatea, condițiile de transport etc.;

- respectarea prevederilor legale, legi, standarde, norme, recomandări.

Este necesar ca toate aceste cerințe să fie în mod firesc corelate; acest fapt subliniază încă o dată caracterul complex, pronunțat științific al activității de proiectare care face apel, pe diferite planuri și la diferite niveluri, în funcție de temă, la cunoștințe de matematică, fizică, mecanică, mecanisme, hidraulică, rezistența materialelor, termotehnică, tehnologie, discipline tehnologice etc., disciplina de organe de mașini asumându-și sarcina *pluridisciplinară* de a selecta datele necesare proiectării și de a le dirija către soluția optimă.

Proiectantul va lăsa o puternică amprentă asupra soluțiilor prin experiență și nivel de cunoștințe, imaginație, creativitate, obișnuință, atitudine și timp disponibil; colectivul de proiectare intervine de asemenea prin nivelul tehnic general, condiții de lucru, restricții economice, reglementări interne tehnice și economice; realizarea unei anumite personalități de formă, a unei identități de marcă, poate fi de asemenea urmărită în mod deliberat în scopul detașării de alte produse similare sau pentru a spori încrederea consumatorilor; influențele în proiectare pot însă acționa și pe un plan mai larg prin legi, norme, standarde, directive tehnice și economice în raport cu obiective prioritare sau resurse disponibile;

- amprenta proiectării va exista și pe planul tehnologiilor și formelor: prelucrarea, asamblarea și montajul, încercarea și controlul; proiectarea formei din punct de vedere tehnologic pleacă tot de la funcțiunile produsului și de la structura sa stabilită anterior, de la dimensiunile și cotele de relație și poziție ale unor suprafețe funcționale determinate prin calcul; forma de amănunt pentru fiecare organ de mașină este rezultatul unor îmbunătățiri succesive pe traseele: structură generală- ansamblu-organ de mașini pe de o parte și, pe de altă parte, forme geometrice principale - formă principală - formă funcțională - formă funcțională dezvoltată - formă constructiv tehnologică, într-un proces de concepție care urmărește aceleași căi și metode ca și execuția organului de mașină.

Așa cum s-a mai menționat, soluția de proiectare a formei trebuie să răspundă favorabil și cerințelor determinate de utilizarea produsului:

- realizarea funcțiunii produsului, considerat ca sistem, cu mărimi de intrare și de ieșire și cu indici de calitate;

- realizarea în condiții optime a raportului om-mașină, inclusiv aspectele estetice;

- considerarea factorilor dependenți de cerințele de depozitare, transport, marketing, posibilitățile de reciclare a produsului utilizat sau a deșeurilor.

2.4. Informatică și creativitate în proiectare

Pătrunderea calculatorului în proiectare, în toate etapele menționate anterior, este un fapt stabilit și de o mare însemnătate.

Informatica extinde considerabil sfera de informație, viteza de parcurgere și precizia calculelor și analizelor din proiect.

Informatica, implicit tehnica specifică, poate fi utilizate pentru construirea băncilor de date specifice, efectuarea calculelor pe mai multe variante, cu programe specializate de firmă sau concepute ad-hoc, analize de funcționare simulată, realizarea documentației scrise sau desenate cu programe specializate (CAD) și urmărirea și realizarea prelucrării (CAM).

În aceste condiții, obiectivele analizei se referă la produsele sau procesele existente și urmărește realizarea funcțiilor și calității impuse prin temă. Obiectivele ingineriei valorii se referă la aplicarea tehnicilor de analiză a valorii în etape de proiectare sau dezvoltare, dar și metode de ordonare și stimulare a creativității (strategie cumulativă, cercetarea limitelor, metoda morfologică etc.).

Sunt de reținut și aici observațiile relative la flexibilizarea proiectării (§ 2.2).

Bibliografie

1. Belousov, V. *Inventica*. Ed. Gh. Asachi, Iași, 1992.
2. Chisuiu, Al. ș.a. *Organe de mașini*. București, Ed. Didactică și Pedagogică, 1981.
3. Crum, L. W. *Ingineria valorii*. București, Ed. Tehnică, 1976.
4. Decker, K. H. *Maschinenelemente*. Munchen, C. Hauser Verlag, 1985.
5. Drăghici, I., ș. a. *Îndrumar pentru proiectare*. Vol. I, II și III, București, Ed. Tehnică, 1981-1985.
6. Dudita, FL., Diaconescu, D. *Curs de mecanisme*. Fasc. I, Litografia Univ. Transilvania Brașov, 1984.
7. Gafitanu, M. ș.a. *Organe de mașini*. Vol. I și II, București, Ed. Tehnică, 1981, 1983.
8. Jula, Al. ș. a. *Organe de mașini*. Vol. I, Brașov, Litografia Univ. Transilvania Brașov, 1986.
9. Manea, Gh. *Organe de mașini*. Vol. I, București, Ed. Tehnică, 1970.
10. Matek, W. *Maschinenelemente*. F. Vierweg & Sons, Verlag, Braunschweig, 1988.
11. Maynard, M. B. *Manual de inginerie industrială*. Vol. I, II și III, București, Ed. Tehnică, 1975, 1976, 1977.
12. Niemann, G. *Maschinenelemente*. Bd. I, II, III, Berlin, Springer Verlag, 1981.
13. Norton, R. L. *Design of Machinery*. New York, Mc. Graw Hill Book, 1992.
14. Pavelescu, D. ș. a. *Organe de mașini*. Vol. I, București, Ed. Didactică și Pedagogică, 1985.
15. Tjalve, E. A. *Short Course in Industrial Design*. London, Butterworths, 1979.
16. Wilde, D. J. *Global Optimum Design*. New York, John Wiley & Sons, 1978.

3

MATERIALE PENTRU CONSTRUCȚIA ORGANELOR DE MAȘINI

Materialele ocupă o poziție centrală în traseul activității de proiectare, în strânsă dependență de cerințele temei, de etapele intermediare de proiectare dimensională și tehnologică, de asigurarea unei fiabilități funcționale ridicate (fig. 3.1).

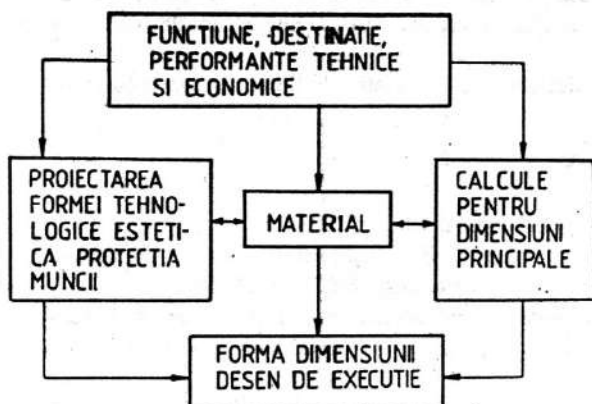


Fig. 3.1

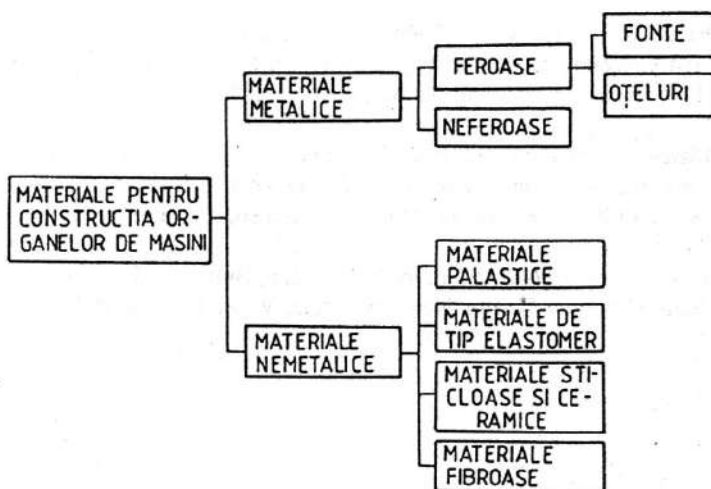


Fig. 3.2

În construcția organelor de mașini se utilizează în prezent o gamă largă de materiale caracterizate printr-o diversitate de proprietăți, în corelație cu proveniența, starea, structura și compoziția chimică. În fig. 3.2. este prezentată, sintetic, o clasificare a materialelor utilizate în construcția organelor de mașini, în continuare fiind prezentate descrieri succinte pe grupe de materiale, dar și pe destinații apreciate ca fiind de interes prioritar sau de perspectivă.

3.1. Fonte

În construcția organelor de mașini se utilizează următoarele tipuri de fonte (de a doua fuziune): fontele cenușii (SR ISO 185:1994), fontele pentru mașini-unelte (STAS 8541-86), fontele maleabile (SR ISO 5992:1995), fontele cu grafit nodular (SR ISO 1083:1993), fontele refractare (STAS 6706-79), fontele rezistente la uzare în condiții de frecare cu ungere (STAS 6707-79), fontele rezistente la uzare abrazivă (STAS 11246-79), fontele austenitice (SR ISO 2892:1994).

Fontele prezintă proprietăți specifice în corelație cu cantitatea, calitatea și repartiția grafitului. Din acest motiv, deși prezintă caracteristici mecanice de rezistență inferioare oțelurilor, fontele sunt de preferat în anumite utilizări specifice.

Tabelul 3.1. Caracteristici mecanice ale fontelor cenușii turnate în piese

Marca fontei	Rezistența de rupere la tracțiune R_m , MPa	Limita de oboseală R_{-1} , MPa	Duritatea HB, daN/mm ²
Fonte cenușii cu grafit lamelar turnate în piese			
Fc 100	100-160	—	100-150
Fc 150	110-250	—	140-190
Fc 200	160-270	—	170-210
Fc 250	210-320	—	180-240
Fc 300	250-320	—	200-260
Fc 350	330-350	—	210-280
Fc 400	350-400	—	230-300
Fonte cenușii turnate în piese pentru mașini-unelte			
FcX 200	200	—	170-220
FcX 250	250	100	180-240
FcX 300	300	130	190-240
FcX 350	350	150	200-260

În tabelul 3.1 sunt date principalele caracteristici mecanice pentru fontele cenușii turnate în piese.

3.2. Oțeluri

Oțelurile au cea mai largă utilizare în construcția organelor de mașini, prezentând caracteristici mecanice de rezistență superioare, proprietăți tehnologice avantajoase (sudabilitate, prelucrare prin deformare plastică la rece, la cald sau prin așchiere), multiple posibilități de îmbunătățire a proprietăților prin modificarea compoziției chimice (tabelul 3.2) sau prin tratamente termice.

Tabelul 3.2. Influența principalelor elemente de aliere asupra caracteristicilor oțelurilor

Caracteristica	Elementul de aliere														
	C	Mn	Si	Cr	Ni	W	Mo	V	Co	Al	Cu	Nb	Ti	S	P
Rezistența de rupere la tracțiune	+	+	+	+	+	+	+	+	+		+	+	+		+
Rezistența la oboseală	+	+	+	+	+	+	+	+	+		+	+	+		+
Alungirea	-	+	-	-	+	-	-		-		-	-		-	-
Reziliența	-	-	-	-	+	-	+	+	-	-	-	-	+	-	-
Duritatea	+	+	+	+	+	+	+	+	+		+	+	+		+
Rezistența la coroziune			+	+	+	+		+			+	+		-	
Rezistența la temperaturi ridicate			+	+	+	+	+	+	+	+	+	+		+	
Rezistența la uzare		-	-	+	-	+	+	+	+			+			
Călibritatea	+	+	+	+	+	+	+	+							
Prelucrabilitatea prin deformare plastică	-	+	-	-	-	-	-	+	-	-	-	-		-	-
Prelucrabilitatea prin așchiere		-	-		-	-	-							+	+

Observații: Semnele (+) și (-) indică o creștere, respectiv, o scădere a caracteristicii

Considerând drept criterii modul de elaborare a semifabricatului, compoziția chimică, tratamentul și destinația, principalele tipuri de oțeluri utilizate în construcția organelor de mașini sunt:

- oțelurile turnate în piese: oțelurile nealiat pentru construcții mecanice de uz general (SR ISO 3755:1994); oțelurile de înaltă rezistență pentru construcții mecanice și construcții metalice de uz general (SR ISO 9477:1994); oțelurile austenitice manganoase (STAS 3718-88); oțelurile aliate refractare și anticorrosive (STAS 6855-86); oțelurile inoxidabile (STAS 10718-92); oțelurile rezistente la temperaturi scăzute (STAS 12403-85); oțelurile carbon slab aliate și mediu aliat rezistente la temperaturi ridicate;

- oțelurile prelucrate la cald pentru construcții: oțelurile de uz general (STAS 500/1,2-80); oțelurile carbon de calitate (STAS 880-88) și oțelurile aliate (STAS 791-88) pentru tratament termic; oțelurile rezistente la uzare (11513-88); oțelurile rezistente mecanic la temperaturi ridicate și refractare (STAS 11523-87); oțelurile inoxidabile (STAS 3583-87);

- oțelurile pentru deformare plastică cu destinație specială: oțelurile pentru organe de asamblare (STAS 8949-82, 9382-92, 11290-88); oțelurile pentru prelucrare pe mașini-unelte automate (STAS 1350-89, 11521-90); oțelurile pentru arcuri (STAS 795-92, 8371-80); oțelurile pentru rulmenți (STAS 1456/1-89, 11250-89); oțelurile pentru roți dințate (STAS 11512-91); oțelurile pentru supape de motoare termice (STAS 11311-88), oțelurile pentru autoturisme (STAS 11500/2-89).

Tabelul 3.3. Caracteristici mecanice ale unor oțeluri prelucrate la cald

Marca oțelului	Tratamentul termic	Rezistența de rupere la tracțiune R_m , MPa	Limita de curgere $R_{p0,2}$, MPa	Limita de oboseală σ_{-1} , MPa	Duritatea HB, daN/mm ²
Oțeluri de uz general pentru construcții (STAS 500/1,2-80)					
OL 32	-	310 - 390	170	-	-
OL 34	-	330 - 410	200	-	-
OL 37	-	360 - 440	220	185 (N)	110 - 135
OL 42	-	410 - 490	250	200 (N)	120 - 150

Tabelul 3.3 (continuare)

Marca oțelului	Tratamentul termic	Rezistența de rupere la tracțiune R_m , MPa	Limita de curgere $R_{p0,2}$, MPa	Limita de oboseală σ_{-1} , MPa	Duritatea HB, daN/mm ²
OL 44	-	430 - 540	270	220 - 260	
OL 50	N	490 - 610	280	240 (N) 240 - 270 (I)	145 - 180
OL 52	-	510 - 630	340		
OL 60	N	590 - 710	320	270 (N) 270 - 390 (I)	175 - 210
OL 70	N	min. 690	350	320 (N) 320 - 390 (I)	205 - 215
Oțeluri carbon de calitate pentru tratament termic (STAS 880-88)					
OLC 20	N	410	250	-	max. 156
	Cr	490 - 640	310	-	-
OLC 25	N	450	270	190 - 240	max. 180
	I	540 - 690	360	288	-
OLC 35	N	530	310	230 - 280	max. 200
	I	620 - 760	420	340	-
OLC 45	N	610	360	280 - 320	max. 235
	I	700 - 840	480	400	-
OLC 50	N	640	370	340	max. 240
	I	740 - 870	510	-	-
OLC 55	N	670	390	-	max. 245
	I	780 - 930	540	403	-
OLC 60	N	700	400	320 - 360	max. 265
	I	830 - 980	570	406	-
Oțeluri aliate pentru piese tratate termic (STAS 791-88, 7450-89)					
15 Cr 9	Cr	495	685	278	max. 179 R
40 Cr 10	I	780	980	498	max. 217 R
40 B Cr 10	I	735	930	536	
17 Mn Cr 10	Cr			396	
18 Mn Cr 11	Cr		880	396	187
19 Mo Cr 11	Cr	750	1050 - 1400	-	202
17 Cr Ni 16	Cr	685	960 - 1270	-	217
18 Cr Ni 20	Cr	780	1175 - 1420	-	
20 Mo Ni 35	Cr	830	980	411	207
20 Mn Cr Si 11	I	635	780	-	
34 Mo Cr Ni 14	Cr	850	1200 - 1550	518	223
26 Mo Cr 11	I	700	900 - 1100	-	212
20 Mn Cr 12	Cr	735	1080 - 1370	-	217
20 Ti Mn Cr 12	Cr		980	-	
21 Mo Mn Cr 12	Cr	880	1080	452	207
25 Mn Si 14	I	830		-	

Tabelul 3.3 (continuare)

Marca oțelului	Tratamentul termic*	Rezistența de rupere la tracțiune R_m , MPa	Limita de curgere $R_{p0.2}$, MPa	Limita de oboseală σ_{-1} , MPa	Duritatea HB, daN/mm ²
28 Ti Mn Cr 12	Cr	830	1470	484	229
25 Mn Cr Si 11	I	1275	1080	–	217
31 Mn Cr Si 11	I.	830		–	229
34 Mo Cr 11	I			1000 - 1200	520
34 Mo Cr Ni 16	I	800	1200 - 1400	518	248
30 Mo Cr Ni 20	I	1000	1250 - 1450	564	
35 Mn Si 13	I	1050	880	360	229
36 Mn Cr Si 13	C	680	1620	–	241
39 Mo Al Cr 15	I	1275	980	–	229
20 Mn 10	N	450	270	–	179
40 Cr Ni 12	I	510	980	390	229
42 Mo Cr 11	I	620	1100 - 1300	483	241
35 Mn 16	N	740	360	–	207
	I	–	510	421	–
40 Mn 10	I	640	350 - 440	–	229
51 V Mn Cr 11	I	900	1100 - 1300	532	248
65 Mn 10	I	981	785	–	241

*N - normalizare; I - îmbunătățire (călire + revenire înaltă); Cr - călire + revenire joasă; C - călire; R - recoacere

În tabelul 3.3 sunt date principalele caracteristici mecanice pentru oțelurile carbon de uz general prelucrate la cald, oțeluri carbon de calitate și oțeluri aliate pentru tratament termic.

3.3. Materiale neferoase

Materialele neferoase se utilizează frecvent în construcția organelor de mașini în corelație, însă, cu proprietăți și caracteristici specifice:

- conductivitate termică sau electrică și comportare bună în aliaje antifricțiune la cupru și aliajele lui: cupru (STAS 270/3-80), aliaje de cupru (SR ISO 197-1:1994), aliaje de cupru cu staniu (STAS 197/1-80, /2-83), cu aluminiu (STAS 198/1-86, /2-92), cu zinc (STAS 199/1-73, /2-86, 95-90), cu plumb și staniu (STAS 1512-88), cu nichel și zinc (SR ISO 430:1995), aliaje pentru lipit (STAS 204-77);

- densitate redusă, conductivitate termică sau electrică mare la aluminiu și aliajele lui: aluminiu tehnic primar (STAS 7607/2-86), aliaje de aluminiu turnate în piese (STAS 201/2-80), aliaje de aluminiu deformabile (SR EN 573/3:1995);

- comportare bună în aliaje antifricțiune, conductivitate termică și electrică, temperatură joasă de topire la staniu și aliajele sale: staniu (STAS 10309-75), aliaje antifricțiune (STAS 202-80);

- comportare bună în aliaje antifricțiune, rezistență la coroziune la plumb și aliajele sale: plumb (STAS 663-89), aliaje antifricțiune (STAS 202-80);

- rezistență la coroziune la zinc (STAS 646-88) și aliaje de zinc (STAS 6925/1-86);

- conductivitate electrică și stabilitate: aliaje de argint pentru lipit (STAS 8971-87).

În categoria materialelor metalice pot fi incluse și materialele metaloceramice obținute

prin presarea la cald, în vid sau atmosferă controlată a unor pulberi metalice. În funcție de destinație se pot enumera:

- materiale de fricțiune, compuse din material pulverulent de bază la care se adaugă componente pentru creșterea coeficientului de frecare (azbest, nisip de cuarț, oxizi) sau asigurarea unor condiții de ungere cu lubrifianți solizi pentru evitarea uzurilor accelerate (staniu, grafit, bisulfură de molibden);
- materiale magnetice pentru contacte;
- materiale pentru filtre pe bază de pulbere de bronz, oțel refractar, nichel;
- materiale dure pentru scule pe bază de carburi de wolfram, titan, cobalt;
- materiale poroase pentru antifricțiune pe bază de cupru sau fier.

3.4. Materiale plastice

Utilizarea frecventă a materialelor plastice ca înlocuitori ai materialelor tradiționale în construcția organelor de mașini poate fi explicată prin enumerarea câtorva avantaje: rezistență superioară la coroziune în diverse medii, plasticitate ridicată și un consum energetic redus la prelucrare, greutate redusă în comparație cu metalele, posibilitatea realizării unor repere complicate printr-un număr redus de operații tehnologice cu o productivitate ridicată, posibilități multiple de îmbunătățire a caracteristicilor mecanice (adaosuri de fibră de sticlă, sintetică sau carbon).

Alegerea unui material plastic optim pentru un organ de mașină ca înlocuitor al unui material tradițional nu este o problemă simplă. Inițial se realizează o preselecție a materialelor plastice posibil de utilizat în corelație cu destinația reperului, condițiile de funcționare, fiabilitatea impusă, aspectele privind gabaritul, condițiile de mediu (temperatură), prețul de cost; ar fi de notat că pentru același material plastic există mai multe denumiri comerciale fapt care complică munca proiectantului. În final, se alege materialul optim considerând condițiile suplimentare impuse de procedeele de fabricare a reperului.

Tabelul 3.4. Materiale plastice. Clasificare generală

Originea	Modul de obținere	Modul de comportare la temperatură	Grupa
Sintetice	Policondensate	Termoreactive*	Fenoplaste Aminoplaste Siliconice
		Termoplastice**	Poliamide Aminoplaste Policarbonați
	Polimerizate	Termoreactive	Poliesteri nesaturați
		Termoplastice	Policlorură de vinil Polistiren Polietilene Poliacriilați Polibutadiene Poli fluorolefine
			Termoreactive
	Poliadiție	Termoplastice	Poliuretani liniari

* Se formează la o anumită temperatură sub presiune (formarea este termic ireversibilă).
** Formarea este termic reversibilă.

Tablul 3.5. Caracteristici principale pentru materiale plastice utilizate în construcția de mașini

Denumirea	Rezistența de rupere la tracțiune, MPa	Rezistența de rupere prin încovoiere, MPa	Modulul de elasticitate la încovoiere, MPa	Coefficientul de dilatare termică, 1/°C	Conductivitate termică, $\times 10^4$ J/sm $^{\circ}$ C	Densitatea, kg/m 3	Temperatura de utilizare, $^{\circ}$ C
Poliamida 66 P, A: - pentru injecție (STAS 9238-89) - pentru uz electrotehnice	60 - 64 60 - 70	85 - 98 85	1000 - 1250 1000 - 1400	- (8,3 - 14,5)10 $^{-5}$	- 1,34	1130-1150	55-85
Poli(etilenă de joasă presiune (densitate mare) PE - HD	25 - 39	10	560-1050	(11 - 13)10 $^{-5}$	2,63 - 2,96	911 - 965	55 - 110
Poli(etilenă de înaltă presiune (densitate mică) PE - LD (STAS 8179/2-75)	5 - 16	-	133 - 245	16 \times 10 $^{-5}$	1,91	917 - 928	55 - 85
Acrilonitril Butadien Stiren ABS	23 - 60	42 - 50	1590 - 2390	-	-	1010 - 1210	66 - 110
Policarbonat PC	56 - 67	94,5	2450	6,6 \times 10 $^{-5}$	1,1	1200	55 - 130
Policlorură de vinil PVC - neplastificată (STAS 8869-84) - plastificată (STAS R 9454-73)	50 10,5 - 24,5	70 - 112 -	2500 -	(5 - 18,5)10 $^{-5}$ (7 - 25)10 $^{-5}$	0,72 - 1,67 0,72 - 0,96	1350 - 1450 1160 - 1350	55 - 85
Polistiren standard PS (STAS 7862-80)	30 - 37	50 - 60	2800 - 3500	(6 - 8)10 $^{-5}$	0,57 - 0,79	1040 - 1060	55 - 85
Polistiren rezistent la șoc PAS (STAS 7861-80) (Plăci STAS 9410-80)	21 - 26	42 - 50	1200	(3,4 - 21)10 $^{-5}$	0,24 - 0,72	1010 - 1060	70
Poli(tetrafluoretilenă) PTFE (teflon)	24,5 - 35	5,72	350	10 \times 10 $^{-5}$	1,43	2100 - 2300	55 - 300
Polimetacrilat de metil PMMA (STAS 7507-87)	50	68	1950	(5 - 9)10 $^{-5}$	0,96 - 1,43	1085 - 1189	55 - 70
Poliuretani PU sau PUR	35 - 56	4,9 - 7	70	(10 - 20)10 $^{-5}$	1,19	1200 - 1260	55 - 80
Fenoplaste - bachelită de uz general (STAS 7136-84) - bachelită electrotehnice	25 - 70	-	-	-	-	-	55 - 130
Textolit	40	25 - 80	5250 - 20000	(1,5 - 8)10 $^{-5}$	0,24 - 3,82	1350 - 1450	80 - 100
Rășini epoxidice EP (STAS 8512/1-79)	28 - 91	80 - 147	1000	(1,1 - 3,5)10 $^{-5}$	0,96 - 1,91	1300 - 1450	55 - 230
Silicoani (cu substanțe minerale) SI	28 - 245	70 - 240	17500 - 21000	(4,5 - 6,5)10 $^{-5}$	1,07	1110 - 1230	55 - 230
Poli(propilenă)	30 - 39	42 - 62	1110 - 1570	(0,8 - 5,18)10 $^{-5}$	0,88 - 1,8	1650 - 2000	107 - 144
Polisulfone	70,4	108	2530	-	-	-	155
Aminoplaste	42 - 91	42 - 91	7000 - 10500	5,6 \times 10 $^{-5}$ (2 - 7)10 $^{-5}$	1,48 1,67 - 2,39	1240 1450 - 1600	55 - 110

În tabelul 3.4 este dată o clasificare a materialelor plastice, caracteristicile principale pentru materialele mai des utilizate în construcția organelor de mașini fiind date în tabelul 3.5.

Tot în categoria materialelor plastice trebuie incluse materialele tip elastomer, cu o largă utilizare în construcția de mașini datorită, în primul rând, proprietăților de elasticitate. Se caracterizează printr-o rezistență mecanică relativ redusă, prin valori ridicate ale alungirii la rupere, dar și printr-o sensibilitate ridicată la temperatură, lumină, agenți chimici; sunt de reținut de asemenea, fenomenele de îmbătrânire.

Tabelul 3.6. Caracteristici principale ale cauciucurilor

Denumirea (simbol) STAS	Densitatea, kg/m ³	Duritatea, °ShA	Rezistența de rupere R_m MPa	Modulul de elasti- citate E, MPa	Alungirea la rupere, %	Tempera- tura de utilizare, °C	Rezistența ulei mineral
Cauciuc natural (NR), STAS 7277-86	930 - 1600	36	24 - 31	1 - 10	450 - 650	75	Slabă
Buna S (SRR) – stirenbutadienă, STAS 7455-76	940 - 1400	55 - 65	17 - 21	1 - 5	500 - 775	75	Slabă
Cauciuc butilic	900 - 1300	50	4,8 - 20,5		500 - 850	80 - 90	Slabă
Cauciuc nitrilic (Perbunan) (NBR)	1000	58 - 71	16,5 - 31		480 - 650	-25 ÷ 55	Bună
Cauciuc poliacrilic (ACM), STAS 10577-82						-20 ÷ 180	F. bună
Cauciuc fluorcarbonic (FP)						max. 240	Bună
Cauciuc siliconic (VSi și PV Si)	1200 - 1500	20 - 90	2 - 10,3		40 - 600	175 - 200	Slabă
Cauciuc uretanic		78 - 83	38 - 48	5 - 100 reticulat 500 - 1000 linear	600 - 800	100	Bună
Cauciuc cloroprenic (CR), STAS 10297-84 (neopren)	1090 - 1600	1,6	13,5 - 24		340 - 750	90	Bună
Cauciuc clorosulfanil polietilenic (CSM)	–	45 - 95	11,1 - 24		100 - 450	150	Bună
Cauciuc polisulfidic (T)	1350	50 - 76	11,2 - 11,8		230 - 700	80 - 90	Bună

În tabelul 3.6 sunt date proprietăți și caracteristici principale pentru unele materiale de tip elastomer (cauciucuri).

3.5. Sticla și materiale sticloase

Sticla este un grup de materiale cu structură amorfă obținut prin răcirea unor amestecuri topite de oxizi de siliciu, bor, fosfor, calciu, sodiu. În funcție de destinație, se utilizează sticlă refractară de înaltă rezistență, fibră de sticlă, sticlă cu peliculă conducătoare, sticlă de protecție față de radiații.

3.6. Materiale ceramice

După destinație se pot menționa: materiale refractare, materiale rezistente la coroziune, porțelan tehnic, materiale pentru componente electrice.

Ca aplicații ale materialelor ceramice în domeniul de vârf se pot menționa: reperi ale motoarelor cu piston sau cu turbină, duze pentru sudare, camere de combustie, matrițe pentru extrudare, plăcuțe dure pentru scule așchietoare.

3.7. Materiale fibroase

În ultimul timp o extindere deosebită, ca aplicații și performanțe, au înregistrat - o materialele armate și materialele stratificate. În cazul materialelor armate, fibrele cu înalte caracteristici de rezistență conferă materialului, în special materialelor plastice cu densitate mică, caracteristici de rezistență comparabile cu cele ale oțelurilor. Câteva caracteristici ale fibrelor utilizate pentru armarea unor materiale sunt date în tabelul 3.7.

Tabelul 3.7. Caracteristici ale unor fibre pentru armare

Materialul fibrei	Rezistența de rupere R_m , MPa	Modulul de elasticitate E , MPa	Densitatea, kg/m^3	Punctul de înmuiere, °C
Fibră de sticlă	2500 - 4700	$(0,052 - 0,087) \cdot 10^6$	2,16 - 2,54	750 - 970
Fibră de azbest	117 - 360	—	2,4 - 3,3	1180 - 1520
Fibră de cuarț	910	—	2,2	—
Fibră de grafit	1260 - 3160	$(0,176 - 0,457) \cdot 10^6$	1,5 - 1,96	—
Fibră de carbon	840	$0,042 \cdot 10^6$	1,53	—
Fibră de bor	3000 - 3500	$0,042 \cdot 10^6$	2,6	2300

Materialele stratificate sunt formate din straturi succesive de material plastic și materiale de armare din fibră sau din straturi compacte subțiri din oțel și materiale plastice.

Azbestul - grupă de produse minerale pe bază de bioxid de siliciu și oxid de aluminiu cu macrostructură fibroasă - are numeroase aplicații în construcția de mașini datorită unor proprietăți specifice: rezistență mecanică, rezistență ridicată la temperatură, conductivitate termică redusă. Fibra de azbest se livrează, în funcție de destinație, sub diverse forme: șnur, pânză, panglică, hârtie sau în amestec cu alte materiale pentru garnituri de etanșare sau ca material de fricțiune (frâne, ambreaje).

3.8. Materiale pentru organe de mașini funcționând în condiții speciale

3.8.1. Materiale pentru temperaturi ridicate

În alegerea unui material pentru temperaturi ridicate se iau în considerare aspecte ca: influența temperaturii asupra caracteristicilor mecanice de rupere și curgere, modulului de elasticitate și conductivității termice, evoluția deformațiilor remanente în timp și în funcție de tensiunea de fluaj, efectul temperaturii asupra proceselor de oxidare superficială. În tabelul 3.8 sunt date recomandări generale privind utilizarea materialelor metalice în condițiile unor temperaturi ridicate.

Tabelul 3.8. Recomandări de uz general privind utilizarea materialelor în funcție de temperatura de lucru

Temperatura de lucru, °C	Materiale recomandate
< 200	Oțeluri obișnuite Aliaje ușoare cu aluminiu, magneziu, cupru
< 370	Oțeluri slab aliate
320 - 540	Aliaje de titan
< 1200	Aliaje refractare cu fier, cobalt, crom, nichel
1000 - 1400	Materiale refractare (tantal, molibden, wolfram) și aliaje ale acestora, materiale metaloceramice și ceramice (carburile de tantal, zinc, niobiu, titan, siliciu, wolfram, bor) cu temperaturi de topire cuprinse între 2470 și 3890 °C

3.8.2. Materialele pentru temperaturi joase

La alegerea acestor materiale trebuie ținut seama de faptul că scăderea temperaturii conduce la creșterea rezistențelor limită la rupere și curgere, a fragilității și la scăderea rezistenței la șoc. Unele materiale prezintă o trecere pronunțată de la o comportare plastic-ductilă la una fragilă o dată cu scăderea temperaturii, în corelație cu microstructura, concentrările de tensiuni și viteza de aplicare a sarcinii.

Manganul (până la 1,5%) și adaosurile de nichel coboară temperatura de tranziție de la ductil la fragil; de asemenea oțelurile inoxidabile austenitice și oțelurile înalt aliate cu structură uniformă martensitică vor avea puncte de tranziție coborâte.

Pentru temperaturi joase se mai utilizează aliaje Cu-Be, bronzuri fosforoase, aliaje cu tantal.

3.8.3. Materiale pentru medii corosive

În alegerea acestor materiale trebuie să se ia în considerare particularitățile fenomenelor de coroziune, evoluția lor în timp și modalitățile de apreciere cantitativă (cantitatea de material îndepărtat) și calitativă (coroziune generală, intercristalină punctiformă în lichide sau gaze). Se recomandă utilizarea oțelurilor inoxidabile cu conținut ridicat de crom și nichel, a materialelor sticloase ceramice și a materialelor plastice în corelație cu compoziția mediului, temperatura, solicitările.

3.8.4. Materiale pentru tehnica nucleară

Se utilizează, pe lângă materialele fisionabile, materiale de protejare ca înveliș al materialului fisionabil (oțeluri inoxidabile, magneziu, beriliu, zirconiu), materiale de încetinire și absorbție a neutronilor (beriliu, grafit), materiale ale elementelor purtătoare de căldură (apă, abur, metale topite).

3.8.5. Materiale pentru aeronautică și construcții aerospațiale

În aceste domenii elaborarea unor materiale cu caracteristici speciale a devenit o preocupare de prim ordin:

- compozite prin caracteristici intrinseci (masice poliamidă etc.) și mai ales prin avantaje de prelucrare (injecție, infuzie de peliculă, formare în diafragmă etc.);
- materiale pentru temperaturi ridicate (ceramice, metalice, compozite cu matrice intermetalică), inclusiv procedee de acoperire;
- materiale inteligente prin sinteză la nivel atomic și molecular; procesare monitorizată în timp real;
- materiale biomimetice (multifuncționale, cu structuri ierarhic organizate, auto-întreținere, adaptare și durabilitate);
- materiale cu comportare controlată prin calculator.

3.9. Tratamente

Noile cerințe tehnico-economice din domeniile de vârf au impus orientarea cercetărilor în direcția obținerii unor materiale cu proprietăți cât mai favorabile pentru condiții date de funcționare prin procedee eficiente și economice. În această direcție, tratamentele care se realizează printr-o succesiune de operații termice, termochimice, electrochimice sau mecanice aplicate unui material permit, prin modificarea compoziției chimice, a structurii sau prin adăugare de alt material de suprafață, obținerea unor proprietăți superioare care conduc la creșterea prelucrabilității și fiabilității organelor de mașini, simultan cu reducerea dimensiunilor. Tratamentele se aplică atât materialelor metalice (oțeluri, fonte, metale neferoase și aliajele acestora) cât și unor materiale plastice.

Tratamentele de suprafață (tabelul 3.9) prezintă un deosebit interes tehnico-economic.

Tabelul 3.9. Tratamente de suprafață. Clasificare

Prin modificarea microstructurii la suprafață	Prin modificarea compoziției chimice la suprafață	Prin material adăugat pe suprafață
Tratamente termice: călire cu flacără, cu inducție Tratamente mecanice (împrosăcare cu alică), termomecanice	Tratamente termochimice: carburare, nitrurare, carbonitrurare, sulfonitrurare, borurare, aluminizare, silicizare, sulfizare. Tratamente chimice: oxidare	Electrodepuneri Depuneri chimice: fosfatare Pulverizare la cald Depuneri de vapori Placare: presare și difuzie Placare în condiții de sudare Lacuri, vopsele, alte substanțe organice

Tratamentele termice de structură. Prin recoacere se urmărește obținerea unei stări de tensiuni sau structurale cât mai apropiate de starea de echilibru. La oțeluri se aplică recoaceri de omogenizare (semifabricate turnate), de recristalizare (piese deformate la rece pentru eliminarea ecruisării), de normalizare (uniformizarea granulației), izotermă (piese forjate din oțeluri aliate), de detensionare (eliminarea tensiunilor interne după prelucrări pe mașini-unelte, călire sau sudare).

Călirea se realizează prin transformări de faze, respectiv frânarea stării de echilibru, obținându-se în final o rezistență ridicată, simultan cu o scădere a fragilității oțelului. Călirea poate fi clasică (încălzire, menținere, răcire rapidă, revenire joasă, medie sau înaltă), întreruptă (încălzire, răcire la 300 °C, revenire ca la călirea clasică), în trepte (încălzire, răcire în mediu cald, menținere, răcire în aer), izotermă (tratamentul de îmbunătățire constă într-o călire, urmată de o revenire înaltă și o călire superficială). În figura 3.3 este prezentată influența tratamentului termic și a conținutului de carbon asupra unor caracteristici ale oțelurilor.

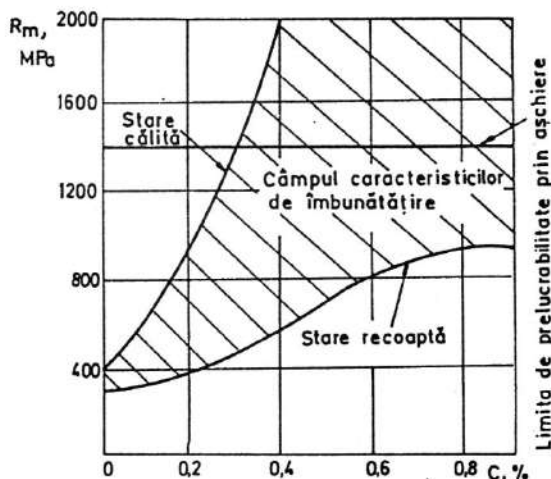


Fig. 3.3

Prin tratamente termochimice se urmãrește îmbogãțirea stratului superficial cu un anumit element prin difuzie dintr-un mediu activ; se obține astfel o modificare orientatã a compoziției chimice, a structurii și, implicit, a proprietãților stratului superficial, cu menținerea proprietãților miezului. Cãteva caracteristici ale unor tratamente termochimice aplicate oțelurilor sunt date în tabelul 3.10.

Tabelul 3.10. Caracteristici și efecte ale tratamentelor termochimice

Denumirea tratamentului	Temperatura, °C	Durata de menținere, ore	Adâncimea de tratament, mm	Tratamente ulterioare	Duritatea superficialã, HRC sau HV ₅	Rezistența la:	
						Temperaturã ridicatã	Coroziune
Cementare cu carbon (carburare)	900 - 950	4 - 12	0,6 - 1	Cãlire și revenire joasã	58	-	-
Cementare cu azot (nitrurare)	490 - 550	40 - 80	0,2 - 0,6	-	850 - 1100	-	-
Cementare cu carbon și azot (carbonitrurare)	830 - 870 500 - 600	2 - 8	0,2 - 0,8	Cãlire și revenire joasã	60 - 65	-	-
Cementare cu crom (cromizare)	1000 - 1200	12 - 24	0,02 - 0,1	-	70	↗	↗
Cementare cu aluminiu (aluminizare)	700 - 1100	0,5 - 12	0,02 - 0,8	-	30 - 40	↗	↗
Cementare cu bor (borizare)	850 - 1100	4 - 8	0,1 - 0,3	Cãlire și revenire joasã	1500 - 2000	↗	-
Cementare cu zinc (Sherardizare)	380 - 460 720 - 870 în vapori	2 - 31 48 ore	0,02 - 0,03 0,15	-	-	↗	↗

Observație: Semnul ↗ indicã efectele favorabile

Tratamentele mecanice determină, prin ecrusări superficiale (împroșcare cu alice, rulare cu role), creșterea rezistenței la oboseală, iar cele termomecanice, creșterea durtății și rezistenței mecanice în general.

Prin *tratamente de electroacoperire* se obține:

- creșterea rezistenței la uzare prin duritate ridicată sau porozitate în start (crom, nichel, indiu);
- creșterea rezistențelor la temperatură (crom) și coroziune (zinc, cadmiu, staniu, nichel, cupru sau aliaje);
- protecție, rol decorativ (cupru, nichel, crom, cobalt, argint, aur).

Tratamentele de acoperire prin pulverizare realizează acoperiri ale suprafețelor metalice prin proiectarea cu jet de gaz a unor particule de material topit cu diametrul de 10...100 μm . Se obțin creșteri ale rezistențelor la uzare (crom, mangan, siliciu) și coroziune (zinc, aluminiu), a rezistenței la cald (aluminiu), a rezistenței la gripare (polimeri) și la temperaturi înalte (carburi, nitruri, oxizi de titan).

Acoperirile se mai realizează și în arc sau flacără oxiacetilenică pentru creșterea rezistenței la uzare.

Pentru protecție și scopuri estetice se utilizează acoperiri cu lacuri și vopsele.

3.10. Alegerea materialelor

Pentru condițiile impuse de funcționare (solicitări, condiții de mediu) materialele se aleg, în primul rând, în corelație cu:

- caracteristicile de rezistență mecanică (rezistență la rupere, limitele de curgere și oboseală, rezistență la uzare, duritate; de exemplu în figurile 3.4 și 3.5 sunt date recomandări de alegere a mărcilor de fontă cenușie în corelație cu rezistența de rupere la tracțiune, respectiv duritatea impusă, iar în tabelul 3.11 recomandări privind alegerea mărcilor de oțel aliat în corelație cu rezistența de rupere la tracțiune, limita de curgere și dimensiunile organelor de mașini;
- proprietățile de elasticitate (modul de elasticitate), respectiv plasticitate (dependența tensiune-deformație, alungirea și contracția la rupere, fenomene de histerezis mecanic);
- influența temperaturii agenților corosivi, a timpului, radiațiilor și luminii asupra caracteristicilor mecanice de rezistență, elasticității și plasticității;
- evoluția fenomenelor de rupere (aparitia și propagarea fisurilor la rupere statică și prin oboseală, condițiile de trecere de la ductil la fragil în procesul de rupere);

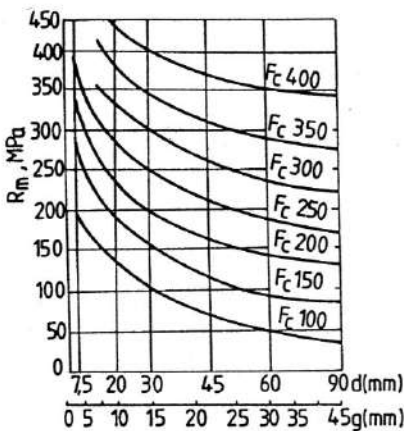


Fig. 3.4

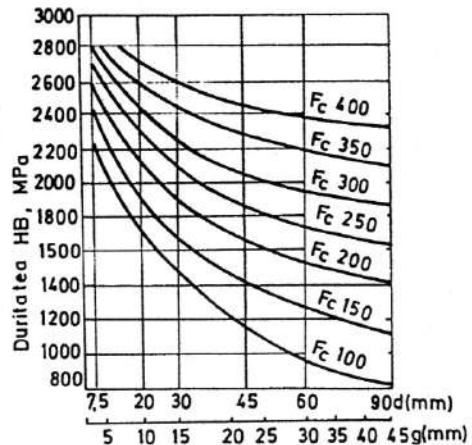


Fig. 3.5

Tabelul 3.11. Alegerea mărcilor de oțel aliat în corelație cu rezistența de rupere la tracțiune, limita de curgere și dimensiunile organelor de mașini

R_p 0,2, MPa	Diametrul piesei, mm				R_m , MPa
	< 17	17 - 41	41 - 101	101 - 160	
400 - 500	1,5 Cr 9*	34MoCr11 26 MoCr11			600 - 700
500 - 600		18 MnCr11*	40Cr10 35 MnSi13 34MoCr11	34MoCr11	700 - 800
600 - 700	18MnCr11* 19MoCr11	35MnSi13 40Cr10 34MoCr11	40BCr10 21MoMnCr12* 17MoCrNi14* 39MoAlCr15**	51VMnCr11	800 - 900
700 - 800	40 BCr 10 35 MnSi13 18CrNi20* 26MoCr11	40 BCr 10 21MoMnCr12* 17MoCrNi14* 39MoAlCr15**	42MoCr11 51VMnCr11 20 TiMnCr12*	34MoCrNi16	900 - 1000
800 - 900	40 Cr10 34MoCr11 39MoAlCr15	42MoCr11 51VMnCr11 20TiMnCr12*	34MoCrNi16	30MoCrNi20	1000 - 1100
900 - 1000	42MoCr11 51VMnCr11 21MoMnCr12* 20TiMnCr12*	34MoCrNi16	28TiMnCr12 30MoCrNi20	30MoCrNi20	1100 - 1200
> 1000	28TiMnCr12 34MoCrNi16	28TiMnCr12 30MoCrNi20			> 1200

Observații: * cementat; ** nitrurat.

– proprietățile termice (dilatare, conductivitate, căldură specifică), electrice (rezistivitate, constantă dielectrică), chimice, magnetice.

O pondere importantă în alegerea unui material optim pentru un organ de mașină o reprezintă și proprietățile tehnologice: prelucrabilitatea prin deformare plastică la rece și la cald sau prin așchiere, sudabilitatea, posibilitățile de modificare a caracteristicilor prin tratamente, condițiile de prelucrare în general (de exemplu injecție sau termoformare la materiale plastice).

În final, dar nu în ultimul rând ca importanță, intervin indicatorii tehnico-economici: greutatea, costul materialului și al prelucrării, posibilitățile concrete de achiziționare și prelucrare a materialului.

O analiză judicioasă a acestor aspecte va conduce în final pe proiectant la alegerea materialului optim; în acest sens în figura 3.6 este prezentată o schemă bloc a metodologiei de alegere optimă a materialelor.

3.11. Încercările materialelor

Proprietățile materialelor sunt determinate de caracteristicile mecanice, termice, electrice, chimice și tehnologice. Aceste caracteristici se determină prin încercări specifice realizate în laborator pe epruvete, respectiv pe modele, componente, subansamble, ansamble sau

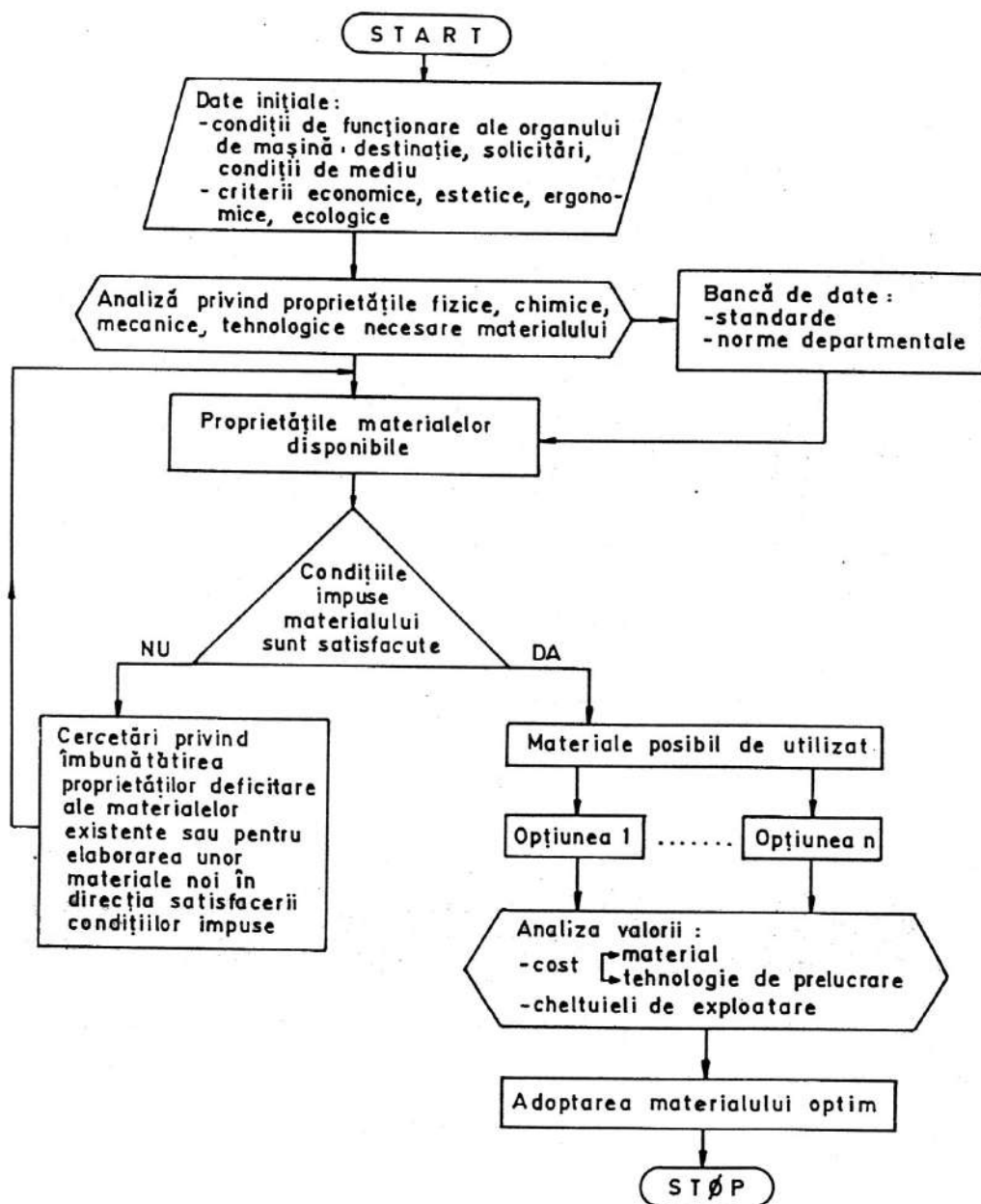


Fig. 3.6

mașini în condiții care să reproducă pe cât posibil, cât mai fidel regimul de lucru impus, sau în exploatare. Încercările de laborator prezintă avantajul unor costuri și durate de timp mai reduse, în timp ce încercările în exploatare oferă date net superioare cantitativ și calitativ pentru proiectare, necesitând însă costuri și durate de timp ridicate. În marea lor majoritate, modelele, condițiile și interpretarea rezultatelor încercărilor în laborator pe epruvete sunt standardizate sau tipizate.

Încercările mecanice, considerând datele pe care le pot oferi activității de proiectare, se clasifică astfel:

– încercări mecanice de rezistență și elasticitate în condiții statice pentru determinarea rezistenței de rupere prin tracțiune (R_m), limitei de curgere ($R_{p0,2}$), limitei de elasticitate (σ_e), de proporționalitate (σ_p), modului de elasticitate (E) la diferite temperaturi și medii (SR EN 10002-1:1994, STAS 1552-78, 1660-80, 6637-75, 6834-75, 7927-67); în tabelul 3.12 sunt date relații orientative între caracteristicile mecanice la tracțiune și cele la încovoiere, răsucire, forfecare și compresiune;

Tabelul 3.12. Corelații orientative între rezistența la rupere la tracțiune și diferite caracteristici mecanice ale unor materiale

Material	Relația de calcul	Coeficientul K					
		$R_{p0,2}$	R_{mi}	$\sigma_{0,2}$	τ_r	$\tau_{0,2}$	τ_{rf}
Oțel carbon	KR_m	0,55 - 0,75	–	0,65 - 0,9	0,85	0,35 - 0,45	0,7 - 0,8
Oțeluri aliate obișnuite		0,65 - 0,75	–	0,7 - 0,8	–	0,38 - 0,45	–
Oțeluri aliate de mare rezistență		0,7 - 0,8	–	0,75 - 0,85	–	0,42 - 0,48	–
Oțel turnat		–	–	–	–	–	–
Fonta cu grafit lamelar		–	1,6 - 2	–	1,4 - 1,7	–	–

Notații: $R_{p0,2}$, $\sigma_{0,2}$, $\tau_{0,2}$ – limitele de curgere la tracțiune, încovoiere și răsucire; τ_r , τ_{rf} , R_{mi} – rezistențele la rupere la încovoiere, răsucire, forfecare.

– încercări mecanice de rezistență la solicitări variabile pentru determinarea limitei la oboseală în diferite condiții de temperatură, mediu, ciclul de solicitare, durabilitate (STAS 5878-77, 8027-78, 11399-80); în tabelul 3.13 sunt date relații orientative între caracteristicile de rezistență la solicitări variabile de încovoiere și cele corespunzătoare unor alte tipuri de solicitări considerând și ciclul de solicitare;

– încercări mecanice de fluaj și relaxare la temperaturi ridicate, respectiv la diferite temperaturi și viteze de deformare (STAS 6596-81, 8894/1-80);

– încercări mecanice pentru duritate (SR EN 10003-1:1997, SR EN 10045-1:1993, STAS 492-85, 493-91, 7057-78, 8251-82, 8315-81, 8525-84); în figura 3.7 sunt date corelații orientative între diferitele scări de duritate;

– încercări mecanice pentru analiza fenomenelor de uzare, pentru precizări fenomenologice sau determinări cantitative (viteză de uzură) în diferite condiții de lucru (STAS 8069-87);

– încercări mecanice pentru analiza fenomenelor de rupere: viteza de propagare a fisurii, încercările de rezistență la șoc în diferite condiții (STAS 6774-79, 9760-84, 9633-74, R 10025-74, 10026-75, 11152-78);

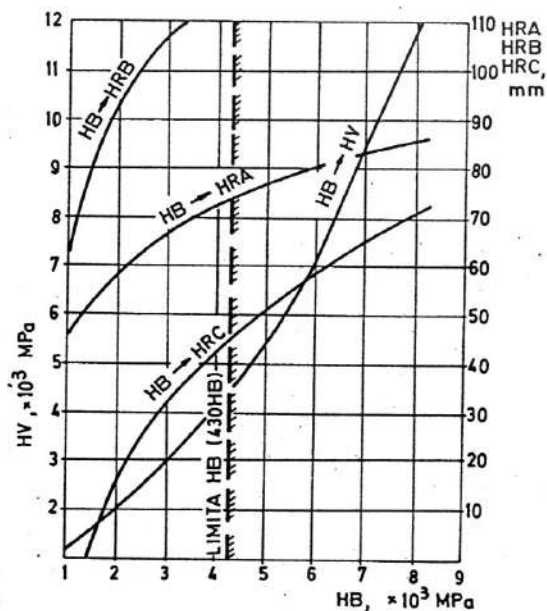


Fig. 3.7

Tabelul 3.13. Relații orientative între caracteristicile mecanice de rezistență la solicitări variabile

Material	Încovoiere		Tracțiune-compresiune		Răsucire	
	σ_{-1}	σ_0	σ_{-1t}	σ_{0t}	τ_{-1}	τ_0
Oțel carbon	$0,5 \sigma_r$	$1,5 \sigma_{-1}$	$0,8 \sigma_{-1}$	$1,5 \sigma_{-1t}$	$0,6 \sigma_{-1}$	$(1,8 - 2) \tau_{-1}$
Oțel aliat	$(0,4 - 0,5) \sigma_r$	$1,6 \sigma_{-1}$	$0,8 \sigma_{-1}$	$1,5 \sigma_{-1t}$	$0,6 \sigma_{-1}$	$(1,8 - 2) \tau_{-1}$
Oțel turnat	$(0,3 - 0,5) \sigma_r$	—	$0,75 \sigma_{-1}$	—	$0,55 \sigma_{-1}$	—
Fontă cu grafit lamelar	$(0,3 - 0,5) \sigma_r$	$(1,2 - 1,5) \sigma_{-1}$	$0,65 \sigma_{-1}$	—	$0,9 \sigma_{-1}$	$(1,2 - 1,3) \tau_{-1}$
Fontă cu grafit nodular	$(0,4 - 0,5) \sigma_r$	—	$0,8 \sigma_{-1}$	—	$0,55 \sigma_{-1}$	—
Fontă maleabilă	$(0,3 - 0,4) \sigma_r$	—	$0,8 \sigma_{-1}$	—	σ_{-1}	—
Aliaje de cupru	$(0,25 - 0,5) \sigma_r$	—	—	—	$0,58 \sigma_{-1}$	$(1,4 - 2) \tau_{-1}$
Aliaje de aluminiu	$(0,25 - 0,5) \sigma_r$	$1,8 \sigma_{-1}$	$0,7 \sigma_{-1}$	—	$(0,55 - 0,58) \sigma_{-1}$	$(1,4 - 2) \tau_{-1}$

Observație: Pentru oțelurile cu $\sigma_r = (500 - 700) \text{ MPa}$, $\sigma_{-1} = 0,55 \sigma_r$, iar la cele cu $\sigma_r > 700 \text{ MPa}$, $\sigma_{-1} = 0,4 \sigma_r$.

Notații: σ_{-1} , σ_{-1t} , τ_{-1} – limitele la oboseală pentru cicluri de tensiuni alternant-simetrice, respectiv, pentru încovoiere, tracțiune-compresiune, torsiune;

σ_0 , σ_{0t} , τ_0 – limitele la oboseală pentru cicluri de tensiune pulsante, respectiv, pentru încovoiere, tracțiune, torsiune.

– încercări mecanice pentru determinarea proprietăților tehnologice: deformabilitate (refulare în STAS 2233-80, îndoire în SR ISO 7438:1993, STAS 6622-90, 2080-67, 7737-90, răsucire în STAS 1750-90, ambutisare în STAS 2112-86, 7569-66), prelucrabilitate prin așchiere, călibilitate (STAS 4930-80).

Bibliografie

1. Alexandru, I. ș.a. *Alegerea și utilizarea materialelor metalice*. București, Ed. Didactică și Pedagogică, 1998.
2. Cheșa, I. ș.a. *Alegerea și utilizarea oțelurilor*. București, Ed. Tehnică, 1984.
3. Chișiu, Al. ș.a. *Organe de mașini*. București, Ed. Didactică și Pedagogică, 1981.
4. Drăghici, I. ș.a. *Îndrumar pentru proiectare*. Vol. I, II și III. București, Ed. Tehnică, 1981-1985.
5. Dulamita, T. și Florian, F. *Tratamente termice și termochimice*. București, Ed. Didactică și Pedagogică, 1982.
6. Gafițanu, M. ș.a. *Materiale pentru construcția de mașini*. Litografia Univ. Tehnice „Gh. Asachi” Iași, 1986.
7. Gafițanu, M. ș.a. *Organe de mașini*. Vol. I și II. București, Ed. Tehnică, 1981, 1983.
8. Jula, Al. ș.a. *Organe de mașini*. Vol. I. Brașov, Litografia Univ. „Transilvania” Brașov, 1986.
9. Manea, Gh. *Organe de mașini*. Vol. I. București, Ed. Tehnică, 1970.
10. Mocanu, D. ș.a. *Încercarea materialelor*. Vol. I. București, Ed. Tehnică, 1982.
11. Mac Dermott, Ch. P. *Selecting Thermoplastics for Engineering Applications*. New York and Bassel, Marcel Dekker, Inc., 1984.
12. Pavelescu, D. ș.a. *Organe de mașini*. Vol. I. București, Ed. Didactică și Pedagogică, 1985.
13. Stoica, V. și Stoica, N. *Materiale pentru construcția de mașini*. Vol. II. București, Litografia Univ. Politehnica, 1978.
14. Noor, A. K. ș.a. *Aerospace*, April 1998, p. 24-31.

4

FIABILITATEA ORGANELOR DE MAȘINI

4.1. Analiza solicitărilor

Prin rezistența mecanică a unui organ de mașină se înțelege capacitatea acestuia de a rezista, de a nu se defecta sub acțiunea unor solicitări, prin rupere sau prin apariția unor deformații care să pericliteze sau să modifice nepermis funcționarea.

Efectuarea calculului de rezistență mecanică și stabilirea fiabilității pe această cale înseamnă:

- cunoașterea și utilizarea adecvată a caracteristicilor mecanice ale materialului, atât pentru stările limită, cât și pentru modulul de elasticitate, coeficientul lui Poisson etc.; o privire sintetică asupra problematicei caracteristicilor mecanice a făcut obiectul unor prezentări anterioare (cap. 3);

- cunoașterea solicitărilor: mărime, caracteristici de variație în timp etc., condiții de aplicare (mediu);

- stabilirea și utilizarea adecvată a unor dependențe între solicitări-formă și dimensiuni-tensiuni și deformații prin componente și caracteristici.

Vom considera generic, prin solicitări (s), *forțele și momentele* care acționează asupra organului de mașină. Frecvent, în relație cu starea dominantă de tensiuni pe care o determină, solicitările - forțe și momente - pot fi diferențiate în solicitări de tracțiune, compresiune, forfecare, încovoiere, răsucire.

Pe de altă parte, sunt solicitări constante și solicitări variabile în timp. În raport cu variația solicitării în timp se reține mai întâi viteza de aplicare, respectiv viteza de realizare a deformației specifice sub solicitare (1/s): între $0...10^{-5}$ în cazul unor fenomene de curgere lentă sau fluaj și $> 10^4$ pentru impact de mare viteză, la solicitările provocate de proiectile cu propagare de unde de șoc.

Tot în raport cu timpul, variația solicitărilor prezintă și alte aspecte. Solicitățile determinate pot fi descrise prin funcții univoce în raport cu timpul, $S(t)$. Solicitățile aleatoare au o variație neregulată în timp și nu mai pot fi descrise corect de o singură funcție univocă. Variația aleatoare apare numai în amplitudine pentru o frecvență constantă sau aproape constantă (variație aleatoare în banda îngustă) sau și în amplitudine și în frecvență (variație aleatoare în bandă largă). Variația $S_i(t)$ a solicitării, pentru o anumită secvență particulară de înregistrare „ r ”, se consideră doar o „realizare”. Variația solicitării aleatoare este determinată doar de mulțimea realizărilor posibile.

Descrierea cantitativă a variației în timp a solicitărilor aleatoare necesită introducerea unor noțiuni suplimentare. Se consideră deci că pentru variația aleatoare a solicitării $S(t)$ sunt reprezentative k realizări (fig. 4.1).

Pentru un timp t_1 , se poate defini o medie instantanee a solicitării (S_m), precum și o relație între solicitări în momente diferite, separate în timp prin intervalul τ , cu ajutorul funcției de autocorelație (R_c):

$$S_m = \frac{1}{k} \sum_{i=1}^k S_i(t_i); \quad R_c = \frac{1}{k} \sum_{i=1}^k S_i(t_i) \cdot S_i(t_i + \tau). \quad (4.1)$$

Alte detalii și caracteristici referitoare la clasificarea solicitărilor după variația lor în timp sunt indicate în bibliografie: dispersie, densitate de probabilitate, densitate spectrală de putere etc. Considerarea solicitărilor cu ajutorul acestor caracteristici prezintă interes deosebit în studiul vibrațiilor, în diagnosticarea și identificarea sistemelor în vibrație, în calculele de rezistență la oboseală, în care pot interveni și legi de variație impuse prin ipoteze, analogie sau experiment.

Astfel, în cazurile simple, pentru solicitările determinate, periodice, de tip armonic (fig. 4.2), se rețin: S_m – valoarea medie, S_a – amplitudinea solicitării, H – durabilitatea (ore), T – perioada (s), f – frecvența (Hz), $N = 3600 H/T = 3600 \cdot H \cdot f$ – numărul de cicluri de solicitare.

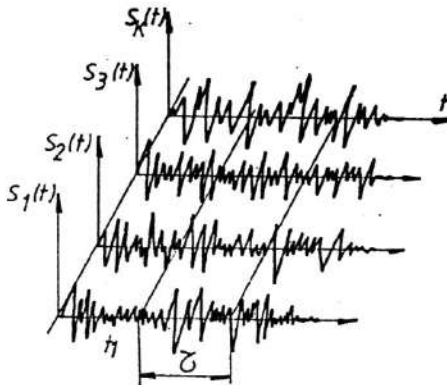


Fig. 4.1

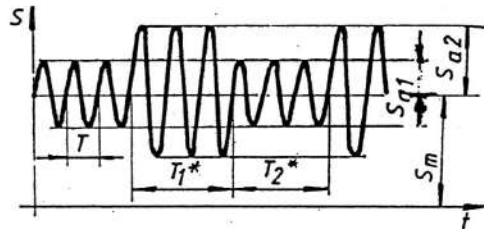


Fig. 4.3

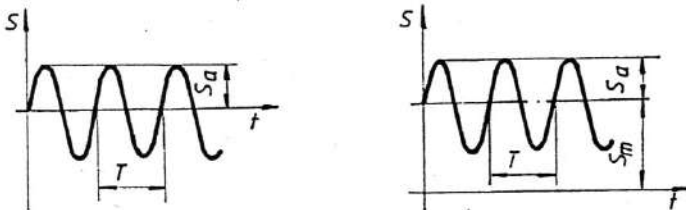


Fig. 4.2

Pentru solicitările determinate periodice armonice de tipul reprezentat în figura 4.3, se notează: $S_m, S_{a1}, S_{a2}, \dots, S_{ai}; T_1^*, T_2^*, \dots, T_i^* . T^* = \sum T_i^* , T = 1/f$ și, respectiv, numărul de cicluri de solicitare:

$$N_i = 3600 \cdot H \cdot f \cdot T_i^* / T^* . \quad (4.2')$$

Pentru calcule de rezistență la oboseală, efectele unor solicitări cu amplitudinea variabilă se cumulează într-o amplitudine echivalentă:

$$S_{ae} = \left[\left(\sum_{i=1}^k S_{ai}^q \cdot N_i \right) / N \right]^{1/q}, \text{ pentru } N = \sum_{i=1}^k N_i \leq N_0, \quad (4.2'')$$

în care: q este exponent (tabelul 4.1) în funcție de exponentul m al dependenței σ - N din curba caracteristicilor de oboseală pentru secțiunea de calcul, N - numărul total de cicluri de solicitare, N_0 - numărul de cicluri de bază.

Dacă este cunoscută funcția $S_a(N)$, atunci:

$$S_{ae} = \left[\left(\int_0^N S_a^q(N) \cdot dN \right) / N \right]^{1/q}. \quad (4.3)$$

Tabelul 4.1 Valori pentru exponentul q

Ansamblu sau componentă	q
Arbori și osii	5,5
Roți dințate - încovoiere	5,5 - 6
Rulmenți	3 - 3,33
Carcase turnate din oțel	5
Leviere de comandă articulate la capete	4,2

Dacă variația în timp a amplitudinii corespunde unei distribuții cu densitatea de probabilitate $p(S_a)$, atunci evaluarea se poate realiza pentru un anumit număr de cicluri de referință N_r :

$$S_{ae} = \left(\int_{S_{a\min}}^{S_{a\max}} S_a^q \cdot p(S_a) dS_a \right)^{1/q} \cdot (N / N_r)^{1/q}; \quad (4.4)$$

$$S_a \in [S_{a\min} \geq 0,5 \cdot S_{-1}; S_{a\max}]$$

pentru S_{-1} - solicitarea corespunzătoare tensiunii limită de oboseală.

Pentru solicitări periodice complexe, din algoritmul prezentat în figura 4.4, se exclud procesările de mediere pentru caracterizarea solicitării, fiind suficientă o singură realizare.

În cazul solicitărilor aleatoare, metodologia de calcul, pe baza ipotezei cumulării deteriorărilor (MINER-PALMGREN) conduce la determinarea caracteristicilor și a numărului de cicluri echivalente de referință, de tip armonic (fig. 4.4). Parcurgerea acestui algoritm se desfășoară prin discretizare/eșantionare în N_{es} puncte, pe un număr de N_k de intervale de timp, fiecare cu durată T_e , în relație cu frecvența posibilă de eșantionare (f_{es}), frecvența maximă necesară în analiză (f_{max}), $T_e = N_{es} / 2 f_{max} = N_{es} / f_{es}$ și precizia impusă analizei. Discretizarea pentru analiza în amplitudine $[p(S_a)]$ se realizează pe $N_i = 1 + 3,6 \cdot \lg(n)$ intervale, unde n este numărul de observații distincte de amplitudine în intervalul T_e .

Rezolvarea analitică implică, în prealabil, cunoașterea funcțiilor specifice, cu încercări experimentale și interpretări statistice.

Calculul numeric pe baza algoritmului din figura 4.4 simplifică mult analiza solicitării și câștigă în precizie, îndeosebi, prin utilizarea unei tehnici moderne pentru prelevarea de date, condiționare/interfațare, procesare digitală de semnal cu programe specializate.

Pentru procese de durată îndelungată, procesarea de detaliu, prezentată pe scurt mai înainte, este însoțită și uneori chiar înlocuită de o procesare de ansamblu, în legătură cu modificări substanțiale ale caracteristicilor solicitării (funcționarea în diferite trepte de viteză pentru autovehicule, starea de vânt pentru nave etc.).

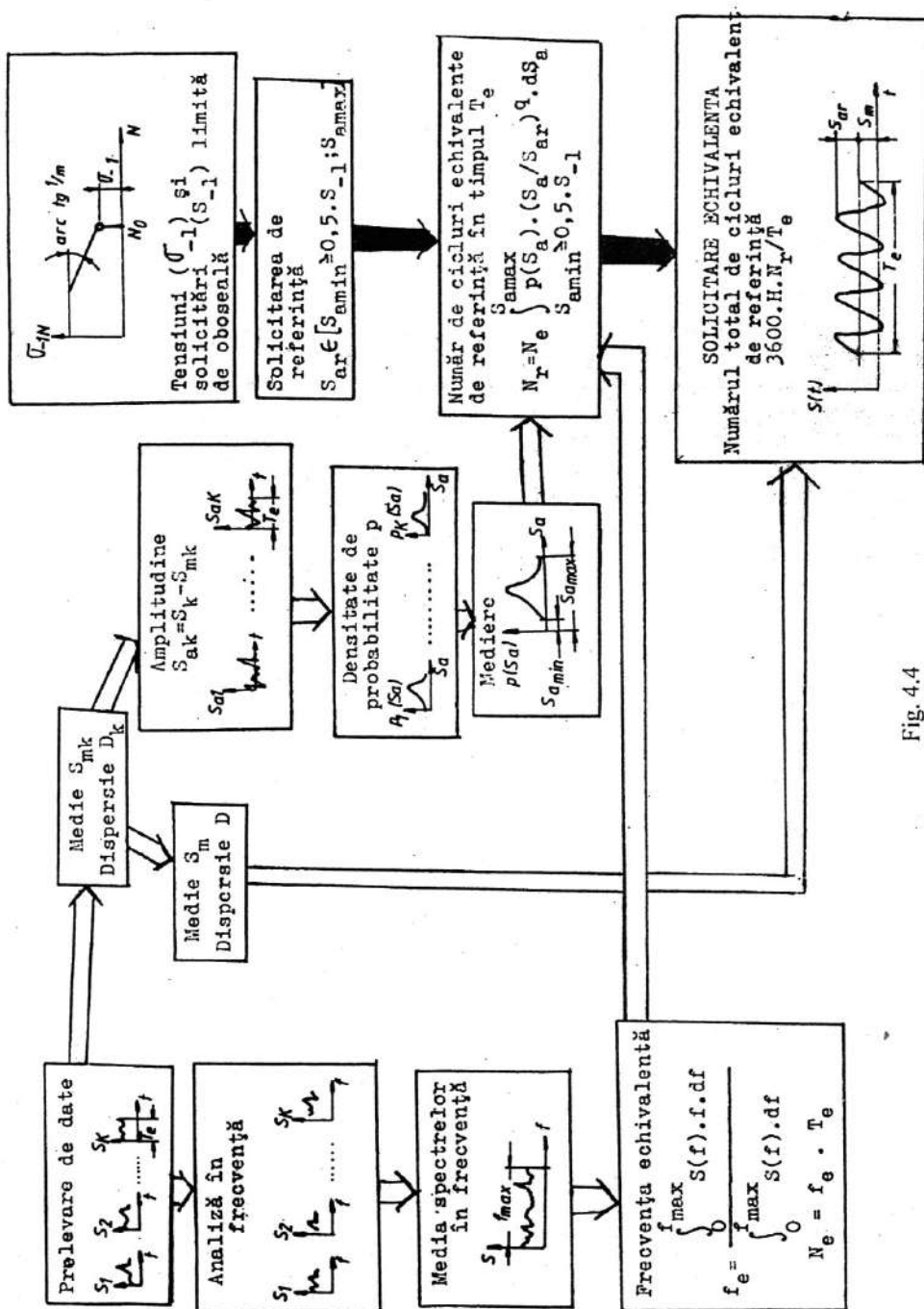


Fig. 4.4

4.2. Dependența solicitare – formă și dimensiuni – stare de tensiuni

4.2.1. Starea de tensiuni. Solicitări statice

Pentru o stare de tensiuni triaxială tensorul tensiune are șase componente: $\sigma_x, \sigma_y, \sigma_z$ normale și $\tau_{xy}, \tau_{yz}, \tau_{zx}$ tangențiale, considerate constante în timp. Aceste componente se determină analitic cu relațiile specifice, clasice, ale rezistenței materialelor sau prin metode de calcul numeric, elemente finite, elemente de frontieră.

Relația dintre starea de tensiuni și fenomenul de rupere este abordată prin intermediul unor ipoteze și teorii care intervin cu accent asupra unor caracteristici apreciate ca hotărâtoare: tensiunea normală maximă, alungirea relativă maximă, tensiunea tangențială maximă, energia de deformație maximă etc. Pentru oțelurile folosite curent în construcția de mașini, numeroase date experimentale confirmă satisfăcător teoria de rupere corelată cu energia de deformație.

Aplicarea acestei teorii se poate rezuma la echivalarea stării de tensiuni cu mai multe componente, poliaxiale, cu o stare de tensiuni monoaxială, cu o singură componentă de tensiune, de regulă tracțiune/compresiune, pentru care există un volum important de informații rezultate din încercări. În aceste condiții, comparațiile calitative și cantitative sunt lesne de realizat. Astfel, tensiunea echivalentă stabilită în ipoteza energiei de deformație maximă este:

$$\sigma_e = \sqrt{(1/2) \cdot [(\sigma_x - \sigma_y)^2 + (\sigma_y - \sigma_z)^2 + (\sigma_z - \sigma_x)^2 + 6(\tau_{xy}^2 + \tau_{yz}^2 + \tau_{zx}^2)]}. \quad (4.5)$$

Pentru tensiunea echivalentă efectivă (σ_{eE}) comparația se realizează în raport cu tensiunea limită axială de tracțiune (de exemplu), notată cu σ_L :

$$c = \frac{\sigma_L}{\sigma_{eE}}, \quad (4.6)$$

în care c este coeficientul de siguranță.

Pentru $\sigma_x = 0, \tau_{xy} = \tau_{yz} = \tau_{zx} = 0$ se ajunge, de exemplu, la cazul stării de tensiuni plane care apare în componentele de mașini îmbinate cu strângere elastică:

$$\sigma_e = \sqrt{1/2 [(\sigma_y - \sigma_z)^2 + \sigma_y^2 + \sigma_z^2]}. \quad (4.7)$$

Este însă de menționat faptul că, din rațiuni de simplificare, pentru starea de tensiuni poliaxială, în locul tensiunii echivalente se consideră uneori ca semnificativă o singură componentă de tensiune: în cazul rulmenților sau al angranjelor se pot adopta astfel ca semnificative, fie tensiunea normală σ_z , fie tensiunea tangențială τ_{yz} , de comparat cu tensiuni limită corespunzătoare, determinate experimental.

Pentru stările de tensiuni cu mai multe componente, materialul prezentând caracteristici diferite în raport cu aceste componente, aprecierea globală este simplificată prin determinarea coeficientului de siguranță pentru fiecare componentă în parte, normală și tangențială, prin raportarea tensiunii limită specifice (L) la tensiunea efectivă (E):

$$c_{\sigma x} = \frac{\sigma_{xL}}{\sigma_{xE}} \quad \dots \quad c_{\tau_{xy}} = \frac{\tau_{xyL}}{\tau_{xyE}} \quad \dots \quad (4.8)$$

Dacă o componentă de tensiune ($\sigma_x \dots$) este rezultatul sumării algebrice a unor subcomponente σ_{xi} , atunci

$$\sigma_x = \sigma_{x1} + \sigma_{x2} + \sigma_{x3} + \dots \quad (4.9)$$

și coeficientul de siguranță la nivelul componentei de tensiune respective este:

$$\frac{1}{c_{\alpha x}} = \frac{1}{c_{\alpha x1}} + \frac{1}{c_{\alpha x2}} + \dots; c_{\alpha xl} = \frac{\sigma_{xil}}{\sigma_{xilE}}. \quad (4.10)$$

În legătură cu relația generală (4.5), coeficientul global de siguranță (c) apare astfel:

$$\frac{1}{c^2} = \frac{1}{2} \left[\left(\frac{1}{c_{\alpha x}} - \frac{1}{c_{\alpha y}} \right)^2 + \left(\frac{1}{c_{\alpha y}} - \frac{1}{c_{\alpha z}} \right)^2 + \left(\frac{1}{c_{\alpha z}} - \frac{1}{c_{\alpha x}} \right)^2 + 2 \left(\frac{1}{c_{\tau xy}^2} + \frac{1}{c_{\tau yz}^2} + \frac{1}{c_{\tau zx}^2} \right) \right], \quad (4.11)$$

relație care poate fi particularizată cu ușurință pentru diferite situații de calcul.

Aprecierea fiabilității se poate face deci prin intermediul coeficientului de siguranță, metodă răspândită și relativ expeditivă.

Prin coeficient de siguranță se înțelege raportul dintre o tensiune limită (L) și o tensiune efectivă (E), componentă sau echivalentă, rezultată dintr-un calcul. Stabilirea tensiunii limită, fie pentru componentele tensorului tensiune, fie pentru tensiunea echivalentă (cel mai adesea de tracțiune) se bazează, firesc, pe încercări experimentale. Drept tensiune limită se poate considera limita de rupere, limita de curgere (deformație plastică limitată), tensiunea pentru o anumită deformație într-un timp limitat, limita de proporționalitate etc.

Ținând seama de dispersia inerentă atât, solicitărilor, cât și, rezultatelor încercărilor pentru caracteristici mecanice, solicitarea, tensiunea efectivă și tensiunea limită se indică, pentru o repartiție dată, cu valoarea medie a repartiției și dispersiei, sau cu valori corespunzătoare unui anumit grad de încredere sau de fiabilitate ($0,5 \rightarrow \sigma_{50}$, $0,9 \rightarrow \sigma_{90}$, $0,99 \rightarrow \sigma_{99}$ etc.). Adesea aceste repartiții sunt descrise satisfăcător de repartiția normală (GAUSS), pentru care relații bine cunoscute indică:

$$|\sigma_{90} - \sigma_{50}| = 1,29s, \quad |\sigma_{99} - \sigma_{50}| = 2,37s \text{ etc.},$$

s fiind abaterea medie pătratică a repartiției respective.

Calculul coeficientului de siguranță operează de regulă cu valorile medii ale repartițiilor pentru tensiuni limită și efective, corelația concretă dintre dispersie și fiabilitate fiind analizată ulterior, separat.

4.2.2. Solicitări variabile

În cazul solicitărilor variabile, tensiunile, în baza dependențelor menționate, sunt, de asemenea, variabile în timp. Prin analogie, tensiunile pot fi caracterizate la fel cu solicitările și relațiile stabilite pentru solicitări (§ 4.1) se folosesc în principiu și pentru tensiuni.

Astfel, în cazul unor variații periodice armonice simple, prezintă interes următoarele: σ_{\max} - tensiune maximă, σ_{\min} - tensiune minimă, $\sigma_m = (\sigma_{\max} + \sigma_{\min})/2$ - tensiunea medie, $\sigma_a = (\sigma_{\max} - \sigma_{\min})/2$ - amplitudinea, $r = \sigma_{\min} / \sigma_{\max}$ - caracteristica ciclului.

Sub solicitare variabilă, defectarea se poate produce prin fisurare și rupere prin oboseală, sau prin deformații remanente cumulate și rupere (domeniul oligociclic).

Defectarea prin oboseală se corelează cu durabilitatea sau cu numărul de cicluri de solicitare: durabilitatea nelimitată pentru $N \geq N_0$ în cazul metalelor feroase, dacă N_0 este numărul de cicluri de bază sau durabilitatea limitată pentru $10^4 \dots 10^5 < N < N_0$, la metale feroase și $N > 10^4 \dots 10^5$ pentru alte materiale. Defectarea prin deformații remanente cumulate, fără apariția fenomenului de fluaj, proprie domeniului oligociclic, presupune solicitări și, respectiv, tensiuni care produc ruperea la $N < 10^4 \dots 10^5$ cicluri.

Pentru fenomenul de rupere prin oboseală se apreciază ca semnificative amplitudinile de variație ale componentelor stării de tensiuni, determinate direct pe ciclu pentru solicitările și tensiunile cu variația periodică armonică sau prin relații de echivalență pentru solicitările și tensiunile periodice complexe sau aleatorii. În consecință, componentele stării de tensiuni în relațiile (4.5)...(4.9) vor fi introduse ca amplitudini: $\sigma_{xa}, \sigma_{ya}, \sigma_{za}, \tau_{xya}, \tau_{yza}, \tau_{zxa}$.

Înlocuind în relația generală (4.5) componentele stării de tensiuni prin amplitudinile lor, se determină o amplitudine de tensiune echivalentă σ_{ea} . Rezultatele unei asemenea generalizări sunt însă acceptabile în raport cu încercări experimentale adecvate doar pentru stări de tensiuni fără efecte notabile sau diferențiate, dimensionale sau de concentrare și fără variații de fază pentru componentele stării de tensiuni (tensiuni de contact etc.). Cel mai adesea însă, efectele dimensionale și de concentrare sunt de remarcat și încă în mod diferit pentru diferitele componente ale stării de tensiune: tracțiune, compresiune, încovoiere, răsucire. În acest caz, relațiile (4.8)...(4.11) se păstrează atât pentru coeficienții de siguranță de componente, cât și pentru coeficientul de siguranță global. Tensiunea limită va apărea astfel ca tensiune amplitudine limită σ_{axiL} ; la fel și tensiunea amplitudine σ_{axiE} .

În cadrul unei situații concrete de calcul, caracteristicile mecanice, atât sub sollicitări statice, cât mai ales variabile, sunt afectate de numeroase influențe: efecte dimensionale, concentratori de tensiuni, factori tehnologici, de mediu etc. ($\sigma_{0,2K}$, σ_{-1K} , fig. 4.5).

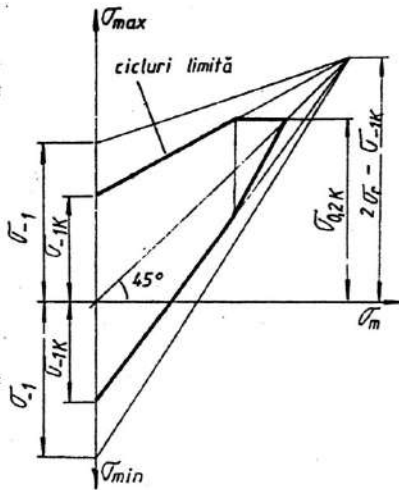
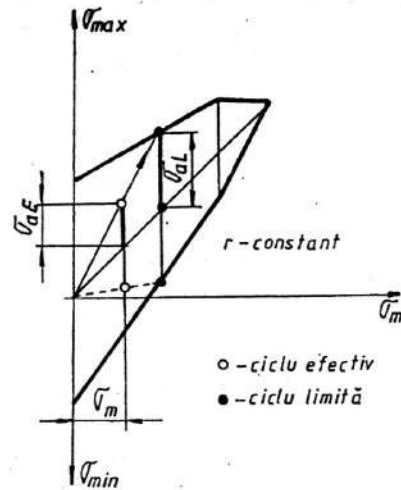
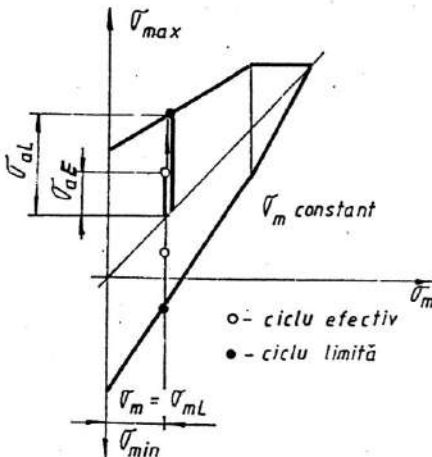


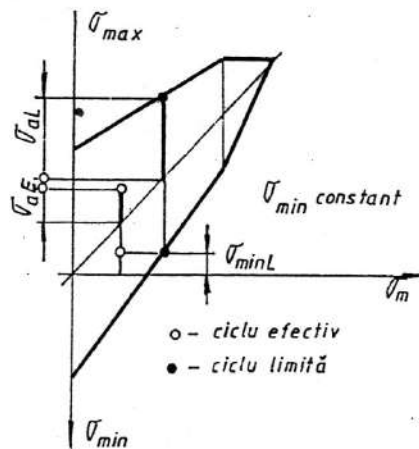
Fig. 4.5



a



b



c

Fig. 4.6

În relațiile care urmează, dacă nu se fac și alte notații de precizie, notația „ σ ” este generică: tensiuni normale de tracțiune, compresiune, încovoiere, tensiuni tangențiale de răsucire, forfecare. În diagramele schematizate (de tip SMITH) pentru tensiunile limită (fig. 4.6), poziția ciclurilor de comparație se stabilește astfel:

a – comparația ciclului efectiv CE cu ciclul limită CL cu aceeași caracteristică $r = \sigma_{\min} / \sigma_{\max} = \sigma_{\min L} / \sigma_{\max L} = \text{constant}$ (fig. 4.6, *a*), pentru arbori, roți dințate etc.;

b – comparația ciclului efectiv CE cu ciclul limită CL cu aceeași tensiune medie σ_m (fig. 4.6, *b*), pentru arcuri, suspensii etc.;

c – comparația ciclului efectiv CE cu ciclul limită CL cu aceeași tensiune minimă σ_{\min} (fig. 4.6, *c*) pentru șuruburi cu strângere inițială, arcuri pentru supape etc.

Din considerente geometrice, conform figurii 4.6, *a*, *b*, *c*, amplitudinile limită de tensiune se calculează, respectiv, cu:

$$a \quad \sigma_{aL} = \frac{\sigma_{-1K}}{1 + \psi_{\sigma K} \frac{1+r}{1-r}}; \quad (4.12)$$

$$b \quad \sigma_{aL} = \sigma_{-1K} - \psi_{\sigma K} \cdot \sigma_m; \quad (4.13)$$

$$c \quad \sigma_{aL} = \frac{\sigma_{-1K} - \psi_{\sigma K} \cdot \sigma_{\min}}{1 + \psi_{\sigma K}}; \quad (4.14)$$

$$\text{în care} \quad \psi_{\sigma K} = \frac{\sigma_{-1K}}{2 \cdot \sigma_r - \sigma_{-1K}}. \quad (4.15)$$

Finalitatea calculului de verificare la oboseală o constituie, într-o primă etapă, determinarea coeficientului de siguranță. Stabilirea unor caracteristici de calcul probabilist prin experiment sau comparație poate permite în continuare dezvoltarea unui calcul de fiabilitate. După cum, în raport cu dependența dintre rezistența la oboseală și numărul de cicluri, situația de calcul corespunde domeniului de durabilitate nelimitată, limitată sau domeniului oligociclic, calculul prezintă unele particularități.

4.2.2.1. Domeniul durabilității nelimitate

Metodologia de calcul expusă în continuare are în vedere următoarele condiții de lucru:

- numărul de cicluri de bază, $N_0 = 10^7$;
- frecvența de sollicitare, 1...300 Hz;
- temperatura de lucru, – 40...100 °C;
- mediul ambiant: aer, apă, ulei, apă de mare;
- diametrul arborilor, $d \leq 300$ mm;
- limita de rupere a materialului (oțel), $\sigma_r \leq 1500$ MPa.

Pentru calculul coeficientului de siguranță la oboseală trebuie cunoscute următoarele date inițiale:

- destinația și parametrii funcționali ai mașinii și ai organului de mașină calculat, în ansamblul acesteia;
- caracteristicile mecanice ale materialului, σ_r , $\sigma_{0.2}$, σ_{-1} , σ_{-1r} etc.;
- dimensiunile, forma și rugozitatea suprafețelor pentru organul calculat;
- caracteristicile sollicitării variabile (v. § 4.1); caracteristicile de ciclu ale componentelor stării de tensiuni (σ_{\max} , σ_{\min} , σ_m , σ_a , r etc.).

În cazul în care nu se cunosc în totalitate valorile caracteristicilor mecanice ale materialului utilizat, pentru arbori cu diametrul apropiat de diametrul de referință ($d_B = 7,5$ mm) se pot folosi următoarele recomandări, alături de cele din tabelul 4.2:

Tabelul 4.2 Relații orientative între caracteristicile mecanice

Materialul	Tracțiune–compresiune		Încovoiere		
	σ_{1f}	σ_{0f}	$\sigma_{0,2f}$	σ_{-1}	σ_0
Oțeluri pentru construcții (OL)	$0,45 \cdot \sigma_r$	$1,3 \cdot \sigma_{-1f}$	$1,5 \cdot \sigma_{0,2}$	$0,49 \cdot \sigma_r$	$1,5 \cdot \sigma_{-1}$
Oțel de înaltă rezistență pentru sudură (HS)	$(0,4 - 0,42) \cdot \sigma_r$			$0,51 \cdot \sigma_r$	
Oțel de îmbunătățire	$0,41 \cdot \sigma_r$	$1,3 \cdot \sigma_{-1f}$	$1,4 \cdot \sigma_{0,2}$	$0,44 \cdot \sigma_r$	$1,7 \cdot \sigma_{-1}$
Oțel de cementare	$0,40 \cdot \sigma_r$	$1,6 \cdot \sigma_{-1f}$	$1,4 \cdot \sigma_{0,2}$	$0,41 \cdot \sigma_r$	$1,7 \cdot \sigma_{-1}$
Fontă cenușie	$0,25 \cdot \sigma_r$	$1,6 \cdot \sigma_{-1f}$	–	$0,37 \cdot \sigma_r$	$1,8 \cdot \sigma_{-1}$
Aliaje ușoare	$0,30 \cdot \sigma_r$	–	–	$0,4 \cdot \sigma_r$	–

Materialul	Torsiune		
	$\tau_{0,2}$	τ_{-1}	τ_0
Oțeluri pentru construcții (OL)	$0,7 \cdot \sigma_{0,2}$	$0,35 \cdot \sigma_r$	$1,1 \cdot \tau_{-1}$
Oțel de înaltă rezistență pentru sudură (HS)			
Oțel de îmbunătățire	$0,7 \cdot \sigma_{0,2}$	$0,30 \cdot \sigma_r$	$1,6 \cdot \tau_{-1}$
Oțel de cementare	$0,7 \cdot \sigma_{0,2}$	$0,30 \cdot \sigma_r$	$1,4 \cdot \tau_{-1}$
Fontă cenușie	–	$0,36 \cdot \sigma_r$	$1,6 \cdot \tau_{-1}$
Aliaje ușoare	–	$0,25 \cdot \sigma_r$	–

Tabelul 4.3 Valori pentru coeficientul γ_c

Solicitarea	Coeficientul de concentrare sau K_σ	γ_c
Tracțiune – compresiune $\sigma_m > 0$	1,25	1,0
	1,25 – 1,5	1,0
Încovoiere	1,50 – 2,0	1,2
	2,00 – 3,0	1,25
	3,0	3,0
Tracțiune – compresiune $\sigma_m < 0$		1,25
Torsiune		1,0

$$\sigma_{-1f} = (0,32 \dots 0,4) \cdot \sigma_r; \quad \sigma_{-1} = (0,4 \dots 0,5) \cdot \sigma_r; \quad \tau_{-1} = (0,24 \dots 0,3) \cdot \sigma_r. \quad (4.16)$$

Determinarea caracteristicilor de rezistență corectate, pentru secțiunea concret calculată, așa cum aceste caracteristici intervin în schemele din figura 4.5, recurge la următoarele relații:

$$\sigma_{0,2K} = \sigma_{0,2} \cdot \gamma_c \cdot K_{1c} \cdot K_{2c}, \quad (4.17)$$

în care:

$\sigma_{0,2K}$ este limita de curgere corectată, pentru tracțiune, compresiune, încovoiere sau ($\tau_{0,2K}$) – răsucire;

$\sigma_{0,2}$ – limita de curgere determinată din încercări standard pe epruvete, pentru tracțiune, compresiune, încovoiere sau ($\tau_{0,2}$) – răsucire;

γ_c – factor de corecție a limitei de curgere, în funcție de tipul solicitării și mărimea concentratorului de tensiuni (tabelul 4.3);

K_{1c} – coeficient tehnologic dependent de dimensiuni

$$K_{1c} = 1 - 0,25 \lg(d / 7,5 \text{ mm}) / \lg 20; \quad (4.18)$$

K_{2c} – coeficient geometric dependent de dimensiuni

$$K_{2c} = 1 - (1 - \sigma_{-1r} / \sigma_{-1}) \cdot \lg(d / 7,5 \text{ mm}) / \lg 20 \quad (4.19)$$

pentru d – diametrul secțiunii calculate în mm ($d \in [7,5; 150]$); pentru alte valori de diametre $K_{1c} = K_{2c} = 1,0$;

$$\sigma_{-1K} = \sigma_{-1} K_1 / K; \quad K = (K_\sigma / K_2 + 1 / K_{F\sigma} - 1) / (K_A \cdot K_V), \quad (4.20)$$

în care: σ_{-1K} este rezistența la oboseală pentru tensiuni alternant simetrice de încovoiere, (τ_{-1K} – răsucire sau (σ_{-1r}) – tracțiune – compresiune, pentru epruvete, în condiții standard de încercare;

K_1 – coeficient dependent de tehnologie și dimensiuni; $K_1 = 1$, pentru oțeluri de construcție sau de înaltă rezistență în stare neîmbunătățită; pentru oțeluri în stare îmbunătățită sau cementată (fig.4.7),

$$K_1 = K_{1c} \quad (4.21)$$

K_2 – coeficient dimensional; $K_2 = 1,0$, pentru tracțiune–compresiune, $K_2 = K_{2c}$ pentru încovoiere și

$$K_2 = 1 - 0,2 \cdot \lg(d/7,5 \text{ mm}) / \lg 20 \quad \text{pentru răsucire (fig. 4.8)} \quad (4.22)$$

K_σ – coeficient efectiv de concentrare a tensiunilor indicate direct în figurile 4.13 ... 4.20 prin intermediul unor valori $K_\sigma(d_B)$, corespunzătoare unui diametru de referință d_B :

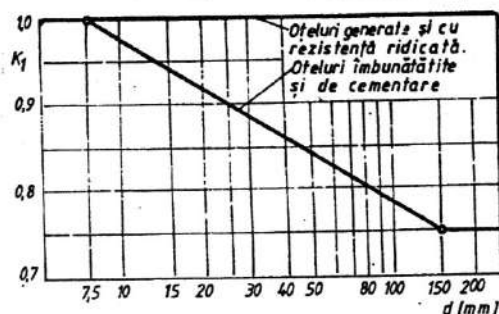


Fig. 4.7

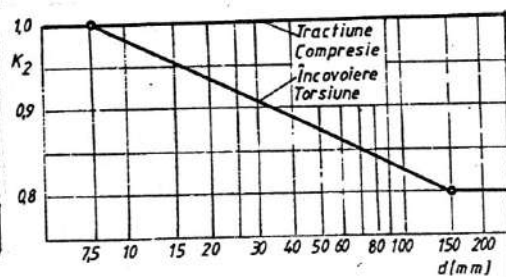


Fig. 4.8

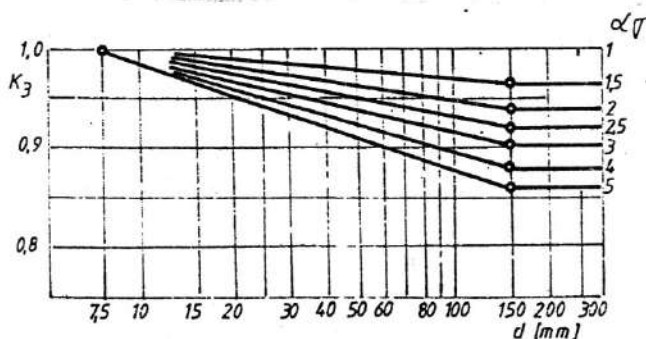


Fig. 4.9

$$K_{\sigma} = K_{\sigma}(d_B) \cdot K_3 / K_3(d_B); \quad (4.23)$$

$$K_3 = 1 - 0,21 \lg K_{\sigma}(d_B) \cdot \lg(d / 7,5 \text{ mm}) / \lg 20, \quad (4.24)$$

K_3 fiind dat în figura 4.9.

$K_{F\sigma}$ – coeficient dependent de rugozitate a suprafețelor pentru tracțiune și încovoiere (fig. 4.10),

$$K_{F\sigma} = 1 - 0,22 \cdot \lg R_z \cdot \lg(\sigma_r \text{ în MPa}/20-1) \quad (4.25)$$

$$K_{F\tau} = 0,575 \cdot K_{F\sigma} + 0,425 \text{ pentru torsiune}; \quad (4.26)$$

$$K_{F\sigma} = K_{\sigma} \text{ în mediu corosiv (fig. 4.11, 4.12);}$$

K_V – coeficient dependent de tehnologie (tabelul 4.4);

K_A – coeficient dependent de solicitare (tabelul 4.5).

În vederea utilizării calculatorului pentru aprecierea coeficientului K se mai recomandă metoda coeficientului de sensibilitate q :

$$K_{\sigma} = 1 + q(\alpha_{\sigma} - 1); \quad q = 1 / \left[1 + 8 \left(1 - \sigma_{0,2} / \sigma_r \right)^3 / r \right], \quad (4.27)$$

cu α_{σ} – coeficientul teoretic de concentrare a tensiunilor și r – raza de rotunjire a concentrațiilor, în mm, conform tabelului 4.8.

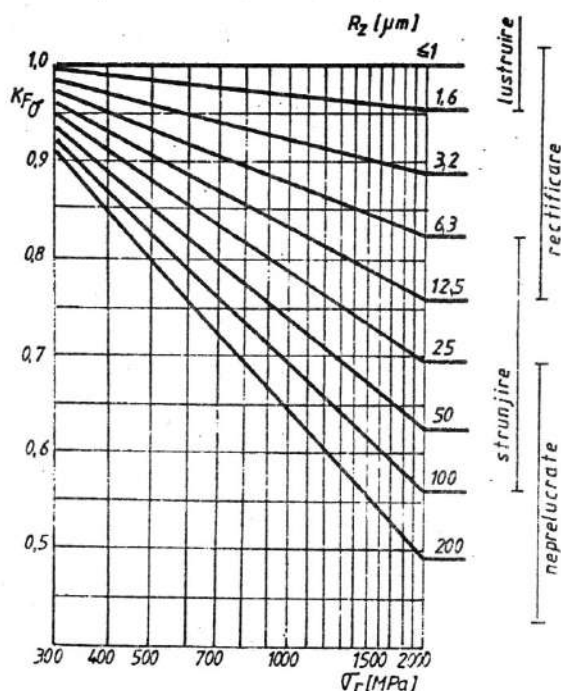


Fig. 4.10

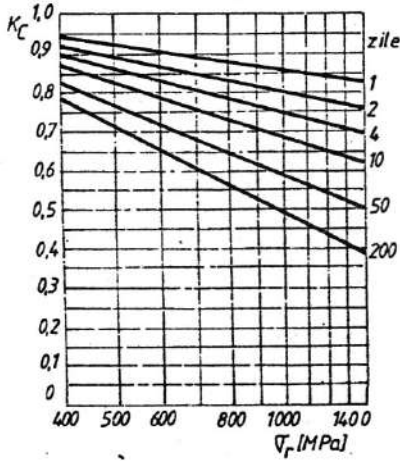


Fig. 4.11

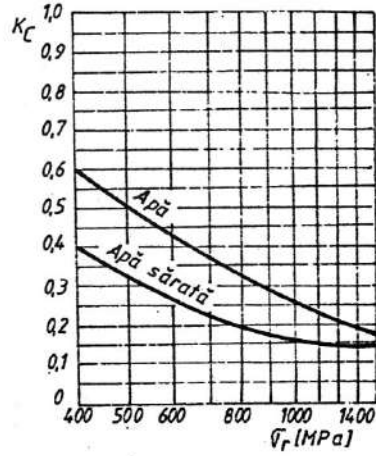
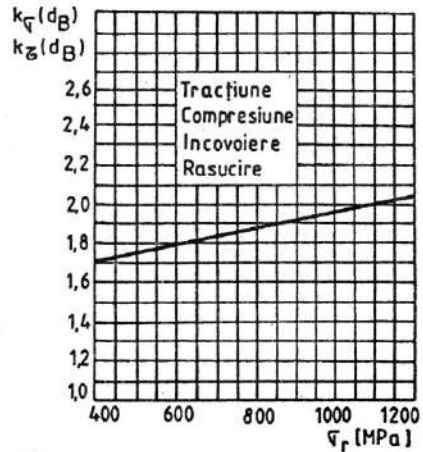
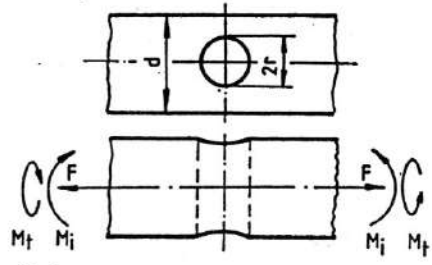
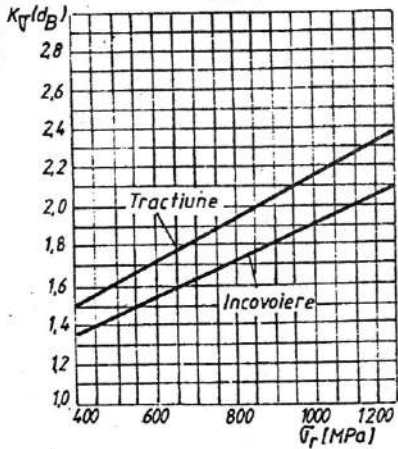
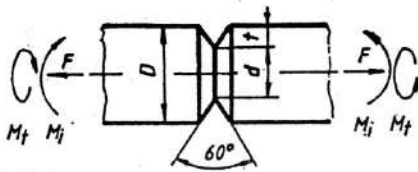


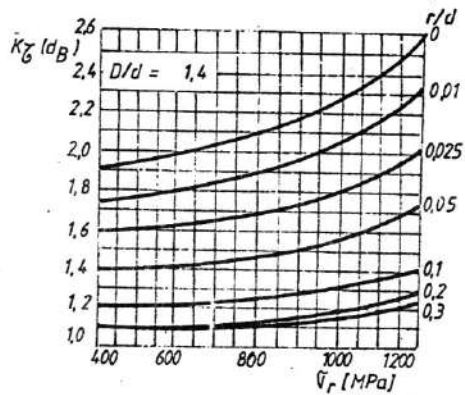
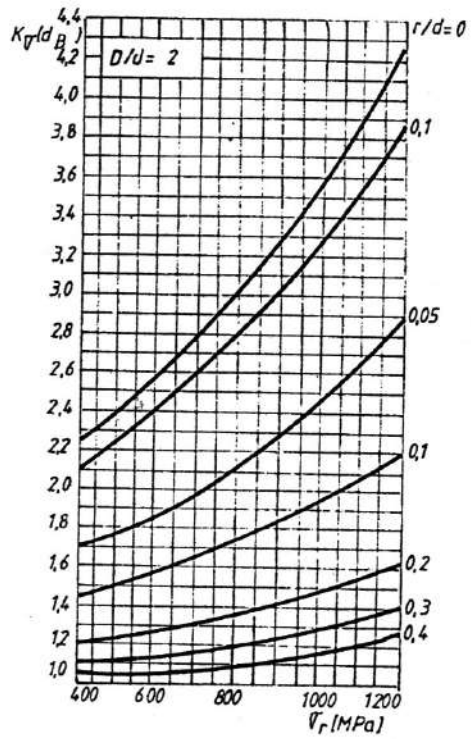
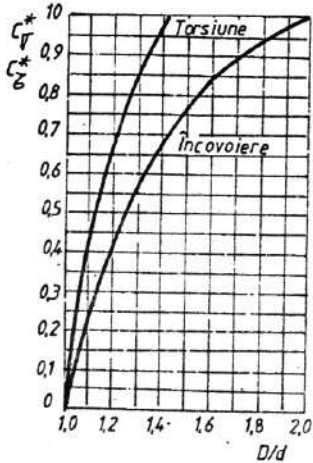
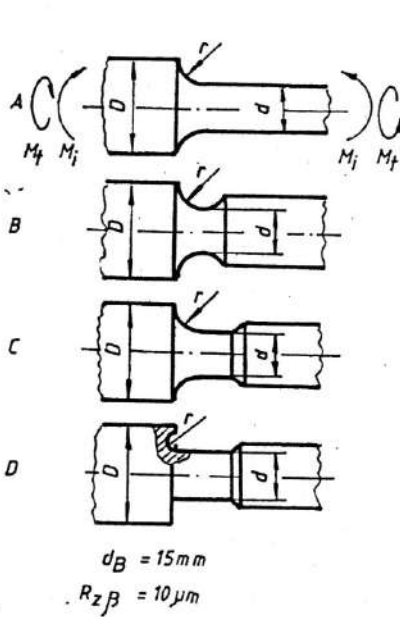
Fig. 4.12



$d_B = 15 \text{ mm}$; $K(d_B) = 0,8 K_{\sigma}(d_B)$; $t/d = 0,05 \dots 0,2$;
 $R_{zB} = 20 \text{ }\mu\text{m}$, în creștătură

Fig. 4.13

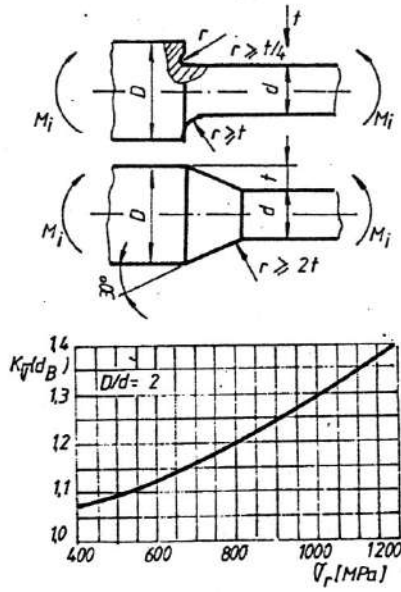
Fig. 4.14



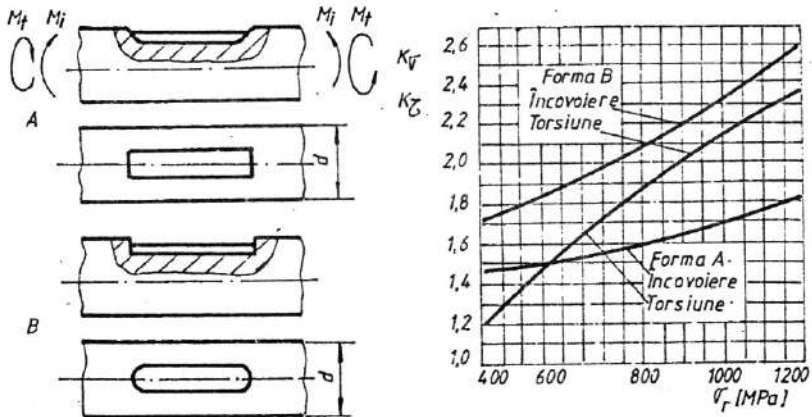
$$K_{\sigma}(d_B, D/d) = 1 + c_{\sigma}^*(D/d) [K_{\sigma}(d_B, D/d = 2) - 1]$$

$$K_{\tau}(d_B, D/d) = 1 + c_{\tau}^*(D/d) [K_{\tau}(d_B, D/d = 1,4) - 1]$$

Fig. 4.15



$d_B = 15 \text{ mm}; R_{zB} = 10 \mu\text{m}$
Fig. 4.16



$d_B = 15 \text{ mm}; R_{zB} = 10 \mu\text{m}$
Fig. 4.17

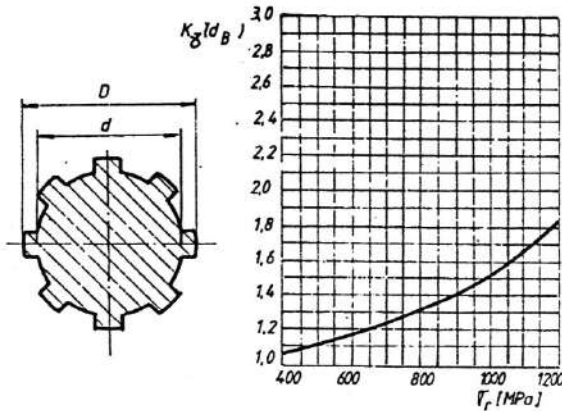


Fig. 4.18. Îmbinări canelate; tensiunile se calculează la nivelul diametrului d ; $d_B = 29$ mm, $K_{F\sigma} = K_{F\tau} = 1$; pentru oțel de cementare $K_{\tau}(d_B) = 1$; caneluri dreptunghiulare, încovoiere: $K_{\sigma}(d_B) = 0,75 \cdot K_{\tau}(d_B)$; caneluri triunghiulare și în evolvantă, încovoiere: $K_{\sigma}(d_B) = 0,85 \cdot K_{\tau}(d_B)$.

Forma arborelui și a butucului	Ajustaj	Forma arborelui și a butucului	Ajustaj
	H7/n6		H8/u8
	H8/u8		
	H8/u8 Butucul din oțel călit		
	H7/n7 Butucul din oțel călit		

Fig. 4.19. Valori pentru coeficientul de cocentrare a tensiunilor pentru diferite ajustaje

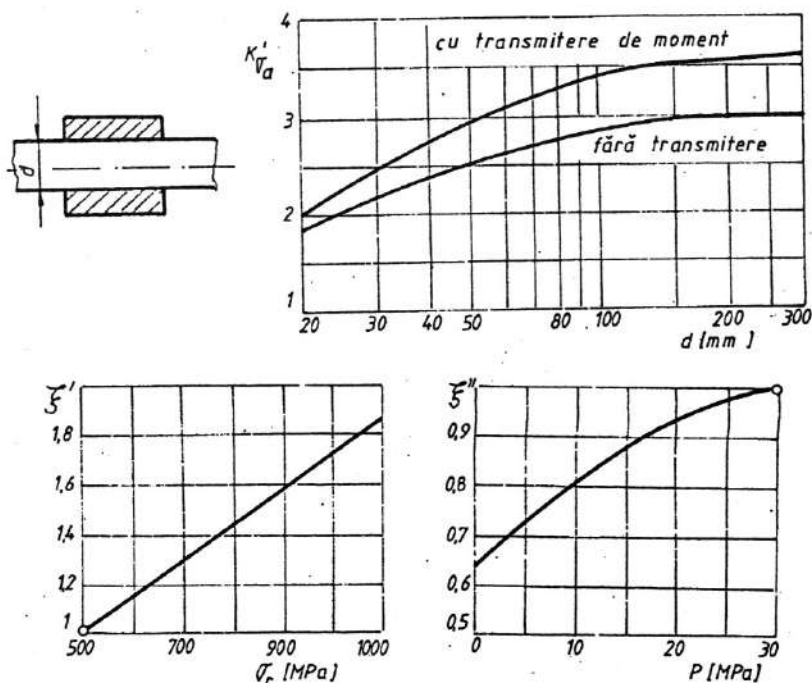


Fig. 4.20. Îmbinări cu strângere elastică ($K_\sigma = K'_\sigma \cdot \xi' \cdot \xi''$; $K_{F\sigma} = 1$;
 p = presiunea pe suprafața de strângere).

Tabelul 4.4. Valori pentru coeficientul K_V

Metoda de durificare	Tipul probei	Diametrul, mm	K_V
1. Metode chimice:	Fără creștături (o)	8-15	1,15-1,25
		30-40	1,10-1,15
- Niturare: adâncime de pătrundere 0,1-0,4 mm, duritatea suprafeței 700 - 1000 HV 10	Cu creștături (c)	8-15	1,90-3,00
		30-40	1,30-2,00
- Cementare: adâncime 0,2-0,8 mm, duritatea suprafeței 670 HV 10	o	8-15	1,20-2,10
		30-40	1,10-1,50
- Carbonitrurare: adâncime 0,2-0,4 mm, duritatea suprafeței 670 HV 10	c	8-15	1,50-2,50
		30-40	1,20-2,00
2. Metode mecanice	o	7-20	1,20-1,40
		30-40	1,10-1,25
- Roluire	c	7-20	1,50-2,20
		30-40	1,30-1,80
- Alicare	o	7-20	1,10-1,30
		30-40	1,10-1,20
c	7-20	1,40-1,50	
	30-40	1,10-1,50	
3. Metode termice	o	7-20	1,30-1,60
		30-40	1,20-1,60
- Călire inductivă	c	7-20	1,60-2,80
		30-40	1,60-2,50
- Călire cu flacără: adâncime 0,9-1,5 mm, duritate 51-64 HRC	c	7-20	1,60-2,80
		30-40	1,60-2,50

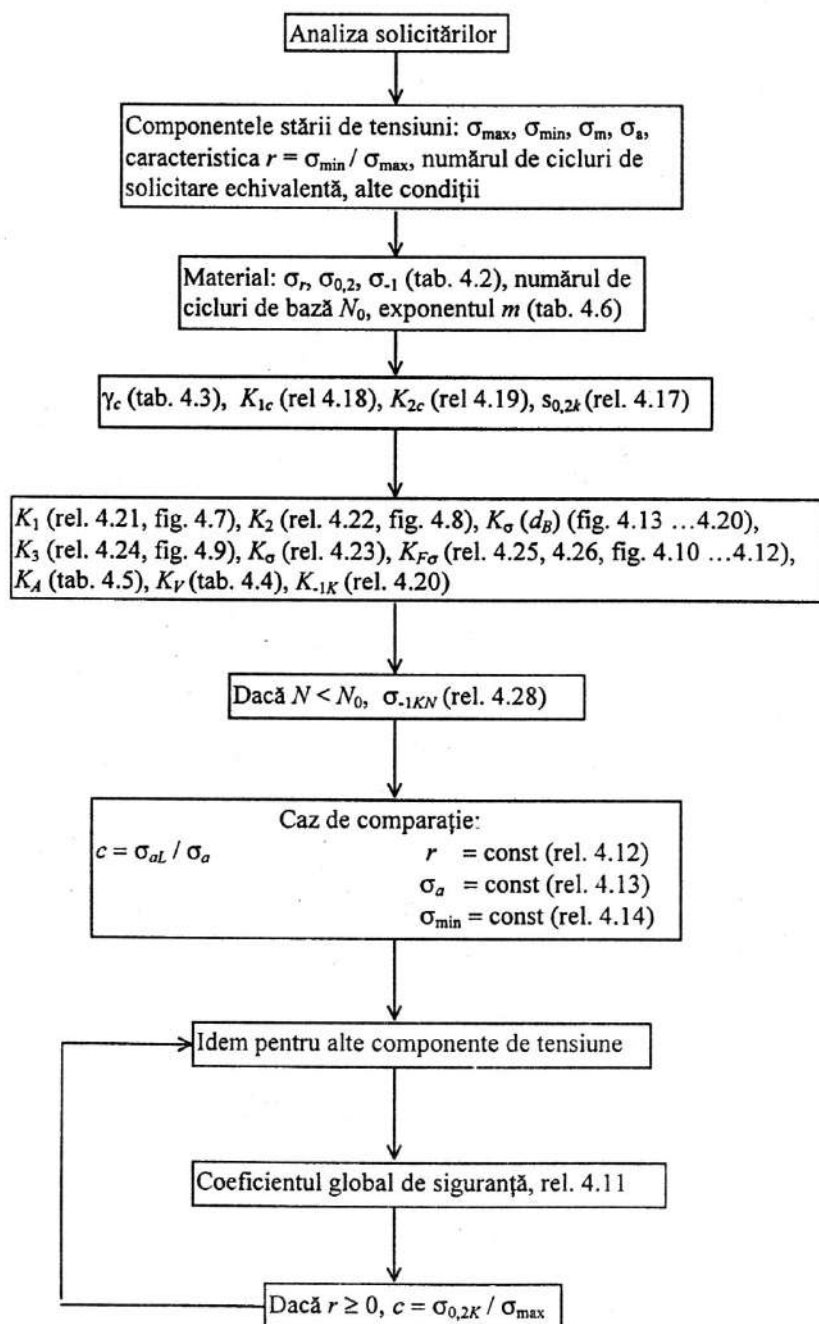


Fig. 4.21

Tabelul 4.5. Valori pentru coeficientul K_A

Solicitarea	σ_r , MPA	K_A
Tracțiune-compresiune	800	0,90
	800 – 900	0,85
	900 – 1200	0,83
Încovoiere	1200	0,80

Pentru ciclurile cu caracteristică $r \geq 0$, se recomandă și efectuarea verificării tensiunilor maxime, în raport cu limitele de rezistență la solicitări statice, de tipul $\sigma_{0,2K}$. Calculul coeficientului de siguranță se face cu relații de tipul (4.5)...(4.11), în care componentele stării de tensiuni sunt considerate prin valoarea lor maximă, iar tensiunile limită de tipul $\sigma_{0,2K}$ corespund solicitărilor respective tracțiune-compresiune, încovoiere, torsiune.

Pentru stări de tensiune în care pot interveni concomitent tensiuni de tracțiune-compresiune, încovoiere, torsiune, acestea se consideră mai întâi separat, determinându-se corespunzător tensiunile limită pentru oboseală; coeficienții de siguranță se calculează separat, pentru fiecare componentă de tensiune în parte. Coeficienții globali de siguranță se determină cu relațiile de tipul (4.10), (4.11). Valorile astfel obținute se compară cu valorile recomandate pentru coeficientul de siguranță sau intervin în relații specifice pentru fiabilitate.

Aceleași observații se pot face și pentru verificarea la tensiuni maxime. Un model de algoritm este prezentat în figura 4.21.

Tabelul 4.6. Valori pentru exponentul m

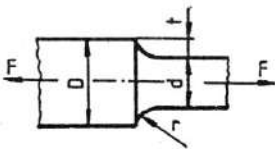
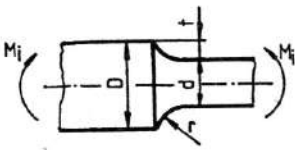
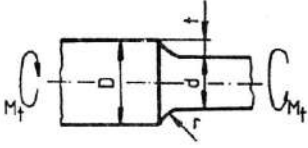
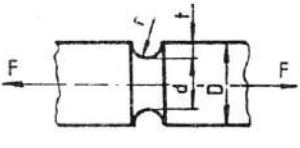
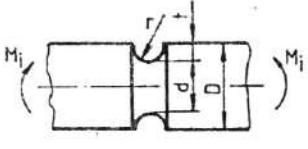
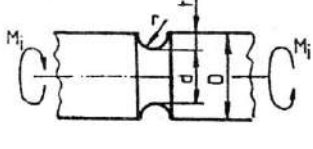
Solicitarea	m
Încovoiere	$m = (267 - 225 \cdot K_{2c}^*) (\sigma_{-1K} / \sigma_{rK})^2 + 4,0$
Tracțiune-compresiune	$m = 87 \cdot (\sigma_{-1K} / \sigma_{rK})^2 + 4,0$
Torsiune	$m = 155 \cdot (\sigma_{-1k} / \sigma_{rK})^2 + 4,0$

Observație: $s_{rk} = s_r \cdot K_{1c}^*$, cu valori pentru K_{1c}^* în tabelul 4.7.

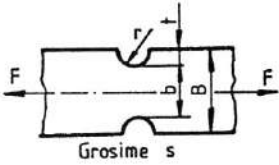
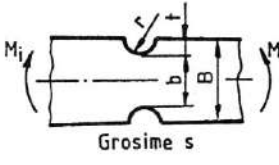
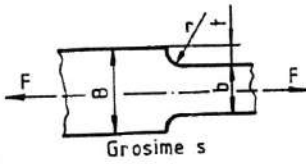
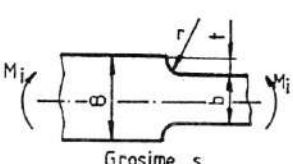
Tabelul 4.7. Valori pentru coeficienții K_{1c}^* , K_{2c}^*

Material	Diametrul, în mm	K_{1c}^* , K_{2c}^* (diametrul d , în mm)
Oțel de îmbunătățire	≤ 15	$K_{1c}^* = 1,0$
	> 15	$K_{1c}^* = 19 / (d + 32) + 0,6$
Oțel pentru construcții	≤ 15	$K_{1c}^* = 1,0$
	> 15	$K_{1c}^* = 4,55 / (d + 50) + 0,93$
Oțel, în general	≤ 15	$K_{2c}^* = 1,0$
	15...100	$K_{2c}^* = (100 - d)^2 / 36125 + 0,8$
	> 100	$K_{2c}^* = 0,8$

Tabelul 4.8. Relații pentru calculul coeficientului teoretic de concentrare a tensiunilor (α_σ , α_τ)

Schița	Relațiile
	$\sigma_n = \frac{F}{\pi d^2/4}; \quad r > 0; \quad d/D < 1$ $\alpha_\sigma = 1 + \frac{1}{\sqrt{0,62 \frac{r}{t} + 7 \frac{r}{d} \left(1 + 2 \frac{r}{d}\right)^2}}$
	$\sigma_n = \frac{M_t}{\pi d^3/32}; \quad r > 0; \quad d/D < 1$ $\alpha_\sigma = 1 + \frac{1}{\sqrt{0,62 \frac{r}{t} + 11,6 \left(1 + 2 \frac{r}{d}\right)^2 + 0,2 \left(\frac{r}{t}\right)^3 \frac{d}{D}}}$
	$\tau_n = \frac{M_t}{\pi d^3/16}; \quad r > 0; \quad d/D < 1$ $\alpha_\tau = 1 + \frac{1}{\sqrt{3,4 \frac{r}{t} + 38 \frac{r}{d} \left(1 + 2 \frac{r}{d}\right)^2 + 10 \left(\frac{r}{t}\right)^2 \frac{d}{D}}}$
	$\sigma_n = \frac{F}{\pi d^2/4}; \quad r > 0; \quad d/D < 1$ $\alpha_\sigma = 1 + \frac{1}{\sqrt{0,22 \frac{r}{t} + 2,74 \frac{r}{d} \left(1 + 2 \frac{r}{d}\right)^2}}$
	$\sigma_n = \frac{M_t}{\pi d^3/32}; \quad r > 0; \quad d/D < 1$ $\alpha_\sigma = 1 + \frac{1}{\sqrt{0,20 \frac{r}{t} + 5,5 \frac{r}{d} \left(1 + 2 \frac{r}{d}\right)^2}}$
	$\tau_n = \frac{M_t}{\pi d^3/16}; \quad r > 0; \quad d/D < 1$ $\alpha_\tau = 1 + \frac{1}{\sqrt{0,7 \frac{r}{t} + 20,6 \frac{r}{d} \left(1 + 2 \frac{r}{d}\right)^2}}$

Tabelul 4.8 (continuare)

Schița	Relațiile
 <p>Grosime s</p>	$\sigma_n = \frac{F}{sb}; \quad r > 0; \quad b/B < 1$ $\alpha_\sigma = 1 + \frac{1}{\sqrt{0,22 \frac{r}{t} + 1,7 \left(1 + 2 \frac{r}{b}\right)^2}}$
 <p>Grosime s</p>	$\sigma_n = \frac{M_i}{sb^2/6}; \quad r > 0; \quad b/B < 1$ $\alpha_\sigma = 1 + \frac{1}{\sqrt{0,2 \frac{r}{t} + 4,2 \frac{r}{b} \left(1 + 2 \frac{r}{b}\right)^2}}$
 <p>Grosime s</p>	$\sigma_n = \frac{F}{sb}; \quad r > 0; \quad b/B < 1$ $\alpha_\sigma = 1 + \frac{1}{\sqrt{0,5 \frac{r}{t} + 5 \frac{r}{b} \left(1 + 2 \frac{r}{b}\right)^2}}$
 <p>Grosime s</p>	$\sigma_n = \frac{F}{sb^2/6}; \quad r > 0; \quad b/B < 1$ $\alpha_\sigma = 1 + \frac{1}{\sqrt{0,5 \frac{r}{t} + 12 \frac{r}{b} \left(1 + 2 \frac{r}{b}\right)^2}}$
σ_n, τ_n - tensiuni nominale	

4.2.2.2. Domeniul durabilității limitate

În cazul durabilității limitate se consideră pentru numărul de cicluri valori $N \in [10^4; 2 \cdot 10^6]$ și, prin extensie, până la 10^7 cicluri, în următoarele condiții:

- temperatura mediului: $-45 \dots 60$ °C;
- mediul ambiant aer, ulei (fără acizi);
- domeniul de frecvențe: 1...50 Hz.

Relațiile de calcul pentru coeficientul de siguranță sunt, în general, aceleași ca în cazul durabilității nelimitate. Tensiunea amplitudine limită pentru ciclul alternant simetric

$$\sigma_{-1KN} = \sigma_{-1K} (N_0 / N)^{1/m}, \quad (4.28)$$

în care: N_0 este numărul de cicluri de bază care delimitează domeniul durabilității limitate de domeniul durabilității nelimitate ($N_0 = 2 \cdot 10^6 \dots 10^7$ etc.); dacă experimentul nu demonstrează existența unui domeniu cu durabilitate nelimitată bine definit, N_0 se stabilește convențional; σ_{-1K} - rezistența la oboseală pentru tensiuni cu variație alternant simetrică, pentru secțiunea

calculată, cu concentrator, la durabilitate nelimitată; m – exponent (tabelul 4.6).

σ_{-1KN} – corespunde tensiunilor de încovoiere; pentru tracțiune-compresiune σ_{-1IN} , σ_{-1IKN} iar pentru torsiune τ_{-1IN} , τ_{-1IKN} etc.

Și în acest caz apare necesitatea verificării tensiunii maxime (σ_{\max}) în raport cu limita de curgere $\sigma_{0,2K}$, $c = \sigma_{0,2K} / \sigma_{\max}$.

Pentru stările de tensiune cu mai multe componente, se calculează mai întâi coeficienții de siguranță pentru fiecare componentă, apoi pentru tensiunile rezultante și în final coeficientul global de siguranță (rel. 4.10, 4.11).

4.2.2.3. Domeniul solicitărilor oligociclice

Calculul de rezistență implică:

- verificarea tensiunii maxime σ_{\max} în raport cu limita de curgere $\sigma_{0,2K}$;
- verificarea deformațiilor plastice cumulate (v. § 4.4).

4.3. Calculul de rezistență la șoc

Șocul în solicitarea organelor de mașini poate să apară imprevizibil, parțial previzibil, dar poate caracteriza și funcționarea normală. Șocul se definește ca transmiterea de energie cinetică unui sistem elastic, într-un timp scurt în comparație cu perioada de oscilație proprie a sistemului.

Calculul de rezistență la șoc presupune cunoașterea unor elemente specifice și parcurgerea câtorva etape:

- determinarea caracteristicilor mecanice – tensiuni limită, pentru diferite stări de solicitare (tracțiune, compresiune, forfecare, torsiune, încovoiere) și stări de tensiune, pentru șoc unic sau șocuri repetate (oboseală prin șoc); caracteristica de reziliență oferă doar informații de ordin calitativ: se remarcă dependența acestor caracteristici mecanice de viteza de aplicare a solicitării, de numărul de cicluri cu șoc, ca și reducerea deformațiilor plastice de ansamblu, concomitent cu dezvoltarea unor deformații plastice locale în corelație cu condițiile de propagare a undelor de deformație;

- descrierea șocului prin diagrame de variație a unui parametru caracteristic (deplasare, viteză, accelerație, forță etc.) în timp și eventual în frecvență;

- descrierea răspunsului sistemului elastic sub acțiunea solicitării cu șoc; delimitarea condițiilor de dezvoltare a deformațiilor plastice locale;

- determinarea tensiunilor efective corespunzătoare răspunsului sistemului elastic și compararea lor cu cele limită, cu considerarea unor coeficienți de siguranță adecvați; starea de tensiuni poate fi calculată prin metode aproximative și prin intermediul unui factor de impact, dependent de viteza de șoc; se menționează [2] și metode de calcul și analiză cu pretenții mai mari de exactitate, aplicate însă unor situații relativ simple (arcuri etc.).

4.4. Calcule de stabilitate și rezistență la deformații

Sub efectul solicitărilor, componentele sistemelor mecanice pot suferi modificări de formă cu consecințe asupra funcțiunii. Aceste modificări se pot instala brusc, de îndată ce solicitarea a depășit limitele specifice stării de stabilitate și pot fi însoțite de deformații remanente de proporții care impun înlocuirea componentei; pentru exemplificare se menționează flambarea barelor supuse la compresiune și problemele de stabilitate pentru grinzi curbe, grinzi cu pereți subțiri, plăci și învelișuri sub diferite solicitări. În acest caz, calculul se finalizează

prin determinarea unui coeficient de siguranță, ca raport între solicitarea limită care produce defectarea (forța critică de flambaj) și solicitarea efectivă.

Pe de altă parte, prezența deformațiilor organelor de mașini este tolerată atât în domeniul elastic, cât și în cel plastic, atât timp cât deformațiile nu culminează în ruperi și nu afectează funcționarea corectă a organelor respective. Sunt de amintit paletele de turbină sau îmbinările cu șuruburi care pot funcționa cu deformații remanente sub efectul solicitărilor și al temperaturilor ridicate, dacă deformațiile nu depășesc limite impuse. De asemenea prezintă interes deformațiile structurilor de mașini-unelte, în legătură cu precizia de prelucrare, deformațiile dinților angrenajelor în legătură cu zgomotul produs, dar și deformațiile elastice ale arborilor care influențează poziția și funcționarea organelor montate, cum ar fi roțile dințate sau lagărele.

Problemele de calcul se pot trata astfel:

- stabilitatea barelor de compresiune;
- stabilitatea tuburilor la presiune exterioară;
- stabilitatea profilelor cu pereți subțiri la răsucire, încovoiere;
- deformațiile plastice la materiale cu comportare plastică (mase plastice) sau la materiale metalice la temperaturi ridicate (fluaj);
- deformațiile plastice cumulate în regim oligociclic de solicitări variabile;
- deformațiile elastice calculate la nivelul organelor de mașini a căror funcționare poate fi modificată prin aceste deformații.

Dezvoltarea fenomenelor de flambaj sau pierderea stabilității de formă se corelează cu anumite solicitări de compresiune, răsucire, presiune exterioară, considerate critice și calculabile cu relații cunoscute.

Ținând seama de dispersiile inerente caracteristicilor mecanice, dimensionale și de solicitare, calculul se finalizează prin relația

$$c = Q_{lim} / Q_{ef} \geq 1, \quad (4.29)$$

ca raport între solicitarea critică și cea efectivă.

Determinarea deformațiilor elastice se abordează prin metodele și cu relațiile cunoscute. Situațiile în care aceste deformații pot influența funcționarea organelor de mașini se apreciază de la caz la caz: deformația elastică a dinților în legătură cu angrenarea exterioară angrenării teoretice, înclinările arborilor în lagăre în legătură cu capacitatea portantă a lagărelor, înclinările și săgețile în dreptul roților dințate, la nivelul etanșărilor cu labirinți, în legătură cu durabilitatea lor și eficiența etanșării etc.

Limitele fixate prin încercări prealabile permit și, în acest caz, determinarea coeficientului de siguranță cu o relație de tipul (4.29), ca raport de deformații.

Deformația plastică, în condițiile solicitării variabile de tip oligociclic ($N < 10^4$), poate să pună probleme din două puncte de vedere: a) relația dintre deformația plastică limită pe ciclu $\Delta \epsilon_p$ și numărul de cicluri care poate fi suportat până la rupere N ,

$$\Delta \epsilon_p = \frac{-\ln(1 - \psi_r)}{2} \cdot N^{-1/2}, \quad (4.30)$$

în care ψ_r este contracția la rupere pentru materialul dat; b) deformația plastică cumulată în timp care poate modifica funcționarea normală a elementului solicitat.

Deformația plastică dezvoltată în timp la materialele cu comportare plastică în general sau numai la temperaturi ridicate se calculează, de exemplu, cu ajutorul limitei de fluaj stabilite pentru un material, o temperatură și o viteză de deformație date. Dacă viteza de fluaj constantă este $d\epsilon_p / dt$, deformația totală la timpul t este $\epsilon = \epsilon_e + (d\epsilon_p / dt) \cdot t$ cu ϵ_e deformația elastică specifică și ϵ_p deformația plastică (remanentă) specifică. Și în acest caz există posibilitatea determinării unui coeficient de siguranță ca raportul dintre deformația limită permisă de funcționare și deformația efectivă.

4.5. Elemente de tribologie

4.5.1. Regim de frecare

Fenomenele de frecare între corpurile în contact, cu consecințe în producerea de căldură, în intervenția unor forțe exterioare, care învingând frecările să producă deplasări relative, în modificarea prin uzură a contactului, sunt cunoscute de mult și explicațiile fenomenologice au devenit din ce în ce mai complexe (mecanice, energetice, chimice, electrostatice, moleculare etc.).

Încercări de sistematizare au dus la o abordare sistemică. La cele două corpuri în contact esențial se adaugă un al treilea, interpus cel mai adesea ca lubrifiant și eventual un al patrulea – particule abrazive. În legătură cu ponderea acestor componente în sistem, se pot lua în discuție următoarele tipuri de frecare (fig. 4.22, a):

– *frecare uscată* (FU), în absența materialului cu funcție de lubrifiere; contactul se face direct dar discret pe vârfurile microneregularităților în contact, constituindu-se o suprafață reală de contact, cu aria A_r ; forțele de frecare au următoarele componente: 1 – forfecarea și deplasarea pe planul înclinat al microneregularităților, 2 – forfecarea legăturilor intermoleculare solid-solid, 3 – deformații elastice, 4 – deformații plastice, 5 – ruperea legăturilor electrostatice; coeficientul de frecare are valori mari și uzura apare sub formele ei agresive: adeziune, abraziune directă, coroziune;

– *frecarea semi-uscată* (FSU) – contactul dintre corpuri se realizează parțial direct și parțial prin stratul limită de molecule orientate ($2,5 - 4 \cdot 10^{-4}$ μm aparținând lubrifiantului – care aderă la suprafață prin forțe de adeziune intermoleculară; la componentele frecării 1, 2, 3, 4, 5, care se reduc în pondere, se adaugă forțele de forfecare a legăturilor intermolecu-

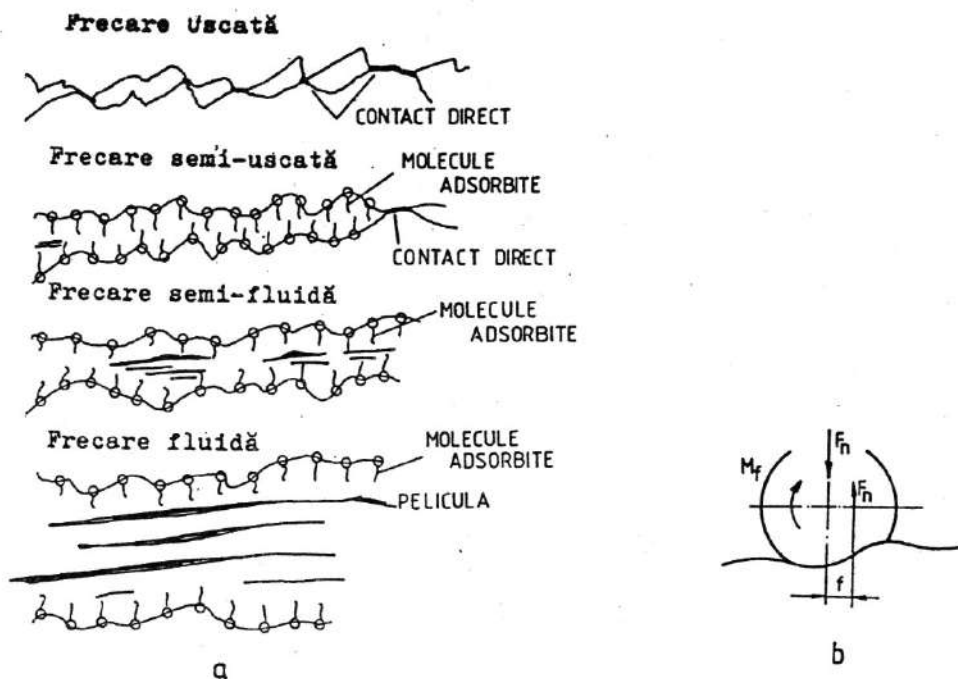


Fig. 4.22

lare solid - strat limită 6, strat limită - peliculă 7 și viscozitate în peliculă 8; coeficientul de frecare se reduce la 0,1 ... 0,3, uzarea se dezvoltă sub aceleași forme ca mai înainte;

– *frecarea semifluidă* (FSF) – contactul se realizează parțial prin strat limită, parțial prin peliculă de molecule neorientate, guvernate de legile fluidelor în mișcare; componentele frecării se reduc la 7 și 8 pentru învingerea efectelor de frecare internă în lubrifiant; coeficientul de frecare scade la 0,05 ... 0,1 și uzarea apare sub formele: abraziune prin particule, coroziune, oboseală;

– *frecarea fluidă* (FF) – pelicula de molecule neorientate este suficient de groasă, pentru ca singura componentă de frecare să rămână 8; coeficientul de frecare se reduce la 0,001...0,005 și uzarea se produce prin abraziune prin particule, coroziune și oboseală; comportarea peliculei, inclusiv frecările, depinde de particularitățile contactului, presiunea de contact, viteza relativă, de proprietățile dinamice ale fluidului.

Din punctul de vedere al caracteristicilor mișcării relative se distinge frecarea de alunecare, de frecarea de rostogolire, la care se adaugă numeroase cazuri de combinație în diferite proporții, inclusiv frecarea de spin.

Frecarea de rostogolire se caracterizează prin zone de contact restrânse, presiuni de contact însemnate; alunecările relative se produc la nivel de microcontact și cu viteze reduse. De aici și structura forțelor de frecare: componentele specifice alunecării relative se reduc esențial, cu efecte în bilanțul energetic și implicit în reducerea coeficientului de frecare. De data aceasta, coeficientul de frecare, considerat ca raportul dintre momentul necesar rostogolirii (M_f) și sarcina aplicată (F_n) are dimensiunea unei lungimi (f) (fig. 4.22, b).

4.5.2. Suprafețele de frecare

Suprafețele de frecare constituie componentele principale ale tribosistemului, ale cuplei de frecare sau cinematice. Acestea se definesc geometric și fizico-chimic. Definierea geometrică ține seama de faptul că prelucrarea nu reușește să realizeze suprafața nominală ideală ca formă și dimensiune stabilită în proiect, ci o suprafață reală cu abateri. Abaterile de dimensiune și formă sunt discutate în cap. 5; dintre acestea, ținând seama de condițiile concrete de funcționare ale cuplelor de frecare, un interes deosebit îl prezintă rugozitatea și undulațiile. În afara criteriilor de apreciere menționate ca uzuale în § 4.5.1, pentru studii cuplei de frecare, al dinamicii ei, pot fi necesare criterii suplimentare: funcția de autocorelație și densitatea spectrală de putere în raport cu pasul neregularităților.

La această definiție în plan s-a adăugat o definiție de tip topografic, bazată pe posibilitățile oferite de procesări digitale de semnal.

Pe de altă parte, în vederea unor studii teoretice, se recurge adesea și la modele de rugozitate: calotă sferică, tijă cilindrică, conuri, piramide, cu repartiții diverse. Asemenea modele permit simplificări notabile în legătură cu calculul frecărilor și aprecierea fenomenelor de uzare, la fel ca și utilizarea curbelor de portanță.

Aceste abateri de la forma ideală sau nominală a suprafețelor determină o realizare discretă a contactului. Se disting astfel (fig. 4.23):

- aria nominală (A_n) a suprafeței de contact, corespunzătoare contactului dintre suprafețele nominale sau ideale în cupla de frecare;
- aria aparentă (A_a) care se referă la zonele de contact la nivelul undulațiilor;
- aria reală (A_r) care se referă la microzonele de contact la nivelul rugozității.

Cum $A_r \ll A_a \ll A_n$, presiunea medie (p) determină pentru aria nominală este deci mai

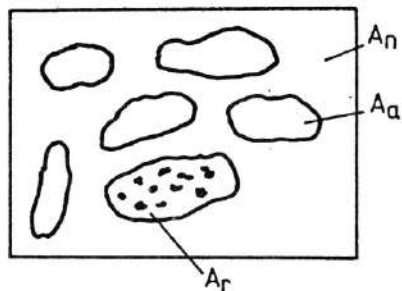


Fig. 4.23

mică decât presiunile care se dezvoltă la nivelul suprafeței aparente sau reale de contact. În același timp, influența presiunii de contact modifică raportul în care se află ariile de contact, cea mai mare influență a presiunii de contact manifestându-se asupra ariei reale și cea mai mică asupra celei nominale.

Definirea fizico-chimică a suprafețelor de contact trebuie să conțină proprietățile, caracteristicile fizico-chimice ale materialelor respective; unele din aceste proprietăți au fost discutate în cap. 3. Condițiile în care lucrează suprafețele în contact din cupla de frecare determină în microvolumele afectate de solicitare, de fenomenul de frecare, unele modificări de structură și proprietăți; în același sens intervin și straturi superficiale subțiri, neglijabile în raport cu proprietățile de ansamblu, dar importante pentru zonele de contact efectiv (fig. 4.24).

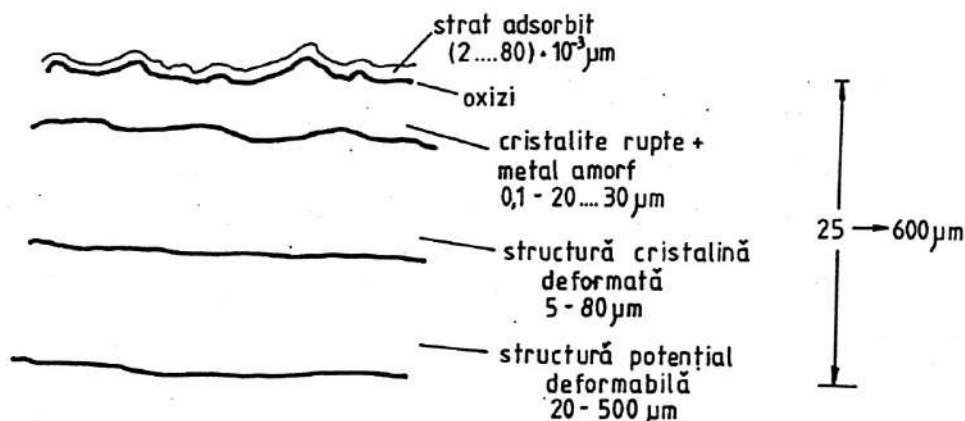


Fig. 4.24

4.5.3. Lubrifianți

Parte a sistemului tribologic, lubrifianțul intervine în funcționare cu următoarele funcții: ungere și separare a suprafețelor în mișcare relativă, pentru frecare și uzură cât mai reduse, răcire, protecție anticorosivă, etanșare.

Lubrifianții pot fi lichizi, plastici, solizi și gazoși.

Cea mai mare răspândire o au lubrifianții lichizi pe bază de uleiuri minerale (amestec de uleiuri parafinice, naftenice, aromatice sau uleiuri sintetice; se folosesc însă și alte lichide, apă, sodiu).

În proiectarea sistemelor tribologice intervin numeroase caracteristici fizico-chimice și funcționale, dintre care, pentru lubrifianți de tip ulei se pot reține*: densitatea la 15 °C (STAS 35-81), viscozitatea (STAS 117-87, 55-81), onctuozitatea, punctul de inflamabilitate (STAS 5489-80), punctul de congelare (STAS 39-80), aciditatea minerală (STAS 22-64) și organică (STAS 23-75), alcalinitatea (STAS 22-64), conținutul de apă (STAS 24-89), de cenușă (STAS 38-81), de impurități mecanice (STAS 33-84), tendință de spumare (STAS 7423-84), stabilitate chimică, efectele de coroziune, de neutralizare, saponificare, căldura specifică, conductivitate termică, proprietăți electrice etc.

*Piața oferă o mare diversitate de produse de firmă; acestea pot recurge și la alte caracteristici sau metode de determinare decât cele standardizate în țară.

În relație cu funcția de ungere, cea mai importantă caracteristică este *viscozitatea*:

– viscozitatea dinamică η , în Pa·s poate fi considerată constantă pentru condiții date de presiune și temperatură (fluide newtoniene); în funcție de compoziție, condițiile de lucru, durata de utilizare, viscozitatea depinde de gradientul de viteză (fluide ne-newtoniene).

– viscozitatea cinematică $\nu = \eta / \gamma$, în m^2/s , cu γ – densitatea în kg/m^3 ; $1 \text{ cSt} = 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$.

Viscozitatea poate fi influențată de:

– temperatură, $\eta_t = \eta_0 \cdot \exp[-\beta(t + t_0)]$ (4.31)

în care η_0 este viscozitatea dinamică la presiunea atmosferică p_0 și temperatura t_0 , β – constantă dependentă de tipul lubrifiantului și temperatură ($t = 25 \text{ }^\circ\text{C}$, lubrifianți industriali $\beta = 0,00124$).

În funcție de compoziția uleiului, influența temperaturii asupra viscozității se poate manifesta diferit, fapt care se apreciază cu ajutorul indicelui de viscozitate (IV, STAS 55–81); $\text{IV} > 100$ indică un ulei cu viscozitate mai puțin sensibilă la variații de temperatură, spre deosebire de valorile $\text{IV} < 35$ pentru uleiurile cu sensibilitate sporită a viscozității față de temperatură.

Viscozitatea este influențată și de presiune, care în cazul contactelor hertziene atinge valori foarte ridicate (până la 5 GPa): $\eta_p = \eta_0 \exp(K_p \cdot p^k)$, în care η_p este viscozitatea dinamică la presiunea p , η_0 – viscozitatea dinamică la presiunea atmosferică, k – exponent dependent de tipul uleiului și presiune ($k \approx 1$), K_p – parametru al dependenței viscozitate – presiune, dependent de tipul de ulei și de temperatură ($21,5 \text{ GPa}^{-1}$).

Onctuoizitatea este proprietatea lubrifiantului lichid de a forma peliculă adsorbită fizic sau chimic, respectiv strat limită pe suprafețele în mișcare relativă. Dependentă de compoziția chimică a lubrifiantului și suprafețelor unse, de temperatură, de condițiile de apăsare și viteză, onctuoizitatea se apreciază calitativ.

Domeniul de utilizare în temperatură se stabilește în legătură cu punctul de inflamabilitate și de congelare; depinde de compoziția lubrifiantului (ulei și aditivi), de durata de utilizare.

Aciditatea uleiului este determinată de compoziția acizi organici care apar în exploatare prin degradare oxidantă sau poluantă, grăbind fenomenele de uzare și indicând îmbătrânirea lubrifiantului. Evoluția îmbătrânirii uleiului depinde de compoziția chimică a acestuia, de aditivi, dar și de condițiile de lucru, presiune, temperatură, abundența lubrifiantului.

Performanțele lubrifiantului sunt influențate și de alte modificări de compoziție, alcalinitate, apă, cenușă și impurități mecanice.

Uleiurile sintetice au găsit utilizări pentru extinderea de excepție a domeniilor de temperatură, indice de viscozitate, stabilitate chimică, oxidare etc.: esterii acizilor dibazici (IV), esterii fosforici (rezistență la oxidare), esterii polifenilici (stabilitate termică și la oxidare), esterii de silicați și borați (IV, stabilitate termică și la oxidare), siliconi (IV, stabilitate la oxidare), poliglicoli, polimeri clorfluorcarbonici.

Aditivii se introduc în uleiuri în scopul îmbunătățirii unor caracteristici în corelație cu anumite condiții de funcționare și cerințe: aditivi pentru creșterea indicelui de viscozitate, anticorozivi, antioxidanți, antirugină, antispumanți, antistick-slip, antiuzură, antigripanți – extremă presiune, depresanți, pentru coborârea punctului de congelare, detergenți, dispersanți, pentru menținerea particulelor în suspensie, pentru onctuoizitate, polifuncționali.

Standardele (871–81) precizează diferite tipuri de uleiuri minerale, cu o simbolizare care indică, în general: utilizarea – motor (M), motor de avion (AVI), transmisii pentru autovehicule (T), transmisii industriale (TIN), compresoare (K), utilaje industriale (I), turbină (Tb), lagăre (L), ghidaje (G), mașini textile (Te), comenzi hidraulice (H), instalații frigorifice (F),

cilindri (C) etc.; viscozitatea în cSt la o anumită temperatură (20, 40, 50, 100 °C) și aditivarea printr-un simbol (A, EP, E, etc.) cu semnificație specifică.

Pentru uleiurile de motor (M), viscozitatea este indicată conform claselor SAE (fig. 4.25).

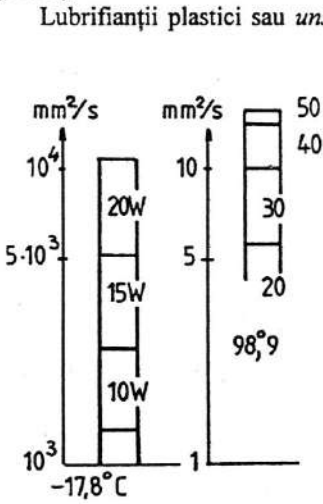


Fig. 4.25

de National Lubricating Grease Institute (NLGI – SUA) consideră consistența unsorii drept caracteristică principală.

Se poate menționa faptul că microscopic structura unsorilor apare de tip fibros, interstițiile fibrelor fiind pline cu ulei; sub sarcină, structura fibroasă deformată eliberează ulei, care este recuperat în structură după ce solicitarea a fost îndepărtată. În timp, în funcție de temperatură, de nivelul de solicitare, la nivelul structurii fibroase pot apărea fenomene de „oboseală“, de fărâmițare a fibrelor, funcția de ungere fiind periclitată.

Simbolizarea standardizată indică mai întâi utilizarea: uz general (U), utilizări multiple (UM), pentru locomotive Diesel–electrice (L), rulmenți (RUL), apoi punctul de picurare (°C), tipul săpunului – agent de îngroșare (Ca, Li, Na, Pb etc.), alte notații particulare de aditivare sau de compoziție.

Lubrifiantii solizi se utilizează numai în condiții de lucru care nu permit alți lubrifianți (temperatură, viteză redusă, vid, radiații, suprafețe prea rugoase > 5 μm), sau ca aditiv pentru ungere săracă în lubrifianți lichizi de tip ulei. Lubrifianții solizi trebuie să asigure deci, în anumite condiții, în deosebi funcțiile de ungere, de separare a suprafețelor și de protecție anticorosivă. În consecință, în utilizare, se urmăresc proprietățile: frecare redusă, aderență la suprafețe, durabilitate–stabilitate chimică, mecanică și termică, conductivitate electrică și tehnică, lipsă de particule abrazive sau corosive etc.

Asemenea condiții sunt îndeplinite mai întâi de materiale „autolubrifiante“ termoplastice, în deosebi TEFLON (politetrafluoretilena); sub sarcină și în mișcare relativă, cu încălziri locale, zonele discrete de contact prezintă înmuieri tranzitorii, cu rezistență și deci frecare redusă la deplasare ($\mu = 0,04 \dots 0,06$). Teflonul poate fi impregnat în materiale metalice sinterizate sau ca acoperire (0,02 – 0,2 mm), peste bronz sinterizat.

Ca lubrifianți solizi mai pot fi considerate următoarele substanțe: oxid de fier ($\mu = 0,6$), oxid de plumb, sulfuri, cloruri, fosfați (ca rezultat al unor reacții chimice între aditivi EP pe bază de S, Cl, P și suprafețele metalice), săpunuri ale unor acizi grași industriali, straturi metalice moi depuse pe materialul de bază (In, Pb, Sn, Ag).

Ungerea se realizează mai simplu, de asemenea, și etanșarea, pierderile de lubrifianț sunt mai reduse, în schimb frecările sunt mai mari.

Unsoarea, ca lubrifianț este un amestec dispers, format dintr-un agent de îngroșare și un ulei, amestec de uleiuri (minerale sau sintetice) sau lichide uleioase. Agentul de îngroșare este un săpun sau săpun complex de Na, Ca, Li, Pb, Al etc. (esteri ai unor acizi grași industriali), silicagel sau bentonită; pentru uleiuri sintetice, agentul de îngroșare poate fi un polimer organic (polipropilenă, polibutilenă etc.).

Proprietățile unsorilor sunt în legătură, în primul rând, cu proprietățile componentelor: proprietățile agentului de îngroșare în legătură cu temperatura și afinitatea față de apă, proprietățile uleiului, dar și proprietățile de ansamblu ale amestecului dispers. Dintre acestea sunt de reținut punctul de picurare, consistența stabilitatea mecanică și chimică. Clasificarea STAS ca și cea elaborată

Alți lubrifianți solizi îndeplinesc funcția de ungere datorită unor particularități structurale:

- structură lamelară la grafit, bisulfură de molibden, bisulfură de wolfram;
- structură microsferoidală la-nitrura de bor;
- unii lubrifianți solizi (S_2Mo , grafit) se folosesc frecvent ca aditivi în uleiuri pentru a interveni în condiții de ungere săracă, presiuni ridicate, viteze foarte ridicate sau foarte reduse. Costul relativ ridicat limitează procentele de adăugare la 2 ...5 %, unele cercetări recomandând limitări similare și pe considerente funcționale (uzură).

Lubrifianții gazoși au utilizări limitate. Viscositatea redusă, grosimile reduse de film portant impun sarcini reduse, jocuri restrânse și precizie ridicată.

4.5.4. Particule abrazive

Pentru particulele abrazive, caracterizarea care poate interveni în calculele de uzare cuprinde următoarele elemente: material și duritate, modul de elasticitate și limită de rupere, repartiție dimensională și de forme. Particulele abrazive pot interveni în funcționarea tribosistemelor prin modificarea caracteristicilor dinamice ale contactului, dar și prin introducerea de concentratori semnificativi de tensiune și prin efecte de microașchiere.

4.5.5. Tipuri de uzare

Particularitățile de interacțiune și manifestare ale componentelor sistemului tribologic oferă posibilitatea delimitării unor forme și evoluții tipice (fig. 4.26):

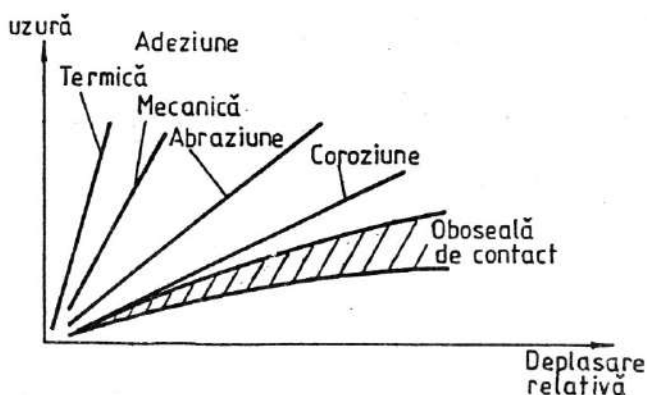


Fig. 4.26

– *adeziunea termică* sau *griparea* apare în microzonele de contact direct, sub presiune și viteză ridicată, de natură să determine însemnate creșteri locale de temperatură, formări și ruperi de microjoncțiuni, cu modificări de compoziție chimică și de structură; evoluția în timp este extrem de rapidă și criteriile uzuale de calcul consideră, mai ales, condițiile limită de declanșare (temperatură instantanee, medie, presiune și viteză relativă);

– *adeziunea mecanică* se produce sub presiuni de contact ridicate, viteze reduse, temperaturi moderate pe suprafețele în contact direct; adesea este rezultatul unui montaj greșit,

presări forțate; și pentru acest tip de uzură criteriile de calcul se referă mai ales la condițiile de declanșare a procesului, cu deformații plastice și transfer de material importante;

– *abraziunea* apare ca rezultatul acțiunii mecanice reciproce de microașchiere a micro-neregularităților pe contactele directe sau prin intermediul unor particule abrazive din interstițiu; evoluția depinde de natura materialelor, a particulelor abrazive, de condițiile de lucru;

– *coroziunea* se constată ca rezultat al unor procese chimice, de modificare a compoziției suprafețelor și separare (oxidare etc.), cu intervenția curentului electric, a degradărilor de lubrifiant (aciditate etc.) sau a microdeplasărilor relative (fretting);

– *oboseala de contact* este rezultatul solicitării variabile a suprafețelor de contact, separate prin peliculă și în mișcare relativă; în stare de tensiuni variabile în timp, microconcentratorii de tensiuni sunt constituiți de microneomogenități de material, structură; la acest nivel apar microfisuri, care se propagă și conduc la desprinderi de material, cu forme de suprafață tipice, crater – *pitting* sau cojiri – *peeling*, ale căror dimensiuni cresc în timp.

Există de asemenea și alte tipologii de uzare: prin cavitație, ciocnire.

Fenomenele descrise mai sus se caracterizează prin numeroase aspecte și gradații; se pot influența reciproc, pot prezenta evoluții complexe. Influența condițiilor de lucru se manifestă, de asemeni, în modalități complicate.

4.5.6. Calcule de uzare

Rezultatele încercărilor de frecare și uzare intră în numeroase calcule de proiectare prin coeficientul de frecare, intensitatea de uzare și parametrii care determină trecerea de la un regim de frecare la altul, cu consecințe calitative și cantitative în evoluția fenomenului de uzare.

Calculul de rezistență la uzare prezintă interes în legătură cu fiabilitatea (frâne, cuplaje), dar și cu pierderea preciziei în funcționare, scăderea randamentului, micșorarea secțiunilor de rezistență mecanică, creșterea sarcinilor dinamice, a zgomotului și vibrațiilor.

Dacă se admite o evoluție liniară în timp, uzura

$$U = I_U \cdot L = U_L, \quad (4.32)$$

în care: L este lungimea drumului parcurs în mișcare relativă, la nivelul tribosistemului – cuplă de frecare, I_U – intensitatea de uzare, care trebuie să ia în considerare toate celelalte particularități și influențe de fenomen, U_L – uzura limită. Pentru determinarea intensității de uzare se pot folosi și expresii analitice; mult mai frecvent, se utilizează rezultatele din încercări, bineînțeles cu respectarea într-o cât mai mare măsură a corespondenței dintre funcționarea reală și condițiile de încercare.

Pentru abraziune, coroziune, oboseală de contact, relația (4.32) apare ca deosebit de utilă, unele valori pentru I_U fiind indicate în tabelele 4.9, a și b .

Stabilirea regimului de frecare, precum și a unei dominante în evoluția uzurii depinde de particularitățile tribosistemului. Prin calcul însă, de exemplu, se pot stabili condițiile de existență a peliculei de lubrifiant prin presiuni, viteze, rugozități, temperaturi, cu caracter de limită.

Utilizarea acestor mărimi limită sau critice (uzura sau alte condiții calculate sau impuse) se corelează cu noțiunea de coeficient de siguranță, ca raport dintre o mărime limită specifică defectării (U_L) și o mărime efectivă de funcționare (U_E), cu toate interpretările care decurg de aici:

$$c = U_L / U_E \quad (4.33)$$

Intensitatea de uzare (I_U) este diferită și după natura interacțiunilor în contact. Astfel, în condițiile contactului direct (FU, FSU), în funcție de natura deformațiilor, intensitatea de uzare este indicată în tabelul 4.9, a .

Tabelul 4.9, a. Valori pentru intensitatea de uzare I_U (m/m).

Natura interacțiunii de contact	I_U
Elastică	$10^{-13} \dots 10^{-10}$
Elasto-plastică	$10^{-10} \dots 10^{-8}$
Plastică	$10^{-8} \dots 10^{-5}$
Microașchiere	$10^{-5} \dots 10^{-3}$

Tabelul 4.9, b. Valori pentru intensitatea de uzare I_U (m/m).

Organ de mașină Cuplă tribologică	I_U	Organ de mașină Cuplă tribologică	I_U
Piston/cilindru motor	$2,5 \cdot 10^{-12} \dots 2,5 \cdot 10^{-10}$	Frâne disc	$4 \cdot 10^{-10} \dots 8 \cdot 10^{-7}$
Lagăre arbore cotit	$5 \cdot 10^{-12} \dots 4 \cdot 10^{-11}$	Etanșări mobile	$5 \cdot 10^{-8} \dots 5 \cdot 10^{-7}$
Angrenaje	$1,5 \cdot 10^{-11}$	Rulmenți	$2 \cdot 10^{-10} \dots 1,3 \cdot 10^{-9}$
Ghidaje mașini-unelte	$4 \cdot 10^{-10} \dots 2 \cdot 10^{-9}$	Lagăre din masă plastică	$2 \cdot 10^{-8} \dots 3 \cdot 10^{-7}$

Valorile indicate în literatura de specialitate pentru situațiile tipice de frecare fluidă indică de fapt funcționarea reală cu regimuri tranzitorii și contaminării cu particule abrazive în lubrefiant (tabelul 4.9, a).

4.6. Fiabilitate și vibrații

Funcționarea organelor de mașini, a mașinilor în general, la viteze tot mai ridicate și cu pretenții de dimensionare tot mai restrictive, aduce problema analizei comportării lor dinamice pe un plan principal de proiectare.

Cunoașterea caracteristicilor vibrațiilor prezintă interes din următoarele puncte de vedere:

– *relația organ de mașină – mașină – om*; vibrațiile pot afecta capacitatea de muncă și, peste anumite limite, pot pune în pericol sănătatea și chiar viața; sensibilitatea omului la vibrații depinde de caracteristicile vibrației (deplasare, viteză, accelerație, frecvență), dar și de poziția omului, durata de expunere etc. (fig. 4.27). Se mai definesc, pentru o frecvență dată, pragul de percepție, limita de nocivitate, frecvența de rezonanță pentru comportarea și mișcarea unor organe interne; din fig. 4.28 rezultă că niveluri ridicate de vibrație sunt posibile în cele mai diverse aplicații;

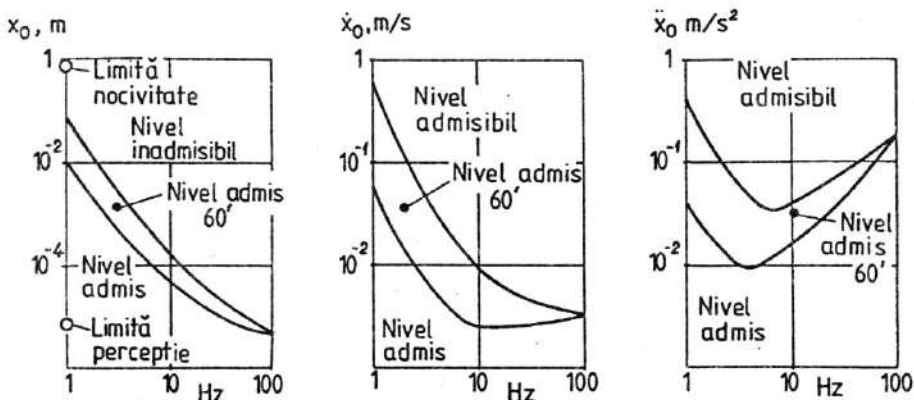


Fig. 4.27

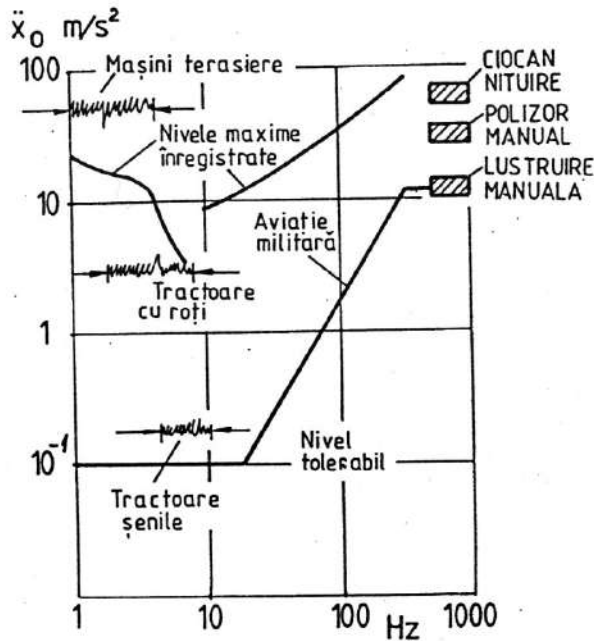


Fig. 4.28

– relația organ de mașină – mașină – performanțe tehnice; influența vibrațiilor se poate manifesta sub două aspecte: diminuarea portanței utile corespunzătoare creșterii deformațiilor în regim dinamic și deci tensiunilor și afectarea performanțelor, preciziei de prelucrare sau de măsurare; diverse recomandări indică valori admisibile pentru vibrații (X_0) sau criterii adecvate de sensibilitate;

– relația organ de mașină – mașină – clădire; vibrațiile induse de funcționarea mașinilor se transmit clădirilor prin însăși construcție și teren; afectarea clădirilor prezintă interes în deosebi pentru constructori.

Tot în acest cadru ar trebui analizată și comportarea dinamică a sistemelor analizate sub acțiunea ciocnirilor sau decelerărilor; problema este însă în afara dimensiunilor obișnuite ale cursului de organe de mașini.

Studiul vibrațiilor sistemelor va implica următoarele etape, subsecvente analizei temei: modelare fizică – modelare matematică / experimentală – determinare de caracteristici analitice / experimentale – concluzii. Traseul teoretic necesită, de regulă, și parcurgerea traseului experimental, pentru verificare; traseul experimental pentru numeroase sisteme dinamice complexe este însă singura cale de soluționare.

4.7. Vibrații și zgomot

În orice condiții, zgomotul presupune vibrații mecanice. Analizele de zgomot urmăresc în mai mare măsură calea experimentală cu mijloace specifice și mărimi caracteristice:

- presiune acustică (p), cu presiunea de referință la 1 kHz $2 \cdot 10^{-5}$ N/m²;
- intensitate acustică (I) cu valoarea de referință 10^{-12} W/m²;

– nivel de presiune, respectiv intensitate acustică:

$$L = 20 \lg \frac{P}{2 \cdot 10^{-5}} \text{ dB}; \quad L_I = 10 \lg \frac{I}{10^{-11}} \text{ dB} \quad (4.34)$$

– frecvență.

Cum zgomotul însoțește vibrațiile mecanice, multe din observațiile făcute în § 4.6 sunt valabile în principiu și aici, în deosebi în ceea ce privește efectele asupra omului, care constituie principalul criteriu de limitare a nivelului de zgomot.

Poate tot atât de interesante devin și criteriile de limitare pe baza relației dintre calitatea conceptuală și de execuție a organului de mașină, a mașinii și zgomotul produs în funcționare.

4.8. Noțiuni de fiabilitate

Calitatea în proiectare, realizarea și exploatarea utilajelor, mașinilor și organelor de mașini a căpătat un conținut complex și trebuie să răspundă unor cerințe din ce în ce mai exigente. Ansamblul caracteristicilor produsului care condiționează capacitatea de a satisface funcțiunea impusă prin temă se cere realizat la cele mai înalte cote și în același timp cu costuri minime de proiectare, execuție și exploatare.

Standardele introduc precizări în noțiunile specifice domeniului. Astfel, *disponibilitatea* (STAS 8174/3-77) reprezintă aptitudinea unui dispozitiv sau sistem sub aspectele combinate de fiabilitate, mentenabilitate și de organizare a acțiunilor de mentenanță – de a-și îndeplini funcția specifică, la un moment dat sau într-un interval de timp dat. *Mentenabilitatea* (STAS 8174/2-77) reprezintă aptitudinea unui dispozitiv sau sistem, în condiții date, de a fi menținut sau restabilit în starea de a-și îndeplini funcția specificată, atunci când mentenanța se efectuează în condiții date, cu procedee și remedii prescrise. *Fiabilitatea* reprezintă aptitudinea unui dispozitiv sau sistem (instalație, mașină, organ de mașină) de a îndeplini funcția specificată, în condiții date, în decursul unei perioade de timp date (STAS 10307-75, 8174/1-77).

Calcululele de proiectare se finalizează, în majoritatea cazurilor, prin compararea unor mărimi efective Q_E (tensiuni, deformații, uzuri etc.) cu mărimi limită Q_L specifice, impuse de condiții de funcționare normală, rezistență, tehnologie etc.

Gradul inerent de incertitudine în determinarea mărimilor limită, ca și a mărimilor efective, a condus, pentru îndeplinirea în bune condiții a funcțiunii stabilite, la introducerea unui coeficient de siguranță

$$c = Q_L / Q_E \geq 1, \quad (4.35)$$

unde s-a adoptat notația generală Q , corespunzătoare mărimilor de calcul care intră în analiză (tensiuni, deformații, uzură etc.).

Alegerea coeficientului de siguranță se face fie pe baza unor recomandări globale (tabelul 4.10), fie cu ajutorul unor metode care încearcă să diferențieze prin coeficienți sau factori elementari numeroasele influențe posibile, fie în sfârșit prin recomandări specifice, pe organe de mașini sau destinații.

Evaluarea în domeniul Q a repartițiilor mărimilor Q_L și Q_E din relația (4.35) presupune cunoașterea unor caracteristici de probabilitate și implicit de fiabilitate.

Câteva definiții consacrate pot fi corelate cu fiabilitatea, pentru care $Q_L < Q_E$.

Defectarea: încetarea aptitudinii unui sistem (mașină, dispozitiv, element) de a îndeplini o funcție specificată. Defectarea poate avea cauze diferite, poate conduce sau nu la eliminarea sistemului pentru misiuni ulterioare. În timp, defectarea evoluează brusc sau treptat.

Fiabilitatea R poate avea, mai întâi, semnificația realizării unei anumite funcții de către n sisteme din n_0 sisteme declanșate, la un moment, pentru un singur ciclu de funcționare sau dacă sistemele defecte $n_0 - n$ se refac automat și ciclul se reia în condiții identice.

$$R = n / n_0; \quad R \in [0; 1]. \quad (4.36)$$

Tabelul 4.10. Recomandări pentru adoptarea coeficientului de siguranță

Recomandări	c
Materiale cu dispersie foarte redusă a caracteristicilor mecanice, determinate în condiții riguroase constante și supuse unor solicitări care pot fi determinate cu exactitate	1,25 – 1,5
Materiale cu dispersie redusă a caracteristicilor mecanice, în condiții normale de mediu și supuse unor solicitări care pot fi determinate în condiții satisfăcătoare	1,5 – 2
Materiale obișnuite, în condiții obișnuite de mediu și supuse unor solicitări care pot fi determinate	2 – 2,5
Materiale fără pretenții, în condiții obișnuite de mediu și solicitări	2,5 – 3
Materiale fără pretenții, în condiții imprecise de mediu și solicitări, cu tensiuni calculate nesigur	3 – 4

Funcția densității de probabilitate este $P_{L,E}(Q)$ pentru mărimile $Q_{L,E}$.

Funcția de probabilitate a defectării:

$$F = \int_{-\infty}^{Q_0} P_L(Q) dQ + \int_{-Q_0}^{\infty} P_E(Q) dQ = 1 - R, \quad (4.37)$$

pentru $Q = Q_0$, $P_L(Q_0) = P_E(Q_0)$.

Valoarea medie a repartiției este $m_{L,E}$, dispersia repartiției $D_{L,E}$ și abaterea medie pătratică

$$s_{L,E} = \sqrt{D_{L,E}}. \quad (4.38)$$

În literatura de specialitate se menționează tipuri de repartiții discrete (binominală, Poisson etc.) sau continue (lognormală, Weibull, exponențial negativ), unele dintre acestea prezentate, prin caracterele lor, în tabelul 4.11, considerând generic variabila independentă x (în domeniul Q , $x = Q$).

Repartițiile reale $P_{L,E}(Q)$ sunt evident discrete și limitate în domeniul Q ; pentru calcule simplificate, repartițiile reale se aproximează cu repartiții teoretice, continue.

Concordanța dintre repartiția determinată experimental și repartițiile teoretice din intervalul $m_{L,E} + 3s_{L,E}$ este suficientă pentru a cuprinde practic întreg domeniul de variație a mărimilor $Q_{L,E}$:

$$P[\pm Q_{L,E} > \pm(m_{L,E} + 3s_{L,E})] \cong 0. \quad (4.39)$$

Coeficientul de siguranță stabilit pe această bază

$$c = m_L/m_E \geq 1 + 3s_L/m_E + 3s_E/m_E. \quad (4.40)$$

O corelație între coeficientul de siguranță și fiabilitatea în funcționare, în cazul repartiției normale, se poate stabili astfel:

$$c = m_L/m_E = 1 + \frac{1,29\sqrt{D_L + D_E}}{m_E(1-R)^{0,1287}}. \quad (4.41)$$

În numeroase cazuri, mărimile $Q_{L,E}$, cu caracter aleator în domeniul Q , sunt rezultatul unor calcule în care intră și alte mărimi cu caracter aleator. Admițându-se repartiții normale și pentru aceste mărimi, fiecare va fi caracterizată de o valoare medie m_j și o dispersie D_j .

Astfel, dacă $Q = Q(Q_1, Q_2, \dots, Q_j)$ și dacă Q_1, \dots, Q_j sunt mărimi aleatorii cu o repartiție normală ($m_1, \dots, m_j, D_1, \dots, D_j$) caracteristicile repartiției rezultante sunt:

$$m = Q(m_1, m_2, \dots, m_j); \quad m_j = \frac{1}{n_j} \sum_{k=1}^{n_j} a_{jk}, \quad (4.42')$$

Tabelul 4.11. Caracteristici pentru repartiții continue uzuale

Mărimea caracteristică	Normală	Exponențial negativă	WEIBULL
$P(x)$	$\frac{1}{s\sqrt{2\pi}} \exp(-u^2/2)$ $u = (x - m) / s$	$z \cdot \exp(-u)$ $u = z \cdot x$	$(\beta/\eta) \cdot u^{-1} \exp(-u^\beta)$ $u = (x - \gamma) / \eta$
$F(x)$	$\int_{-\infty}^u \frac{1}{\sqrt{2\pi}} \exp(-u^2/2) du$	$1 - \exp(-u)$	$1 - \exp(-u^\beta)$
$R(x)$	$\int_{-\infty}^u \frac{1}{\sqrt{2\pi}} \exp(-u^2/2) du$	$\exp(-u)$	$\exp(-u^\beta)$
$z(x)$	$\frac{\exp(-u^2/2)}{s \cdot \int_{-\infty}^u \exp(-u^2/2) du}$	z	$\beta u^{\beta-1} / (x - \gamma)$
m	m	$1/z$	$\gamma + \eta \cdot \Gamma(1/\beta + 1)$, unde $\Gamma(\alpha) = \int_0^{\infty} x^{\alpha-1} \cdot \exp(-x) dx$
D	s^2	$1/z^2$	$\eta^2 \cdot [\Gamma(z/\beta + 1) - \Gamma^2(1/\beta + 1)] / (1/\beta + 1)$

în care a_{jk} sunt cele n_j valori discrete măsurate ale variabilei Q_j , iar m_j și D_j valoarea medie și respectiv dispersia aceleiași variabile Q_j :

$$D \equiv \sum_{j=1}^j \left[\frac{\partial Q}{\partial Q_j} \right]_{Q_j=m_j}^2 \cdot D_j; \quad i \in [1; j]; \quad D_j = \frac{1}{n} \sum_{k=1}^{n_j} (a_{jk} - m_j)^2. \quad (4.42'')$$

Cel mai adesea funcționarea se realizează într-un număr de cicluri sau în timp (x), cu eliminarea elementelor defectate pe parcurs. Cunoașterea evoluției funcționării sistemelor și în domeniul x (număr de cicluri, timp, distanță) necesită caracterizarea repartițiilor $P_{L,E}(Q)$ și în acest domeniu, respectiv $m_{L,E}(x)$, $s_{L,E}(x)$ etc.

Momentul apariției unor defecțiuni în funcționarea sistemului sau timpul de funcționare până la apariția unei defecțiuni (sau între două defecțiuni succesive) sunt variabile aleatoare, care iau valori în funcție de numeroși factori. Și în acest caz, pentru repartițiile defectărilor în timp sunt necesare caracterizări prin indicatori specifici unor legi probabiliste (STAS 10307-75).

Influențele care se vor asocia, tot cantitativ, fiabilității, sunt într-o primă etapă de apreciere: durata de funcționare, condițiile de lucru și de continuitate a funcționării.

Gradul de asemănare dintre o repartiție reală și repartițiile teoretice continue din tabelul 4.11 se apreciază folosind criteriile diferite (Student, Kolmogorov-Smirnov, maximă asemănătoare, abatere pătratică minimă, indicatorii BAYES etc.)

În evaluarea repartițiilor mărimilor Q_j , în domeniul Q , repartiția normală corespunde adesea încercărilor experimentale (fig. 4.29) pentru determinarea caracteristicilor mecanice, dimensiunilor etc.

Pentru orientare, în diferite condiții de lucru, abaterea standard $s = \sqrt{D}$ este indicată în tabelul 4.12, în procente, față de valorile medii măsurate.

Reprezentând, pentru simplificare, în domeniul Q repartițiile de tip normal $P_{L,E}(Q)$ pentru densitatea de probabilitate (fig. 4.30), se poate observa că în funcție de dispersia $D_{L,E}$ și de raportul mediilor $m_{L,E}$ depinde și probabilitatea de defectare, reprezentată de suprafața hașurată.

Tabelul 4.12. Abaterea standard $s = \sqrt{D}$

Locul	Temperatura ambiantă, %	Suprasarcini de vibrații, %	Suprasarcini de șocuri, %
Laborator	113	54	—
Sol	109	49	—
Navă	133	55	25
Remorcă auto	102	42	33
Platformă cale ferată	107	45	25
Avion	90	38	41
Rachete	57	16	16

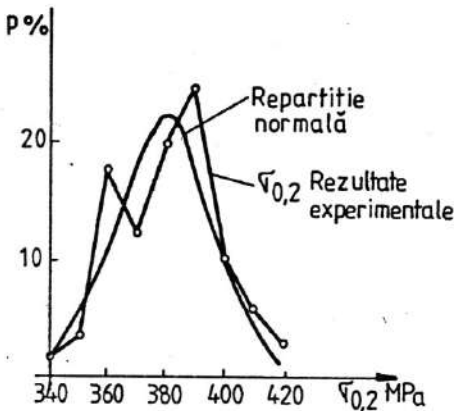


Fig. 4.29

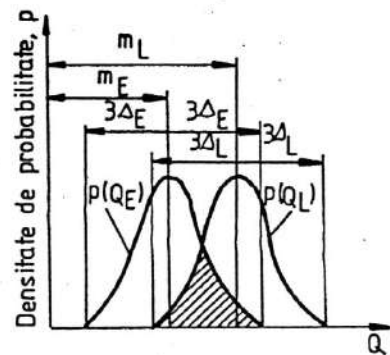


Fig. 4.30

Pentru domeniul timp de funcționare se consideră un eșantion de sisteme (mașini, dispozitive, elemente) n_0 , care funcționează în anumite condiții. După un timp de funcționare (cicluri de solicitare, drum parcurs) x , se analizează fiecare sistem și; în raport cu funcția impusă, se constată că numai n sisteme mai pot lucra corect în continuare, restul ($n_0 - n$) fiind apreciate ca defecte. Pentru durata x , fiabilitatea $R(x) = P(X > x)$ se exprimă astfel:

$$R = n/n_0. \quad (4.43)$$

Dacă funcționarea continuă, se vor defecta mai multe sisteme și n scade, fiabilitatea fiind evident o funcție de timp.

Astfel, în domeniul timp, avem:

Funcția densității de probabilitate a timpului de funcționare. Limita raportului dintre probabilitatea de defectare (P) în intervalul $(x, x + \Delta x)$ și mărimea intervalului, când $\Delta x \rightarrow 0$:

$$p(x) = \lim_{\Delta x \rightarrow 0} \frac{P(x < X \leq x + \Delta x)}{\Delta x}. \quad (4.44)$$

Deci $p(x) = \frac{dF(x)}{dx}$, în care pentru variabila independentă s-a adoptat notația generică x (timp, cicluri, distanță).

Rata (intensitatea) de defectare. Limita raportului dintre probabilitatea de defectare în intervalul $(x, x + \Delta x)$ condiționată de bună funcționare în intervalul $(0, x)$ și mărimea intervalului Δx , când $\Delta x \rightarrow 0$:

$$z(x) = \lim_{\Delta x \rightarrow 0} \frac{P(x < X \leq x + \Delta x / X > x)}{\Delta x} \quad (4.45)$$

Deci $x(x) = -\frac{dn}{n} \cdot \frac{1}{dx}$ și dacă în intervalul dx cuprins în $(0, x)$ se mai defectează dn sisteme din cele n_0 sisteme considerate inițial,

$$-\int_0^x z(x) dx = \int_{n_0}^n \frac{dn}{n} \quad \text{și} \quad R(x) = \exp\left[-\int_0^x z(x) dx\right] = p(x)/z(x) \quad (4.46)$$

Funcția de probabilitate a defectării (de repartiție a timpului de funcționare). Probabilitatea ca un sistem să se defecteze în intervalul $(0, x)$:

$$P(x) = P(X \leq x) \quad (4.47)$$

Funcția de fiabilitate. Probabilitatea ca un sistem să funcționeze fără defectare în intervalul $(0, x)$ în condiții deterministe:

$$R(x) = P(X > x); \quad R(x) = 1 - F(x) \quad (4.48)$$

Funcția de mentenabilitate $M(x')$. Probabilitatea ca sistemul care se defectează în intervalul $0, x$ să fie repus în funcțiune în intervalul x' .

- *Funcția de disponibilitate $A(x)$.* Probabilitatea ca sistemul să fie în stare de funcționare la timpul x :

$$A(x) = R(x) + [1 - R(x)] \cdot M(x') \quad (4.49)$$

Timp mediu până la defectare (MTTF – Mean Time Through Failures). Raportul dintre durata cumulată pe un eșantion și numărul total de defectări din eșantion, într-o perioadă de timp dată din viața unui sistem și în condiții specificate (în sistemele fără restabilire).

Timp mediu între defectări (MTBF – Mean Time Between Failures). Valoarea medie a timpului dintre două defectări consecutive, calculat conform definiției precedente, dar pentru sistemele cu restabilire sau reparare.

Timpul mediu de reparație (MTR).

Dispersia repartiției. Momentul centrat de ordinul 2 al timpului de funcționare:

$$D = \int_0^{\infty} (x - m)^2 \cdot p(x) dx \quad (4.50')$$

Abateră medie pătratică a timpului de funcționare:

$$s = \sqrt{D} \quad (4.50'')$$

Redondanță. Existența într-un sistem a mai mult decât un mijloc pentru îndeplinirea unei funcții specifice.

În funcție de numărul de cicluri, descrierea în timp a evoluției ratei defectărilor, pe cale analitică, plecând de la repartițiile mărimilor $Q_{L,E}$ supuse unei modificări continue, presupune calcule laborioase.

În același timp, evoluția caracteristicilor de repartiție determină o evoluție crescătoare (oboseală, uzură, fluaș), constantă sau descrescătoare (rupere statică) a ratei defectărilor.

Cum pentru descrierea în domeniul timp (cicluri, distanță) a defectărilor se recurge adesea la reprezentări cu ajutorul repartiției Weibull, parametrii acestei repartiții se identifică pe

cale experimentală sau se adoptă. Astfel pentru defectările la care nu se modifică în timp nici solicitarea și nici caracteristicile mecanice ale materialelor componente (curba A din fig. 4.31), exponentul β specific repartiției Weibull se consideră subunitar ($\beta < 1$) (rupere statică, deformare plastică, flambaj); pentru defectările accidentale $\beta = 1$ (curba B) și pentru defectări evolutive prin uzură, deformații remanente cumulate $\beta > 1$ (curba C).

Evoluția globală a ratei defectărilor (fig. 4.32) poate fi privită în detalii fenomenologice; o asemenea evoluție apare ca o rezultantă a unei competiții a mai multor tipuri de defectări. Cu aproximație, aceste defectări pot fi considerate ca independente și deci tratate separat în raport cu fiabilitatea.

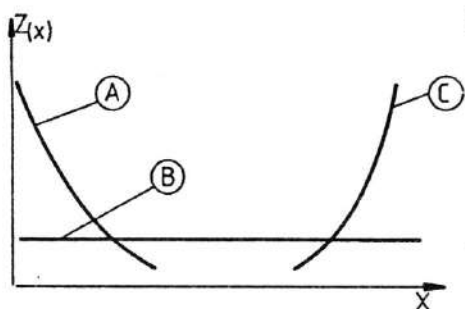


Fig. 4.31

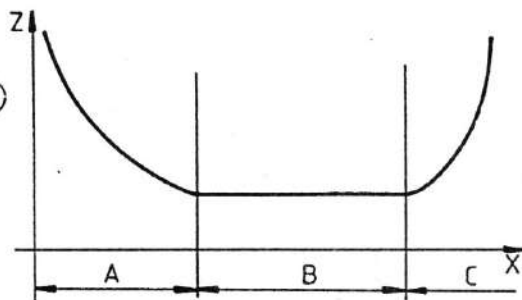


Fig. 4.32

Privind în ansamblu evoluția în timp a ratei defectărilor, se observă următoarele (fig. 4.32).

Perioada defectărilor timpurii (A) este caracterizată prin valori mari ale ratei defectărilor, pe o durată redusă ($x_0 = 10 \dots 300$ ore), cu o repartiție în timp de tip Weibull. Defectările evidențiază în primul rând starea tehnică necorespunzătoare a produsului realizat, slaba calitate a materialului, execuției sau montajului. Tot acum se pot face simțite și alte defectări, ruperea statică, depășirea deformației limită, a limitei de curgere, gripare, ori de câte ori se întrunesc condițiile necesare (pomiri, opriri, variații de solicitare). Un control riguros poate reduce rata defectărilor inițiale la durata acestei perioade. În același sens acționează rodajul.

Perioada defectărilor cu rata constantă sau perioada de exploatare (B) indică valori reduse ale defectărilor, corespunzătoare unor „accidente“, prin evoluții imprevizibile ale funcționării. Repartiția defectărilor corespunde în general legii exponențial negative, iar cunoașterea ratei defectărilor prezintă interes pentru asigurarea cu piese de schimb și dimensionarea înținerii și operațiilor de service.

Condițiile de solicitare, de mediu, precizia necesară etc. afectează însă rata defectărilor, ca și durata perioadei de exploatare:

$$z = z_0 \cdot k_z; \quad x = x_0 \cdot k_x, \quad (4.51)$$

în care: z este rata efectivă a defectărilor; z_0 – rata nominală a defectărilor (tabelul 4.13); x_0 – durabilitatea nominală (tabelul 4.14); k_x, k_z – coeficienți de corecție (tabelele 4.15 și 4.16). Nivelul comparativ de fiabilitate poate fi apreciat și direct prin rata defectărilor (tabelul 4.17).

Perioada defectărilor târzii (C), cu o rată de defectare în creștere, corespunde defectărilor prin uzură, oboseală, cu repartiție de tip Weibull.

Cu aceste considerații, fiabilitatea componentei unui sistem în relație cu aceste defectări este:

$$R = R_A \cdot R_B \cdot R_C \quad \text{sau} \quad R = e^{-\int_0^x [z_A(x) + z_B(x) + z_C(x)] dx} \quad (4.52)$$

Tabelul 4.13. Valori medii pentru rata nominală z_0 a defectărilor

Denumirea elementului	Valori medii pentru z_0 în 10^{-6} defectări / oră	Denumirea elementului	Valori medii pentru z_0 în 10^{-6} defectări / oră
Ambreiaje electromagnetice	0,60	Ambreiaje cu frecare	0,30
Amortizoare	0,60	Angrenaje	0,12
Arbori	0,35	Arcuri calibrate	0,22
Arcuri de revenire	0,12	Armături	29,0
Batiuri	0,175	Cablu subansamblu	0,02
Came, excentrice	0,002	Carcasă turnată	0,0125
Cilindri hidraulici	0,008	Cilindri pneumatici	0,004
Cuplaje rigide	0,025	Cuplaje elastice	0,069
Curele de transmitere	3,88	Cutii de viteză	0,9
Diafragme	6,9	Diferențiale	1,0
Etanșări de rotație	0,7	Etanșări de translație	0,3
Filtre	0,3	Frână ansamblu	2,1
Furtunuri	0,2	Garnituri cauciuc	0,02
Garnituri O	0,02	Izolatori de vibrații	0,875
Lagăre cu alunecare	0,50	Manometre	1,3
Motoare hidraulice	4,3	Pistoane hidraulice	0,200
Pompe	1,5	Pompe cu roți dințate	13,0
Pompe cu pistoane axiale	9,0	Racorduri hidraulice	0,03
Racorduri pneumatice	0,04	Reductoare	0,20
Regulator de presiune hidraulică	4,25	Regulator de presiune pneumatică	7,5
Rezervoare	0,15	Rulmenți cu bile regim ușor	0,875
Rulmenți cu bile, regim greu	1,8	Rulmenți cu role	0,50
Servovalve	30,8	Sertărașe	0,054
Sisteme cu bare articulate	2,0	Supape cu plutitor	8,0
Tructoare de nivel	2,6	Tructoare de presiune	3,5
Ventile	5,1		

Tabelul 4.14. Valori medii pentru durabilitatea nominală x_0

Locul de utilizare	Valori medii x_0 / 10^6 ore	Locul de utilizare	Valori medii x_0 / 10^6 ore
Lagăre cu alunecare uscată	0,0005	Lagăre cu alunecare hidrodinamice	0,007
Rulmenți cu bile	0,0006	Rulmenți cu bile înaltă turajie	0,00065
Rulmenți cu role	0,052	Frână ansamblu	0,02
Rulmenți de precizie	0,02	Transmisii prin curele	0,002
Came	1 cicluri	Îmbinări șurub-piuliță	8
Etanșări cauciuc	0,075	Motor hidraulic	0,01
Cuplaje	0,019	Pompe	0,005
Cutii de viteze	0,005	Etanșări	0,007
Motor electric curent alternativ	0,03		
Piston hidraulic	0,05 cicluri		
Pompe electromotor	0,0005		
Valve	0,15 cicluri		

Tabelul 4.15. Valori pentru coeficientul de corecție k_x

Condiții de lucru	Echipament general	Echipament electronic și electric	Echipament electromecanic	Echipament mecanic
Satețiți	2,5	2,6	2,4	2,1
Calculatoare	1	1	1	1
Încercări de masă	0,54	0,55	0,51	0,5
Utilizări de bază	0,3	0,31	0,26	0,25
Construcții navale	0,19	0,21	0,17	0,15
Aviație	0,16	0,18	0,14	0,12
Rachete	0,15	0,17	0,13	0,11

Tabelul 4.16. Valori pentru coeficientul k_z

Locul de utilizare	k_z	Locul de utilizare	k_z
Laborator	1,0	Material rulant CF	50
Echipament staționar	16	Avioane	120 - 160
Construcții navale	28	Proiectile teleghidate	280
Vehicule auto	36	Rachete	700

Tabelul 4.17. Recomandări pentru nivelul de fiabilitate, prin rata defectărilor

Nivel de fiabilitate	z în 10^{-6} defectări pe oră
Comercial	200
Scăzut	15
Standard militar	5
Standard superior, transport de persoane auto și aerian	1,5
Standard superior 1	0,5
Standard superior 2	0,1
Înalt	0,05

Fiabilitatea sistemelor cu mai multe componente în serie se calculează astfel:

$$R = R_a R_b R_c \dots R_i = e^{-\sum_0^x z_i(x) dx} \quad \text{sau} \quad R = e^{-x \sum z_i} \quad (4.53)$$

pentru perioada defectărilor accidentale, în care R este fiabilitatea sistemului. $R_a, R_b, R_c, \dots, R_i$ - fiabilitatea componentelor, z_i - rata efectivă de defectare a componentei i .

În cazurile în care întreținerea sau repararea sistemului nu este posibilă imediat după defectare (aeronautică, autovehicule) trebuie prevăzute sisteme suplimentare cu redundanță activă sau pasivă (fig. 4.33). Fok-sirea unor asemenea sisteme suplimentare are ca efect creșterea sensibilă a fiabilității.

Dacă se notează cu F_i și F_S probabilitățile de defectare ale sistemului i , respectiv sistemul S în tipul x , în condițiile de funcționare date:

$$R_i + F_i = 1; \quad R_S + F_S = 1 \quad (4.54)$$

și dacă probabilitatea de defectare a sistemului S cu i sisteme cu redundanță activă (funcționare concomitentă) este

$$F_S = \prod_{i=1}^i F_i, \quad \text{atunci} \quad R_S = 1 - \prod_{i=1}^i (1 - R_i). \quad (4.55)$$

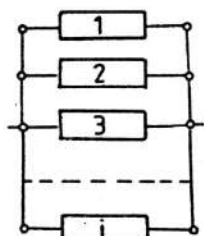


Fig. 4.33

În cazul în care sistemele i sunt formate din mai multe componente, fiabilitățile R_i se vor calcula cu relația (4.53).

Dacă sistemele i sunt cu redundanță pozitivă (cu păstrare în rezervă: roata de rezervă, piese de schimb etc. și cu posibilități de înlocuire imediat după defectare), analiza de fiabilitate conduce, pentru fiabilitatea sistemului s , la următoarea relație:

$$R_s = 1 - \prod(1 - R_i)/i. \quad (4.56)$$

Limite de fiabilitate

Limitele de fiabilitate se exprimă fie direct prin intermediul funcției de fiabilitate R , fie prin rata defectărilor z , în funcție de tipul și complexitatea instalației și de amploarea consecințelor (tabelele 4.17 și 4.18).

Tablul 4.18. Localizarea defectărilor în funcționarea unor tipuri de mașini (puteri între 5 și 25 MW)

Tipul mașinii	Localizarea defectelor în %
Motoare cu ardere internă	Pistoane și biele 23, arbori cotiți 12, cilindri, chiulase 21, lagăre 22, mecanismul de distribuție 6, carter, batiu 6, alte cauze 10 %
Turbine cu abur	Rotori 50, statori, carter 16, lagăre palier 13, lagăre axiale 5, transmisii mecanice 2, alte cauze 14 %
Turbocompresoare	Rotori și arbori 30, stator 2,3, lagăre radiale și axiale 26, etanșări 6,9, transmisii 5, instrumente de control 11, carter, batiu, șuruburi 1,8, conducte 4, alte cauze 13 %
Compresoare cu piston	Supape, clapete 31, pistoane, segmenti 21, arbore cotit, lagăre 3,8, biele 4,7, cilindri 0, chiulase 2,3, sisteme de ungere 17, alte cauze 20,2 %
Pompe centrifuge pentru industria chimică	Etanșări 44, lagăre radiale și axiale 24, rotorii și arborii 13, corp de pompă, batiu 14, alte cauze 5 %
Pompe centrifuge pentru alte utilizări decât industria chimică	Etanșări 7, lagăre radiale și axiale 20, rotorii și arborii 47, corp de pompă, batiu 8, alte cauze 18 %
Turbine cu gaze	Stator 11, rotor turbină 16, rotor compresor 6,4, cameră de ardere 7, lagăre radiale 7,7, carter 3,9, circuite de aer 13, alte cauze 35 %

Alte recomandări, pentru mari instalații, prevăd:

$z \leq 10^{-7}$ defectări/an pentru riscul unor accidente mortale multiple;

$z \leq 10^{-6}$ defectări/an pentru riscul unor accidente mortale în afara instalației;

$z \leq 10^{-5}$ defectări/an pentru riscul unor accidente mortale pentru personalul instalației.

Rata admisă a defectărilor se mai poate corela cu anumite aplicații (chimice: accidente grave $2/10^8$ defectări/oră), nefuncționarea flapsurilor în zbor (10^{-8} /zbor), căderea unui avion peste o instalație chimică de mare toxicitate ($10^{-7} \dots 10^{-8}$ /an), expunerea la radiații (v. tablul 4.23).

Intervențiile necesare în sensul creșterii fiabilității sunt specificate în tablul 4.19.

Analizele de fiabilitate intervin mai întâi la nivel *previzional* în calculele de proiectare, în legătură cu diferite prevederi, date statistice limită, legislație. Lansarea produsului de serie pe piață realizează o populație de produse în funcțiune. Separarea unui eșanțion și urmărirea acestuia în exploatare permite:

– combaterea defectărilor și stabilirea cauzelor acestora;

– interpretarea statistică a condițiilor de lucru și a comportării eșanționului în general, identificarea repartițiilor specifice, cu determinarea elementelor de fiabilitate *operațională* care pot modifica analiza de fiabilitate previzională.

Fiabilitatea poate fi însă analizată și la nivel tehnic prin încercări de laborator pe epruvete sau prototip, simplificând analiza de fiabilitate operațională sau corectând-o pe cea prezională pe o cale mai economică.

În mare măsură, detaliile eșantionării, încercărilor, interpretării statistice și concluziilor de fiabilitate operațională sunt standardizate sau stabilite în normative.

Dificultăți pot interveni însă în condițiile de constatare a defectărilor, a cauzelor producerii lor.

Un prin pas îl constituie clasificarea defectărilor după următoarele criterii:

- condiții de utilizare: prin utilizare necorespunzătoare, inerentă;
- durată: temporară, intermitentă, rateu, definitivă;
- relație cauzală: primară, secundară;
- relație cauzală statistică: independentă, dependentă;
- manifestare: evidentă, ascunsă;
- reducerea capacității de funcționare: parțială, totală;
- modificarea performanțelor: treptată, brutală;
- restabilire: dereglare, cădere, avarie;
- consecințe: fără consecințele periculoase, preventivă, avarie.

În al doilea rând, se impune o analiză de detaliu referitoare la următoarele aspecte: condiții de lucru și solicitare la nivelul componentei defectate, localizarea, aspectul și evoluția defectării, materiale și tratamente, prelucrări, caracteristici mecanice, precizie de execuție, analize macro și micrografice, analize de compoziție etc., care să elucideze cauze, dar și indicii și remedii.

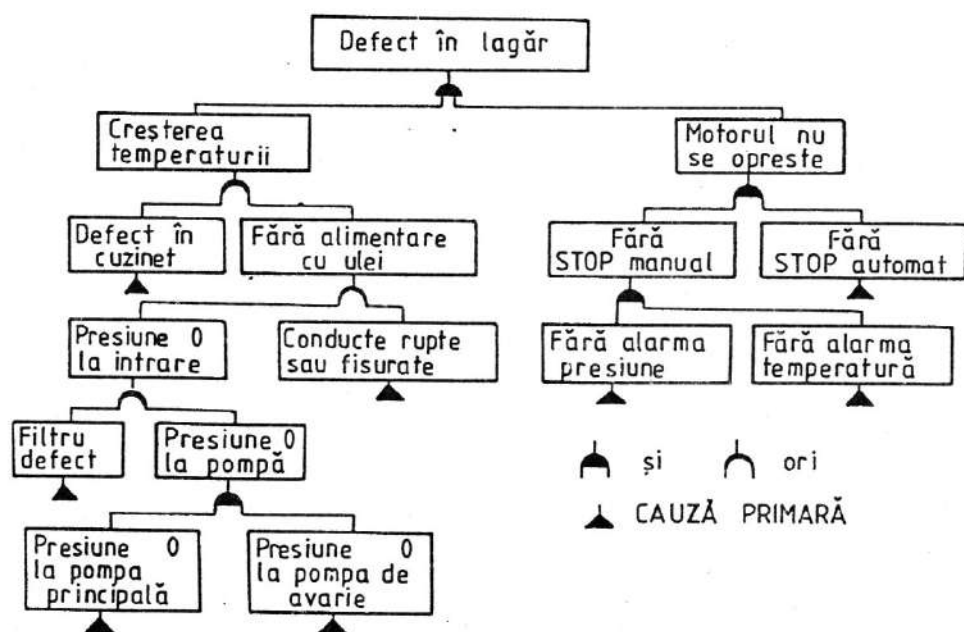


Fig. 4.34

Clasificarea tipologică a defectării în relație cu funcționarea sistemului oferă posibilitatea unor analize de tip schemă logică importante pentru proiectare și exploatare: schema logică a defectării (FTA - Failure Tree Analysis; fig. 4.34) și schema logică a consecințelor (ETA - Event Tree Analysis).

Schema logică a unei defectări este exemplificată în figura 4.34 pentru o defectare gravă, în lagăre cu alunecare. Astfel analiza experimentală poate urmări și transfera prin concluzii în sinteza de proiectare:

- defectările cu formele specifice de manifestare, cauzele, durabilitatea statistică;
- caracterizarea statistică pentru proprietățile de rezistență ale materialului, în general pentru mărimea Q_L ;
- caracterizarea statistică pentru solicitări, tensiuni și alte condiții de lucru, în general pentru mărimea Q_g .

Evaluările de ansamblu se particularizează la nivelul detaliilor pe baza informației furnizate de analiza și schema logică a defectării (tabelul 4.18).

Creșterea fiabilității la cotele ridicate specifice industriei chimice, energeticii nucleare și transporturilor se poate realiza pe următoarele căi:

- reducerea ratei defectărilor (z) prin creșterea calității și preciziei funcționale a componentelor;
- definirea și stabilizarea condițiilor de lucru (k_z);
- utilizarea sistemelor cu redundanță activă sau pasivă;
- reînnoirea sau separația componentelor defectate;
- revizia preventivă finalizată cu reînnoire sau repartiție;
- monitorizarea în următoarele variante: avertizare (A), A + intervenție comandată, A + intervenție automată (IA), A + IA + procesare de semnal (P), A + IA + P + diagnostic etc. (tabelul 4.19).

Tabelul 4. 19. Intervenții de control și monitorizare în funcție de nivelul de risc

Ațiuni speciale de control și monitorizare	Cazuri / an	Obiective	Ațiuni speciale de control și monitorizare	Cazuri / an	Obiective
Fără	10^{-7}	Risc individual acceptabil pentru public	Măsuri administrative	10^{-4}	Evaluări specifice
Fără	10^{-6}				
Control și monitorizare	10^{-5}	Acceptabil pentru lucrători	Control	10^{-3}	Neacceptabil

Aceste soluții se aplică în funcție de gradul de risc al instalațiilor, apreciat pe baza legislației sau altor regulamente profesionale, până la atingerea nivelului de fiabilitate permis, desigur și în relație cu costurile de investiție și întreținere.

De asemenea, variantele c - f urmăresc creșterea indicatorului de disponibilitate prin creșterea mentenabilității, a reducerii perioadelor de stagnare, înlocuire sau prin plasarea lor convenabilă în timp ($M(r) \rightarrow 1$).

Monitorizarea poate urmări evoluția parametrilor caracteristici de funcționare: presiune, temperatură, concentrații, vibrații etc. Acest control este urmat de intervenții automate sau/și comandate. Precizări adecvate de semnal permit realizarea de biblioteci de date, diagnosticare și intervenții de finețe înaintea unor defectării sau avarii de proporții.

Termenul de *risc* apare în numeroase lucrări de specialitate și poate fi asociat cu termenul „defectare” $F = 1 - R$, fiind folosit cu precădere în proiectarea instalațiilor de mare com-

plexitate (energetică nucleară, industria chimică, transport). După o definiție recentă, riscul este probabilitatea ca un eveniment particular advers să se producă într-un anumit interval de timp sau într-o anumită configurație de împrejurări. Prin *eveniment advers* se înțelege un eveniment de n tură să producă pierderi de vieți omenești.

Determinarea pentru instalațiile complexe a factorului de risc prin metode analitice obișnuite poate conduce la aprecieri între 1 și 1000, în funcție de condițiile concrete de funcționare, respectiv de avarie, apreciate prin coeficienți.

O astfel de apreciere rezultă din aplicarea relației de calcul pentru nivelul de risc prioritar,

$$RP = FG \cdot FF \cdot FD, \quad (4.57)$$

în care: RP este nivelul de risc,

FG – factorul de gravitate a defectării (tabelul 4.20),

FF – factorul de frecvență a defectărilor (tabelul 4.21)

FD – factorul de detecție a defectărilor (tabelul 4.22).

Tabelul 4.20. Factorul de gravitate a defectării FG

Criteriul	FG
Defect neglijabil: beneficiarul, probabil, nu va observa defectarea	1
Defect minor; beneficiarul va fi deranjat într-o măsură redusă, semnalând performanțele mai reduse ale sistemului	2 ... 3
Defectări moderate: insatisfacția beneficiarului este dominată de stress: întârzieri, cicluri extinse, lipsă de piese de schimb; degradări de performanțe pentru sistem	4 ... 6
Defectări importante: sisteme sau subsisteme în stare neoperante, necesitând intervenții; defectări în zone supuse reglementărilor legale, fără însă să declanșeze intervenții prin lege	7 ... 9
Defectări grave, cu consecințe care implică efecte de lege	10

Tabelul 4.21. Factorul de frecvență a defectărilor FF

Criteriul	Probabilitatea de defectare P	FF
Foarte redusă	< 0,00005	1
Redusă	< 0,00007 – 0,0001	2 ... 3
Moderată	< 0,0005 ... 0,005	4 ... 6
Ridicată	< 0,01 ... 0,05	7 ... 8
Foarte ridicată	< 0,1 ... > 0,1	9 ... 10

Tabelul 4.22. Factorul de detecție FD

Criteriul	Probabilitate de manifestare la beneficiar P	FD
Defectare clară	< 0,0001	1
Control automat sau 100 % șuruburi lipsă	< 0,0002 ... 0,0005	2 ... 3
Control automat sau statistic	< 0,001 ... 0,01	4 ... 7
Control aleator fără analiză statistică	< 0,05 ... 0,1	8 ... 9
Defect probabil fără control; defect latent	> 0,1	10

Algoritmul pentru stabilirea riscului presupune parcurgerea câtorva etape: analiza planului și a funcționării instalației, analiza condițiilor specifice generatoare de risc, dimensionarea riscului major, probabilitatea apariției condițiilor care să declanșeze riscul major, spectrul de risc (cauze, consecințe); urmează apoi determinarea condițiilor de reducere a riscului major, a spectrului de risc în aceste noi condiții și recomandările referitoare la acceptarea riscului.

În centralele nucleare, principala problemă care declanșează atât analiza de fiabilitate, cât și de risc, precum și aplicarea unor măsuri speciale de supraveghere este posibilitatea avariilor care să determine expuneri la radiații.

Limitele în ceea ce privește expunerea la radiații sunt indicate frecvent în normative (tabelul 4.23).

Tabelul 4.23. Corelație între doze de expunere la radiații de excepție și frecvența de realizare (Norme ale Inspectoratului European pentru instalații nucleare)

Frecvența pe an	Doză de expunere pentru întregul corp, mrem (miliremi)
Normală	25
$> 3,3 \cdot 10^{-2}$	200
$3,3 \cdot 10^{-4} \dots 3,3 \cdot 10^{-2}$	1000
$< 3,3 \cdot 10^{-4}$	10^4
$10^{-7} \dots 10^{-6}$	$> 10^4$

Frecvența de manifestare a unor defecțiuni în centralele nucleare prezintă de asemenea interes:

- defecțiuni cu scurgeri masive la sistemul de răcire $1,5 \cdot 10^{-3}/\text{an}$;
- defecțiuni în sistemul de control putere $9 \cdot 10^{-5} \dots 1,3 \cdot 10^{-4}/\text{an}$;
- defecțiuni în reactor (trip) $5 \cdot 10^{-6}/\text{an}$, sistemul de semnalizare al răcirii $3 \cdot 10^{-3}/\text{an}$, injecția în acumulatori $7 \cdot 10^{-4}/\text{an}$, sistemul de recirculație $6 \cdot 10^{-4}/\text{an}$, sistemul de răcire de urgență $5 \cdot 10^{-5}/\text{an}$, sistemul de comandă al funcționării sistemului $1,5 \cdot 10^{-3}/\text{an}$, topirea miezului $10^{-4}/\text{an}$ etc.

Proiectarea, în aceste condiții, va trebui să considere nu numai modul normal de funcționare: sarcini statice, dinamice, greutate, presiuni și variații de presiune, temperatură, produse tehnologice, coroziune, cutremure, vânt, săpături, alunecări etc., ci și modul modificat de funcționare: incendiu, explozie, funcționarea avariată, scăpări de substanță, ruperi din instalație, erori de operare, greșeli de proiectare, execuție, montaj, reparații, întreținere, reacții neașteptate, pătrunderi de apă, erori de dopare, ruperi sau opriri de agitatoare, răcire, creșteri sau scăderi neașteptate de temperatură, acumulări de reziduuri etc.

Se adaugă concepția unor sisteme speciale cu funcție de prevenire prin semnalizare și alarmare, intervenție prin modificare de regim, comutare sau de oprire și de predicție.

Aprecierea gradului de pericol pentru instalații și sisteme, în special din industria chimică, se poate face după diferite metode: metoda determinării cantității de substanțe chimice, care implică o analiză specială de fiabilitate; metoda determinării indicelui de pericol de incendiu, explozie și de toxicitate.

Efecte economice. După cum rezultă din cele prezentate, proiectarea organelor de mașini și a sistemelor pe baze probabilistice, cu analize amănunțite de fiabilitate prezintă dificultăți mai ales datorită insuficienței datelor statistice experimentale strict necesare. Din acest motiv, calculele de fiabilitate, interpretarea probabilistică, încă nu sunt de recomandat pentru produsele de serie mică, pentru elementele neportante, proiectate mai mult din condiții constructive, de gabarit sau estetice.

Aceleași calcule devin însă un imperativ pentru produsele de serie mare sau de portanță, în care greutatea corelată optim cu solicitarea și caracteristicile materialului (transport aerian și auto), dificultățile de încercare (rachete etc.) justifică pe deplin costuri ridicate de proiectare și încercare.

Analizele și calculele de fiabilitate prezintă interes deosebit și pentru produsele de serie în exploatare, în vederea unor acțiuni de perfecționare continuă.

Bibliografie

1. Buzdugan, G., Blumenfeld, M. *Calculul de rezistență al pieselor de mașini*. București, Ed. Tehnică, 1979.
2. Cătuneanu, V., Mihalache, N. *Bazele teoretice ale fiabilității*. București, Ed. Academiei, 1983.
3. Cioclov, D. *Rezistență și fiabilitate la solicitări variabile*. Cluj, Ed. Facla, 1975.
4. Constantinescu, I.N., Dăneț, G. *Metode noi pentru calculele de rezistență*. București, Ed. Tehnică, 1979.
5. Guesdon, M., Colin, R. *Maintenance Conditionnelle*. În: CETIM Informations, 1978, 99, p. 92-98.
6. Haugen, E.R. *Probabilistic Design*. New York, John Wiley & Sons Inc., 1980.
7. Isaic-Maniu, Al., ș.a. *Calitate și fiabilitate*. Vol. I și II, București, Ed. Tehnică, 1988.
8. Pavelescu, D. *Tribotehnica*. București, Ed. Tehnică, 1983.
9. Rădulescu, O. *Sinteze optimale în construcția de mașini*, București, Ed. Tehnică, 1984.
10. Sors, L. *Fatigue Design of Machine Components*. Oxford, Pergamon press, 1971.
11. Tudor, A., ș.a. *Durabilitatea și fiabilitatea transmisiilor mecanice*. București, Ed. Tehnică, 1988.
12. ** *Risk Assessment for Hazardous Installations*. I.C. Consultancy Ltd, Oxford, Pergamon Press, 1986.
13. TGL 19340-01, *Danerfestigkeit der Maschinenbauteile, Danerfestigkeitsdiagramm*, 1983, TGL 19340-02, Idem, *Werkstoff-Festigkeitskennwerte*, 1983, TGL 19340-03, Idem, *Berechnung*, 1983, TGL 19340-04, Idem, *Danerfestigkeit der Maschinenbauteile*, 1983, TGL 19333, *Zeitfestigkeit von Achesen und Wellen*, 1979.
14. ** *Handbook of Case Histories in Failure Analysis*, Vol. I, II, ASM International, American Technical Publishers, England, 1992.

5

PROIECTAREA FORMEI ORGANELOR DE MAȘINI. PRECIZIE

5.1. Proiectarea formei organelor de mașini

Calculule de predimensionare, dimensionare și verificare în proiectarea unui organ de mașină conturează forma preliminară în corelație cu condițiile de funcționare în direcția uniformizării tensiunilor unitare. Forma finală este legată însă, și de tipul materialului și de tehnologia de execuție utilizată. Proiectantul, pe lângă o pregătire teoretică adecvată, trebuie să aibă și o vastă experiență în domeniul tehnologiilor de execuție și, nu în ultimul rând, o capacitate de creație superioară. La fiecare pas în elaborarea proiectului acesta trebuie să țină seama de condițiile tehnologice de execuție. Uneori este posibilă utilizarea mai multor procedee tehnologice pentru execuția unei piese; în aceste cazuri compatibilitatea cu materialul adoptat și, nu în ultimul rând, criteriul economic vor fi decisive în adoptarea formei finale.

În continuare sunt prezentate aspecte privind proiectarea formei organelor de mașini în corelație cu:

- tehnologia de prelucrare;
- precizia, montajul și exploatarea;
- criteriile estetice, ergonomice și ecologice.

5.1.1. Proiectarea formei organelor de mașiniii turnate

Prin turnare se realizează piese de complexitate ridicată și de serie mare; numai în aceste condiții acest procedeu devine rentabil, comparativ cu alte procedee tehnologice, deoarece prescripțiile stricte (condiții esențiale pentru eliminarea rebuturilor extrem de costisitoare) și a accesoriilor necesare implică un preț de cost foarte ridicat. În proiectarea unui organ de mașină executat prin turnare trebuie luate în considerare următoarele aspecte: materialul, procedeu de turnare (amestec de formare, cochilie, sub presiune joasă sau înaltă, prin centrifugare), răcirea piesei (contractie, tensiuni remanente legate de forma secțiunilor și nervurilor), caracteristicile generale de formă (grosimea pereților, înclinări, rotunjiri la trecere de la o secțiune la alta), tipul modelului, economia de material.

Procedeu cel mai răspândit este turnarea în forme de amestecuri de formare.

În tabelul 5.1 sunt date recomandări privind grosimea minimă a pereților pieselor turnate prin acest procedeu. La turnarea în cochilie crește precizia și calitatea suprafeței pieselor turnate, procedeu fiind însă costisitor, utilizarea sa justificându-se doar pentru un număr ridicat de piese care să acopere costul cochiliei. Turnarea sub presiune se utilizează pentru piese mici (10-25 kg) de serie mare, obținându-se precizii și calități de suprafață superioare (la aliaje ușoare se poate obține o precizie de $\pm 0,02 \dots 0,1$ mm). Pe lângă aceste aspecte, proiectantul trebuie să considere și contracțiile diferite ale materialelor turnate (fonta: 1%; oțelul: 2%; alama: 1,5%; aliajele de aluminiu: 1...1,7%); mai mult, în cazul răcirii neuniforme a piesei turnate apar contracții inegale, având ca efect retasuri și tensiuni interne.

Tabelul 5.1. Recomandări privind grosimea minimă a pereților pieselor turnate în forme de amestecuri de formare

Gabaritul pieselor	Materialul	Forță cenușie	Fontă maleabilă	Oțel turnat	Alamă Aliaje de aluminiu Aliaje de zinc
Grosimea pereților, mm					
Piese mici		3 – 5	2,5 – 4	5	≥ 3,5
Piese mijlocii		8 – 10	6 – 8	10 – 12	
Piese mari		12 – 15	–	15 – 20	

În urma acestor considerații se deprind o serie de recomandări în proiectarea formei pieselor turnate:

1. În proiectarea piesei trebuie considerate caracteristicile mecanice ale materialului. Metalele turnate au rezistența la compresiune mai mare decât cea la tracțiune; din acest motiv, pentru a utiliza în mod economic materialul, nervurile și alte elemente similare trebuie amplasate astfel încât să fie solicitate la compresiune de către forțele exterioare (fig. 5.1).

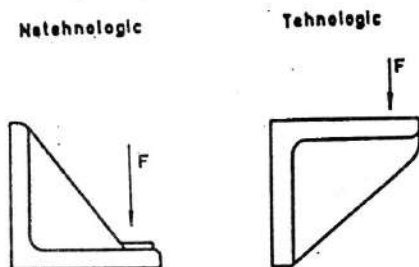


Fig. 5.1

2. Considerarea condițiilor specifice procesului de turnare. Tensiunile care pot apărea după turnare și pot avea drept consecințe rebutarea pieselor pot fi evitate prin soluții constructive adecvate: treceri treptate și înclinate cu racordări mici între pereți perpendiculari (fig. 5.2), evitarea suprafețelor orizontale (fig. 5.3), proiectarea pieselor pe cât posibil, cu pereți și grosimi egale (fig. 5.4); unele dintre aceste soluții pot elimina și pericolul apariției retasurilor în zonele cu aglomerări de material (fig. 5.2).

3. Utilizarea unor modele și miezuri simple. Este preferabilă proiectarea unor piese cu secțiuni deschise, unde nu este nevoie de miezuri care sunt scumpe (fig. 5.5.)

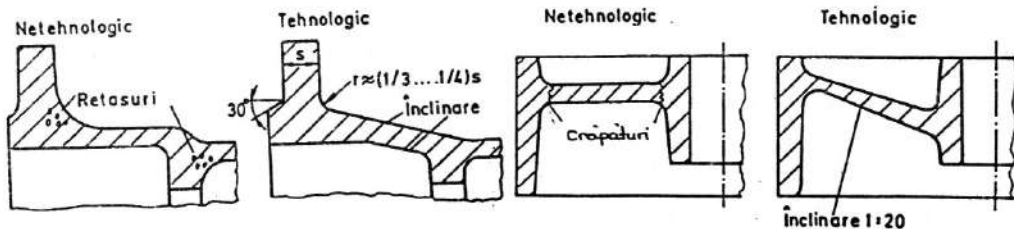


Fig. 5.2

Fig. 5.3

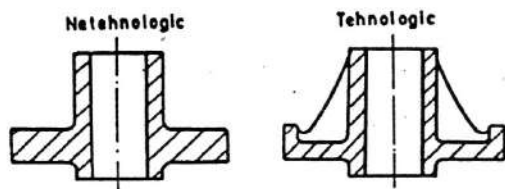


Fig. 5.4

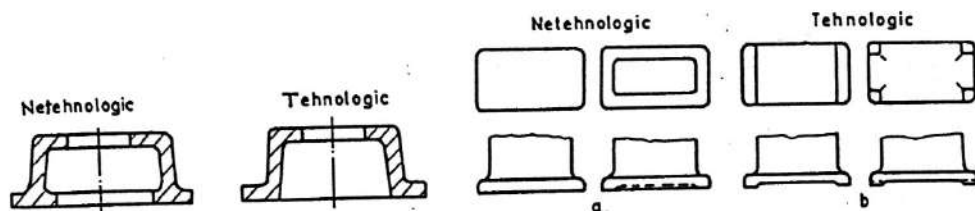


Fig. 5.5

Fig. 5.6

4. Reducerea prelucrărilor mecanice ulterioare. În acest sens trebuie evitate suprafețele mari (fig. 5.6), suprafețele care necesită prelucrările să fie situate, pe cât posibil, la același nivel (fig. 5.7), evitarea suprafețelor înclinate (fig. 5.8), care necesită dispozitive speciale de fixare pe mașina de lucru.

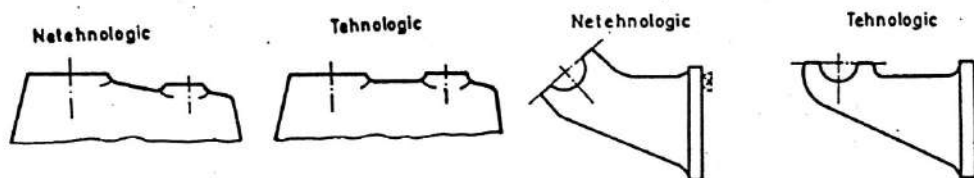


Fig. 5.7

Fig. 5.8

5.1.2. Proiectarea formei organelor de mașini prelucrate prin forjare

Forjarea poate fi liberă sau în matriță. Forjarea liberă necesită adaosuri considerabile de material (crește costul manoperei), dar curgerea materialului este liberă în orice direcție (tensiunile interne se elimină); prin forjare în matriță se obțin piese cu precizie ridicată, se reduce adaosul de material, dar costul ridicat al matrițelor poate fi acoperit numai prin producții de serie mare.

Pentru elaborarea formei pieselor executate prin forjare liberă se recomandă:

- utilizarea găurilor străpunse la piesele mari (fig. 5.9);
- înlocuirea suprafețelor tronconice prin suprafețe cilindrice (fig. 5.10);
- evitarea bosajelor rotunde și utilizarea bosajelor drepte, preferabil pe o singură parte (fig. 5.11);
- evitarea pieselor curbate și înlocuirea acestora prin piese drepte dintr-o bucată sau din elemente asamblate (fig. 5.12).

Pentru elaborarea formei pieselor executate prin forjare în matriță se recomandă:

- înclinarea pereților piesei: exteriori $\approx 6^\circ$; interiori $\approx 11^\circ$ (fig. 5.13);
- amplasarea bavurii de matrițare astfel încât piesa să poată fi debavurată ușor iar costul matriței să fie scăzut (fig. 5.14);

– toleranțe cât mai largi pentru a nu scumpi inutil costul matriței, dacă totuși este necesară realizarea unei toleranțe severe între două suprafețe mărimea acestora trebuie redusă la minim (fig. 5.15).

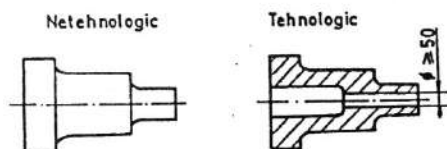


Fig. 5.9

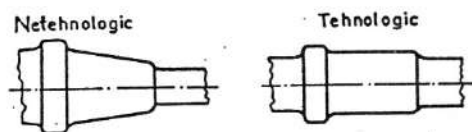


Fig. 5.10

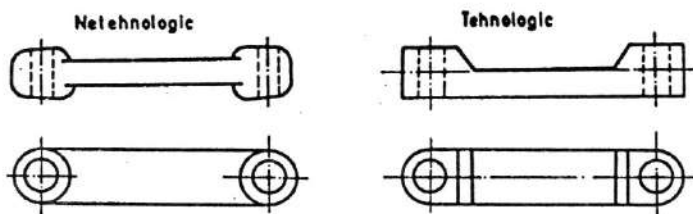


Fig. 5.11

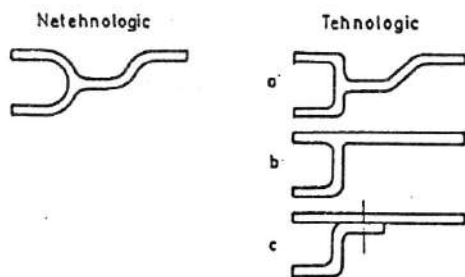


Fig. 5.12

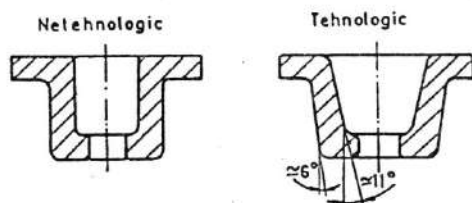


Fig. 5.13

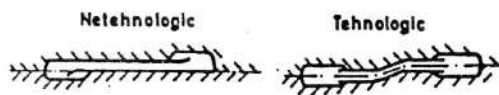


Fig. 5.14

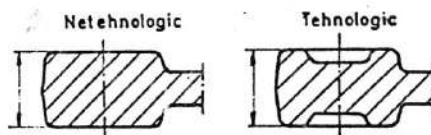


Fig. 5.15

5.1.3. Proiectarea formei organelor de mașini prelucrate prin așchiere

La proiectarea pieselor care urmează a fi prelucrate prin așchiere trebuie respectate câteva principii generale:

– forma piesei proiectate să fie cât mai simplă și să permită execuția a cât mai multe

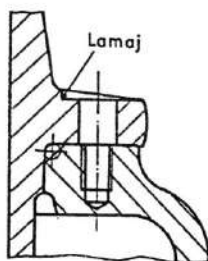


Fig. 5.16

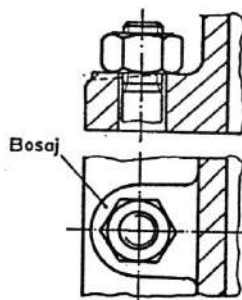


Fig. 5.17

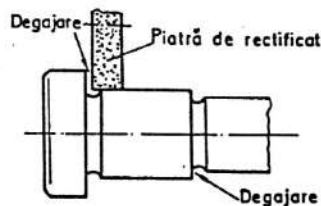


Fig. 5.18

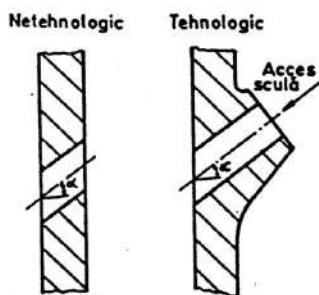


Fig. 5.19

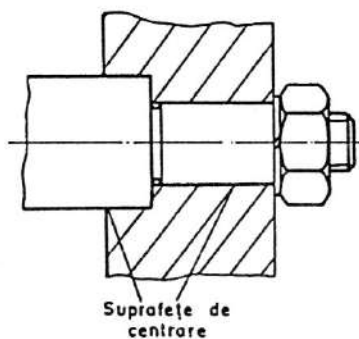


Fig. 5.20

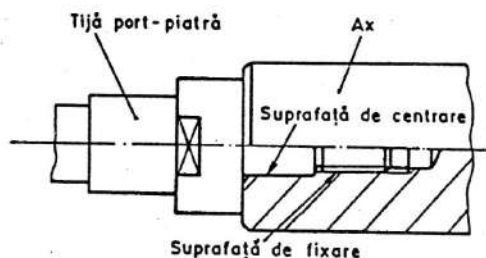


Fig. 5.21

operații dintr-o singură fixare și, eventual, înlocuirea procedurii tehnologice considerat inițial;

- reducerea prelucrărilor la strictul necesar, pentru a nu crește costul execuției (suprafețele neactive pot rămâne, dacă proiectul permite, în stare brută);
- reducerea mărimii suprafețelor de prelucrat prin prevederea pe desen a unor adânciri sau supraînălțări (fig. 5.16 și 5.17);
- piesa și scula trebuie fixate sigur și comod pe mașina de prelucrat; mai mult, piesa trebuie să aibă o rigiditate suficientă care să nu permită deformații, atât la fixare, cât și în timpul

prelucrări, sub acțiunea forțelor de așchiere;

– posibilitatea utilizării, pe cât posibil, de scule standardizate pentru prelucrare; utilizarea unor scule speciale necesare traseului tehnologic de execuție al piesei va conduce la creșterea considerabilă a costului prelucrării;

– forma piesei trebuie să permită accesul facil al sculei la suprafața de prelucrat; câteva exemple în acest sens sunt date în fig. 5.18 (rectificare) și fig. 5.19 (găurire);

– evitarea centrărilor pe mai multe suprafețe (fig. 5.20); tija portpiatră din fig. 5.21 se fixează în axul principal printr-o suprafață filetată, care însă nu asigură o centrare corectă, fiind necesară o suprafață cilindrică în acest scop.

5.1.4. Proiectarea formei organelor de mașini în corelație cu precizia, montajului și exploatarea

În adoptarea preciziei unei piese, proiectantul trebuie să ia în considerare rolul funcțional, tehnologia de prelucrare, prețul de cost. Adoptarea unor toleranțe prea mici implică creșterea prețului de cost ca urmare a condițiilor stricte impuse la prelucrare, precum și riscul creșterii numărului de rebuturi. Acolo unde totuși sunt necesare toleranțe severe, tehnologiile de execuție costisitoare se pot evita prin soluții constructive adecvate (fig. 5.22).

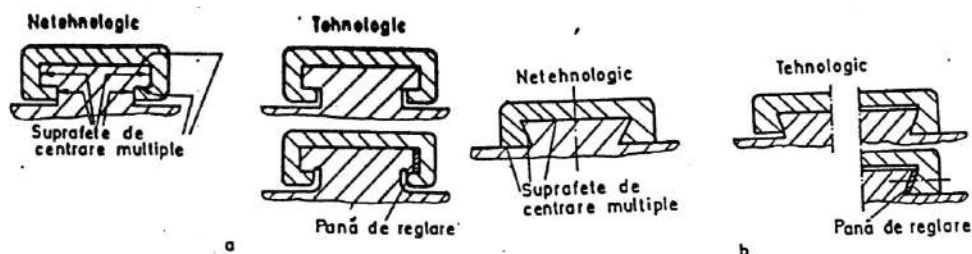


Fig. 5.22

Durata montajului unui ansamblu depinde în primul rând de forma, precizia și calitatea de suprafață a reperelor componente, dar și de modul cum a fost gândit în faza de proiectare. În elaborarea formei unui reper, proiectantul trebuie să aibă în vedere, pe lângă rolul funcțional și tehnologic, și modul de montare în interdependență cu celelalte repere ale ansamblului. Se desprind astfel câteva recomandări:

- durata montajului scade dacă proiectantul gândește o ordine optimă de asamblare a reperelor produsului;
- evitarea operațiunilor de ajustare la montaj;
- montajul devine ușor prin proiectarea unor forme adecvate ale reperelor care se assemblează (fig. 5.23 și 5.24).

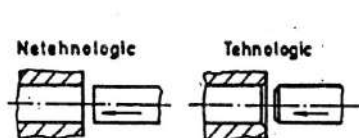


Fig. 5.23

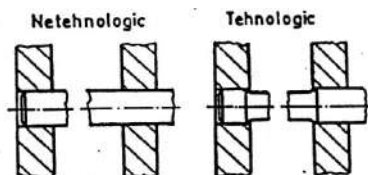


Fig. 5.24

Exploatarea poate interveni asupra formei finale a unui produs prin anumite condiții impuse în primul rând de realizarea unei siguranțe ridicate în timpul funcționării, necesitate căreia i se subordonează celelalte condiții impuse la proiectarea unui produs, chiar și prețul de cost. Astfel, în funcție de destinația produsului, condițiile general valabile legate de funcționarea acestuia (randament ridicat, consum redus de energie, greutate mică) pot fi completate de unele condiții specifice.

5.1.5. Criterii de proiectare ergonomică, estetică și ecologică

Aspectele estetice, ergonomice și ecologice în proiectarea formei unei piese trebuie considerate în interdependență. Proiectantul, prin realizarea unui produs corespunzător ca formă, calitate de suprafață și culoare, poate asigura comoditatea, reducerea oboselei și securitatea muncitorului în exploatare, cu efecte pozitive asupra productivității muncii. Nu există reguli precise care să considere aceste aspecte în proiectarea formei unui produs; de aceea se impune o strânsă colaborare între inginerul proiectant și designer în aplicarea eficientă a unor reguli general valabile, dar și cu stabilirea unor reguli în corelație cu specificul produsului respectiv.

Ca reguli general valabile în proiectarea formei unei piese din considerente estetice, ergonomice și ecologice se pot enumera:

- forma piesei proiectate trebuie să se încadreze armonios în ansamblul din care face parte și să reprezinte, pe cât posibil, o imagine a complexului de fenomene care au loc;
- utilizarea racordărilor în locul muchiilor active;
- evitarea proiectării unor piese rotative care să depășească gabaritul ansamblului, precum și funcționarea acestora cu dezechilibrări peste limitele admise;
- forma constructivă, precizia și calitatea de suprafață adoptate pentru un reper să conducă la realizarea unui ansamblu care să se încadreze în limitele ecologice admise – nivel de zgomot și vibrații, nivel de poluare.

Ca o concluzie, participarea eficientă a simțului tehnic al proiectantului și designerului în toate etapele elaborării proiectului unei piese poate conduce în final la obținerea unor forme armonioase și cu o „frumusețe” practică.

5.1.6. Sistemul om-mașină

Interacțiunile complexe din sistemul om-mașină sunt influențate de numeroși factori: condițiile de funcționare normală (poziția corectă de lucru, securitatea muncii, accesibilitatea și complexitatea mișcărilor omului), posibilitățile de manevrare (transportul, montajul), condițiile intervențiilor programate (curățirea și întreținerea, reglările și reparațiile), condițiile intervențiilor de urgență (avarii, incendii), nivelul pregătirii profesionale sau starea psihologică a operatorului.

Interacțiunea om-mașină se manifestă la nivelul zonelor de lucru, respectiv control (fig. 5.25), astfel ca analiza acesteia în proiectare trebuie să conducă la evitarea oricărui pericol pentru operator, asigurarea unei productivități ridicate cu eforturi fizice mici și epuizări psihice reduse.

La o mașină, în vederea asigurării comodității operatorului, precum și pentru a corecta comunicarea operator-mașină, zonele de lucru și control trebuie bine delimitate. Prin erori de concepție în funcționarea și formarea mașinii sau prin erori de manevrare, interacțiunea om-mașină poate prezenta pericol atât pentru operator, cât și pentru alte persoane prezente în zona spațiului de lucru.

Din acest motiv, prin legislația în vigoare, prin norme interne și departamentale, prin condiții impuse încă în faza de proiectare și recomandări pentru exploatare, se prevăd măsuri

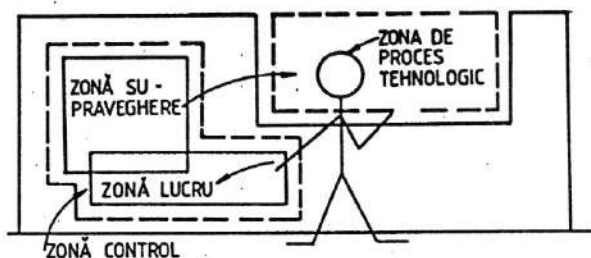


Fig. 5.25

de protecție a muncii, care trebuie respectate întocmai, atât de executant cât și de beneficiarul produsului sau mașinii.

Pe lângă sursele de accidentare de la nivelul zonelor de lucru efectiv și control, există și alte numeroase surse sau situații potențiale de accident: amplasarea mașinilor și instalațiilor, manipularea, transportul și depozitarea materialelor, utilizarea instalațiilor și echipamentelor electrice și a instalațiilor sub presiune (cu gaze, vapori și pulberi), transportul, manevrarea și depozitarea produselor inflamabile, explozibile și radioactive; se adaugă condițiile de microclimat, ventilație, încălzire, iluminare, zgomot și vibrații care influențează în principal productivitatea muncii.

Studiile de ergonomie, care abordează posibilitățile de reducere a gardului de oboseală al operatorului, simultan cu creșterea productivității muncii și evitarea riscurilor în exploatare prin eventuale manevre greșite, recomandă:

- asigurarea unei succesiuni optime a mișcărilor operatorului pe mașina de lucru prin respectarea ritmului normal de muncă în corelație cu ordinea logică a sculelor corespunzătoare de prelucrare adoptate;
- valorificarea optimă a posibilităților normale de acces cu mâinile (fig. 5.26) prin mișcări scurte și rare, fără schimbări bruște de direcție și sens, într-o succesiune logică;
- o poziție cât mai confortabilă față de zonele de lucru, respectiv de control;
- accesibilitatea și ușurința acționărilor în zona de control;
- respectarea posibilităților fizice de acționare manuală (fig. 5.27 și tabelul 5.2).



Fig. 5.26

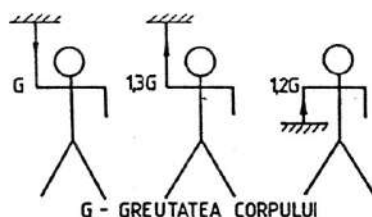


Fig. 5.27

Tabelul 5.2. Valori maxime ale eforturilor manuale limită, în N [12]

Distanța de la baza mașinii la pârgăria de comandă, mm	Mâna dreaptă			Mâna stângă		
	Direcția de acționare a efortului					
	În sus	În jos	Lateral	În sus	În jos	Lateral
300 – 650	140	80	40	120	60	3
650 – 1050	120	120	60	100	100	4
1050 – 1400	70	80	60	50	60	4
1400 – 1800	70	140	40	50	120	3

5.1.7. Standardizare, tipizare, verificare, modulare

Efficientizarea proiectării construcției și utilizării mașinilor, utilajelor și instalațiilor în condițiile extremei diversități de destinații, performanțe și cerințe tehnico-economice a impus direcționări și sistematizări atât pe ansamblu, cât și pe domenii de specialitate.

Standardizarea reprezintă acțiunea de stabilire și aplicare a unor norme (standarde și recomandări internaționale, standarde de stat, norme departamentale și interne) în scopul promovării unor activități și produse care să îndeplinească concomitent și la un nivel superior cerințe fundamentale tehnologice, economice, ergonomice și ecologice.

Standardizarea cuprinde întregul sistem de reglementare a dimensiunilor și calității produselor prin norme diferențiate pe domenii, după conținut și nivel.

Tipizarea este o latură a standardizării care stabilește caracteristicile gamei de produse, mașini pentru același scop general sau scopuri înrudite, cu similarități funcționale și constructive diferite însă ca mărime sau parametri funcționali. Tipizarea are o arie mai restrânsă decât standardizarea, urmărind în special configurații de elemente, subsansamble și ansamble de mașini, procese tehnologice, activități de pregătire a fabricației, la forme și dimensiuni corelate cu funcțiunea. Tipizarea se realizează prin simplificare, verificare și modulare.

Simplificarea reduce nomenclatoarele și sortimentele de produse și materiale. Prin verificare se asociază performanțele, însușirile pentru diverse dimensiuni de produse într-o dimensiune tip.

Modularea constă în folosirea unor subsansamble și ansamble unificate constructiv, combinate diferit pentru condiții de lucru cât mai diverse, cu interschimbabilitatea funcțională și geometrică. Prin modulare produsele unificate, dar cu multiple combinații, capătă aplicații prin extindere și în alte domenii. Se creează astfel condiții de creștere a capacității de proiectare prin folosirea unor soluții bine cunoscute și îmbunătățite permanent, a proiectării asistate de calculator, de optimizare tehnologică, de creștere a fiabilității și eficienței economice. În fig. 5.28 sunt indicate orientativ efectele unificării asupra costurilor de producție și fiabilității produselor.

În proiectarea unui ansamblu modulat trebuie considerate acele elemente care prin rolul funcțional, formă și dimensiuni prezintă analogii ce pot fi comune pentru mașinile dintr-o familie sau din familii diferite. Prin modulare trebuie să se asigure precizia și rapiditatea montajului, posibilități multiple de combinare și reutilizare pe elemente sau module, ușurință în manevrare, întreținere și exploatare, execuția elementelor componente în serii mari.

Modularizarea trebuie precedată de o analiză care să evidențieze importanța tehnică-economică a grupei respective de produse, mărimea seriilor, posibilitățile de modernizare și extindere a utilizării prin modulare. Analogiile funcțional-constructiv-tehnologice în structuri sau mașini scot în evidență subsansamblele care pot fi modulate, precizând în același timp cerințele de fiabilitate, limitele de unificare, parametrii principali și caracteristicile care urmează să intre în concepția de modulare.

În alcătuirea mașinilor prin simplificare, unificare și modulare se utilizează mai întâi

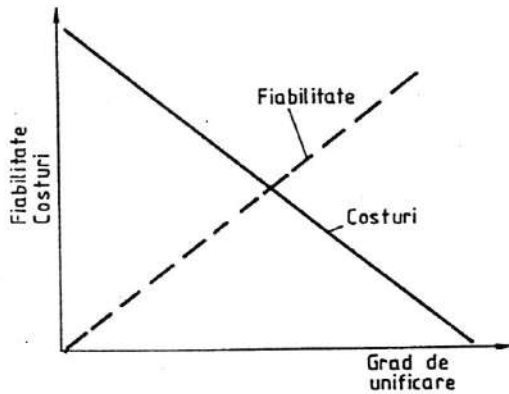


Fig. 5.28

seria parametrică: totalitatea valorilor parametrului principal al unui produs sau grup de produse serie cu tendință generală de reducere. Seria parametrică de la baza seriei unitare de mărimi: totalitatea mașinilor de același tip similare sau înrudite, cu parametrii principali diferiți, alcătuite din elemente structurale unificate și din module.

Familia de mașini reprezintă totalitatea mașinilor similare sau diferite ca destinație și rol funcțional, alcătuite din aceleași subansamble de bază cu un înalt grad de unificare al subansamblelor, al structurii în general (fig. 5.29).

Concepția modulară de proiectare s-a extins în diverse domenii ale construcției de mașini. Astfel, în construcția de mașini-unelte (fig. 5.30) modularea cuprinde batiul, suportul sculă, suportul piesă, transmisia, sistemele de programare, comenzi și reglări, instalația de răcire, în timp ce în construcția de mașini de lucru pentru drumuri (fig. 5.31) mașinile pot fi grupate pe baza unor asemănări de proces tehnologic: buldozere, screpere, gredere, utilaje pentru săpat.

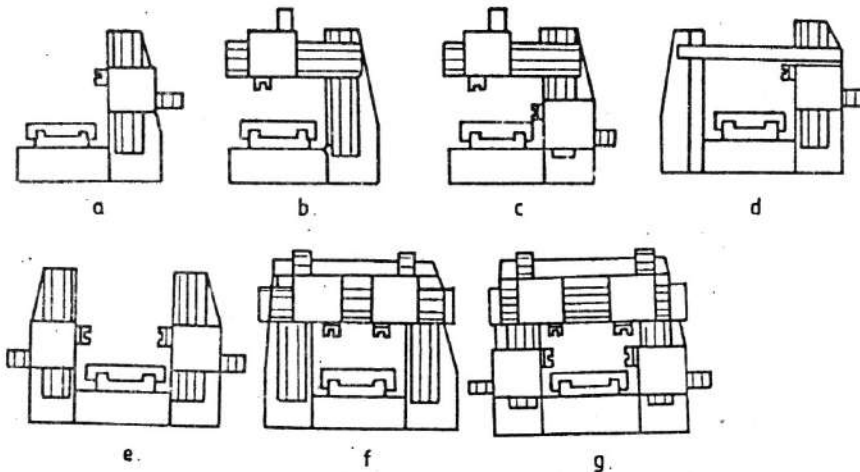


Fig. 5.29

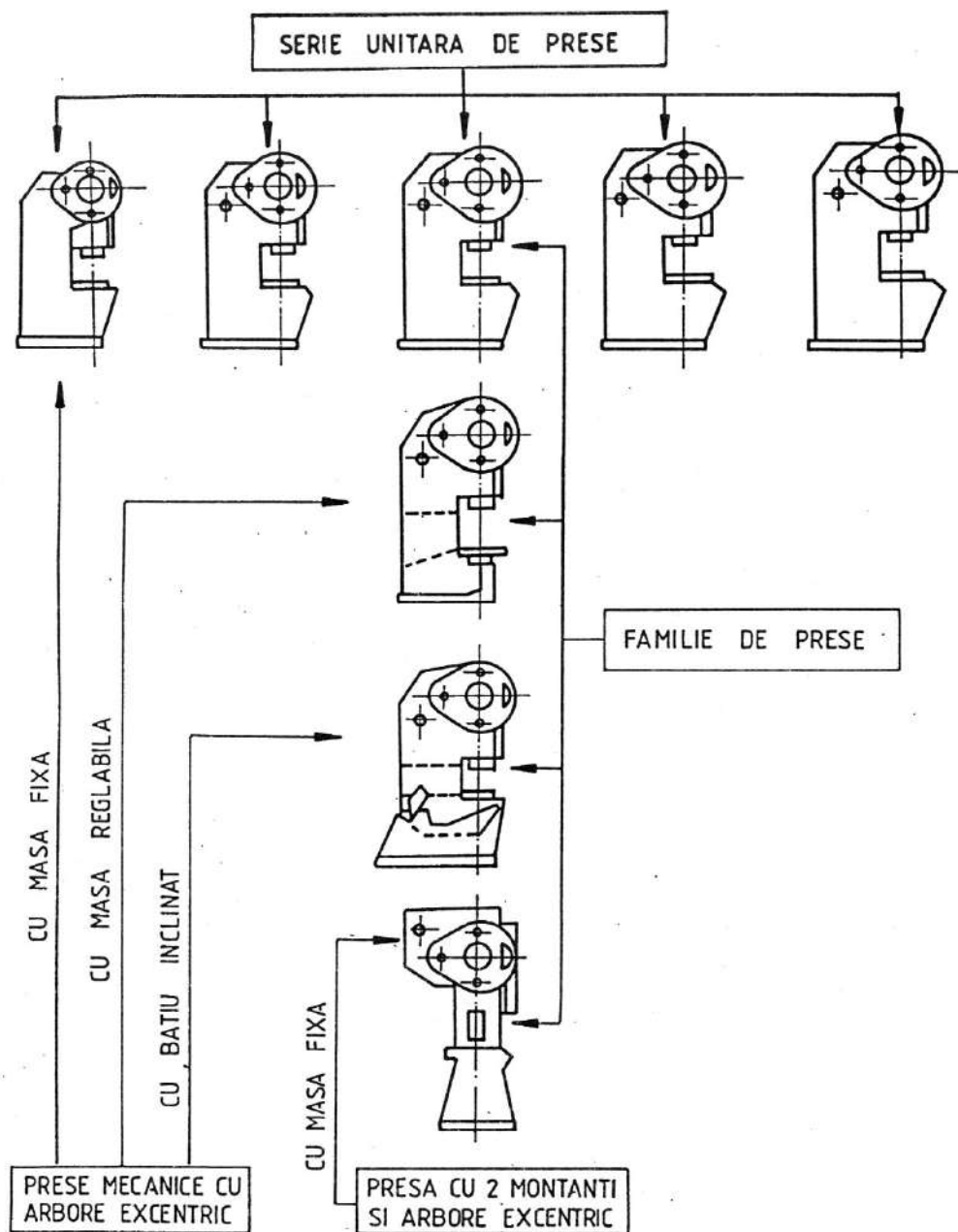


Fig. 5.30

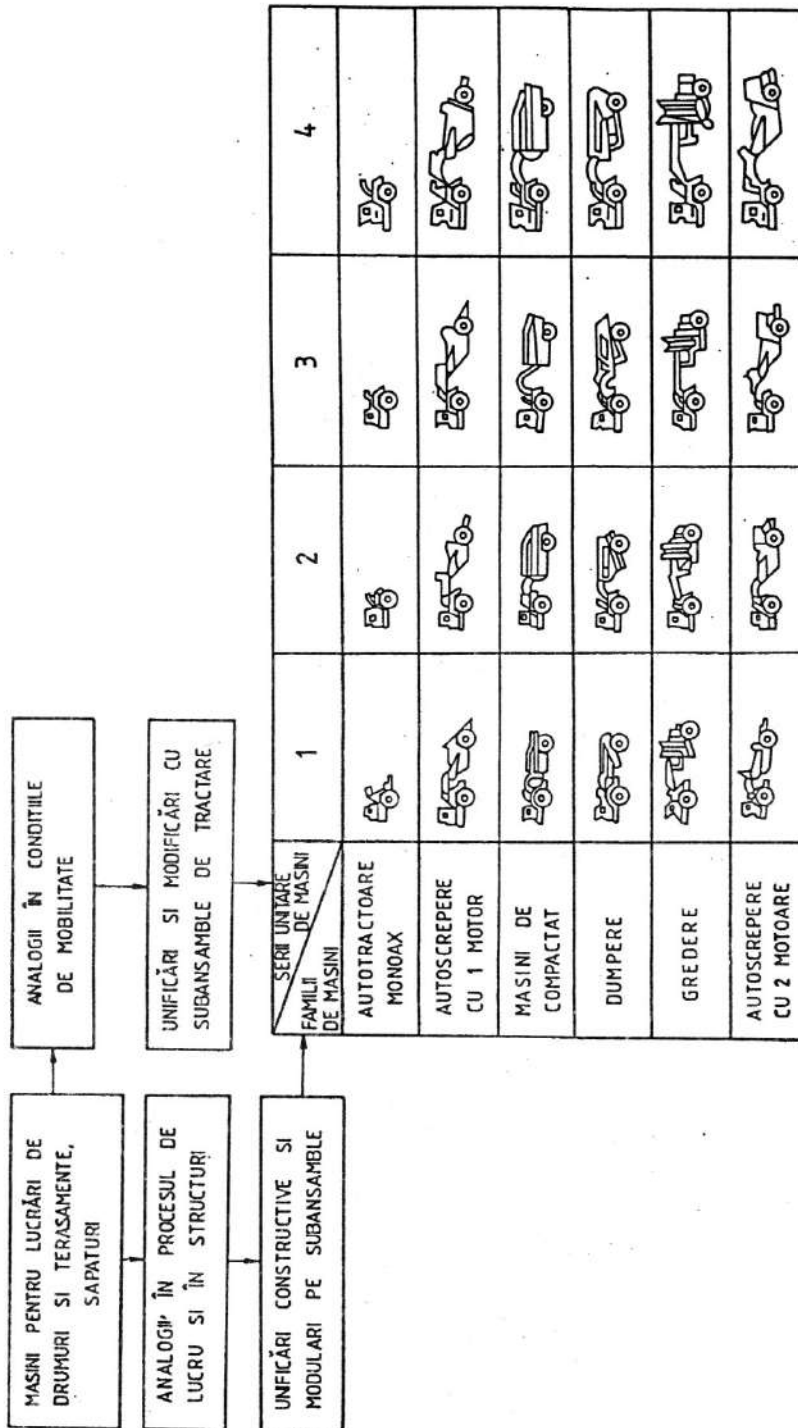


Fig. 5.31

5.2. Precizia organelor de mașini

5.2.1. Precizia dimensională

Dimensiuni. Abateri. Toleranțe. Ajustaje. Dimensiunea exprimă, într-o unitate de măsură aleasă, valoarea numerică a unei caracteristici care determină mărimea unei piese (lungime, diametru, înclinare).

Dimensiunea nominală reprezintă valoarea numerică stabilită de către proiectant și indicată în desenul de execuție.

Dimensiunea efectivă reprezintă valoarea numerică realizată de către executant și stabilită prin măsurare.

Dimensiunile limită - maximă, respectiv *minimă* - sunt valorile extreme între care trebuie să se găsească dimensiunea efectivă.

Abaterile limită - superioară, respectiv *inferioară* - sunt diferențele algebrice dintre dimensiunile limită și dimensiunea nominală corespunzătoare.

Toleranța reprezintă diferența algebrică dintre dimensiunile limită, respectiv, dintre abaterile limită.

Câmpul de toleranță, în reprezentările grafice, reprezintă zona cuprinsă între dimensiunile limită, respectiv între abaterile limită.

În reprezentările grafice, dimensiunile, abaterile și toleranțele, respectiv, câmpurile de toleranță, se definesc față de linia zero, care corespunde dimensiunii nominale (fig. 5.32).

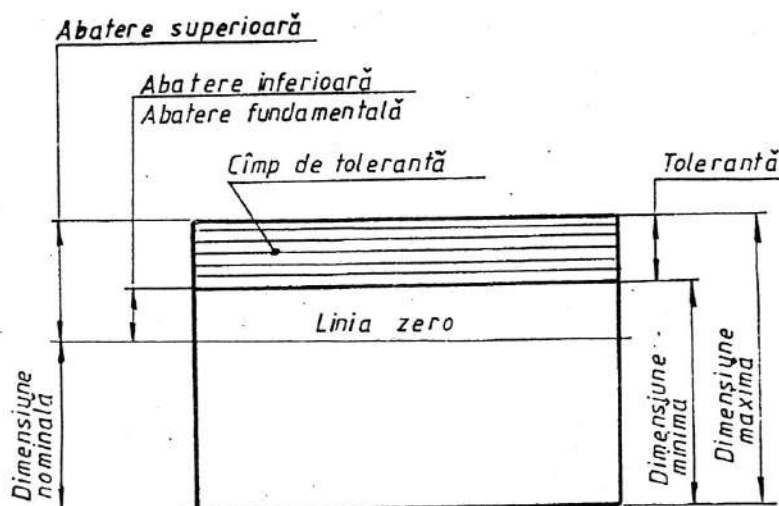


Fig. 5.32

Abateră fundamentală reprezintă abaterea limită aleasă, convențional, pentru definirea câmpului de toleranță în raport cu linia zero (fig. 5.32).

Se definesc noțiunile:

- *Alezaj, arbore*: termeni utilizați pentru definirea oricărei dimensiuni exterioare, respectiv interioare, a unei piese, chiar dacă nu este cilindrică.
- *Ajustaj*: relație rezultată din diferența dintre dimensiunile dinainte de asamblare a două piese.

În țara noastră s-a adoptat sistemul ISO de toleranțe și ajustaje, standardele pentru dimensiunile liniare fiind prezentate în tabelul 5.3.

Tabelul 5.3. Standarde referitoare la sistemul ISO de toleranțe și ajustaje pentru dimensiuni liniare

Standardul se referă la:	Dimensiuni nominale, mm	
	Până la 3150	Peste 3150 până la 10 000
1. Terminologie și simboluri	SR EN 20286-1 și -2:1997	
2. Toleranțe și abateri fundamentale	SR EN 22768-1 și -2:1995	STAS 8100/5-90
3. Clase de toleranțe de uz general pentru arbori și alezaje		STAS 8100/5-90
4. Selecție de clase de toleranțe de uz general pentru arbori și alezaje. Ajustaje preferențiale	STAS 8100/4-88	

Pentru dimensiuni până la 3150 mm sunt standardizate 20 trepte de toleranțe (IT01, IT0, IT1, ..., IT18) și câte 28 de abateri fundamentale pentru alezaje, respectiv arbori, simbolizate prin una sau două litere: majuscule pentru alezaje (de la A la Z și ZA, ZB, ZC, fără I, O, Q, W), respectiv minuscule pentru arbori (de la a la z și za, zb, zc, fără i, l, o, q, w) (fig. 5.33).

O clasă de toleranțe este definită de o literă, care reprezintă abaterea fundamentală, urmată de un număr care reprezintă treapta de toleranțe standardizată (ex. H7; h5; ZB9).

O dimensiune tolerată este definită de dimensiunea nominală, urmată de simbolul clasei de toleranțe sau de valorile abaterilor limită (ex. $\phi 35$ H7 sau $\phi 35_{-0,025}^0$).

Ajustajele, în funcție de poziția câmpurilor de toleranță ale alezajelor și arborilor față de linia zero, pot fi:

- cu joc, unde câmpul de toleranță al alezajului este în întregime deasupra câmpului de toleranță al arborelui (fig. 5.34, a);
- cu strângere, unde câmpul de toleranță al arborelui este în întregime deasupra câmpului de toleranță al alezajului (fig. 5.34, b);
- intermediare, unde după asamblare poate rezulta fie un joc, fie o strângere, respectiv, câmpurile de toleranță ale alezajului și arborelui se suprapun parțial sau total (fig. 5.34, c).

Uzual, din considerente funcționale și tehnologice, se utilizează ansambluri sistematice de ajustaje între alezaje și arbori, numite *sisteme de ajustaje*.

Sistemul alezaj unitar (considerat preferențial) este un ansamblu de ajustaje realizate prin asocierea unor arbori din diferite clase de toleranțe cu alezaje unitare dintr-o clasă de toleranțe unică (în sistemul ISO, este caracterizat de un alezaj a cărui abatere limită inferioară este nulă).

Sistemul arbore unitar este un ansamblu de ajustaje realizate prin asocierea unor alezaje din diferite clase de toleranțe cu arbori unitari dintr-o clasă de toleranțe unică (în sistemul ISO, este caracterizat de un arbore a cărui abatere limită superioară este nulă). Se utilizează numai în cazuri când, din considerente tehnologice, sistemul alezaj unitar este neeconomic:

- ansambluri cu arbori lungi ce nu pot fi prelucrați pe mașini unelte obișnuite (în acest caz, arborii se execută din semifabricate laminate sau trase, alezajele prelucrându-se după arbori);
- ansambluri formate dintr-un arbore pe care se montează mai multe repere mobile sau fixe.

Ajustajele se simbolizează prin dimensiunea nominală comună urmată de simbolurile claselor de toleranțe ale alezajului și arborelui (ex: $\phi 35$ H7/h6; $\phi 35 \frac{H7}{h6}$; $\phi 35$ H7-h6).

În tabelele 5.4 și 5.5 sunt date ajustajele recomandate în sistemul alezaj unitar, respectiv arbore unitar, iar în tabelele 5.6 și 5.7 sunt date abaterile limită corespunzătoare claselor de toleranțe preferențiale (v. tabelele 5.4 și 5.5) pentru alezaje, respectiv arbori cu dimensiuni până la 200 mm.

Alegerea treptelor de toleranțe și ajustajelor trebuie făcută în corelație cu următoarele criterii:

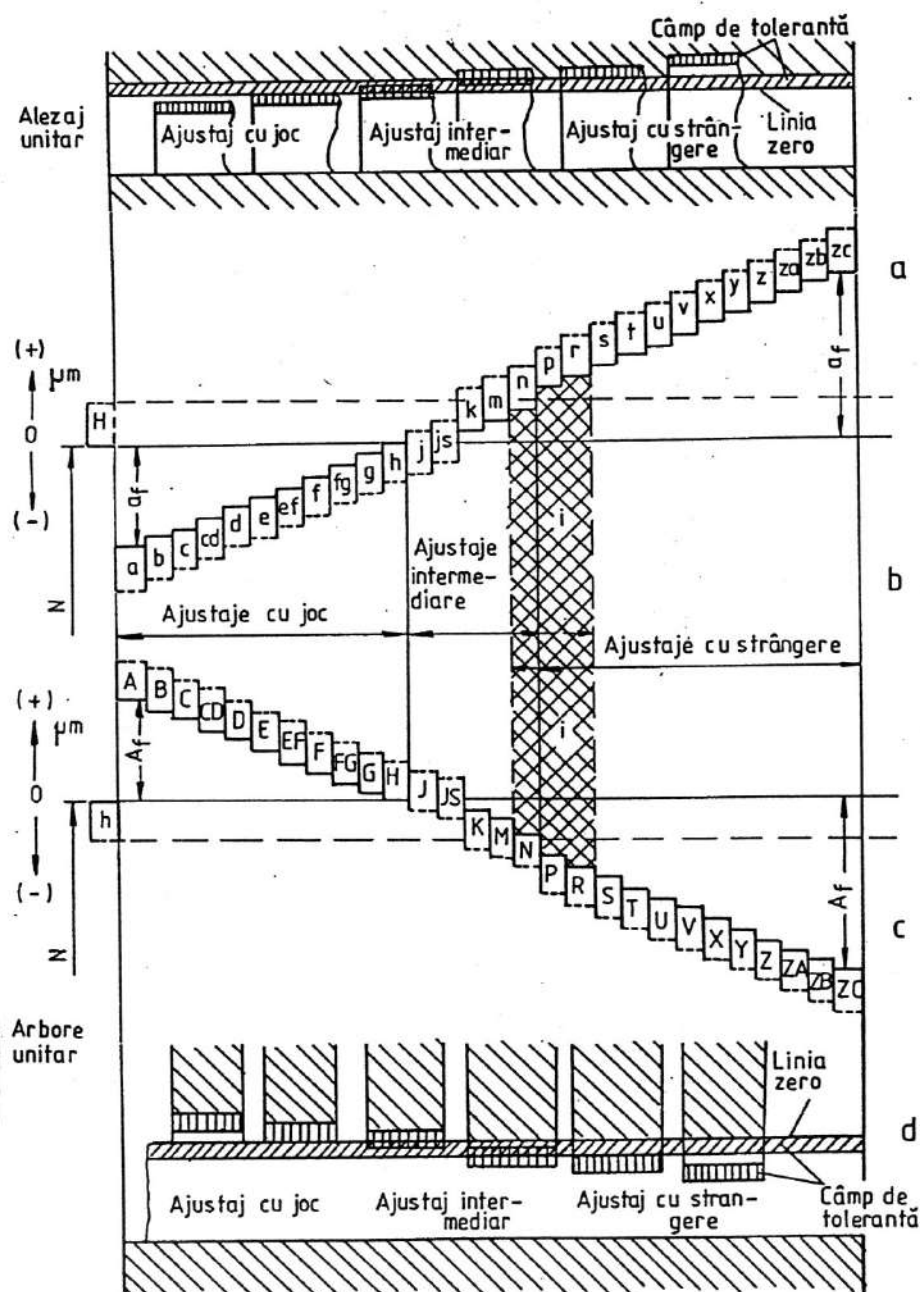


Fig. 5.33

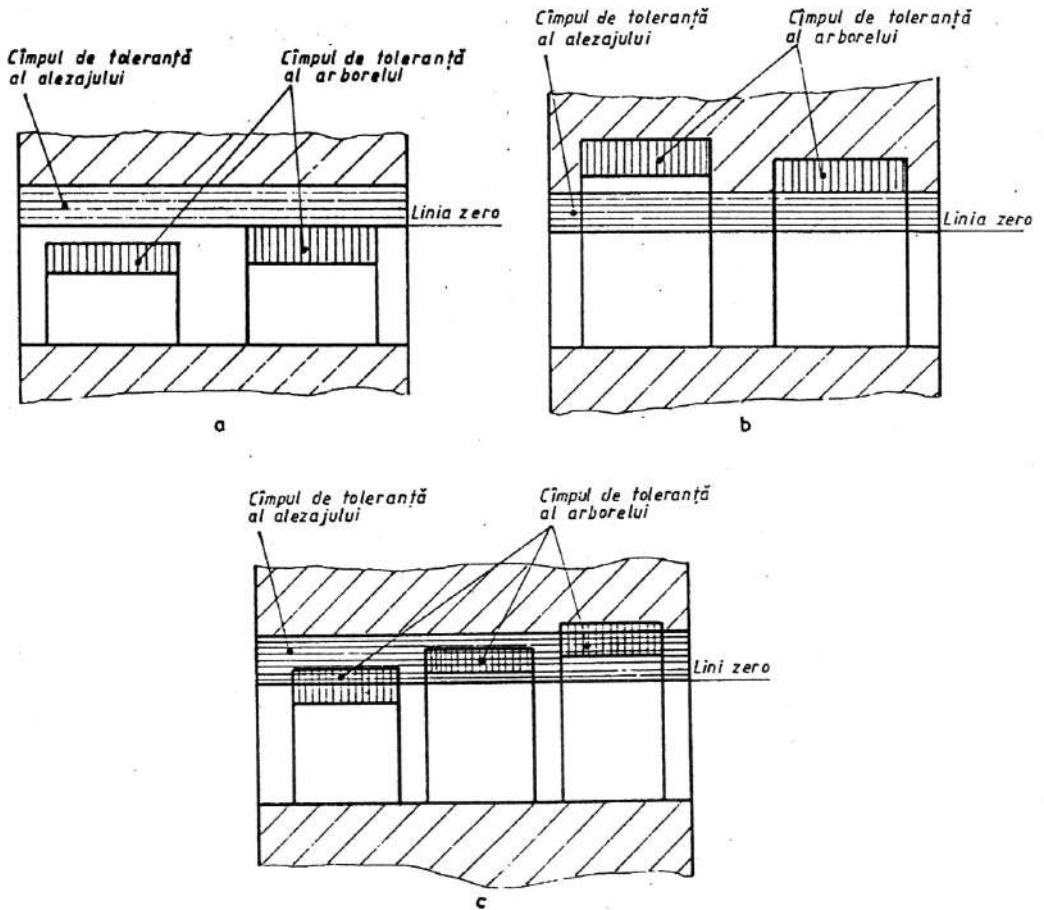


Fig. 5.34

– destinația și condițiile de funcționare ale ansamblului în componența căruia intră reele care formează ajustajul; în acest sens prezintă o mare importanță aspecte ca: modificări de temperatură în funcționare, corosivitatea mediului, posibilitățile de montaj;

– costul procedeelelor de prelucrare a suprafețelor care formează ajustajul.

În tabelele 5.8. și 5.9 sunt date unele recomandări privind alegerea treptelor de toleranțe, respectiv a ajustajelor.

Toleranțele la dimensiunile liniare și unghiulare se înscriu pe desenele de execuție conform reglementărilor din ISO 406-91 (fig. 5.35 și 5.36).

În figura 5.37 sunt date exemple de înscriere a toleranțelor la dimensiunile nominale ale ajustajelor în desenele de ansamblu.

Tabelul 5.4. Ajustajele recomandate în sistemul alezaj unitar

Clasele de toleranță ale alezajelor	Abaterile fundamentale ale arborilor															
	a	b	c	d	e	f	g	h	js	k	m	n	p	r	s	t
	Ajustajele recomandate în sistemul alezaj unitar															
H6					$\frac{H7}{e7}$	$\frac{H6}{f6}$	$\frac{H6}{g5}$	$\frac{H6}{h5}$	$\frac{H6}{js5}$	$\frac{H6}{k5}$	$\frac{H6}{m5}$	$\frac{H6}{n5}$	$\frac{H6}{p5}$	$\frac{H6}{r5}$	$\frac{H6}{s5}$	$\frac{H6}{t5}$
H7		$\frac{H7}{c8}$	$\frac{H7}{e7}$	$\frac{H7}{d8}$	$\frac{H7}{c8}$	$\frac{H7}{f6}$	$\frac{H7}{g6}$	$\frac{H7}{h6}$	$\frac{H7}{js6}$	$\frac{H7}{k6}$	$\frac{H7}{m6}$	$\frac{H7}{n6}$	$\frac{H7}{p6}$	$\frac{H7}{r6}$	$\frac{H7}{s6}$	$\frac{H7}{t6}$
H8				$\frac{H8}{d9}$	$\frac{H8}{c9}$	$\frac{H8}{f8}$	$\frac{H8}{h7}$	$\frac{H8}{h8}$	$\frac{H8}{js7}$	$\frac{H8}{k7}$	$\frac{H8}{m7}$	$\frac{H8}{n7}$	$\frac{H8}{p7}$	$\frac{H8}{r7}$	$\frac{H8}{s7}$	
H9				$\frac{H9}{d10}$	$\frac{H9}{c9}$	$\frac{H9}{f9}$	$\frac{H9}{h9}$									
H10				$\frac{H10}{d10}$				$\frac{H10}{h10}$								
H11	$\frac{H11}{a11}$	$\frac{H11}{b11}$	$\frac{H11}{c11}$	$\frac{H11}{d11}$				$\frac{H11}{h11}$								
H12		$\frac{H12}{b12}$						$\frac{H12}{h12}$								

Observație: - ajustaje preferențiale

Tabelul 5.5. Ajustajele recomandate în sistemul arbore unitar

Clasele de toleranță ale arborilor	Abaterile fundamentale ale alezajelor														
	A	B	C	D	E	F	G	H	JS	K	M	N	P	R	S
	Ajustajele recomandate în sistemul arbore unitar														
h5									$\frac{JS6}{h5}$						
h6						$\frac{F8}{h6}$	$\frac{G7}{h6}$	$\frac{H7}{h6}$	$\frac{JS7}{h6}$	$\frac{K7}{h6}$	$\frac{M7}{h6}$	$\frac{N7}{h6}$	$\frac{P7}{h6}$	$\frac{R7}{h6}$	$\frac{S7}{h6}$
h7						$\frac{F7}{h7}$		$\frac{H8}{h7}$	$\frac{JS8}{h7}$						
h8					$\frac{E9}{h8}$	$\frac{F8}{h8}$		$\frac{H8}{h8}$							
h9				$\frac{D10}{h9}$				$\frac{H9}{h9}$							
h10								$\frac{H10}{h10}$							
h11	$\frac{A11}{h11}$	$\frac{B11}{h11}$	$\frac{C11}{h11}$	$\frac{D11}{h11}$				$\frac{H11}{h11}$							
h12								$\frac{H12}{h12}$							

Observație: – ajustaje preferențiale

Tabelul 5.6. Abateri limită corespunzătoare claselor de toleranță preferențiale pentru alezaje, μm

Dimensiuni nominale, mm		Clasa de toleranță				
Peste	Până la (inclusiv)	A11	B11	C11	D10	H6
	3	+330 +270	+200 +140	+120 +60	+60 +20	+6 0
3	6	+345 +270	+215 +140	+145 +70	+78 +30	+8 0
6	10	+370 +280	+240 +150	+170 +80	+98 +40	+9 0
10	18	+400 +290	+260 +150	+205 +95	+120 +50	+11 0
18	30	+430 +300	+290 +160	+240 +110	+149 +65	+13 0

Tabelul 5.6 (continuare)

Dimensiuni nominale, mm		Clasa de toleranțe				
Peste	Până la (inclusiv)	A11	B11	C11	D10	H6
30	40	+470 +300	+330 +170	+280 +120	+180	+16
40	50	+480 +320	+340 +180	+290 +130	+80	0
50	65	+530 +340	+380 +190	+330 +140	+220	+19
65	80	+550 +360	+390 +200	+340 +150	+100	0
80	100	+600 +380	+440 +220	+390 +170	+260	+22
100	120	+630 +410	+460 +240	+400 +180	+120	0
120	140	+710 +460	+510 +260	+450 +200	+305	+25
140	160	+770 +520	+530 +280	+460 +210		
160	180	+830 +580	+560 +310	+480 +230	+145	0
180	200	+950 +660	+630 +340	+530 +240	+355 +170	+29 0

Tabelul 5.6 (continuare)

Dimensiuni nominale, mm		Clasa de toleranțe					
Peste	Până la (inclusiv)	H7	H8	H9	H10	H11	H12
	3	+10 0	+14 0	+25 0	+40 0	+60 0	+100 0
3	6	+12 0	+18 0	+30 0	+48 0	+75 0	+120 +
6	10	+15 0	+22 0	+36 0	+58 0	+90 0	+150 0
10	18	+18 0	+27 0	+43 0	+70 0	+110 0	+180 0
18	30	+21 0	+33 0	+52 0	+84 0	+130 0	+210 0
30	40	+25	+39	+62	+100	+160	+250
40	50	0	0	0	0	0	0

Tabelul 5.6 (continuare)

Dimensiuni nominale, mm		Clasa de toleranțe					
Peste	Până la (inclusiv)	H7	H8	H9	H10	H11	H12
50	65	+30	+46	+74	+120	+190	+300
65	80	0	0	0	0	0	0
80	100	+35	+54	+87	+140	+220	+350
100	120	0	0	0	0	0	0
120	140	+40 0	+63 0	+100 0	+160 0	+250 0	+400 0
140	160						
160	180						
180	200	+46 0	+72 0	+115 0	+185 0	+290 0	460 0

Tabelul 5.6 (continuare)

Dimensiuni nominale, mm		Clasa de toleranțe					
Peste	Până la (inclusiv)	JS7	K7	N7	P7	R7	S7
	3	±5	0 -10	-4 -14	-6 -16	-10 -20	-14 -24
3	6	±6	+3 -9	-4 -16	-8 -20	-11 -23	-15 -27
6	10	±7,5	+5 -10	-4 -19	-9 -24	-13 -28	-17 -23
10	18	±9	+6 -12	-5 -23	-11 -29	-16 -34	-21 -39
18	30	±10,5	+6 -15	-7 -28	-14 -35	-20 -41	-27 -48
30	40	±12,5	+7	-8	-17	-25	-34
40	50		-18	-33	-42	-50	-59
50	65	±15	+9	-9	-21	-30 -60	-42 -72
65	80		-21	-39	-51	-32 -62	-48 -78
80	100	±17,5	+10	-10	-24	-38 -73	-58 -93
100	120		-25	-45	-59	-41 -76	-66 -101

Tabelul 5.6 (continuare)

Dimensiuni nominale, mm		Clasa de toleranțe					
Peste	Până la (inclusiv)	JS7	K7	N7	P7	R7	S7
120	140	±20	+12 -28	-12 -52	-28 -68	-48 -88	-77 -117
140	160					-50 -90	-85 -125
160	180					-53 -93	-93 -133
180	200	±23	+13 -33	-14 -60	-33 -79	-60 -106	-105 -151

Tabelul 5.7. Abateri limită corespunzătoare claselor de toleranțe preferențiale pentru arbori, μm

Dimensiuni nominale, mm		Clasa de toleranțe							
Peste	Până la (inclusiv)	a11	b11	c11	d9	d11	e8	f7	g6
	3	-270 -330	-140 -200	-60 -120	-20 -45	-20 -80	-14 -28	-6 -16	-2 -8
3	6	-270 -345	-140 -215	-70 -145	-30 -60	-30 -105	-20 -38	-10 -22	-4 -12
6	10	-280 -370	-150 -240	-80 -170	-40 -76	-40 -130	-25 -47	-13 -28	-5 -14
10	18	-290 -400	-150 -260	-95 -205	-50 -93	-50 -160	-32 -59	-16 -34	-6 -17
18	30	-300 -430	-160 -290	-110 -240	-65 -117	-65 -195	-40 -73	-20 -41	-7 -20
30	40	-310 -470	-170 -330	-120 -280	-80	-80	-50	-25	-9
40	50	-320 -480	-180 -340	-130 -290	-142	-240	-89	-50	-25
50	65	-340 -530	-190 -380	-140 -330	-100	-100	-60	-30	-10
65	80	-360 -550	-200 -390	-150 -340	-174	-290	-106	-60	-29
80	100	-380 -600	-220 -440	-170 -390	-120	-120	-72	-36	-12
100	120	-410 -630	-240 -460	-180 -400	-207	-340	-126	-71	-34
120	140	-460 -710	-260 -510	-200 -450					
140	160	-520 -770	-280 -530	-210 -460	-145 -245	-145 -395	-85 -148	-43 -83	-14 -39
160	180	-580 -830	-310 -560	-230 -480					
180	200	-660 -950	-340 -630	-240 -530	-170 -285	-170 -460	-100 -172	-50 -96	-15 -44

Tabelul 5.7 (continuare)

Dimensiuni nominale, mm		Clasa de toleranțe						
Peste	Până la (inclusiv)	h6	h7	h9	h11	js6	k6	m6
	3	0 -6	0 -10	0 -25	0 -60	±3	+6 0	+8 +2
3	6	0 -8	0 -12	0 -30	0 -75	±4	+9 +1	+12 +4
6	10	0 -9	0 -15	0 -36	0 -90	±4,5	+10 +1	+15 +6
10	18	0 -11	0 -18	0 -43	0 -110	±5,5	+12 +1	+18 +7
18	30	0 -13	0 -21	0 -52	0 -130	±6,5	+15 +2	+21 +8
30	40	0	0	0	0	±8	+18 +2	+25 +9
40	50	-16	-25	-62	-160			
50	65	0	0	0	0	±9,5	+21 +2	+30 +11
65	80	-19	-30	-74	-190			
80	100	0	0	0	0	±11	+25 +3	+35 +13
100	120	-22	-35	-87	-220			
120	140	0	0	0	0	±12,5	+28 +3	+40 +15
140	160	-25	-40	-100	-250			
160	180							
180	200	0 -29	0 -46	0 -115	0 -290	±14,5	+33 +4	+46 +17

Tabelul 5.7 (continuare)

Dimensiuni nominale, mm		Clasa de toleranțe			
Peste	Până la (inclusiv)	n6	p6	r6	s6
	3	+10 +4	+12 +6	+16 +10	+20 +24
3	6	+16 +6	+20 +12	+23 +15	+27 +19
6	10	+19 +10	+24 +15	+28 +19	+32 +23
10	18	+23 +12	+29 +18	+34 +23	+39 +28
18	30	+28 +15	+35 +22	+41 +28	+48 +35
30	40	+33	+42	+50	+59
40	50	+17	+26	+34	+43

Tabelul 5.7 (continuare)

Dimensiuni nominale, mm		Clasa de toleranțe			
Peste	Până la (inclusiv)	n6	p6	r6	s6
50	65	+39	+51	+60 +41	+72 +43
65	80	+20	+32	+62 +43	+78 +59
80	100	+45	+59	+73 +51	+93 +71
100	120	+23	+37	+76 +56	+101 +79
120	140	+52 +27	+68 +43	+88 +63	+117 +92
140	160			+90 +65	+125 +100
160	180			+93 +68	+133 +108
180	200	+60 +31	+79 +50	+106 +77	+151 +122

Tabelul 5.8. Recomandări privind alegerea treptelor de toleranțe

Treapta de toleranță	Domeniul de utilizare al pieselor	
IT01; IT0	Mecanică fină. Piese pentru aparate de măsură	
IT1 ... IT4	Calibre. Piese pentru aparate de măsură.	
IT5 ... IT7	Calibre pentru piese cu toleranțe mari	Fabricația pieselor care formează ajustaje
IT8 ... IT11		
IT12 ... IT16	Piese care nu formează ajustaje. Toleranțe la procedee de lucru mai puțin precise: laminare, presare, frezare	

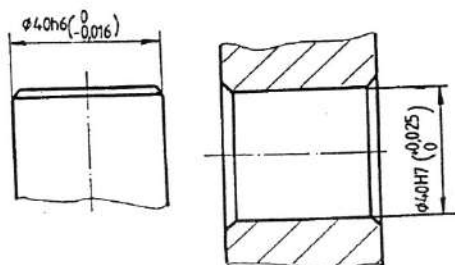


Fig. 5.35

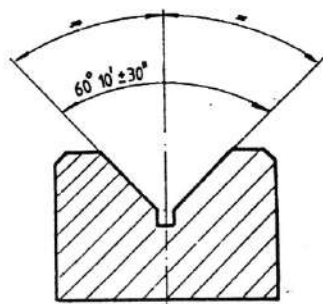


Fig. 5.36

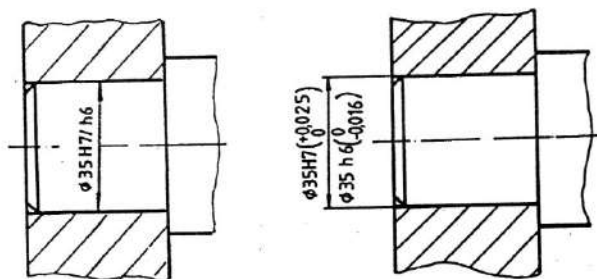


Fig. 5.37

Tabelul 5.9. Recomandări privind alegerea ajustajelor (extras din STAS 8100/4-88)

Ajustajul	Caracterul ajustajului	Domenii de aplicare. Exemple
H6/e7 H7/e8 H8/e9 H8/d9 H11/d11	Jocuri mijlocii	Asamblări mobile în mașini grele (roți libere pe arbore, lagăre cu alunecare în turbine), arbori cu distanță mare între lagăre cu lubrifiere abundentă sau sprijiniți pe mai mult de două lagăre (arbori de distribuție la motoare diesel, arbori pentru pompe centrifuge sau pentru motoare electrice mari)
H7/f7 H8/f8	Jocuri mici	Lagăre cu alunecare cu viteze mijlocii și mari, cu lubrifiere normală (roți dințate libere pe ax, mecanisme de cuplare, lagăre pentru reductoare, pompe, motoare electrice mari)
H7/j6 H7/j7	Joc probabil foarte mic sau, strângere probabil slabă	Asamblări fixe cu montare ușoară și demontări dese (roți melcate pe arbore, centrarea semicuplajelor, coroane de roți dințate montate cu șuruburi pe corpul roții, rulmenți pe arbori în cazul solicitărilor mici și variabile)
H7/n6 H8/n7	Joc probabil extrem de redus	Asamblări foarte precise (știfturi, șuruburi, alte elemente de fixare)
H7/r6	Strângeri mijlocii	Fixarea bușelor în lagăre, rulmenți pe arbori supuși la solicitări mari și șocuri
H7/s6	Strângeri mari	Asamblări permanente sau nepermanente; la dimensiuni mari, asamblarea face prin încălzirea alezajului sau răcirea arborelui (camașa cilindrului motoarelor, inele de contact pe arborii mașinilor electrice)
H7/t6	Strângeri foarte mari	Asamblări permanente care asigură fixarea fără măsuri suplimentare (semicuplaje fretate pe arbore)

5.2.2. Calitatea suprafețelor

Calitatea unei suprafețe la o piesă este definită de geometrie și de starea fizico-chimică. Abaterile geometrice ale suprafețelor sunt clasificate în mod convențional în:

- Abateri de ordinul 1: abateri de la forma geometrică.
- Abateri de ordinul 2: ondulații.
- Abateri de ordinul 3 și 4: rugozitate.

Terminologia referitoare la abaterile de formă geometrică și poziție este dată în STAS 7384-85, valorile toleranțelor în STAS 7391/1-6-74, iar regulile pentru înscrierea pe desene în STAS 7385/1-85.

În tabelele 5.10, ..., 5.12 sunt date toleranțele de formă geometrică și poziție corespunzătoare claselor de precizie uzuale pentru dimensiuni până la 200 mm, iar în figura 5.38 și tabelul 5.13 sunt date recomandări privind alegerea claselor de precizie.

Tabelul 5.10. Toleranțe la rectinilitate TFr, planitate TFp, forma dată a profilului TFf, forma dată a suprafeței TFs, paralelism TPl, perpendicularitate TPd, înclinare TPi, bătaia frontală TBf

Dimensiuni nominale, mm	TFr, TFp TFf, TFs	Clasa de precizie								
		IV	V	VI	VII	VIII	IX	X	XI	
	TPl, TPd TPi, TBf	IV	V	VI	VII	VIII	IX	X	XI	
	Toleranțele, μm									
Până la 10		1	1,6	2,5	4	6	10	16	25	40
Peste 10 până la 16		1,2	2	3	5	8	12	20	30	50
Peste 16 până la 25		1,6	2,5	4	6	10	16	25	40	60
Peste 25 până la 40		2	3	5	8	12	20	30	50	80
Peste 40 până la 63		2,5	4	6	10	16	25	40	60	100
Peste 62 până la 100		3	6	8	12	20	30	50	80	120
Peste 100 până la 160		4	6	10	16	25	40	60	100	160
Peste 160 până la 200		5	8	12	20	30	50	80	120	200

Tabelul 5.11. Toleranțe la circularitate TFc și cilindricitate TFI

Dimensiuni nominale, mm	Clasa de precizie								
	IV	V	VI	VII	VIII	IX	X	XI	
	Toleranțe, μm								
Până la 3	1,2	2	3	5	8	12	20	30	
Peste 3 până la 6	1,6	2,5	4	6	10	16	25	40	
Peste 6 până la 18	2	3	5	8	12	20	30	50	
Peste 18 până la 50	2,5	4	6	10	16	25	40	60	
Peste 50 până la 120	3	5	8	12	20	30	50	80	
Peste 120 până la 200	4	6	10	16	25	40	60	100	

Tabelul 5.12. Toleranțe la coaxialitate și concentricitate TPc, simetrie TPS și bătaia radială TBr

Dimensiuni nominale, mm	Clasa de precizie								
	IV	V	VI	VII	VIII	IX	X	XI	
	Toleranțe, μm								
Până la 6	5	8	12	20	30	50	80	120	
Peste 6 până la 18	6	10	16	25	40	60	100	160	
Peste 18 până la 50	8	12	20	30	50	80	120	200	
Peste 50 până la 120	10	16	25	40	60	100	160	250	
Peste 120 până la 200	12	20	30	50	80	120	200	300	

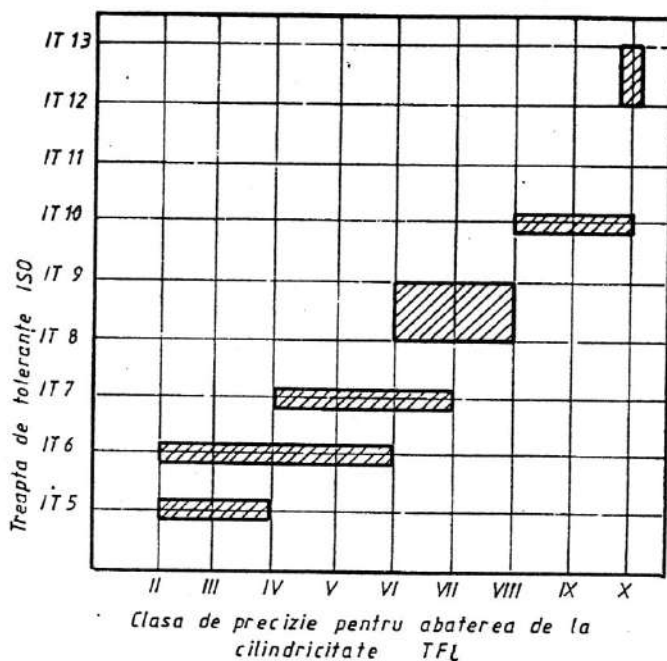


Fig. 5.38

Tablul 5.13. Recomandări privind alegerea claselor de precizie pentru abaterile de formă geometrică și poziție

Caracteristica suprafeței	Exemple	Clasa de precizie recomandată				
		TFp	TFI	TFd	TBr	TBf
Suprafețe de lucru pentru instrumente de măsură	-	I-IV	I-V	II-VI	I-II	
Suprafețe mobile	Ghidaje pentru mașini-unelte	V-VIII	V-VII	V-IX		
	Inele de rulmenți		IV-VI		VI-VIII	IV-VIII
	Arbori principali pentru: • mașini de rectificat • mașini de alezat				I-III	IV-VI
					III-V	
	Arbori cotiți				V-VII	
	Arbori pentru roți dințate				V-VIII	
	Roți dințate, flanșe, armături					
				VI-XII		

Tabelul 5.13 (continuare)

Caracteristica suprafeței	Exemple	Clasa de precizie recomandată				
		TFp	TPI	TPd	TBr	TBf
Suprafețe destinate poziționării corecte a pieselor	Carcase de reductoare	VII-VIII				
	Batiuri	IX-X				
	Locașurile în carcasa reductoarele		III-VI	III-VI		
	Locașuri în carcasa pentru cămășile cilindrilor, arbori cotiți, arbori de distribuție, chiulase.		V-IX	V-XI		VII-VIII
	Suprafețe de etanșare		IX			
	Umeri în locașuri pentru rulmenți				V-X	
Organe de centrare				VI-XI		

Toleranța la rectilitate TFr		Toleranța la planeitate TFP	
Simbol grafic		Simbol grafic	
Toleranța la circularitate TFC		Toleranța la cilindricitate TFI	
Simbol grafic		Simbol grafic	
Toleranța la forma dată a profilului TFF		Toleranța la forma dată a suprafeței TFS	
Simbol grafic		Simbol grafic	

Fig. 5.39

Toleranța la paralelism TPl		Toleranța la perpendicularitate TPd	
Simbol grafic	//	Simbol grafic	⊥
Toleranța la înclinare Tpi		Toleranța la poziția nominală TPP	
Simbol grafic	∠	Simbol grafic	⊕
Toleranța la coaxialitate și concentricitate TPC		Toleranța la simetrie TPS	
Simbol grafic	⊙	Simbol grafic	≡
Toleranța bății radiale TBr		Toleranța bății frontale TBf	
Simbol grafic	↗	Simbol grafic	↗

Fig. 5.40

În figurile 5.39 și 5.40 sunt prezentate câteva exemple de notare pe desenele de execuție a abaterilor de formă geometrică, respectiv poziție.

Ondulații. Rugozitate. Ondulația (W) reprezintă ansamblul neregularităților periodice care formează abaterile geometrice de ordinul 2 la care raportul dintre adâncime și pas variază între 1:100 și 1:1000.

Rugozitatea R reprezintă ansamblul neregularităților care formează abaterile geometrice de ordinul 3 (striații, rizuri) și 4 (smulgeri, urme de sculă, goluri, pori) cu pas mic comparativ cu adâncimea.

Evaluarea cantitativă a ondulației și rugozității se face utilizând sistemul liniei medii (sistemul M), caracterizat de parametri de bază definiți în figura 5.41.

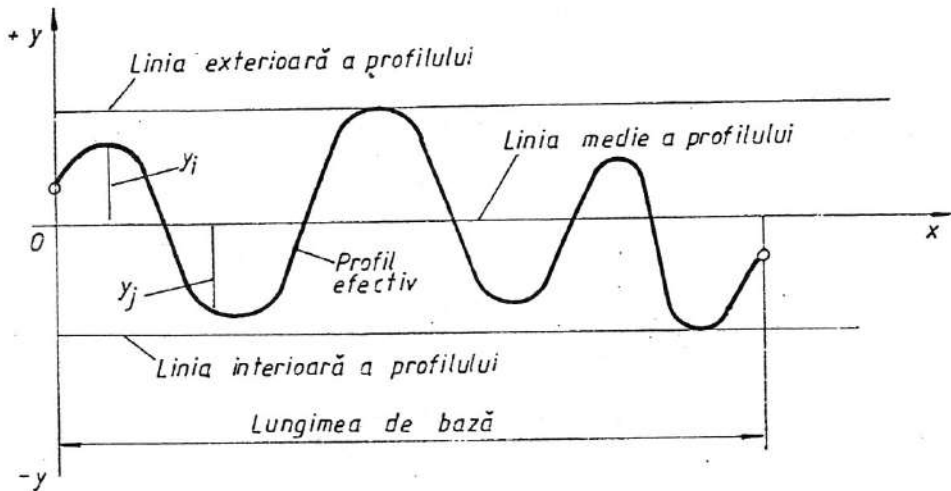


Fig. 5.41

Conform sistemului M , ondulația, respectiv, rugozitatea, suprafețelor sunt exprimate de următorii parametri de profil:

- Adâncimea medie a ondulației în 5 puncte, W_5 .
- Adâncimea medie a rugozității în 10 puncte, R_5 .
- Abateră medie aritmetică a rugozității, R_a .
- Adâncimea totală a rugozității, R_{max} .

Ondulația unei suprafețe se prescrie numai când funcționalitatea piesei impune acest lucru.

Rugozitatea unei suprafețe se prescrie, explicit, prin indicarea valorii numerice a parametrului de profil ales, atunci când funcționalitatea și aspectul piesei impun acest lucru. În alte condiții, rugozitatea rezultă implicit din tehnologia utilizată pentru realizarea toleranțelor impuse la dimensiuni sau din indicațiile generale de pe desen privind starea suprafețelor.

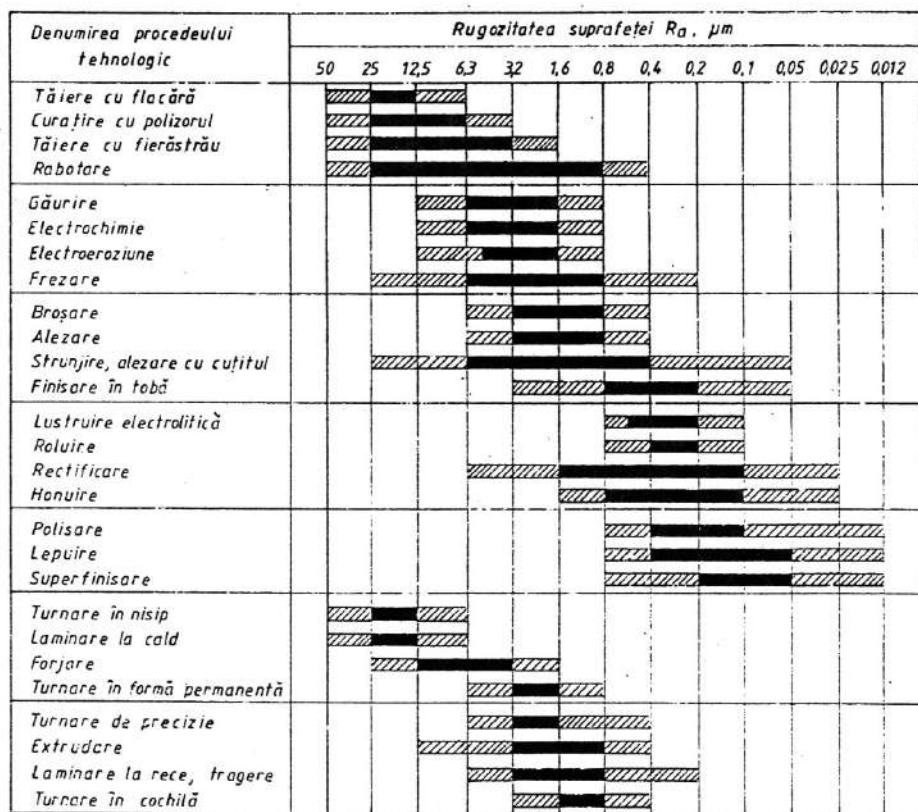
La prescrierea rugozității unei suprafețe, proiectantul trebuie să ia în considerare aspecte ca:

- influența asupra calității produsului: fiabilitate, aspect;
- economicitatea procedurii de prelucrare utilizat.

În tabelul 5.14 și fig. 5.42 sunt prezentate recomandări privind alegerea rugozității R_a în corelație cu destinația, respectiv procedeele de prelucrare a suprafețelor.

Tabelul 5.14. Recomandări privind alegerea rugozității suprafețelor

Destinația	$R_a, \mu\text{m}$
Suprafețe active pentru mijloace de măsură:	
– cale plan paralele	0,012 ... 0,025
– micrometre	0,025 ... 0,05
– calibre, șublere	0,05 ... 0,4
Suprafețe de etanșare cu contract	0,1 ... 0,8
Suprafețele de rostogolire la rulmenți	0,012 ... 0,4
Ghidaje	0,1 ... 3,2
Suprafețe de centrare	0,4 ... 1,6
Suprafețe active de contact	0,1 ... 1,6
Filete	0,4 ... 6,3
Angrenaje (în corelație cu treapta de precizie)	0,4 ... 3,2
Suprafețe de reazem	6,3 ... 12,5
Suprafețe pentru acoperiri	1,6 ... 12,5
Suprafețe cu rol estetic	6,3 ... 12,5
Suprafețe libere, nefuncționale	12,5 ... 100



█ Valori frecvent obținute prin procedeul respectiv

▨ Valori mai puțin frecvent obținute prin procedeul respectiv

Fig. 5.42

Înscrierea pe desene a rugozității suprafețelor se face conform reglementărilor din SR ISO 1302-1995, utilizându-se un simbol de bază (fig. 5.43, a) sau simbolurile derivate:

- pentru obligativitatea îndepărtării de material (fig. 5.43, b);
- pentru menținerea suprafeței respective în starea obținută prin procedeul de fabricație inițial (fig. 5.43, c).

Parametrul de profil se indică prin înscrierea valorii numerice a acestuia (în μm) precedată de simbolul respectiv, cu excepția cazului în care parametrul ales este R_a (fig. 5.43).

În cazul în care în afara parametrului de profil este necesară înscrierea unor date suplimentare referitoare la starea suprafeței respective, simbolurile din figura 5.43 se completează conform figurii 5.44 în care: a reprezintă parametrul de profil; b - valoarea numerică (în mm) a lungimii de bază (dacă diferă de cea indicată în SR ISO 4287-1:1993) sau alți parametrii de profil; c - simbolul orientării neregularităților (= - paralelă; \perp - perpendiculară; X - încrucișată; M - în direcții oarecare; C - circulară; R - radială) d - procedeul tehnologic; tratamentul termic; e - adaosul de prelucrare prescris (în mm).

În figurile 5.45 și 5.46 sunt date exemple de notare a rugozității suprafețelor pe desenele de execuție, respectiv de ansamblu.

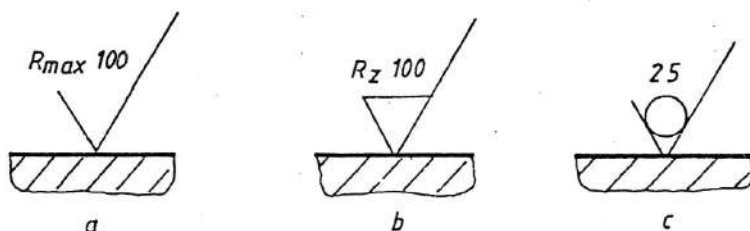


Fig. 5.43



Fig. 5.44

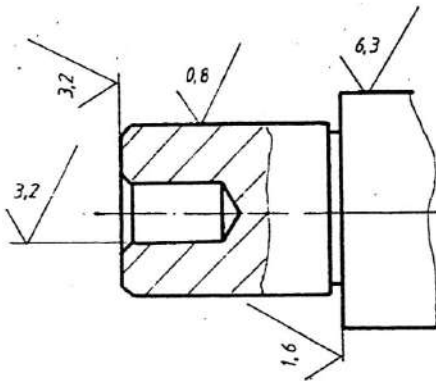


Fig. 5.45

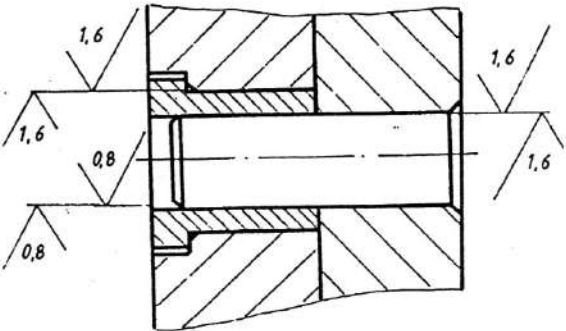


Fig. 5.46

Bibliografie

1. Chișiu, Al. ș.a. *Organe de mașini*. București, Ed. Didactică și Pedagogică, 1981.
2. Gafitanu, M. ș.a. *Organe de mașini*. Vol. I și II. București, Ed. Tehnică, 1981, 1983.
3. Dale, C. ș.a. *Desen tehnic industrial*. București, Ed. Tehnică, 1990.
4. Decker, K.H. *Maschinenelemente*. Munchen, C. Hauser Verlag, 1985.
5. Drăchici, I. ș.a. *Îndrumar pentru proiectare*. Vol. I, II și III, București, Ed. Tehnică, 1981-1985.
6. Enache, St. ș.a. *Proiectarea formelor în construcția de mașini*. București, Ed. Tehnică, 1979.
7. Hera-Bucur, I. *Tipizarea în construcția de mașini*. București, Ed. Tehnică, 1980.
8. Jula, Al. ș.a. *Organe de mașini*. Brașov, Univ. "Transilvania" Brașov, 1989.
9. Lăzărescu, I., Stetiu, C. *Toleranțe*. București, Ed. Tehnică, 1984.
10. Manea, Gh. *Organe de mașini*. Vol. I. București, Ed. Tehnică, 1970.
11. Popinceanu, N. ș.a. *Precizia organelor de mașini*. Litografia Univ. Tehnice "Gh. Asachi" Iași. 1969.
12. Pavelescu, D. ș.a. *Organe de mașini*. Vol. I. București, Ed. Didactică și Pedagogică, 1985.
13. Rognitz, H. *Proiectarea formei*. București, Ed. Tehnică, 1958.

6

ÎMBINĂRI CU NITURI

6.1. Generalități

Nituirea este o operație tehnologică de asamblare demontabilă a două sau mai multe piese cu ajutorul niturilor (fig. 6.1).

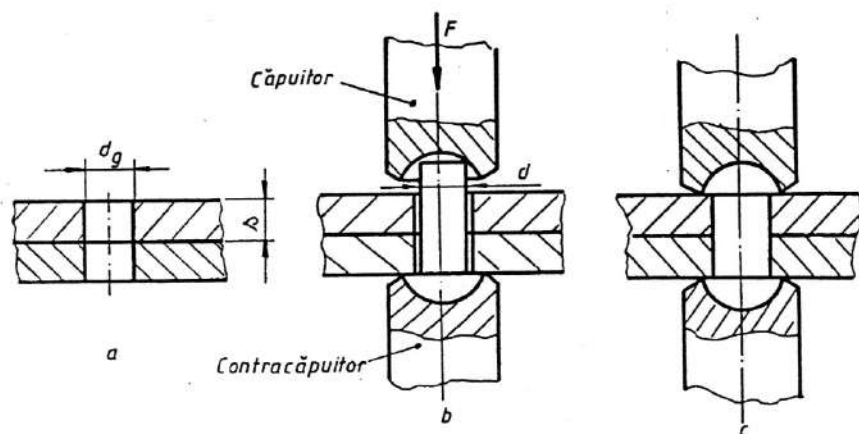
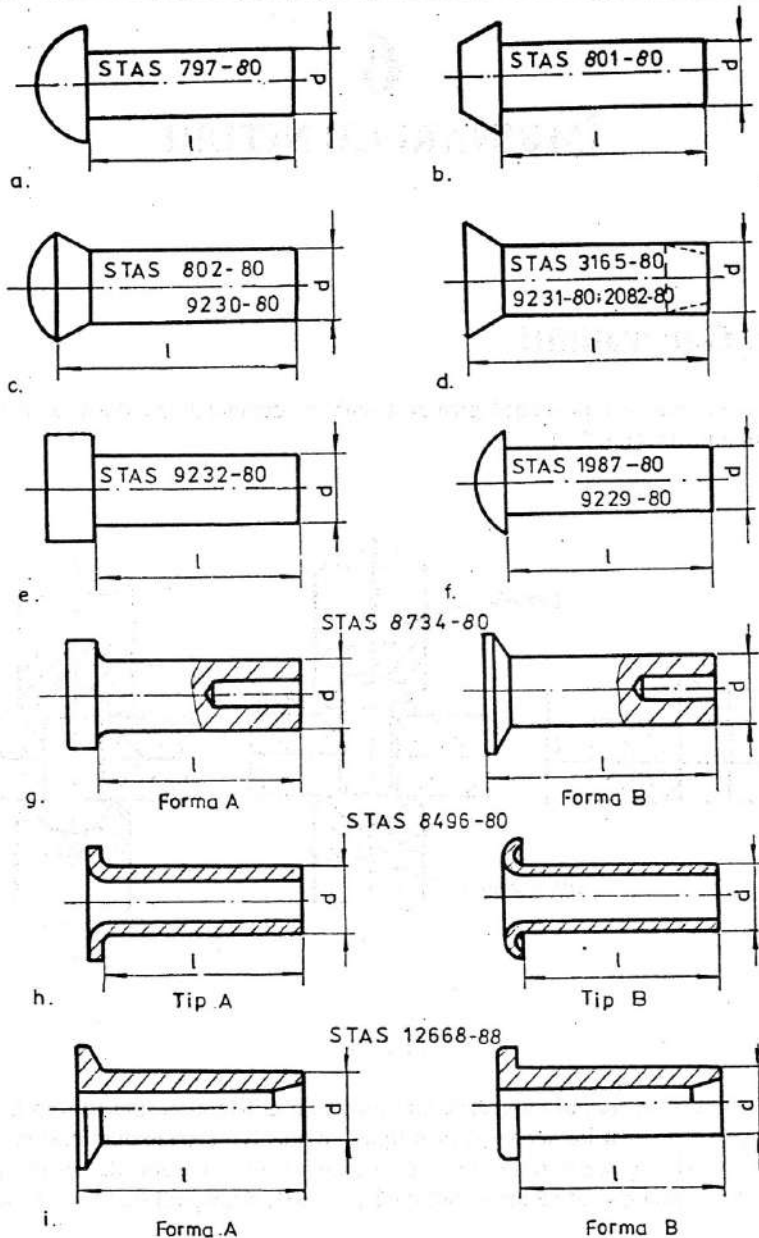


Fig. 6.1.

În construcția de mașini îmbinările cu nituri au o utilizare tot mai restrânsă datorită extinderii continue a îmbinărilor sudate și prin lipire cu adezivi. Principalele dezavantaje ale îmbinărilor cu nituri, în comparație cu cele sudate, sunt: consum de metal majorat cu 10 . . . 20%, rezistența mecanică inferioară cu 5 . . . 10%, manopera de 2 . . . 5 ori mai mare, etanșare deficitară.

Domeniile principale de utilizare ale îmbinărilor cu nituri sunt: asamblarea unor piese din materiale nesudabile sau la care încălzirea la temperatura de sudare nu este permisă; asamblarea unor piese nemetalice pe suporturi metalice (plăcile de ferodou pe discurile de frână și ambreiaj); asamblarea zalelor lanțurilor de transmisie tip Gall; asamblarea unor componente din construcția aparatului electronic și industria bunurilor de larg consum; asamblarea tablelor subțiri pentru învelișuri exterioare sau interioare din industria aeronautică și a mijloacelor de transport.



Exemple de notare :

1. Nit 16(d)×80(l) STAS 797-80.
2. Nit 4(d)×10(l) STAS 9232-80 /Al
3. Nit tubular A2,5(d)×10(l) STAS 8496-80 /Cu Zn Pb 2
STAS 390-78.
4. Nit gaurit B4(d)×8(l) STAS 8734-80.

Fig. 6.2

6.2. Forme constructive de nituri, materiale, clasificarea îmbinărilor cu nituri

Formele constructive uzuale de nituri sunt prezentate în figura 6.2. Niturile se execută din:

- oțeluri: OL 34, OL 37 și, mai rar, oțeluri slab aliate cu Cr, Ni, Mo;
- materiale și aliaje neferoase: aluminiu primar: Al 99; Al 99,5 (SR EN 573-3:1995), cupru: Cu 99,5; Cu 99,9 (STAS 683-80); aliaje de aluminiu: AlMgSi 1; AlCu2Mg 1,5; aliaje de cupru: Cu Zn37; CuZn39Pb2 (STAS 95/90);
- materiale plastice (poliamide).

Nituirea se execută la rece, pentru nituri din oțel cu $d \leq 10$ mm sau din metale și aliaje neferoase și la cald - temperatura de încălzire a nitului este de $900 \dots 1000$ °C - pentru niturile din oțel cu $d > 10$ mm. Îmbinările cu nituri cu tija plină se execută conform schemei din figura 6.1, iar cele cu nituri tubulare și semitubulare conform schemelor din figura 6.3, respectiv figura 6.4 o clasificare a îmbinărilor cu nituri fiind prezentată în figura 6.5.

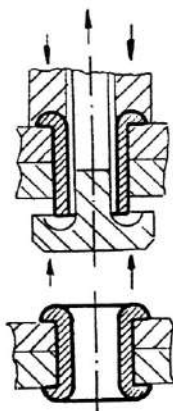


Fig. 6.3

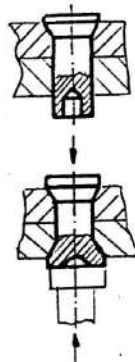


Fig. 6.4

6.3. Calculul îmbinărilor cu nituri

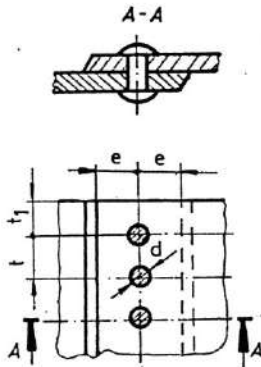
În funcție de destinație, îmbinările cu nituri pot fi: de rezistență și etanșare (cu arie restrânsă de aplicare datorită utilizării cu precădere a asamblărilor sudate) și de rezistență.

La o îmbinare cu nituri solicitată de o sarcină F (fig. 6.6) pot apărea următoarele situații:

1. Sarcina F este transmisă integral prin frecarea, fără alunecare, dintre table datorită forțelor axiale F_a dezvoltate în procesul de nituire (cazul nituirii de rezistență și etanșare).
2. Sarcina F este transmisă atât prin frecarea dintre table, cât și prin contactul dintre tijele niturilor și pereții găurilor din table.
3. Sarcina F este transmisă intergral prin contactul dintre tijele niturilor și pereții găurilor din table.

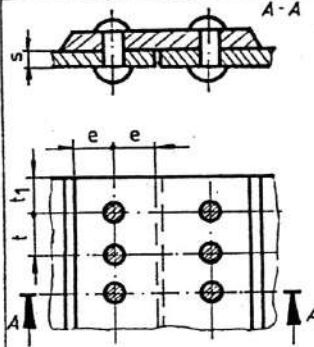
A. DUPĂ MODUL DE AȘEZARE AL PIESELOR ASAMBLATE

1. Prin suprapunere.

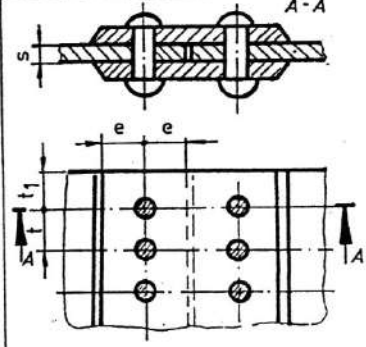


2. Cu eclise

a. Cu o eclisă

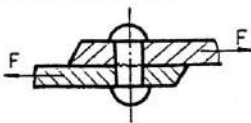


b. Cu două eclise

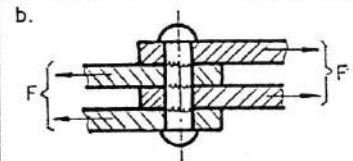
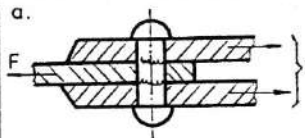


B. DUPĂ NUMARUL SECȚIUNILOR DE FORFECARE ALE NITULUI

1. Cu o secțiune



2. Cu două sau mai multe secțiuni

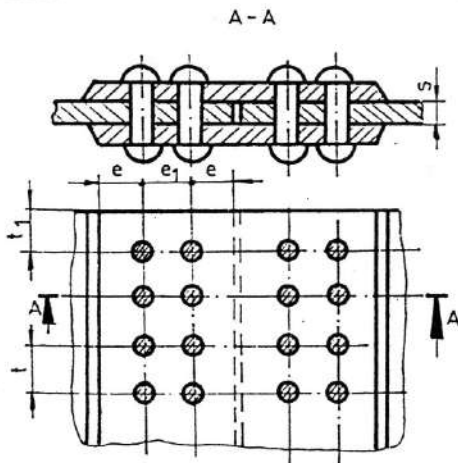


C. DUPĂ NUMĂRUL RÎNDURILOR DE NITURI

1. Cu un rînd (v. A.1 și A.2)

2. Cu două sau mai multe rînduri

a. Paralele



b. Cu nituri decalate

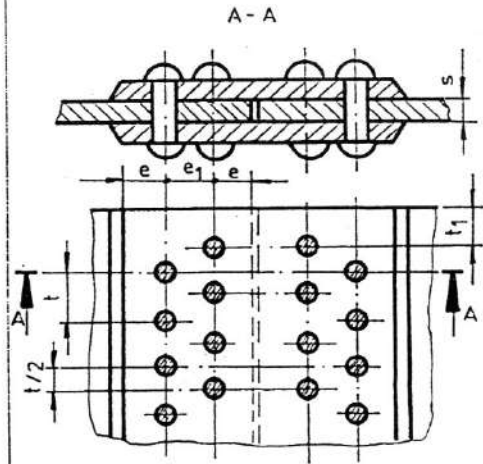


Fig. 6.5

6.3.1. Principii generale de calcul

În calculul îmbinărilor nituite se consideră ipotezele:

- Sarcina exterioară este repartizată uniform pe niturile care compun îmbinarea.
- Sarcina pe un nit este preluată integral de contactul dintre tijă și pereții găurilor din table.
- Corpul nitului umple complet găurile din table.
- Eforturile unitare sunt repartizate uniform pe secțiunile considerate în nit și table.

Solicitările care apar la o îmbinare cu nituri (fig. 6.6) și relațiile care exprimă condițiile de rezistență sunt:

1. Forfecarea corpului nitului:

$$\tau_f = F / (n \cdot i \pi d^2 / 4) \leq \tau_{af} \quad (6.1)$$

$$\tau_f = F / [n \cdot i \pi (d^2 - d_i^2) / 4] \leq \tau_{af} \quad (6.2)$$

unde: $\tau_{f, af}$ sunt tensiunile efectivă, respectiv admisibilă, la forfecare ale materialului nitului; n - numărul de nituri; i - numărul secțiunilor de forfecare; d, d_i - diametrul exterior, respectiv interior (nituri tubulare) al corpului nitului.

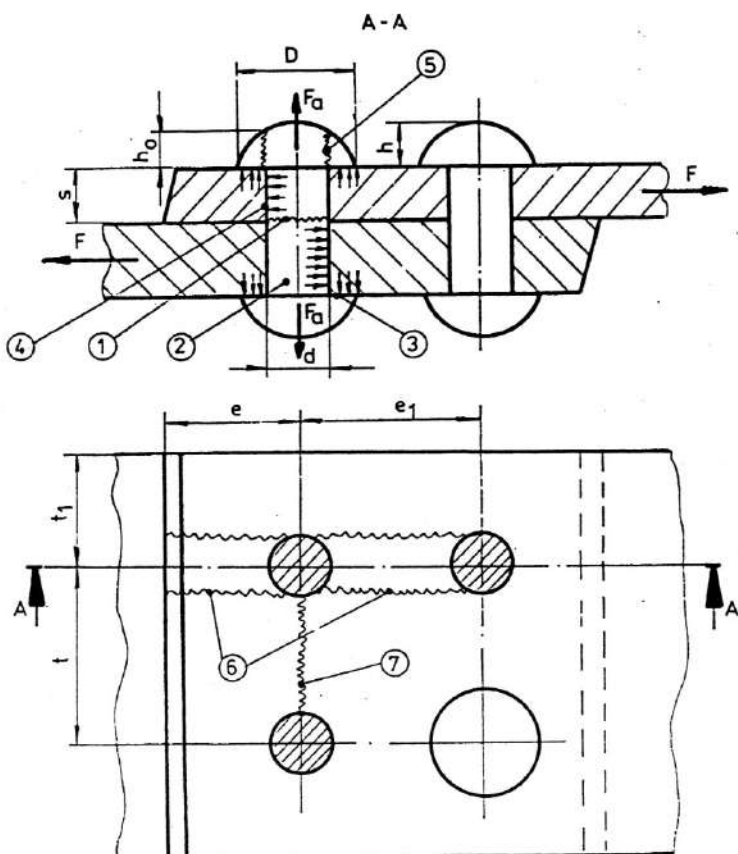


Fig. 6.6

2. *Tracțiunea corpului nitului:*

$$\sigma_t = F_a / (\pi d^2 / 4) \leq \sigma_{at}; \quad (6.3)$$

$$\sigma_t = F_a / [\pi (d^2 - d_i^2) / 4] \leq \sigma_{at}, \quad (6.4)$$

unde $\sigma_{t,at}$ sunt tensiunile efectivă, respectiv admisibilă la tracțiune ale materialului nitului.

3. *Contactul dintre capul nitului și suprafața de sprijin:*

$$\sigma_c = F_a / [\pi (D^2 - d^2) / 4] \leq \sigma_{ag}. \quad (6.5)$$

unde $\sigma_{c,ag}$ sunt tensiunile efectivă pe suprafața de sprijin, respectiv admisibilă, la contact pentru materialul tablei, D - diametrul capului nitului.

4. *Contactul dintre corpul nitului și peretele găurii:*

$$\sigma_g = F_i / (sd) \leq \sigma_{ag}; \quad (6.6)$$

unde σ_g este tensiunea efectivă la contact pe peretele găurii; F_i - sarcina preluată de un nit, s - grosimea tablei (tablelor în cazul mai multor secțiuni de forfecare) mai subțiri.

5. *Forfecarea capului nitului:*

$$\tau_f = F_a / (\pi d h_0) \leq \tau_{af}, \quad (6.7)$$

unde h_0 este înălțimea secțiunii de forfecare.

6. *Forfecarea tablelor la margini, respectiv între rânduri:*

$$\tau'_f = F_i / [2(e - d/2)s] \leq \tau'_{af}; \quad (6.8)$$

$$\tau'_f = F_i / [2(e_1 - d)s] \leq \tau'_{af}, \quad (6.9)$$

unde $\tau'_{f,af}$ sunt tensiunile efectivă, respectiv admisibilă, la forfecare ale materialului tablei (tablelor) mai subțiri; e, e_1 - distanța de la primul rând de nituri la marginea tablei, respectiv dintre rândurile de nituri.

7. *Tracțiunea tablelor:*

$$\sigma'_t = F_i / [(t - d/2)s] \leq \sigma'_{at}, \quad (6.10)$$

unde $\sigma'_{t,at}$ sunt tensiunile efectivă, respectiv admisibilă, la tracțiune ale materialului tablei mai subțir., t - distanța (pasul) dintre nituri.

6.3.2. Calculul nituirii de rezistență

Metodologia de calcul a niturilor de rezistență cuprinde următoarele etape:

1. Stabilirea datelor inițiale: sarcina (sarcinile) din îmbinare, forma, numărul, dimensiunile și materialul pieselor de asamblat; se stabilesc astfel numărul secțiunilor de forfecare (i), grosimea tablei (tablelor) mai subțiri (s), caracteristicile materialelor ($\tau_{af}, \sigma_{at}, \sigma_{ag}$), schema de realizare a îmbinării.

2. Adoptarea tipului de nit: formă, material. Pentru aceasta se iau în considerare aspecte ca: destinația îmbinării, condiții de funcționare, forma tablelor, compatibilitatea materialelor îmbinării.

3. Dimensionarea îmbinării. Dacă prin construcție s-a stabilit numărul niturilor (n), se determină diametrul tijei (d) adoptându-se valoarea maximă rezultată din condițiile (6.1), (6.2), (6.3) și (6.6). Uzual, se determină numărul niturilor (n), adoptându-se valoarea maximă rezultată din aceleași condiții, pentru diametrul tijei (d) și tensiunile admisibile utilizându-se recomandările din tabelele 6.1 și 6.2.

Tabelul 6.1. Parametri caracteristici pentru nituirea de rezistență, în mm

i	Nr. rândurilor de nituri	d		t		t ₁		
		Materialul nitului						
		Oțel	Neferoase	Oțel	Neferoase		Oțel Neferoase	
1	1	$\sqrt{50s - 4s + (6...8)}$	1,5s + (1...2)	2,5d	(2,5...6) d	2d		
	2			2,6d + (10...15)				
	3			3d + 22				
2	1	$\sqrt{50s - 5s + (6...7)}$	1,5s + (1...2)	2,6d + 10	(2,5...6) d	2d		
	2	$\sqrt{50s - 6s + (5...6)}$		3,5d + 15				
	3	~1,5s		8d				

i	Nr. rândurilor de nituri	e		e ₁		e ₂ (nituri cu eclise)		φ _a *		
		Materialul nitului								
		Oțel	Neferoase	Oțel	Neferoase	Oțel	Neferoase			
1	1	2d	2d	(0,5...0,7)t	(2,5...3)d	1,5d	2d	0,67		
	2	1,5d				1,35d		0,75		
	3					–		0,83		
2	1	2d	2d	(0,4...0,5)t	(2,5...3)d	1,5d	2d	0,71		
	2	1,5d				1,35d		0,83		
	3					–		0,87		

* Coeficient de utilizare a secțiunii tablei

Tabelul 6.2 Rezistențe admisibile pentru niturile de uz general utilizate în construcția de mașini, în MPa

Material	R _m	τ _{af}			σ _{ag}	
		Solicitări statice		Solicitări variabile	Găuri poansonate	Găuri alezate
		Găuri poansonate	Găuri alezate			
OL 34	330...410	100	120	35...40	240	280
OL 37	360...440	120	140		280	320
OL 42	430...540	140	160		320	400
17 CrNi10	800...1170	300	420	90...110	900	1100
AlMg3	225...255	63...72		–	157...179	
AlMgSi1	137...157	49...45		–	100...112	
AlMg1SiCu	206...284	58...80		–	145...200	
CuZn37	390...400	100...112		–	240...268	
CuZn39Pb2	350...390	98...109		–	135...260	

În cazul unor sarcini variabile (F_{\max} , F_{\min}), numărul de nituri necesar realizării îmbinării este

$$n' = n \left(1 - 0,3 \frac{F_{\min}}{F_{\max}} \right), \quad (6.11)$$

n fiind numărul de nituri necesar în cazul solicitării cu o sarcină constantă.

În final, se calculează parametrii caracteristici ai îmbinării utilizând recomandările din tabelul 6.3.

Tabelul 6.3 Relații între rezistențele admisibile la solicitările din îmbinările cu nituri

Nit	Oțel	$\tau_{af} = 0,8 \sigma_{at}$
	Neferoase	$\tau_{af} = (0,5 \dots 0,7) \sigma_{at}$
Table	Oțel	$\sigma_{ag} = (1,4 \dots 2) \tau_{af} = (1 \dots 1,5) \sigma_{at}$ $\tau_{af} = 0,5 \sigma_{ag}; \sigma_{at} = 0,65 \sigma_{ag}$
	Neferoase	$\sigma_{ag} = (2 \dots 2,5) \tau_{af}$

6.4. Verificarea îmbinărilor cu nituri

6.4.1. Solicități statice

Se verifică niturile și piesele asamblate cu relațiile (6.1...6.10), pentru tensiunile admisibile utilizându-se recomandările din tabelele 6.2 și 6.3.

6.4.2. Solicități variabile

Pentru solicitări variabile, tensiunile admisibile se adoptă tot din tabelele 6.2 și 6.3. Pentru condiții deosebite, tensiunea admisibilă la forfecare a tijeii nitului se calculează cu relația:

$$\tau_{afv} = K_v \cdot \tau_{af}. \quad (6.12)$$

unde τ_{af} este tensiunea admisibilă pentru solicitări statice, iar coeficientul

$$K_v = \frac{1}{1 - 0,3 F_{\min}/F_{\max}} \quad \text{sau} \quad K_v = \frac{1}{1 - 0,3 \tau_{f\min}/\tau_{f\max}}. \quad (6.13)$$

În diagrama bloc din figura 6.7 este prezentată, sintetic, succesiunea etapelor proiectării niturilor de rezistență.

6.5. Particularități privind nituirea pieselor din aluminiu

Nituirea pieselor din aluminiu se execută la rece, diametrului tijeii niturilor $d \leq 13$ mm. Dacă piesele de îmbinat și niturile sunt executate din aliaje diferite, există pericolul coroziunii de contact (se poate evita prin izolarea contactelor între elementele îmbinării).

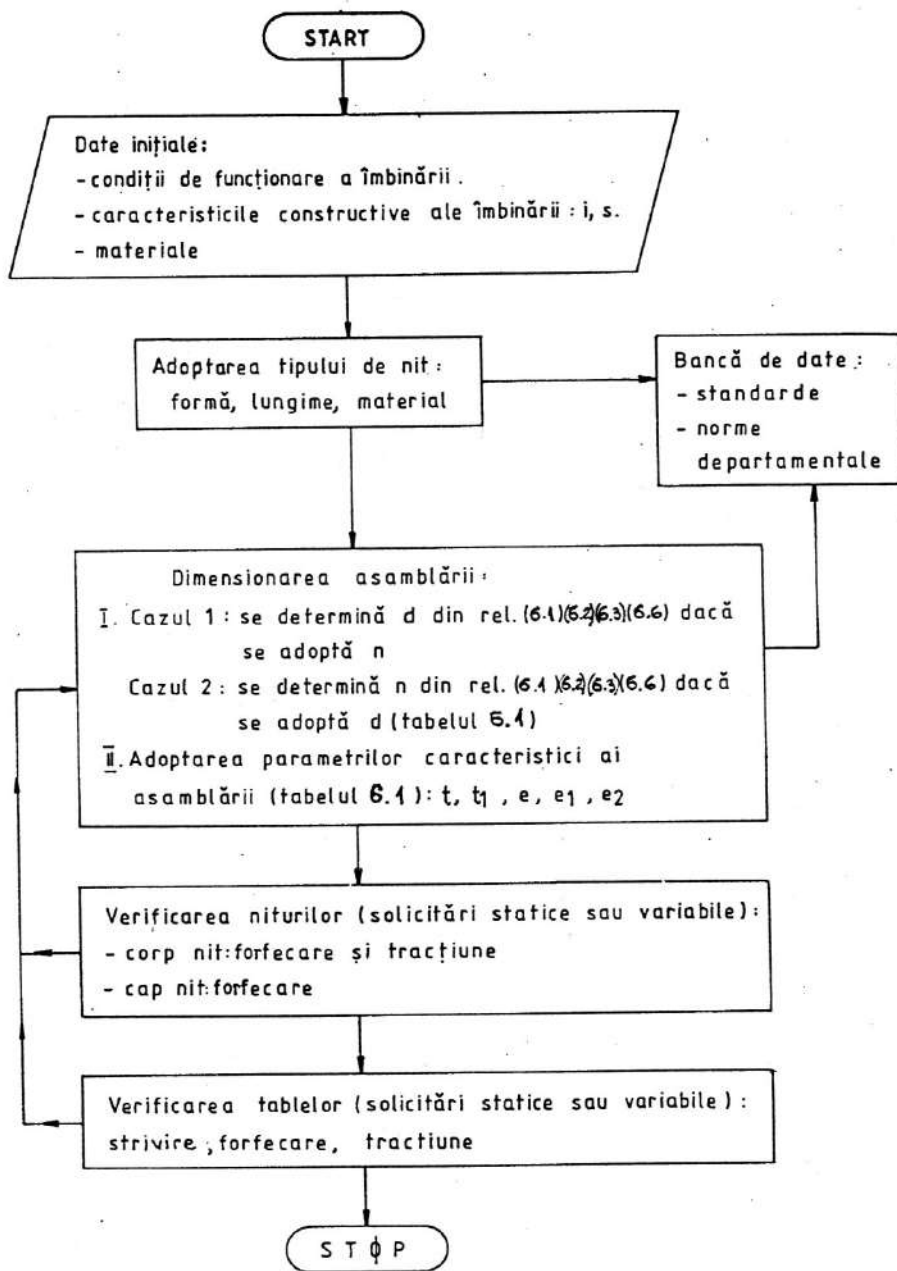


Fig. 6.7

Diametrul nitului se calculează cu relația

$$d = 1,5 \cdot s + 2, \quad (6.14)$$

pentru parametrii asamblării utilizându-se relațiile:

$$\begin{aligned} t &= (2,5 \dots 6) d; \\ e &= 2 d; \\ e_1 &= (2,5 \dots 3) d. \end{aligned} \quad (6.15)$$

Verificarea îmbinărilor se face după metodologia prezentată în § 6.4, pentru tensiunile admisibile utilizându-se relațiile:

$$\begin{aligned} \tau_{af} &= (0,6L \ 0,7) \sigma_{at}; \\ \sigma_{ag} &= (2L \ 2,5) \tau_{af} \end{aligned} \quad (6.16)$$

și valorile din tabelul 6.3.

La aceste tipuri de îmbinări, datorită rezistenței scăzute a pieselor, în special la solicitări variabile, proiectarea geometriei (t , e , e_1) este de multe ori mai importantă decât alegerea aliajului. Este de preferat adoptarea unui număr mai mare de nituri cu un diametru mai mic, pentru a micșora tensiunile de contact nit-gaură.

Bibliografie

1. Buzdugan, Gh. ș.a. *Calculul de rezistență al pieselor de mașini*. București, Ed. Tehnică, 1979.
2. Decker, K. H. *Maschinenelemente*. Munchen, C. Hauser Verlag, 1985.
3. Gaitanu, M. ș.a. *Organe de mașini*. Vol. I. Iași Litografia Univ. Tehnice "Gh. Asachi"
4. Manea, Gh. *Organe de mașini*, Vol. I. București, Ed. Tehnică, 1970.
5. Niemann, G. *Maschinenelemente*. Vol. I, Berlin, Springer Verlag, 1981.
6. Orlov, P.I. *Osnovii constructirovania*. Vol. 2. Moscova, Masinostroenie, 1988.
7. Rothbart, H. *Mechanical Design and Systems Handbook*. New York, Mc. Graw Hill Book Co., 1964.

7

ÎMBINĂRI SUDATE

7.1. Generalități

Îmbinările sudate fac parte din categoria îmbinărilor nedemontabile și sunt realizate prin încălzirea locală a pieselor până la topire sau plasticizare, cu sau fără material de adaos.

Îmbinările sudate pot fi realizate prin diverse procedee: cel mai răspândit procedeu de sudare este sudarea cu arc electric. Acest procedeu cuprinde: sudarea manuală, semiautomată și automată.

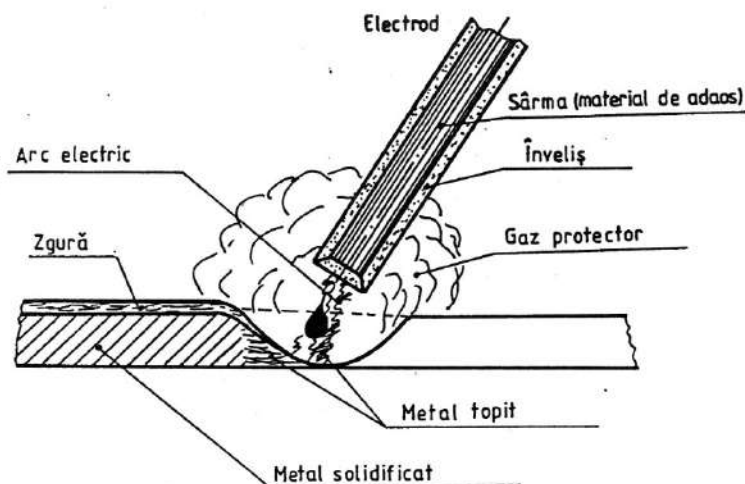


Fig. 7.1

La sudarea manuală cu arc electric (fig.7.1) se utilizează electrozi de sudare. Un electrod de sudare este format dintr-o sârmă centrală din material identic sau compatibil cu materialul pieselor sudate și un înveliș al electrodului care, prin topire, generează zgura destinată protecției arcului electric în timpul sudării. Prin acest procedeu poate fi realizată o gamă largă de cordoane de sudură situate în poziții și locuri diverse. Calitatea sudurii este influențată considerabil de calificarea și conștiinciozitatea sudorului, iar productivitatea este scăzută.

Sudarea automată sub strat de flux se realizează cu sârmă neînvelită pentru sudare. Protecția arcului electric este realizată prin intermediul stratului de flux depus dintr-un buncăr în fața arcului electric. Sârma pentru sudare este antrenată de un cap tractor. Comparativ cu su-

darea manuală, acest procedeu asigură o calitate superioară a îmbinării sudate, un consum de energie electrică redus și o productivitate mare. Se utilizează în cazul cordoanelor de sudură drepte sau circulare de lungime mare, orizontale sau puțin înclinate.

Sudarea în mediu de gaz protector poate fi semiautomată sau automată. Gazul protector utilizat de obicei este bioxidul de carbon în cazul sudării pieselor din oțel și argonul sau azotul în cazul cuprului. Spre deosebire de sudarea sub strat de flux, în cadrul acestui procedeu arc electric poate fi supravegheat, obținându-se o productivitate sporită la un cost mai mic. Se utilizează cu succes la sudarea tablelor subțiri din oțeluri inoxidabile sau termorezistente.

Sudarea în baie de zgură utilizează baia de zgură pentru protecția arcului electric. Procedul permite sudarea pieselor cu grosimi mari și realizarea unor repere alcătuite din elemente turnate, forjate, matrițate etc.

Pentru remedierea defectelor de turnare ale pieselor din oțel cu conținut redus de carbon se utilizează sudarea în mediu de abur. Acest procedeu conduce la un consum scăzut de energie electrică și o productivitate superioară.

Un alt procedeu de sudare cu o largă răspândire în construcția de mașini este *sudarea prin topire cu gaz combustibil*. Acest procedeu se utilizează la sudarea tablelor subțiri (sub 4 mm) și la sudarea materialelor neferoase. De obicei, gazul combustibil este acetilena, care arde într-un amestec bogat în oxigen, sudarea purtând denumirea de „sudare oxiacetilenică”. Ca material de adaos se utilizează sârme neînvelite având compoziția chimică apropiată de cea a materialului de bază.

Sudarea prin presare se realizează fără material de adaos, iar pentru încălzirea locală a materialului se utilizează curentul electric, flacăra oxiacetilenică, energia ultrasonică sau căldura obținută prin frecare. Sudarea cap la cap prin rezistență electrică se utilizează la sudarea pieselor în formă de bare (țevi, șine de cale ferată, armături pentru beton armat) cu secțiuni extrem de diverse ca formă și mărime. Sudarea prin puncte realizează îmbinarea discontinuă a elementelor prin efectul Joule-Lenz și se utilizează la asamblarea tablelor și a profilelor din oțel sau din materiale neferoase. La sudarea în linie, electrozii de contact utilizați la sudarea prin puncte sunt înlocuiți prin role de contact, realizând în acest fel o sudură continuă. Sudarea prin frecare se utilizează la îmbinarea pieselor din oțel și la sudarea pieselor din alamă sau aluminiu cu oțeluri de scule. Prin acest procedeu se obțin caracteristici mecanice superioare utilizând o energie de 8 ... 10 ori mai mică.

Sudarea prin presare la rece necesită forțe foarte mari de presare realizate în general prin explozie. Acest procedeu asigură o productivitate ridicată cu un consum energetic redus.

Sudarea maselor plastice se realizează, în marea majoritate a cazurilor, cu agenți termici gazoși, cel mai utilizat fiind aerul cald.

Comparativ cu îmbinările nituite, îmbinările sudate prezintă o serie de avantaje: rezistență și rigiditate apropiată de cea a pieselor; utilizarea completă a secțiunii de lucru; nu necesită piese suplimentare; asigură etanșitatea; se realizează economii de material și de manoperă. Față de piesele turnate, piesele realizate prin sudare au proprietăți mecanice superioare și forme constructive diverse; necesită utilaj ieftin; rezultă cu un cost scăzut și sunt necesare adaosuri mici pentru prelucrări mecanice.

Dintre dezavantajele îmbinărilor sudate pot fi menționate: apariția tensiunilor remanente după sudare, care conduc la deformații și posibilitatea fisurării ulterioare a pieselor; controlul nedistructiv al cordoanelor de sudură este dificil, realizându-se prin fotografiere cu raze X sau γ sau cu ajutorul lichidelor penetrante; nu toate materialele sunt sudabile în mod obișnuit.

Unul dintre cele mai importante dezavantaje ale îmbinărilor sudate și anume acela de apariție a tensiunilor remanente după sudare poate fi diminuat sau eliminat pe cale tehnologică: depunerea simetrică a cordoanelor de sudură; deformarea prealabilă a pieselor ce urmează să fie sudate; cantități reduse de material de adaos, succesiune optimă a operațiilor de sudare. Eliminarea totală a tensiunilor remanente se realizează prin procedee termice de încălzire a pie-

selor sudate, deși procedeul necesită un consum mare de energie. Detensionarea prin vibrații, mai economică, nu înlătură în totalitate tensiunile remanente, putând genera fisuri în cazul unui regim energetic de detensionare.

Principalele domenii de utilizare sunt: construcții navale, rezervoare, cazane sub presiune, construcții metalice, poduri, macarale, șasiuri, caroserii, vagoane, organe de mașini.

Sudabilitatea materialelor. Sudabilitatea reprezintă aptitudinea unui material de a forma îmbinări sudate, fără defecte, în condițiile unei tehnologii și exploatare date, cu stabilitatea caracteristicilor de rezistență în perioada de funcționare. Sudabilitatea materialelor este influențată de: compoziția chimică și structura materialului de bază și de adaos; procedeul de sudare; modul de răcire după sudare; protecția arcului electric; tratamentul termic aplicat după sudare; condițiile de lucru din exploatare.

Sudabilitatea oțelurilor este estimată prin complexitatea precauțiilor (condiții de mediu, preîncălzire etc.) care sunt necesare la realizarea asamblărilor sudate.

Aprecierea sudabilității oțelurilor se face conform STAS 7194/79 pe baza mai multor factori.

Comportarea metalurgică la sudare ia în considerare compoziția chimică, caracteristicile metalografice, caracteristicile mecanice și tendința de fisurare a oțelului la cald sau la rece, fiind definită de modul în care reacționează oțelul față de acțiunea unui anumit procedeu de sudare, acțiune localizată în zona de trecere și zona influențată termic.

În ceea ce privește compoziția chimică, sudabilitatea oțelurilor nealiat și slab aliate se apreciază pe baza conținutului de carbon echivalent C_e din oțel determinat cu relația:

$$C_e = C + \frac{Mn}{6} + \frac{Cr + V + Mo}{5} + \frac{Cu + Ni}{15} \quad [\%] \quad (7.1)$$

Valori orientative pentru limitele conținutului de carbon echivalent până la care se pot realiza asamblări sudate fără precauții sunt prezentate în tabelul 7.1.

Tabelul 7.1 Valori orientative pentru conținutul de carbon echivalent până la care se pot executa suduri fără precauții

Rezistența la rupere a oțelului R_m [N/mm ²]	Grosimea maximă a elementelor asamblării [mm]	Conținutul maxim [%]				Conținutul maxim de carbon echivalent [%]
		C	Mn	Si	P sau S	
370 ... 500	$s < 40$	0,22	1,5	0,4	0,05	0,41
500 ... 700	$s < 25$	0,2	1,6	0,55	0,04	0,45
	$25 < s < 40$	0,2	1,6	0,55	0,04	0,41

Valorile din tabelul 7.1 sunt valabile pentru cazul în care conținutul de niobiu nu depășește 0,05 %, iar cel de vanadiu 0,015 %. În figura 7.2 este prezentată o diagramă orientativă [1] privind variația sudabilității funcție de conținutul de carbon echivalent din oțel și de procedeul de sudare. Totodată de pe această diagramă rezultă și o posibilă clasificare a oțelurilor din punctul de vedere al sudabilității în trei grupe.

Caracteristicile metalografice, caracteristicile mecanice și tendința de fisurare la cald sau la rece ale oțelurilor destinate sudării se vor stabili în documentația tehnică a produsului sudat. Se poate menționa faptul că încercarea de durtitate Vickers se efectuează cu sarcina maximă de 49 N (5 kgf) în zona influențată termic conform STAS 5540-85, încercarea de fisurare la cald se execută conform STAS 10221-83, iar încercarea de fisurare la rece conform STAS 10882-84.

Comportarea tehnologică se corelează atât cu pregătirea și executarea sudurii, cât și cu tratamentele termice și mecanice aplicate după sudare. Pregătirea sudurii presupune alegerea procedurii de sudare a materialului de adaos, forma și dimensiunile rostului, temperatura de preîncălzire etc., iar executarea sudurii are în vedere parametrii regimului de sudare, succesiunea rândurilor etc.

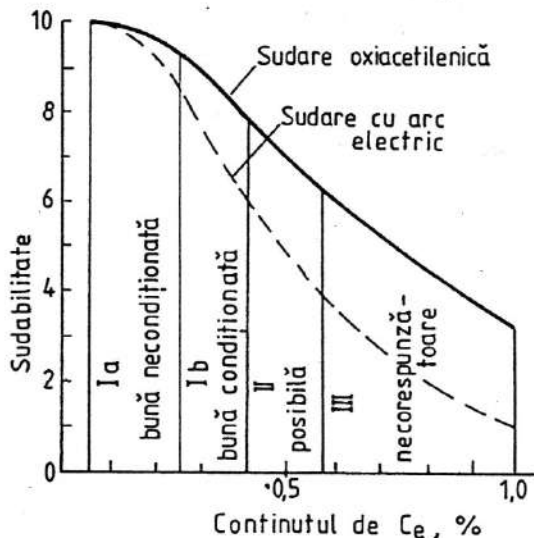


Fig. 7.2

selor din fontă este de 650 ... 700 °C. Totodată preîncălzirea pieselor determină și o diminuare a tensiunilor remanente.

Cuprul se sudează în special cu flacără oxiacetilenică. Alama se sudează mai greu decât cuprul datorită prezenței zincului care se oxidează ușor. Bronzul se sudează greu datorită segregăției puternice. Sudarea bronzului se face cu gaz combustibil sau cu arc electric. Temperatura de preîncălzire a bronzului depinde de compoziția chimică a acestuia.

Alumiul este greu sudabil datorită conductivității termice mari și a oxidării puternice. Se sudează manual cu electrozii fuzibili, precum și sub strat de flux sau în mediu de gaz protector (argon). Nichelul poate fi sudat prin orice procedeu numai dacă conținutul de sulf este sub 0,02%.

Masele plastice se sudează numai dacă sunt termoplaste. Încălzirea locală a pieselor și a materialului de adaos se realizează cu aer cald, prin frecare sau cu ultrasunete.

Alegerea materialului de adaos. În vederea unei alegeri corecte a materialelor de adaos, la asamblările sudate trebuie ținut cont de următoarele aspecte:

Este preferabil ca materialul de adaos să aibă o compoziție chimică identică sau cât mai apropiată de cea a materialului de bază, acest fapt constituind premisa pentru omogenitatea caracteristicilor mecanice și tehnologice ale asamblării.

Materialul de adaos depus în timpul operației de sudare are o structură metalografică de turnare, care în majoritatea cazurilor este diferită de cea a materialului de bază cu o structură de laminare sau forjare. Din această cauză îmbinările sudate supuse la solicitări importante vor fi realizate cu materiale de adaos care să asigure o structură cât mai omogenă și cu granulație corespunzătoare solicitărilor exterioare.

Comportarea în construcția sudată se corelează cu configurația construcției sudate și regimul de solicitare al structurii sudate. Acestea se iau în considerare la elaborarea proiectului produsului sudat.

Sudabilitatea altor materiale.

Din categoria altor materiale în mod obișnuit se sudează numai fontele cenușii. Pentru reducerea vitezei de răcire a fontelor după sudare este necesară preîncălzirea pieselor. În cazul sudării cu arc electric, temperatura optimă de preîncălzire a pieselor

Alegerea materialelor de adaos este influențată și de posibilitățile practice de execuție. Astfel trebuie avut în vedere dacă sudura se execută în poziție normală sau în condiții atmosferice deosebite, cu sau fără preîncălzirea materialului etc. Sârmele neînvelite livrate sub formă de colaci sau vergele se utilizează la sudarea oxiacetilenică sau în cazul sudărilor electrice semiautomate și automate la care protecția arcului electric este realizată în baie de zgură, strat de flux sau mediu de gaz protector.

Principalele categorii de materiale de adaos utilizate pentru realizarea îmbinărilor sudate sunt sârma neînvelită și electrozii de sudură.

În STAS 1126-87 sunt prezentate principalele domenii de utilizare și condițiile de calitate pentru sârma plină, trefilată, de oțel nealiat și aliat, utilizată ca material de adaos pentru sudare și încărcare prin diverse procedee și pentru fabricarea electrozilor înveliți. De asemenea în STAS 1126-87 sunt indicate reguli și metode pentru verificarea calității și modalitățile de livrare, ambalare, marcare, transport, depozitare și documente de certificare a calității.

Simbolizarea mărcii sârmei pentru sudare cuprinde în ordine: S (prescurtare a cuvântului sudare); un grup de cifre care indică conținutul maxim de carbon în sutimi de procente; simbolurile principalelor elemente de aliere, urmate de cifre care indică conținutul mediu, în procente, al acestor elemente, când acesta este peste 1%. Notarea se face indicându-se în ordine: denumirea produsului, marca sârmei, diametrul (în cazul livrării în vergele se indică și lungimea vergelei), STAS 1126-87 și modul de livrare (dacă este cazul). De exemplu: Sârma S 12 Mn 2 Si ϕ 1,6 STAS 1126-87 în bobine.

Electrozii înveliți sunt destinați sudării manuale cu arc electric a construcțiilor metalice din oțeluri carbon și slab aliate, ușor sudabile. Aceștia sunt formați (STAS 5555/1-81, pct.3.6) dintr-o vergea metalică (inima), înconjurată de o acoperire aderentă (învelișul), constituită din pulberi de compoziție complexă, omogenizată și aglomerată cu ajutorul unui liant, aplicată prin presare sau prin imersionare. Învelișul electrodului are rol de protecție în scopul obținerii unui arc electric mai stabil, și un rol de ionizator, dezoxidant și de aliere determinând o calitate superioară a materialului depus.

Electrozii înveliți pentru sudare cu arc electric se clasifică în următoarele grupe:

- I. Electrozi înveliți pentru sudarea manuală a oțelurilor nealiate (SR EN 499:1997).
- II. Electrozi înveliți pentru sudura oțelurilor cu granulație fină și a oțelurilor utilizate la temperatură scăzută (STAS 1125/3-90).
- III. Electrozi înveliți pentru sudarea oțelurilor termorezistente (STAS 1125/4-82).
- IV. Electrozi înveliți pentru sudarea oțelurilor inoxidabile (STAS 1125/5-87).
- V. Electrozi înveliți pentru încărcare prin sudare (STAS 1125/6-90).
- VI. Electrozi înveliți pentru sudarea fontei (STAS 7242-82).
- VII. Electrozi înveliți pentru sudarea aluminiului (STAS 8524-70).
- VIII. Electrozi înveliți pentru sudarea cuprului și a aliajelor din cupru.

În cadrul fiecărei grupe, electrozii se clasifică pe tipuri, funcție de caracteristicile mecanice ale materialului depus prin sudare, compoziția chimică etc., în conformitate cu standardele grupelor de electrozi.

Simbolizarea electrozilor se face indicând următoarele caracteristici tehnice de sudare:

Tipul electrodului. Simbolul oricărui tip de electrozi începe cu litera E care semnifică simbolul de produs: electrozi înveliți, destinați sudării manuale cu arc electric. Semnificațiile celorlalte litere și cifre din simbolul tipului electrozilor diferă foarte mult de la o grupă la alta.

Având în vedere că electrozii înveliți din grupa I destinați sudării oțelurilor carbon și slab aliate au cea mai mare răspândire în realizarea construcțiilor metalice sudate, în cele ce urmează vor fi prezentate semnificațiile elementelor care intervin în simbolul tipului acestor electrozi. Astfel, grupul de cifre care urmează după litera E semnifică rezistența minimă la rupere R_m [N/mm²] a materialului depus în procesul de sudare. Cifra care încheie simbolul tipului electrodului, separată prin punct de grupul de cifre menționat anterior, se referă la temperatura

[°C] la care energia minimă de rupere la încovoierea prin șoc KV = 28 J.

Astfel cifra 0 semnifică faptul că nu există prevederi referitoare la această temperatură; cifra 1 indică 20 °C și respectiv: 2 → 0 °C; 3 → -20 °C; 4 → -30 °C; 5 → -40 °C.

Un exemplu de notare a unui electrod din grupa I este: E 51.3 care indică o rezistență minimă la rupere. $R_m = 510 \text{ N/mm}^2$ și temperatura de -20 °C la care se garantează o energie minimă de rupere la încovoiere prin șoc KV = 28 J.

Tipul învelișului. Despărțit prin punct de simbolul electrodului, tipul învelișului electrodului se simbolizează cu una sau două litere, astfel: A – înveliș acid; AR – acid rutilic; B – bazic; C – celulozic; G – grafitic; O – oxidant; R – rutilic (înveliș cu grosime medie); RR – rutilic (înveliș cu grosime mare); S – pe bază de săruri; V – alte învelișuri care nu se încadrează în tipurile B, G sau S.

În tabelul 1 din STAS 1125/1-91 sunt indicate componentele principale și este prezentată o caracterizare generală a fiecărui tip de înveliș specificând caracterul zgurei care se formează, viteza de topire, comportarea la sudare și domeniile de utilizare.

Randamentul efectiv. Funcție de randamentul efectiv, electrozii se simbolizează printr-un grup de trei cifre care reprezintă valoarea, rotunjită la multiplii de 10, a randamentului determinat experimental. Randamentul efectiv sub 105 % nu se simbolizează. Randamentul efectiv, determinat experimental, mai mare sau egal cu 105, dar mai mic decât 115 se simbolizează cu 110.

Pozițiile de sudare. După pozițiile de sudare, electrozii se simbolizează cu o cifră (de la 1 la 5) conform tabelului 2 din STAS 1125/1-91. Astfel, cifra 1 semnifică toate pozițiile de sudare.

Caracteristicile curentului de sudare sunt simbolizate printr-o cifră de la 1 la 9 (conform tabelului 3 din STAS 1125/1-91).

Conținutul de hidrogen difuzibil este simbolizat prin litera H, dar numai în cazul când conținutul acestuia nu depășește 15 cm³ la 100 g de metal depus și constituie o condiție necesară pentru utilizare (de exemplu la electrozii bazici). În caz de necesitate litera H poate fi urmată de cifre care indică conținutul maxim de hidrogen difuzibil.

Exemplul de notare a unei mărci de electrod destinat pentru sudarea oțelurilor carbon cu următoarele caracteristici:

- rezistența la rupere: $R_m = 430 \dots 510 \text{ N/mm}^2$;
 - limita de curgere: $R_{p0,2} = 310 \dots 410 \text{ N/mm}^2$;
 - energia de rupere: KV la 0 °C $\geq 28 \text{ J}$;
 - înveliș: rutilic, cu grosime medie;
 - randament efectiv: $R_E < 105 \%$;
 - pozițiile de sudare: toate, exceptând cea verticală descendentă;
 - curent de sudare: continuu cu polaritate negativă sau alternativă cu tensiunea de mers în gol a transformatorului de min. 50 V;
 - conținutul de hidrogen difuzibil peste 15 cm³ la 100 g de metal depus;
- E 43.2 R.2.2/ SR EN 499:1997.

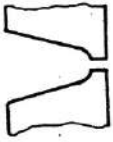

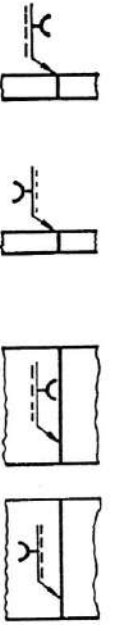
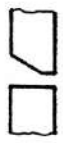

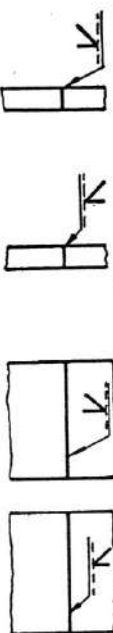

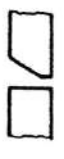
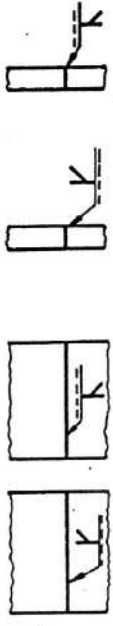



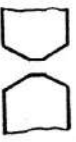


7.2. Simbolizarea, notarea și cotarea asamblărilor sudate






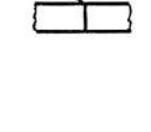
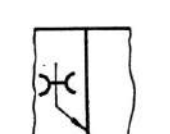


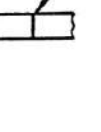
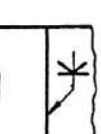









Reprezentarea în desenul tehnic a asamblărilor sudate se realizează conform tabelului 7.2. Reprezentarea convențională a îmbinărilor trebuie să furnizeze toate indicațiile necesare referitoare la asamblarea ce urmează a fi realizată, fără ca prin aceasta să se supraîncarce desenul.

Formele și dimensiunile rosturilor la sudarea cu arc electric și cu gaze sunt prezentate în SR EN 29692:1994, iar pentru sudarea oțelurilor sub strat de flux în STAS 6726-85.


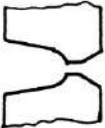
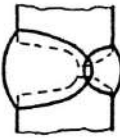
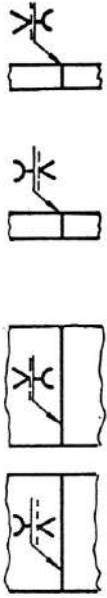


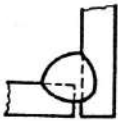
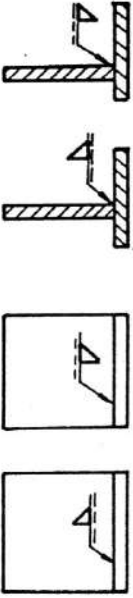

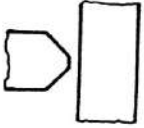
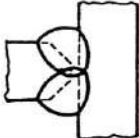

Simbolurile asamblărilor sudate (fig.7.3) se plasează pe desen prin intermediul următoarelor elemente: o linie de indicație (I), executată cu linie, continuă subțire, care se sprijină

Tabelul 7.2 (continuare)

1	2	3	4	5
Sudură în U	Y			
Sudură în 1/2 V	V			
Sudură în 1/2 Y	Y			
Sudură în 1/2 U	P			
Sudură în X	X			

1	2	3	4	5
Sudură în Y pe ambele părți				
Sudură în U pe ambele părți				
Sudură în K				
Sudură în 1/2 Y pe ambele părți				
Sudură în 1/2 U pe ambele părți				

Tabelul 7.2 (continuare)

1	2	3	4	5
Sudură combinată în U - V				
Sudură în colț				
Sudură în colț (T) cu pregătirea marginilor în 1/2 Y pe ambele părți				

printr-o săgeată pe cordonul de sudură (4); o linie de referință, formată dintr-o linie continuă (2 a), și o linie întreruptă (2 b), subțiri și paralele. Linia de indicație (1) poate avea o poziție oarecare față de asamblarea sudată. În cazul în care numai una dintre piese este prelucrată, linia de indicație (1) trebuie să fie orientată obligatoriu spre aceasta. Linia de referință (2) se trasează, de preferință, paralel cu baza desenului sau cu axa îmbinării sudate.

Simbolul (3) se amplasează, în funcție de spațiul disponibil, fie deasupra, fie dedesubtul liniei de referință. Astfel, simbolul se amplasează: pe linia continuă de referință dacă suprafața exterioară a sudurii se află pe partea dinspre linia de indicație (fig. 7.4, c și fig. 7.5, c); pe linia întreruptă de referință dacă suprafața exterioară a sudurii se află pe partea opusă a liniei de indicație (fig. 7.4, b și fig. 7.5, b); simetric față de linia continuă de referință dacă sudura este simetrică (fig. 7.6).

Fiecare simbol este însoțit de cote care se dispun față de acesta astfel: la stânga, adică în fața simbolului, se plasează cota referitoare la dimensiunea sudurii în secțiune transversală, iar la dreapta, adică după simbol se plasează cotele referitoare la dimensiunea longitudinală a sudurii (v. fig. 7.4, 7.5 și 7.6).

În cazul sudurilor de colț, se indică două metode de cotare (fig. 7.5). Din această cauză valoarea numerică a cotei trebuie precedată, după caz, de simbolurile a (grosimea sudurii, care reprezintă înălțimea celui mai mare triunghi isoscel înscris în secțiune) sau z (cateta celui mai mare triunghi isoscel înscris în secțiune).

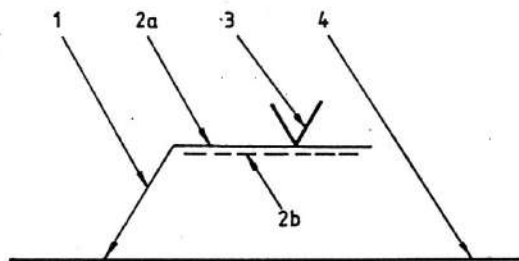


Fig. 7.3

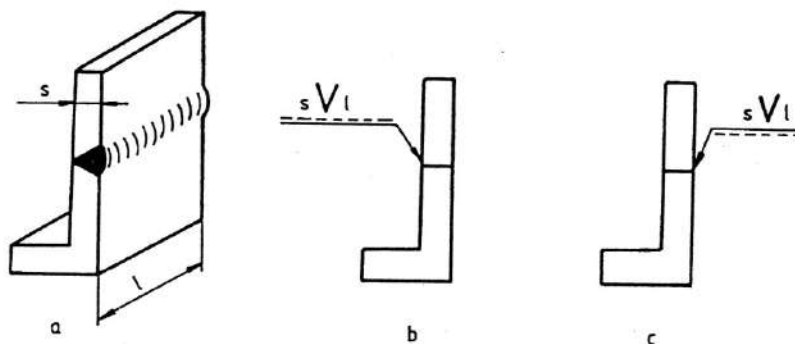


Fig. 7.4

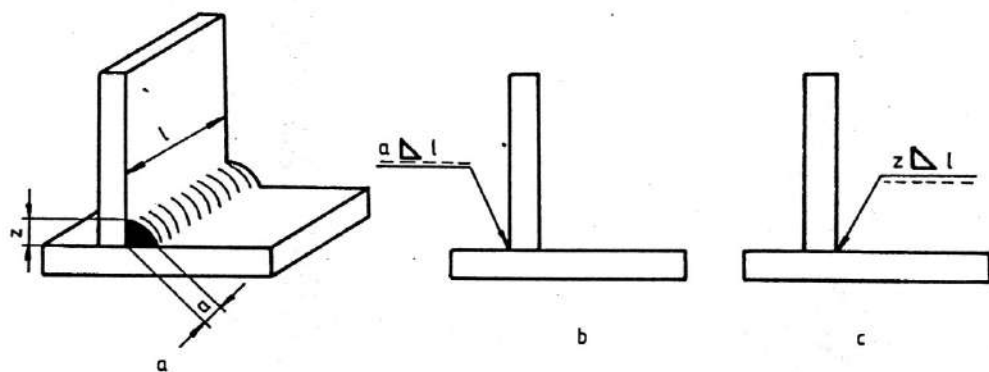


Fig. 7.5

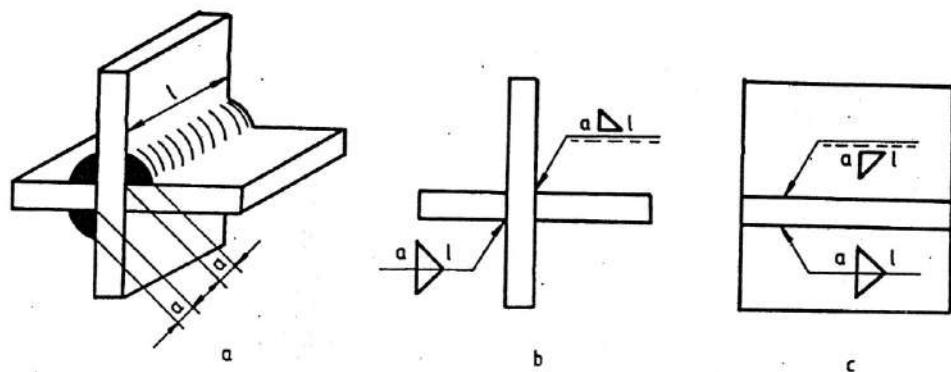


Fig. 7.6

Sudura pe contur se simbolizează printr-un cerc amplasat la intersecția liniei de indicație cu linia de referință (fig. 7.7, a), iar sudura executată la montaj se simbolizează printr-un stegeț amplasat la intersecția liniei de indicație cu linia continuă de referință (fig. 7.7, b).

Alte indicații ce pot fi reprezentate pe desen se referă la (fig. 7.8, a): procedeul de sudare (STAS 8325-77); abateri limită la dimensiunile cordonului de sudură; clasa de calitate; poziția de sudare (STAS 7365-74); materialul de adaos folosit.

O îmbinare sudată în Y, realizată prin sudare cu arc electric cu electrod învelit de tipul E 51.1 (SR EN 499:1997), în clasa de abateri mijlocie (STAS 9101/1-89) și clasa de calitate III, poziția de sudare orizontală A1 se notează ca în fig. 7.8, b.

În afara simbolurilor de bază în SR EN 22553:1995 sunt prezentate simbolurile suplimentare care indică forma suprafeței exterioare a cordonului de sudură sau prelucrarea acestei suprafețe. Aceste simboluri se utilizează în combinație cu simbolurile de bază. Absența simbolului suplimentar din reprezentarea unei îmbinări semnifică faptul că nu este necesară precizarea formei suprafeței exterioare a îmbinării sudate, respectiv că suprafața exterioară nu se prelucrează.

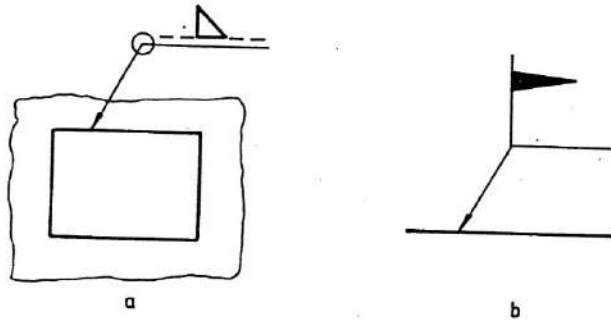


Fig. 7.7

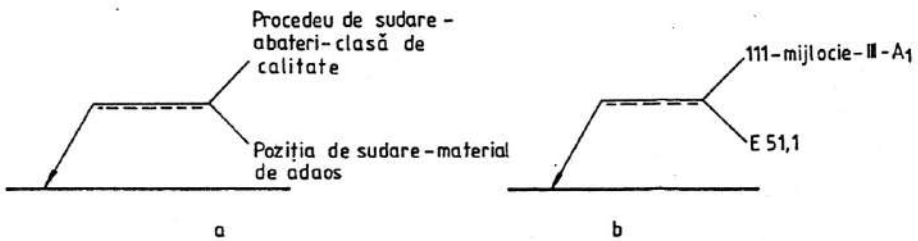


Fig. 7.8

Notarea procedeeilor de verificare nedistructivă a îmbinărilor sudate (STAS 735/2-87) se face cu ajutorul următoarelor elemente (fig.7.9, a): o linie de indicație (1) și o linie dublă de referință, formată dintr-o linie continuă (2a) și o linie întreruptă (2b); în cazul îmbinărilor simetrice, linia dublă este înlocuită de o linie continuă de referință; simbolul procedeeului (3), numărul de verificări x lungimea de verificat, simbolul verificării executate pe contur (5), respectiv la montaj (6) și dacă este cazul, indicații suplimentare.

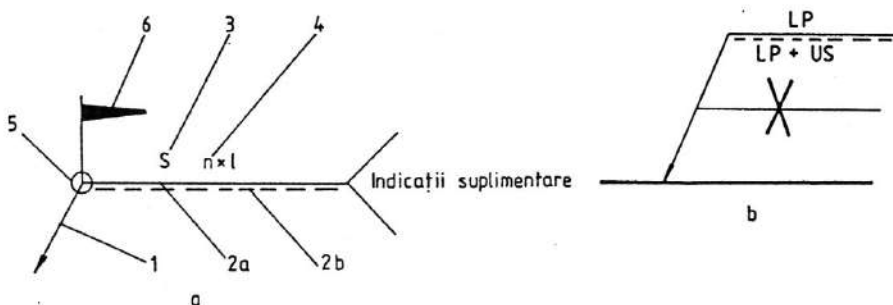


Fig. 7.9

Notarea procedeele de verificare nedistructivă se face, de obicei, împreună cu notarea îmbinărilor sudate, prin prelungirea liniei de indicație în sens contrar săgeții și executarea a încă unei linii duble de referință, pe care se notează procedeele de verificare a îmbinării precizată de linia de indicație (fig. 7.9, b). În cazul în care sunt prevăzute mai multe procedee de verificare pentru aceeași parte a îmbinării, simbolurile se indică în ordinea efectuării verificărilor, despărțite prin semnul +.

Procedeele de verificare nedistructivă, utilizate uzual la examinarea îmbinărilor sudate se simbolizează cu litere, conform tabelului 7.3.

Tabelul 7.3 Simbolizarea procedeele de verificare a sudurilor
(STAS 735/2-87 - extras)

Metoda de verificare	Procedeele de verificare	Simbolul
Optică	Vizual	V
Capilară	Cu lichide penetrante	LP
Cu radiații penetrante	Radiografic	RP
	Radioscopic	RR
	Prin ionizare	RI
Prin curenți turbionari	Prin curenți turbionari	CT
Acustică	Cu ultrasunete	US
	Cu emisie acustică	EA
Magnetică	Cu pulberi magnetice	PM
	Cu traductor feromagnetic	TF
	Magnetografic	M
Străpungerii (etanșeitate)	Hidrostatic	E

7.3. Calculul îmbinărilor sudate

Calculul îmbinărilor sudate se face considerând că secțiunea periculoasă este secțiunea cordonului de sudură.

Astfel, în cazul solicitării axiale a pieselor sudate (fig.7.10) se consideră că în cordoanele de sudură apar tensiuni normale de tracțiune sau compresiune determinate cu relația:

$$\sigma_s = \frac{F}{A_s},$$

în care A_s este suprafața secțiunii periculoase a cordonului de sudură, dependentă de forma și dimensiunile acestuia. Astfel, pentru exemplele prezentate în fig. 7.10 aria A_s va fi:

$$\text{Fig.7.10, } a \rightarrow A_s = a \cdot l$$

$$\text{Fig.7.10, } b \rightarrow A_s = \pi(d - a) \cdot a$$

$$\text{Fig.7.10, } c \rightarrow A_s = 2a(l_1 + l_2)$$

$$\text{Fig.7.10, } d \rightarrow A_s = 2a(d + a)$$

(7.4)

Sau în general:

$$A_s = \Sigma(a \cdot l) \quad (7.5)$$

O altă situație frecvent întâlnită în construcția de mașini o reprezintă cazul a două piese suprapuse îmbinate printr-o sudură de colț, îmbinare supusă la solicitări axiale (fig. 7.11) sau ale unor elemente sudate care transmit momente de torsiune (fig. 7.12).

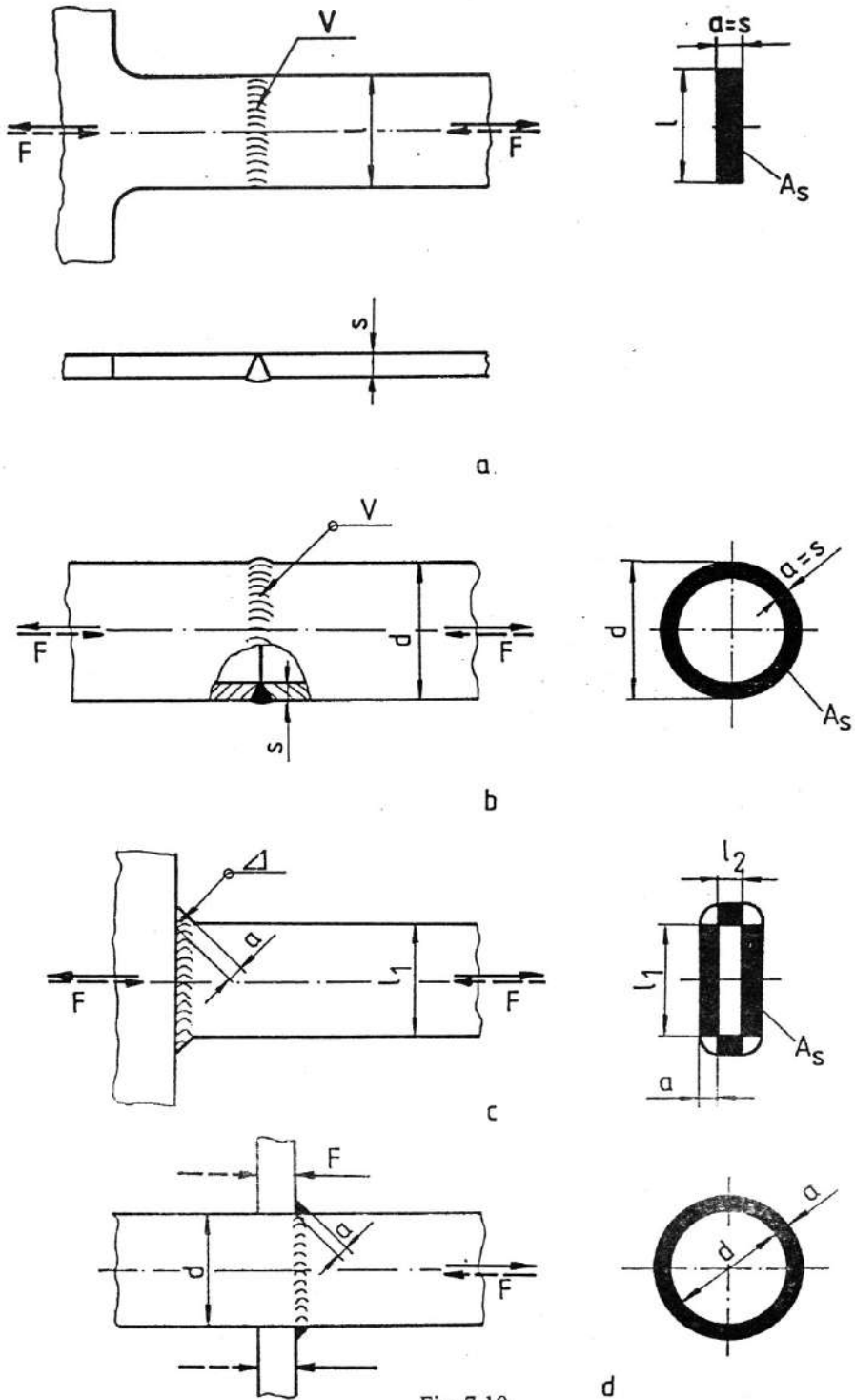


Fig. 7.10

Conform schemei prezentate în fig. 7.11, *a*, tensiunea principală din secțiunile periculoase ale cordoanelor de sudură este tensiunea de forfecare, a cărei mărime se determină cu relația

$$\tau_s = \frac{F}{A_s} = \frac{F}{\sum(1 \cdot a)}, \quad (7.6)$$

care, particularizează pentru notațiile din fig. 7.11, *b*, în care este prezentată aria convențională supusă la forfecare, este:

$$\tau_s = \frac{F}{a(2l_1 + l_2)}. \quad (7.7)$$

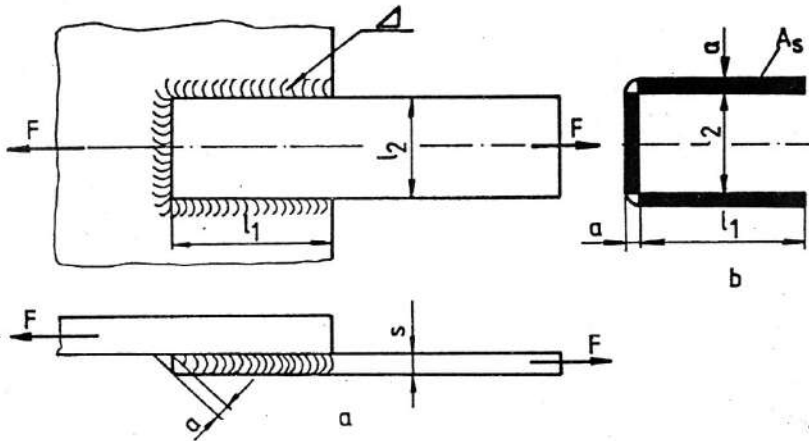


Fig. 7.11

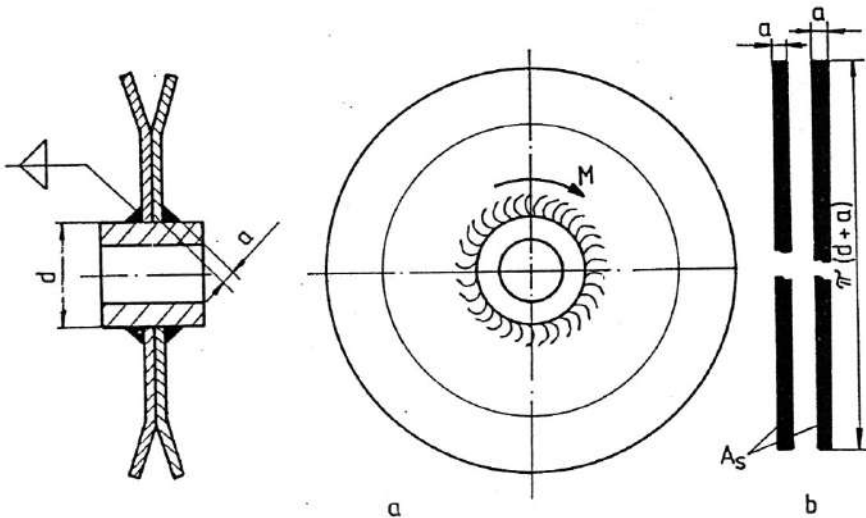


Fig. 7.12

În cazul sudurii de colț dintre o roată și o bușă între care se transmite un moment de torsiune (fig. 7.12), îmbinarea sudată va fi solicitată, în secțiunea periculoasă, de o forță T determinată dintr-o ecuație de momente față de axa de rotație:

$$T = \frac{2M}{d},$$

iar tensiunea de forfecare corespunzătoare va fi

$$\tau_f = \frac{T}{A_s} = \frac{2M}{d \cdot 2\pi \cdot (d+a) \cdot a} = \frac{M}{\pi \cdot (d+a) \cdot a}. \quad (7.8)$$

O altă situație întâlnită în construcția de mașini este solicitarea de încovoiere a cordoanelor de sudură. Astfel în fig. 7.13, *a* este prezentată o sudură cap la cap, iar în fig. 7.13, *b* este o sudură de colț supuse la încovoiere. În afara tensiunilor de încovoiere, a căror distribuție este prezentată în fig. 7.14, *a* și *b*, mai apar și tensiuni de forfecare generate de reacțiunile verticale F_r , ce se exercită în cordoanele de sudură (fig. 7.14, *c* și *d*).

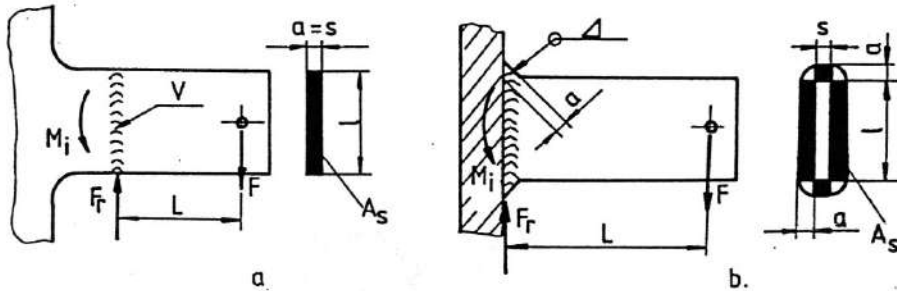


Fig. 7.13

În general, tensiunea de încovoiere din cordoanele de sudură se poate determina cu o relație de forma

$$\sigma_s = \frac{M_i}{I_s} \cdot e. \quad (7.9)$$

Cu notațiile din fig. 7.13, *a*,

$$I_s = \frac{al^3}{12} \quad \text{și} \quad e = \frac{l}{2},$$

iar pentru schema din fig. 7.13, *b*:

$$I_s = 2 \frac{al^3}{12} + 2as \frac{l^4}{4} \quad \text{și} \quad e = \frac{l}{2}.$$

Tensiunile de forfecare din cordoanele de sudură vor fi:

$$\tau_s = \frac{F}{A_s} = \frac{F}{sl} \quad (\text{fig. 7.13, } a);$$

$$\tau_s = \frac{F}{A_s} = \frac{F}{2(l+s)a} \quad (\text{fig. 7.13, } b).$$

În cazul în care în cordoanele de sudură apar simultan tensiuni normale și tangențiale se determină o tensiune echivalentă [2]

$$\sigma_{s\text{ech}} = \sqrt{\sigma_s^2 + \tau_s^2}.$$

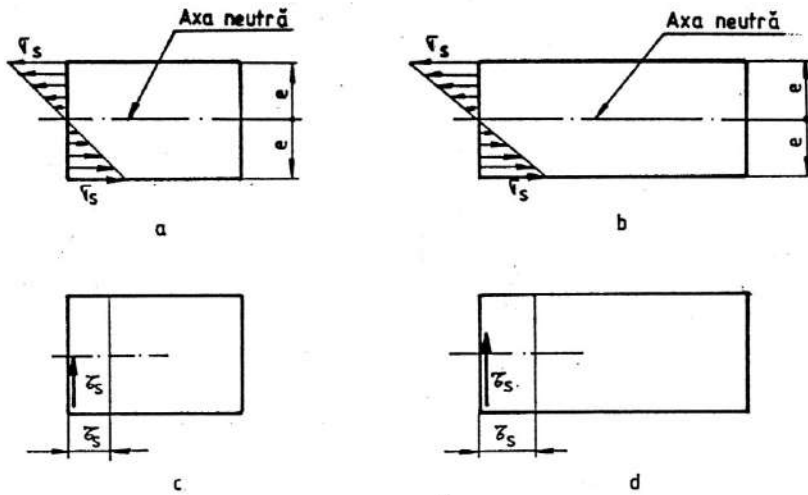


Fig. 7.14

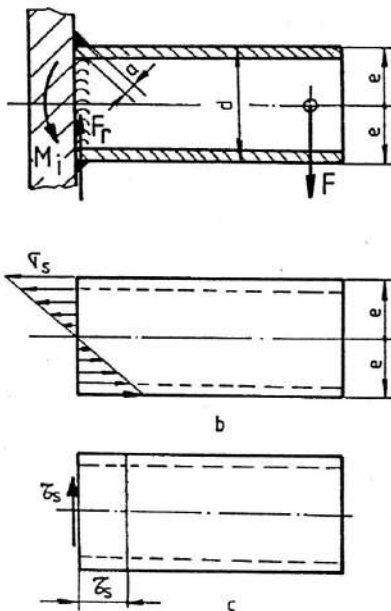


Fig. 7.15

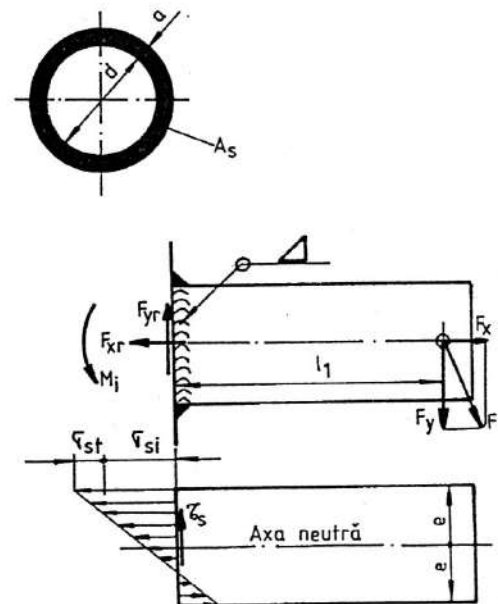


Fig. 7.16

Un caz particular este cel al sudurii unei piese cu secțiune inelară de o tablă (fig.7.15), tensiunea de încovoiere în acest caz se determină tot cu relația (7.9) în care

$$I_s = \pi(d+2a)^4/64; \quad e = d/2,$$

iar tensiunea de forfecare a sudurii se determină cu relația (7.6) în care

$$A_s = \pi(d+a)a.$$

În cazul în care forța care soliciță o grindă în consolă are o direcție oarecare (fig. 7.16), este necesară descompunerea acesteia pe două direcții orizontală și verticală. Componenta verticală F_y generează momentul încovoietor $M_i = F_y \cdot l_1$ și determină tensiunea de încovoiere $\sigma_{si} = M_i / I_s$. Componenta orizontală F_x determină o tensiune de tracțiune $\sigma_{st} = F_x / A_s$. Cele două tensiuni se sumează algebric generând o tensiune rezultantă $\sigma_{sr} = \sigma_{si} \pm \sigma_{st}$.

În cazul în care forța F care soliciță grinda în consolă are o direcție oarecare, dar nu este situată pe axa neutră, atunci momentul încovoietor care soliciță asamblarea sudată se obține ca o sumă algebrică de momente încovoietoare $M_{ir} = F_x l_1 + F_y l_2$, notațiile având semnificațiile rezultate din fig. 7.17.

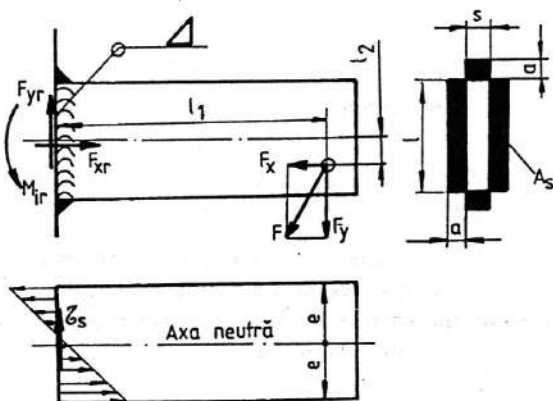


Fig. 7.17

În afara tensiunilor normale, îmbinările sudate din fig.7.16 și 7.17 mai sunt solicițate și la forfecare de reacțiunile F_{yr} , mărimea tensiunilor de forfecare fiind $\tau_s = F_{yr} / A_s$.

O altă solicițare la care poate fi supusă îmbinarea sudată de colț a două piese (v. fig.7.11) este solicițarea de încovoiere (fig.7.18). Forța F care soliciță îmbinarea generează, față de centrul C de răsucire al îmbinării, un moment încovoietor $M_i = FL$. Acest moment de-

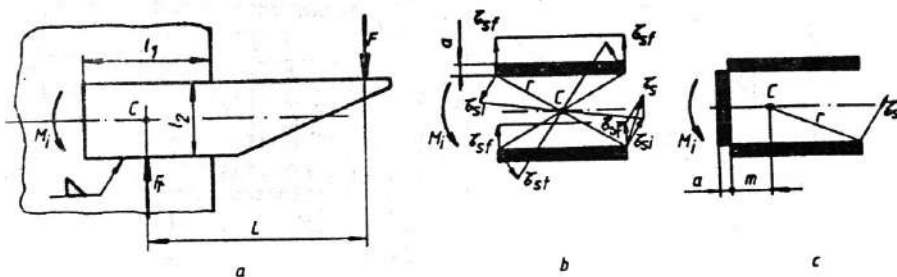


Fig. 7.18

termină în secțiunea periculoasă a coordonatelor de sudură o tensiune de forfecare $\tau_{si} = M_i r / I_p$, în care I_p este momentul de inerție polar al secțiunii cordoanelor de sudură, iar r este raza de răsucire maximă.

În afara tensiunilor tangențiale datorate momentului încovoietor, în secțiunile periculoase îmbinarea sudată este solicitată la forfecare de reacțiunea verticală F , determinând tensiunile $\tau_s = F_r / A_s$. Cele două tensiuni τ_{si} și τ_{sf} pot fi compuse geometric. Un calcul mai simplu și totodată acoperitor constă în sumarea algebrică a celor două tensiuni (fig.7.18, b):

$$\tau_s = \tau_{si} + \tau_{sf} = \frac{M_i}{I_p} + \frac{F_r}{A_s}.$$

În cazul în care îmbinarea sudată este realizată printr-o sudură de colț bilaterală (fig.7.18, b), atunci momentul de inerție polar și aria secțiunilor periculoase ale cordoanelor de sudură se determină cu relațiile

$$I_p = \frac{al_1}{6} (3l_2^2 + l_1^2); \quad A_s = 2al_1. \quad (7.10)$$

Dacă la sudura de colț bilaterală se mai adaugă și o sudură de colț frontală (fig.7.18, c), atunci:

$$I_p = \frac{al_1}{6} \left(3l_2^2 + \frac{l_2^2}{2l_1} + 4l_1^2 \right) - a(2l_1 + l_2)m^2; \quad A_s = a(2l_1 + l_2). \quad (7.11)$$

Calculul unor îmbinări sudate cu o formă geometrică complexă solicitate la încovoiere (fig.7.19) presupune determinarea prealabilă a poziției axei neutre $x-x$ față de una dintre marginile piesei sudate. Conform schemei din fig.7.19, distanța e_1 a axei neutre față de marginea inferioară a piesei sudate se determină cu relația

$$e_1 = \frac{\sum A_i r_i}{\sum A_i}, \quad (7.12)$$

iar mărimea momentului de inerție axial I_x se determină cu relația

$$I_x = \sum A_i x_i^2, \quad (7.13)$$

în care x_i este poziția centrului secțiunii periculoase a sudurii „ i ” considerate față de axa neutră.

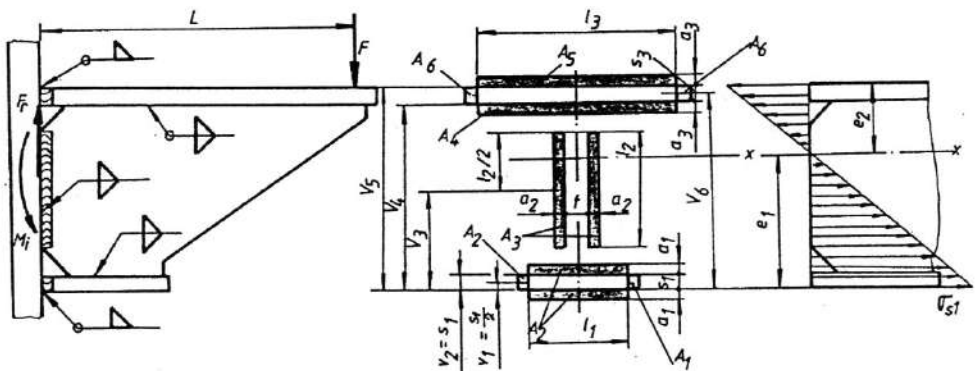


Fig. 7.19

Momentul încovoietor care solicită îmbinarea este $M_i = F \cdot L$, iar tensiunea încovoietoare generată de acesta este $\sigma_{si} = M_i e_1 / I_p$. Concomitent cu tensiunea de încovoiere în secțiunea periculoasă a cordoanelor de sudură apare și tensiunea de forfecare $\tau_{sf} = F_r / \sum A_i$, iar tensiunea echivalentă va fi

$$\sigma_s = \sqrt{\sigma_{si}^2 + \tau_{sf}^2}.$$

Pe baza celor menționate anterior pot fi rezolvate majoritatea problemelor concrete de determinare a tensiunilor în cordoanelor de sudură întâlnite în construcțiile metalice și de mașini.

Tensiunile efective sau echivalente maxime din secțiunile periculoase ale cordoanelor de sudură se compară cu cele admisibile ale materialelor pieselor sudate.

Pe baza unor încercări de anvergură, în domeniul construcțiilor metalice, au fost stabilite, cu suficientă exactitate, valorile tensiunilor admisibile pentru diverse tipuri de îmbinări sudate și de solicitări exterioare. De asemenea există standarde de evaluare a mărimii tensiunilor exterioare și prescripții care impun o supraveghere atentă și asigură o execuție bună a lucrărilor se sudare.

În cadrul principiilor de calcul și proiectare pentru construcția metalică a instalațiilor de ridicat în STAS 8290-83 se clasifică acțiunile ce încarcă construcția metalică în timpul funcționării astfel:

- acțiuni permanente (P), care includ: încărcări datorate greutatei proprii și a eforturilor inițiale;
- acțiuni temporare (T), care se împart în două categorii: acțiuni temporare principale (T_p) în care intră încărcări nominale, forțele de inerție, forțele centrifuge etc. și acțiuni temporare secundare (T_s) generate de acțiunea vântului, variațiile de temperatură etc;
- acțiuni excepționale (E), care se referă la forțele de lovire din tampoane și opritori; încărcări generate de sarcinile de verificare cu ocazia recepției sau a autorizării pentru darea în funcțiune a instalației; alte încărcări.

Acțiunile permanente, temporare și excepționale se combină funcție de condițiile concrete de exploatare ale utilajului, rezultând grupări de acțiuni. Acestea pot fi: grupări fundamentale grupări fundamentale PT_p , care se obțin prin suprapunerea acțiunilor permanente și acțiunilor temporare (principale și secundare) și grupări speciale (PTE).

Pentru construcțiile metalice ale instalațiilor de ridicat realizate prin sudare în STAS 8290-83 se recomandă utilizarea laminatelor livrate sub formă de produse deformate plastic la cald, executate din:

- oțeluri de uz general pentru construcții: (OL 37 și OL 52 STAS 500/1-89 și STAS 500/2-80);
- oțeluri pentru țevi: (OLT 35 și OLT 45 STAS 8183-80);
- alte oțeluri de uz general, slab aliate sau speciale adoptate funcție de importanța și destinația construcției (OL 50.1 și OL 60.1 STAS 500/2-80; OT 40 și OT 50 SR ISO 3755:1994).

În cazul îmbinărilor sudate, rezistențele admisibile pentru elemente realizate din profile laminate la cald se obțin prin împărțirea limitei de curgere a materialului utilizat la un coeficient de siguranță corespunzător grupării de acțiuni respective. Astfel (STAS 8290-83, Tabelul 11) pentru PT_p , $C_1 = 1,5$; pentru PT , $C_1 = 1,35$ și pentru PTE , $C_1 = 1,15$.

Pe baza celor menționate, rezistențele admisibile pentru profile și table laminate la cald sunt date în tabelul 7.4; în tabelul 7.5 sunt prezentate rezistențele admisibile ale cordoanelor de sudură.

Comparând tensiunile efective sau echivalente maxime cu cele admisibile prezentate în tabelele 7.4 și 7.5, pot fi dimensionate îmbinările sudate utilizate în domeniul construcțiilor metalice. Totodată acest calcul poate fi utilizat și pentru predimensionarea îmbinărilor sudate utilizate în construcția de mașini, domeniu în care nu s-au întocmit până în prezent tabele sau diagrame de rezistențe admisibile, deși există preocupări în acest sens [1].

Tabelul 7.4 Rezistențe admisibile pentru profile și table laminat la cald
(STAS 8290-83)

Tipul tensiunii	Simbol	Coeficientul aplicat în raport cu	Tensiuni admisibile [MPa] pentru oțelul laminat la cald marca:								
			OL 37 și OLT 35			OLT 45			OI 52		
			Grupări de acțiuni								
			PT _p	PT	PTE	PT _p	PT	PTE	PT _p	PT	PTE
Tensiune normală	σ_a	1,0	160	180	210	175	195	220	240	270	310
Forfecare	τ_a	0,575	92	104	120	–	–	–	138	156	180
Presiune locală	σ_{1a}		–			–	–	–	900	110 0	1170

Prin forma lor complexă, organele de mașini prezintă dificultăți atât în executarea și controlul cordoanelor de sudură, cât și în estimarea tensiunilor din secțiunile periculoase.

Având în vedere și faptul că de multe ori încărcările statice și dinamice ale organelor de mașini sunt complexe, putând interveni aleator sarcini accidentale, șocuri și vibrații a căror mărime nu poate fi stabilită cu precizie, coeficienții de siguranță recomandați în astfel de situații vor avea valori mai mari de 1,5 (recomandați în construcțiile metalice), ajungând până la 3 și chiar 4. Aceste aspecte impun și metode de calcul diferite.

Pentru a lua în considerare prezența șocurilor, gradul de pericolozitate a mașinii etc. în determinarea sarcinii care acționează asupra cordoanelor de sudură se introduc diverși coeficienți. Astfel:

- imprecizia cunoașterii solicitărilor exterioare este luată în calcul prin introducerea unui coeficient de incertitudine $a_1 = 1,1 \dots 1,3$;
- dacă distrugerea sudurii pune în pericol viața oamenilor sau deteriorează alte instalații și mașini, se introduce un coeficient de pereclitare $a_2 = 1,2 \dots 1,5$;
- dacă îmbinările sudate sunt supuse la șocuri, se introduce un factor dinamic (sau coeficient de impact φ) dependent de felul mașinii (tabelul 7.6).

După predimensionare este recomandabil ca, în cazul organelor de mașini, îmbinările sudate să fie verificate la oboseală. Calculul de verificare se poate face în două moduri:

- prin determinarea coeficientului de siguranță al îmbinării și compararea acestuia cu o valoare admisibilă specifică destinației;
- prin compararea tensiunilor maxime din îmbinare cu rezistența la oboseală a materialului.

Calculul coeficientului de siguranță la oboseală a îmbinării sudate se poate face cu relația:

$$C = \frac{\sigma_R}{\frac{k_\sigma}{\varepsilon \cdot \gamma} \cdot \sigma_{\max}}, \quad (7.11)$$

în cazul în care se cunoaște valoarea rezistenței la oboseală σ_R a materialului de bază pentru caracteristica R a ciclului de solicitare a îmbinării, sau cu una dintre următoarele relații:

$$C = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{k_\sigma}{\varepsilon \cdot \gamma} \cdot \sigma_v + \psi_\sigma \cdot \sigma_m} \quad \text{sau} \quad C = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{k_\sigma \cdot \sigma_v}{\varepsilon \cdot \gamma} + \frac{\sigma_{-1}}{\sigma_r} \cdot \sigma_m}, \quad (7.12)$$

în cazul în care, din standarde, pot fi cunoscute rezistențele la oboseală ale materialului de bază pentru un ciclu alternant simetric σ_{-1} și pulsator σ_0 de solicitare.

Tabelul 7.5 Rezistențe admisibile ale cusăturilor de sudură (STAS 8290-83; extras)

Natura efortului	Tipul cusăturii	Calitatea sudurii	Simbol	Coeficientul aplicat în raport cu rezistența materialului de bază	Grupa de încălzire													
					OLT 35						OLT 45						OLT 52	
					PT _p	PT	PTE	PT _p	PT	PTE	PT _p	PT	PTE	PT _p	PT	PTE		
Efort unitar de comparație	Toate tipurile	—	σ_{comp}		160	180	210	175	195	220	240	270	310					
Efort unitar de întindere transversal pe axa longitudinală a cusăturii	Cusătură cap la cap cu pătrundere completă. Cusătură în K cu pătrundere completă. Cusătură în "Y" cu resudarea rădăcinii.	Cusături controlate cu mijloacele perfecționate (Roentgen, gamma). Fără fisuri, defecție în cusături sau la rădăcină. Clasa de execuție specială.	1,0		160	180	210	175	195	220	240	270	310					
		Cusături controlate cu mijloacele obișnuite. Clasa de execuție normală.	σ_{arL}	0,875	140	160	185	153	170	193	210	240	270					
	Cusătură în K fără pătrundere completă. Cusătură în 1/2 Y cu resudarea rădăcinii (sau cusătură în colț de partea opusă) fără pătrundere completă.	—	σ_{arL}	0,875	140	160	185	153	170	193	210	240	270					
	Cusătură în 1/2 Y fără resudare. Cusături în colț. Cusături cap fără pătrundere completă.	—	σ_{arL}	0,7	113	126	117	123	137	154	170	190	220					
Efort unitar de compresune pe axa longitudinală a cusăturii	Cusătură cap la cap. Cusătură în K. Cusătură în "Y" cu resudarea rădăcinii	—	σ_{arL}	1,0	160	180	210	175	195	220	240	270	310					
	Cusătură în 1/2 Y cu resudarea rădăcinii. Cusături în colț.	—	σ_{arL}	0,8	130	145	168	140	156	176	195	220	250					
Forfecare	Toate tipurile	—	τ_{ar}	0,7	113	126	117	123	137	154	170	190	220					

OBSERVAȚIE: Pentru toate tensiunile paralele cu axa longitudinală a cusăturii sunt valabile rezistențele admisibile conform tabelului. σ_{comp}

Tabelul 7.6. Coeficienți dinamici în construcția de mașini

Felul mișcării elementului de mașină	Exemple de mașini	Coeficientul dinamic φ
Piese cu mișcări uniforme de rotație	Mașini electrice, mașini de șlefuit, compresoare rotative, turbine cu abur și apă	1,0 ... 1,1
Piese cu mișcări regulate de dute-vino	Mașini cu abur, motoare cu ardere internă, pompe și compresoare cu piston, mașini de frezat, strunguri	1,2 ... 1,4
Piese cu mișcări de rotație sau dute-vino întreținute de șocuri	Prese pentru materiale plastice, prese de ambutisare, mașini de îndoit, mașini de îndreptat, angrenaje de laminoare, piese de batoze	1,3 ... 1,5
Piese cu mișcări de dute-vino însoțite de lovituri puternice	Prese cu șurub, prese de forjă, foarfece, mori cu ciocane	1,5 ... 2
Piese cu solicitări prin șoc	Concasoare, ciocane, laminoare	2,0 ... 3,0

În relațiile (7.11) și (7.12): σ_r reprezintă rezistența la rupere a materialului de bază, σ_{\max} și σ_{\min} se referă la nivelul real de solicitare și reprezintă tensiunea maximă și minimă a ciclului de solicitare;

$$\sigma_m = (\sigma_{\max} + \sigma_{\min})/2 \quad \text{și} \quad \sigma_v = (\sigma_{\max} - \sigma_{\min})/2,$$

reprezintă, respectiv, tensiunea medie și amplitudinea tensiunilor;

k_σ – coeficientul efectiv de concentrare a tensiunilor, cu valori prezentate în fig. 7.20 pentru oțel OL 37 pentru alte mărci de oțeluri, coeficientul k_σ aferent oțelului OL 37 trebuie înmulțit cu un coeficient și anume:

$$k_{\sigma OL 42} = 1,1 k_{\sigma OL 37}$$

$$k_{\sigma OL 52} = 1,2 k_{\sigma OL 37}$$

$$k_{\sigma OL 60} = 1,2 k_{\sigma OL 37}$$

γ – un coeficient dependent de calitatea execuției cordonului de sudură (pentru clasa I de execuție, se recomandă $\gamma = 1$);

ϵ – coeficientul dimensional (în general, valoarea $\epsilon = 1$; valori subunitare pentru ϵ se întâlnesc numai la grosimi mari ale cordoanelor de sudură – fig. 7.21);

$\psi_\sigma = (2\sigma_{-1} - \sigma_0)/2$ este factorul de formă al diagramei la oboseală.

Valori mai precise pentru elementele care intervin în calculul coeficienților de siguranță, în special pentru coeficientul efectiv de concentrare a tensiunilor, sunt prezentate în monografiile de specialitate [1]. Relații similare se utilizează pentru calculul coeficienților de siguranță în cazul în care secțiunile periculoase ale cordoanelor de sudură sunt supuse la forfecare. În cazul în care secțiunile periculoase ale cordoanelor de sudură apar simultan atât tensiuni normale, cât și tensiuni tangențiale, variabile periodic, se impune calculul coeficientului global de siguranță:

$$C = \frac{C_\sigma \cdot C_\tau}{\sqrt{C_\sigma^2 + C_\tau^2}} \quad (7.13)$$

În figura 7.22 sunt prezentate valorile recomandate ale coeficientului de siguranță determinat cu una dintre relațiile (7.11), (7.12) și (7.13) pentru organele de mașini executate din oțel sau din fontă (cifrele din paranteze). Cu linie întreruptă sunt precizate valorile minime admisibile ale coeficientului de siguranță pentru cazul în care valoarea solicitărilor este cunoscută cu precizie [1].

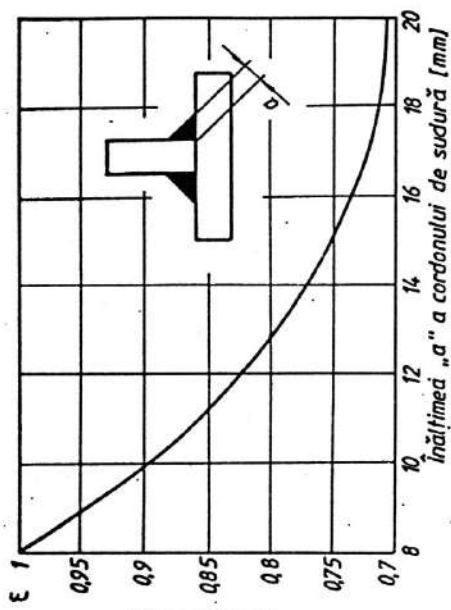
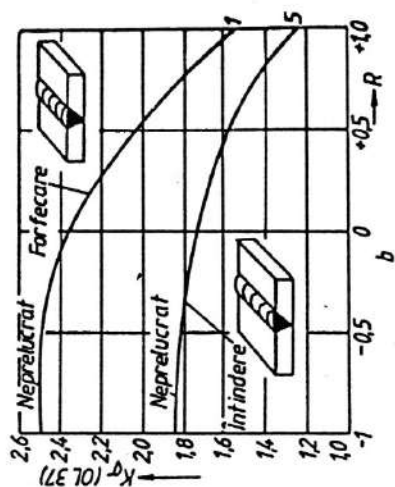


Fig. 7.21

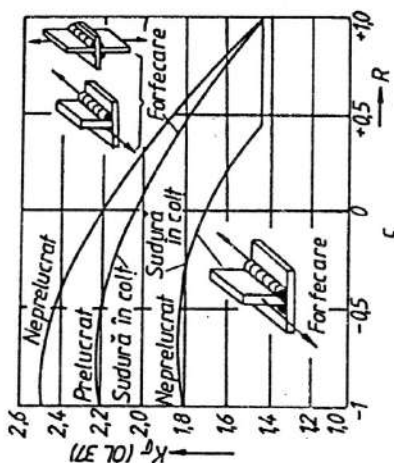
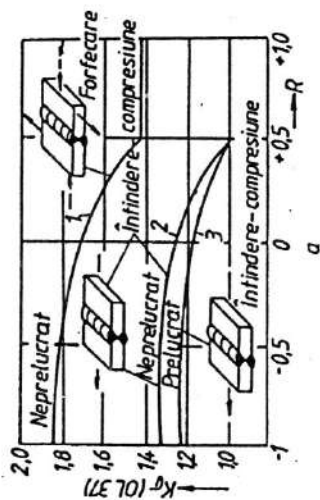


Fig. 7.20

Verificarea îmbinărilor sudate cu ajutorul rezistențelor admisibile se realizează printr-un calcul foarte simplu asemănător solicitărilor statice, comparând tensiunea maximă a ciclului real de încărcare (afectată de coeficienții datorăți prezenței șocurilor, a incertitudinii cunoașterii solicitărilor exterioare etc.) cu tensiunea admisibilă pentru cazul de îmbinare și solicitare:

$$\sigma_{\max} \leq \sigma_{aR} \quad \text{sau} \quad \sigma_{s \max} \leq \sigma_{s aR} \quad (7.14)$$

Deoarece, în general, nu se cunoaște rezistența admisibilă, unii autori recomandă calculul acesteia cu ajutorul diagramelor de rezistență la oboseală și a coeficienților de concentrare, de calitate, dimensional și de siguranță prin intermediul relației:

$$\sigma_{aR} = \frac{E \gamma \sigma_R}{k_a C} \quad (7.15)$$

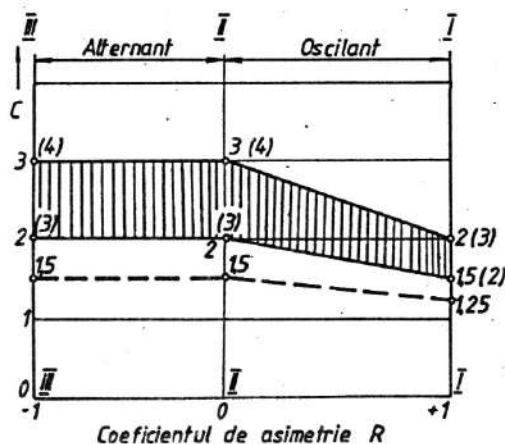


Fig. 7.22

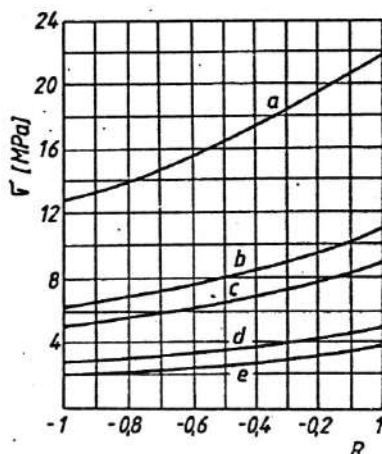


Fig. 7.23

În figura 7.23 sunt prezentate diagramele de variație ale rezistențelor admisibile deduse prin intermediul relației (7.15) pentru diverse tipuri de îmbinări sudate executate din oțel OL 37. Astfel: curba „a” reprezintă rezistența la oboseală a materialului de bază, curba „b” reprezintă rezistența la oboseală a materialului de bază influențat termic; curba „c” se referă la sudurile cap la cap cu rădăcină resudată; curba „d” se referă la sudurile de colț, iar curba „e” se referă la sudurile de colț frontale.

Un posibil algoritm de calcul al îmbinărilor sudate destinate organelor de mașini este prezentat în figura 7.24.

O categorie aparte de asamblări sudate o reprezintă asamblările utilizate pentru construcția recipientelor și a instalațiilor sub presiune. În majoritatea cazurilor, rezistența cordoanelor determină grosimea pereților recipientelor. Astfel, în cazul elementelor cilindrice simple supuse la presiune interioară, grosimea s_p de proiectare a elementului se calculează cu relația [5]:

$$s_p = \frac{p_c D}{2 \sigma_a z - p_c} + C_1 + C_{r1}, \quad (7.16)$$

în care: p_c este presiunea de calcul [Mpa]; D – diametrul interior al elementului [mm]; σ_a – tensiunea admisibilă determinată pe baza caracteristicilor materialului și a coeficienților de siguranță; z – coeficientul de rezistență al îmbinării sudate dependent de tipul îmbinării și de volumul examinării nedistructive, care pentru materialele feroase are valorile indicate în tabelul 7.7; C_1 – adaosul pentru condițiile de exploatare și reprezintă o grosime suplimentară care se adaugă la

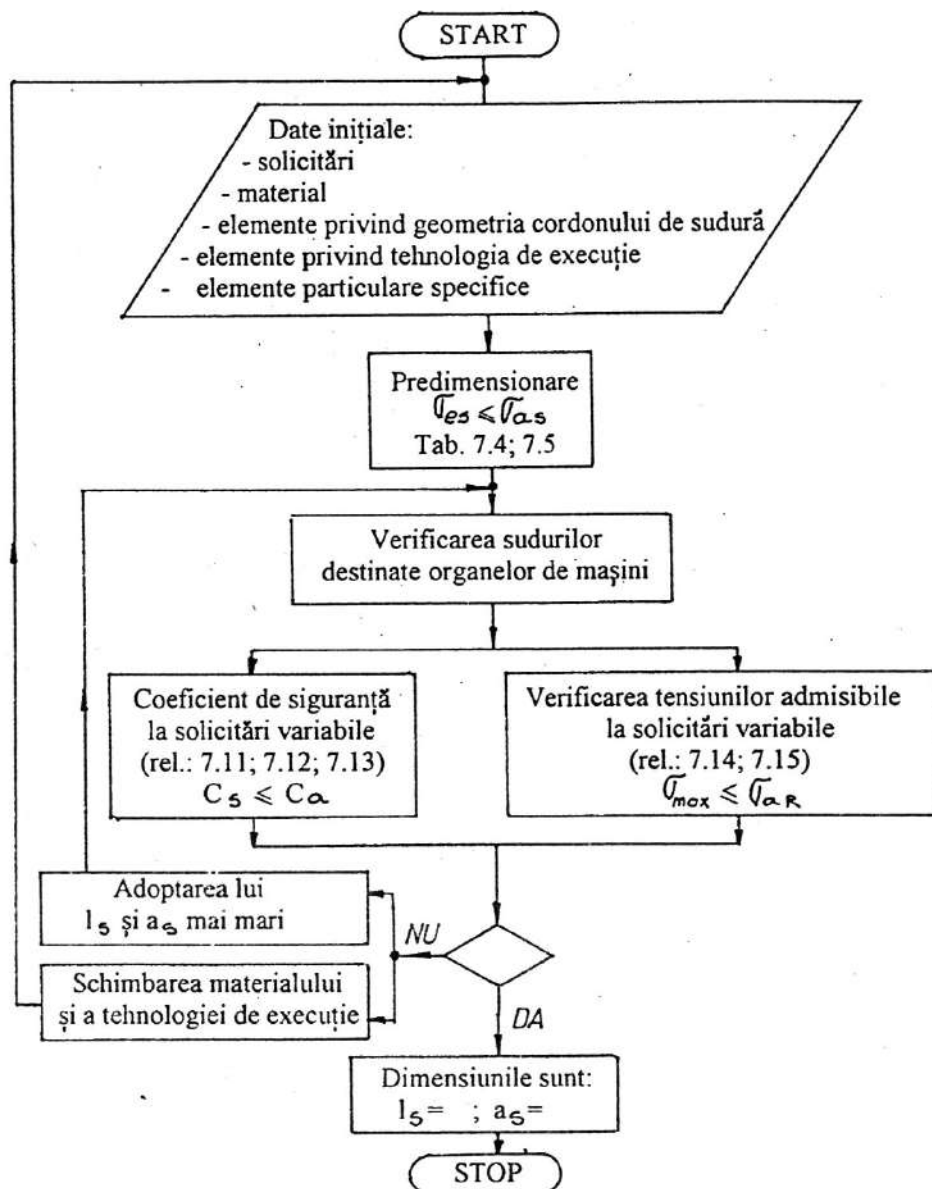


Fig. 7.24

peretele recipientului când acesta este susceptibil de a se subția prin coroziune sau eroziune, în scopul de a asigura o funcționare sigură a recipientului pe toată perioada de funcționare proiectată; C_{1r} – rotunjirea care se ia în calculul grosimii de proiectare și ține seama de valoarea grosimii imediat superioare standardizate a semifabricatului și de abaterea negativă la grosime.

Elementele suplimentare de calcul specific al îmbinărilor sudate destinate recipientelor și instalațiilor metalice sub presiune care se referă la sudarea flanșelor de conducte, a conductelor de elemente recipientelor și instalațiilor, modalități de dispunere și de întărire a găurilor practicate pe virole sau pe capace, sunt tratate pe larg într-o bogată literatură specifică calculului și construcției utilajului chimic.

Tablul 7.7. Valorile coeficientului de rezistență al îmbinării sudate, z , pentru materiale feroase

Nr. crt.	Tipul îmbinării sudate	Volumul examinării nedistructive		
		Total	Parțial	Fără
1	Îmbinări cap la cap executate automat prin orice procedeu de sudare cu arc electric sau cu gaze, pe ambele fețe sau pe o singură față cu completare la rădăcină	1	0,9	0,8
2	Idem nr. crt. 1, însă executate manual	0,95	0,85	0,7
3	Îmbinări cap la cap executate prin orice procedeu de sudare cu arc electric sau cu gaze, numai pe o față, fără inel sau placă suport la rădăcină ^{x)}	–	–	0,6
4	Idem nr. crt. 3, cu inel sau placă suport la rădăcină	0,9	0,8	0,7
5	Îmbinări în formă de T sau alte îmbinări de colț, cu pătrundere completă, asigurată din ambele părți, prin orice procedeu de sudare cu arc electric sau cu gaze	–	–	0,7
6	Îmbinări în formă de T sau alte îmbinări de colț, cu sudare pe o singură parte, prin orice procedeu de sudare cu arc electric	–	–	0,6

^{x)} Se admite numai pentru îmbinări ale elementelor cu grosime sub 15 mm și diametre exterioare mai mici de 600 mm.

Bibliografie

1. Teodorescu, C. C., Mocanu, D. R., Buga, M. *Îmbinări sudate*. Editura Tehnică, București, 1972.
2. Karl-Heinz Decker. *Maschinenelemente – Gestaltung und Berechnung*. Hanser-Carl Hanser Verlag, München – Wien, 1985.
3. Mateescu, D., Caraba, I. *Construcții metalice. Calculul și proiectarea elementelor din oțel*. Editura Tehnică, București, 1980.
4. * * * *Manualul inginerului mecanic. Materiale. Rezistența materialelor. Stabilitate elastică. Vibrații*. Editura Tehnică, București, 1973.
5. * * * *Prescripții tehnice pentru proiectarea, execuția, instalarea, exploatarea, repararea și verificarea recipientelor metalice sub presiune. C4 – 90*. Editura Tehnică, București, 1992.
6. Schimpke, P., Horn, ș.a. *Praktisches Handbuch der gesamten Schweisstechnik*. Vol. III. *Berechnen und Entwerfen der Schweisskonstruktionen*. Berlin, Gottingen, Heidelberg, Springer – Verlag, 1985.

8

ÎMBINĂRI PRIN LIPIRE ȘI ÎNCLEIERE

8.1. Îmbinări prin lipire

Lipirea este un procedeu de îmbinare nedemontabilă, eterogenă, a unor piese metalice, prin intermediul unui aliaj pentru lipire, care umectează materialul de bază solid. Temperatura de topire a aliajului pentru lipire este cu cel puțin 50 °C mai mică decât temperatura de topire a materialului pieselor îmbinate, denumit și material de bază.

Îmbinarea lipită este un element al construcției lipite format din cusătura lipită și zone de difuzare în cazul încălzirii generale, sau format de cusătura lipită și zonele influențate termic în scopul încălzirii locale.

O secțiune transversală printr-o îmbinare lipită evidențiază existența mai multor zone (fig. 8. 1): (1) este cusătura lipită care reprezintă zona îmbinării lipite, caracterizată printr-o structură de turnare a aliajului de lipit; (2) este zona de aliere, determinată de suprafața dintre materialul de bază și cusătura lipită sau limita dintre ele; (3) este zona de difuzie, caracterizată printr-o compoziție chimică modificată a metalului de bază datorită difuziei componentelor aliajului pentru lipire; (4) este zona materialului de bază cu structura, compoziția chimică și proprietățile modificate prin operația de lipire.

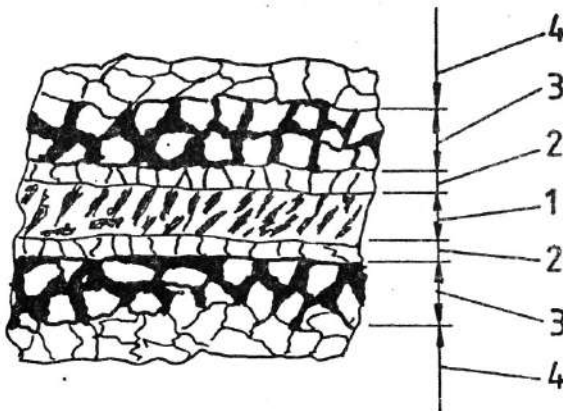


Fig. 8.1

În funcție de temperatura de topire a materialului de adaos și de rezistența mecanică a îmbinării prin lipire există lipire moale, pentru care se folosește un aliaj pentru lipire cu temperatura de topire mai mică de 450 °C, și lipire tare, pentru care se folosește un aliaj pentru lipire cu temperatura de topire mai mare sau egală cu 450 °C.

După scopul urmărit, lipirile pot fi de îmbinare, când printr-o operație de lipire se urmărește realizarea unei îmbinări, și de încărcare, când se urmărește depunerea unui aliaj de lipit pe suprafața unei piese.

Funcție de procedeele de lipire utilizate, îmbinările prin lipire pot fi clasificate după mai multe criterii. Astfel, după modelul de îndepărtare a oxizilor, putem avea *lipire cu flux, în mediu de gaz protector reducător, în mediu de gaz inert sau vid*; după modul de folosire a aliajului pentru lipire, distingem *lipire cu aliaj aplicat* pe piesa încălzită, cu aliaj așezat *prin imersie* și cu *piese stratificate*; după modul de execuție, lipirea poate fi *manuală, semimecanizată, mecanizată și automată*; iar după purtătorul de energie necesară lipirii, putem avea lipire cu *energie termică* sau cu *energie termoelectrică*.

O schemă sintetică de clasificare a îmbinărilor prin lipire este prezentată în fig. 8.2 (STAS 11212/2-84).

Utilizarea îmbinărilor prin lipire s-a impus datorită avantajelor pe care le prezintă, și anume: lipsa concentratorilor de tensiuni și a tensiunilor remanente; temperaturi relativ scăzute de realizare a îmbinării; posibilitatea îmbinării pieselor subțiri (table, sârme etc.); obținerea unor îmbinări estetice; nu sunt necesare prelucrări mecanice ulterioare; pot fi executate de muncitori cu calificare scăzută.

Dintre dezavantajele care limitează domeniul de aplicabilitate al acestor îmbinări pot fi menționate: rezistența mecanică inferioară îmbinărilor sudate; temperatura de funcționare scăzută.

Elementul esențial al oricărei îmbinări prin lipire este *materialul de adaos*. Acesta (cunoscut și sub numele de aliaj pentru lipire) este un metal sau aliaj metalic livrat sub forma de sârmă, vergele, foi, granule, pulberi, pastă, inele și preforme etc., care servește la realizarea îmbinării prin lipire. În cazul lipirii moi, sau a lipirii tari, se utilizează termenul de aliaj pentru lipire moale și, respectiv, aliaj pentru lipire tare.

Codul pentru notarea metalelor de adaos este stabilit în SR ISO 3677:1994. Conform acestui standard, codul de notare este format din două părți pentru aliajele pentru lipire moale și din trei părți pentru aliajele pentru lipire tare și sudare prin lipire, părțile fiind separate prin cratime.

Prima parte a codului conține o literă care indică domeniul de utilizare a materialului de adaos, astfel: S indică material de adaos destinat pentru lipire moale, iar B –material de adaos destinat pentru lipire tare și sudură prin lipire.

A doua parte a codului de simbolizare pentru metalele de adaos se compune dintr-un grup de simboluri care indică diversele metale sau nemetale care constituie aliajul de lipit. Astfel, primul este simbolul chimic al elementului principal al materialului de adaos, urmat de masa nominală, în precizie de $\pm 1\%$. Dacă conținutul elementului de aliere este prezentat sub forma unui interval, valoarea utilizată în notare va fi media intervalului, rotunjită la cel mai apropiat întreg. Urmează simbolurile chimice ale altor metale sau nemetale din componența aliajului indicate în ordinea descrescătoare a conținutului procentual. Numai în cazul aliajelor pentru lipire moale, fiecare simbol chimic trebuie să fie urmat de masa nominală în procente a elementului respectiv. Dacă două sau mai multe elementele au aceeași masă nominală în procente, acestea vor fi plasate în simbol în ordinea descrescătoare a numărului atomic. Metalele sau nemetalele cu un conținut inferior lui 1% nu trebuie indicate în simbolizarea aliajului de lipit. Excepție fac elementele funcționale ale aliajului, care trebuie indicate doar cu simbolul chimic în cazul aliajelor pentru lipire moale sau, cu simbolul chimic între paranteze pentru lipire tare sau sudare prin lipire. În SR ISO 3677:1994 se menționează faptul că trebuie indicate doar simbolurile chimice ale primilor șase constituenți. De asemenea, pentru materialele utilizate în electronică la lipire moale, partea a doua a simbolului trebuie urmată imediat de litera E.

Partea a treia a simbolului se utilizează doar pentru aliajele pentru lipire tare și sudare prin lipire. În această parte a simbolului sunt indicate temperaturile de început și de sfârșit ale

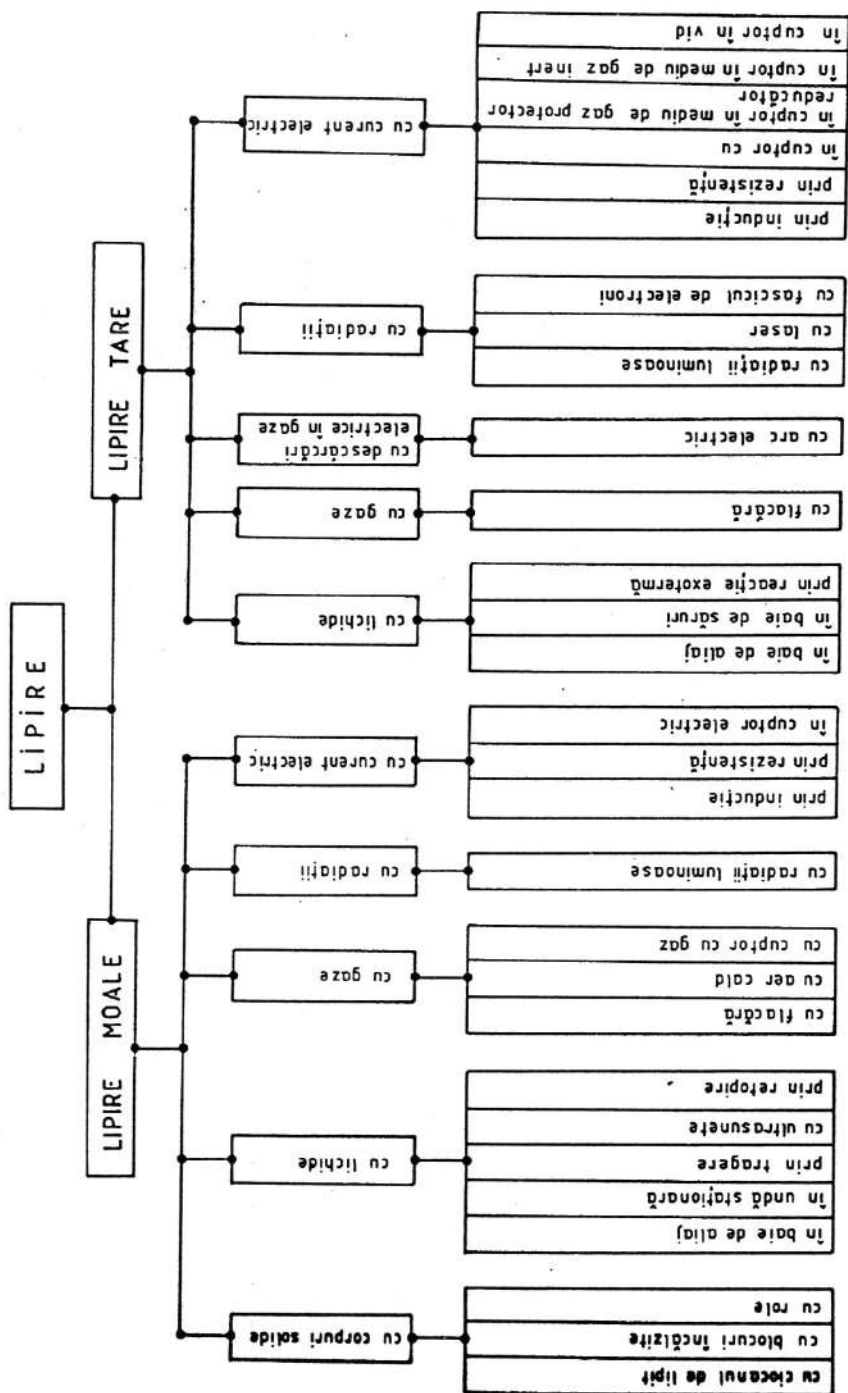


Fig. 8.2

solidificării, exprimate în grade Celsius. Prima este indicată temperatura solidus, separată printr-o linie oblică de temperatura liquidus.

Exemple de notare:

Aliaje pentru lipitură moale:

- aliaj de staniu 60 %, plumb 39 % și stibiu 0,4 %, cu temperaturile solidus/ liquidus S 183 °C – L 191 °C se notează: **S – Sn60Pb40Sb**;
- aliaj de staniu 63 %, plumb 37 % de înaltă puritate, utilizabil pentru aplicații speciale (de exemplu în electronică), cu o temperatură de topire de 183 °C se notează: **S – Sn63Pb37E**.

Aliaje pentru lipitură tare:

- aliaj eutectic binar format din 72 %Ag și 28 % Cu, cu o temperatură de topire de 780 °C se simbolizează: **B – Ag72Cu–780**, iar dacă același aliaj mai conține și litiu sub 1 % ca element funcțional, simbolul este: **B–Ag72Cu(Li)–780**.
- aliaj pe bază de nichel (63 %), wolfram (16 %), crom (10 %), fier (3,8 %), siliciu (3,2 %), bor (2,5 %), carbon (0,5 %), fosfor (0,6 %), mangan (0,1 %), cobalt (0,2 %) cu temperatura solidus/liquidus S 970 °C – L 1105 °C se simbolizează: **B –Ni63WCrFeSi B –970/1105**.

Aliaje pentru sudare prin lipire:

- aliaj de cupru (59 %), zinc 40 %, staniu 0,5 %, siliciu 0,2 %, mangan 0,2 % și nichel 0,1 % cu o temperatură solidus/liquidus S 850 °C – L885 °C se simbolizează: **B – Cu59Zn –850/885**.
- aliaj de aluminiu (88 %) și siliciu (12 %) cu o temperatură solidus/liquidus S 575 °C – L 590 °C se simbolizează: **B –Al88Si –575/590**.

Realizarea unei îmbinări prin lipire fără defecte presupune pregătirea prealabilă a suprafețelor pe care urmează să fie depus materialul de adaos, care constă în îndepărtarea impurităților (oxizi, grăsimi etc.). Îndepărtarea grosieră a oxizilor și a altor impurități dure se realizează cu peria de sârmă, hârtie abrazivă, prin polizare, pilire etc. Fluxurile pentru lipire sunt utilizate atât pentru îndepărtarea oxizilor, cât și pentru prevenirea oxidării metalului de bază sau de adaos, eliminarea impurităților și a gazelor de pe suprafețele de îmbinat. Totodată fluxurile pentru lipire conduc la îmbunătățirea umectării suprafețelor ușurând în acest fel procesul de lipire.

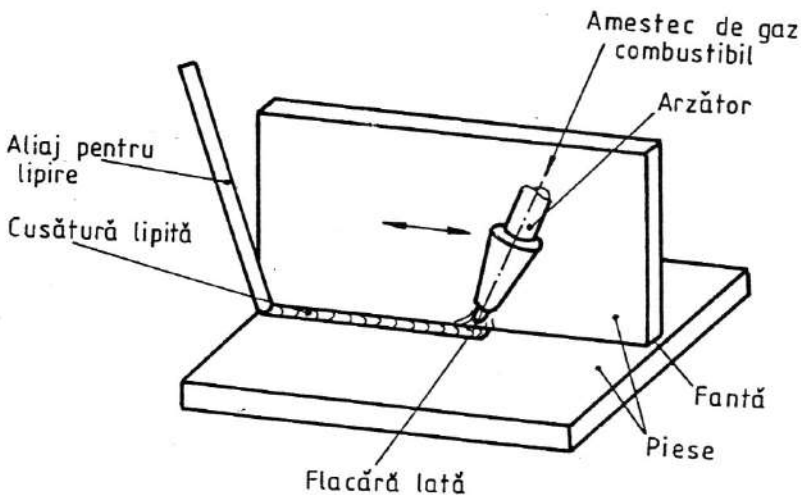


Fig. 8.3

În STAS 11576-83 este prezentată clasificarea fluxurilor pentru lipire. Astfel, funcție de condițiile de lucru referitoare la temperatură sau presiune, fluxurile pentru lipire se împart în fluxuri pentru lipire moale având temperatura de topire $t \leq 450^\circ\text{C}$ și fluxuri pentru lipire tare având temperatura de topire $t > 450^\circ\text{C}$.

În general, fluxurile pentru lipire moale sunt pe bază de rășini naturale (colofoniu), acizi, halogenuri, fluoroborati, compuși ai borului, borocarbonați. Aceste fluxuri se prezintă sub formă solidă, lichidă sau sub formă de pastă.

Pentru protejarea suprafețelor de îmbinat și a aliajului pentru lipire în timpul procesului de lipire contra formării oxidilor, se poate utiliza și un gaz protector inert, sau lipirea în vid, iar pentru reducerea oxidilor de pe suprafețele de îmbinat și de pe suprafața aliajului pentru lipire se recomandă utilizarea unui gaz protector reducător.

Suprafețele pieselor ce urmează să fie lipite trebuie să fie netede, fără defecte sau asperități, rugozitatea optimă fiind $R_a = 0,8 \dots 1,6 \mu\text{m}$.

În cazul unei producții individuale, lipirile moi se execută în mod obișnuit cu flux, iar încălzirea se realizează prin intermediul unui ciocan de lipit. Ca material de adaos se utilizează aliajele staniu-plumb cu decapant (STAS 11159-78). Acest tip de îmbinare este utilizat în electrotehnică, electronică și radiotehnică. Compoziția chimică și formele aliajelor pentru lipire moale sunt indicate în SR EN 29453:1995.

Principalul mod de realizare a lipirilor tari este acela la care încălzirea pieselor de îmbinat se face cu flacăra oxigaz. Se disting următoarele cazuri: lipire în fantă cu sau fără flux (fig. 8.3) (la lipire manuală se deplasează arzătorul, iar la lipiri mecanizate sau automatizate se deplasează piesa de lipit); lipire în rost cu flux (8.4); acoperiri executate cu arzătoare speciale de încărcare. Un alt procedeu de realizare a lipirilor tari este acela la care încălzirea pieselor de îmbinat și a aliajului de lipit se realizează cu arc electric (fig. 8.5). Amorsarea arcului electric se realizează între un electrod nefuzibil și piesa de lipit, lipirea efectuându-se la o distanță adecvată în spatele arcului.

Majoritatea aliajelor pentru lipire tare sunt standardizate. Astfel, STAS 204-77 indică mărcile aliajelor cupru-zinc pentru lipire; STAS 294-80 indică sârmele și vergelele din aliaje cupru-zinc pentru lipire; STAS 295-71 indică vergele cupru-zinc pentru sudare; STAS 8971-87 indică aliaje de lipire tare cu conținut de argint; STAS 12558-87 indică sârme, vergele și benzi din aliaje de aluminiu; STAS 12620-88 prezintă aliaje de lipire tare cu conținut de cupru-plumb, cupru-plumb-argint iar în STAS 12113-90 sunt prezentate fluxuri pentru lipire tare.

Principalele forme de îmbinări lipite sunt prezentate în fig. 8.6 (STAS 11212/1-84). Îmbinarea lipită cap la cap este formată între suprafețele frontale ale pieselor de îmbinat (fig. 8.6, a). Îmbinarea lipită cap la cap, oblic are suprafețe frontale ale pieselor de îmbinat tăiate oblic, paralele între ele (fig. 8.6, b). Îmbinarea cap la cap cu platbandă (sinonim îmbinare lipită cu eclise) este o îmbinare cap la cap consolidată cu una sau două platbande (fig. 8.6, c). Una din cele mai utilizate forme de îmbinări prin lipire este îmbinarea lipită prin suprapunere, realizată prin suprapunerea parțială a suprafețelor laterale ale pieselor de îmbinat

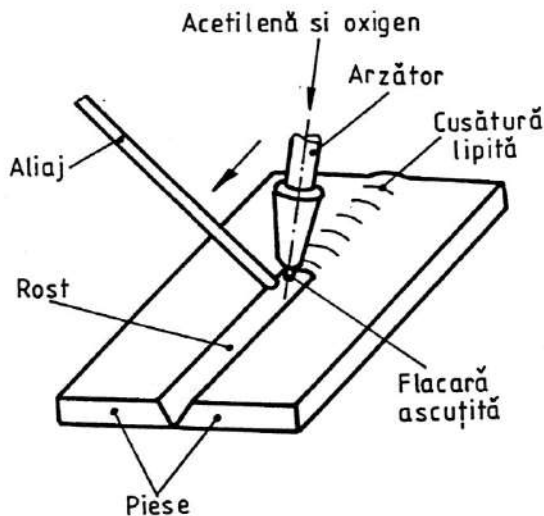


Fig. 8.4

(fig. 8.6, *d*). Îmbinarea lipită în T este formată prin suprapunerea sub un unghi drept a suprafeței frontale a uneia din piese pe suprafața laterală a celeilalte piese (fig. 8.6, *e*), iar îmbinarea lipită în trepte este o îmbinare lipită cap la cap și prin suprapunere a pieselor de îmbinat (fig. 8.6, *f*).

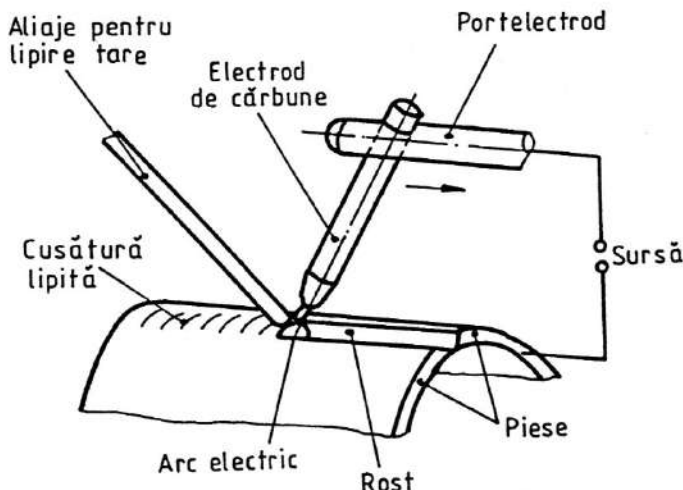


Fig. 8.5

În marea majoritate a cazurilor, se consideră că îmbinările prin lipire sunt fără defecte. Totuși în practică se constată frecvent apariția defectelor. Prin defect al îmbinării lipite (STAS 12077-82) se înțelege orice abatere de la continuitate, formă, dimensiune, aspect, structură etc., prescrise pentru îmbinarea respectivă în standard sau documentația tehnică a produsului.

Principalele categorii de defecte sunt: *fisurile*, care reprezintă discontinuități bidimensionale ce se situează în cusătura lipită, zona de difuzie sau metalul de bază și apar, în general, în cadrul încălzirii sau răcirii rapide a pieselor îmbinate; *golurile* care reprezintă discontinuități tridimensionale neumplute cu material solid; *incluziunile solide*, care sunt corpuri străine, încorporate în cusătura lipită; *lipsa de legătură* reprezintă absența totală sau parțială a îmbinării metalelor de bază cu aliajul pentru lipire, cauzat de neumectarea suprafețelor îmbinării de către aliajul pentru lipire topit; *defectele de formă*, care reprezintă abaterea formei îmbinării lipite față de forma specificată. Printre alte defecte mai pot fi menționate: suprafața oxidată, defecte dimensionale, suprafața arsă sau corodată, rest de flux, șropi etc. Pentru obținerea unei îmbinări lipite fără defecte tehnice trebuie avute în vedere trei factori și anume:

La alegerea aliajului de lipit trebuie să se ia în considerare: capacitatea de lipire a materialului de bază, proprietățile de curgere în rost și de umectare a materialului de bază; temperatura de funcționare; să nu apară reacții chimice între aliajul pentru lipit și materialul de bază; influența compoziției și rezistenței aliajului de lipit asupra calității îmbinării; costul aliajului și al execuției îmbinării.

Metoda de execuție a îmbinării este determinată de: calitatea materialelor; forma și dimensiunile pieselor îmbinate; fluxul sau gazul protector utilizat.

Tipul de îmbinare este evidențiat de: criteriile funcționale; mărimea și amplasarea rostului; natura solicitărilor mecanice etc.

Se recomandă ca soluțiile constructive de lipituri să evite solicitările de tracțiune sau de încovoire a materialului de adaos, preferându-se solicitările de forfecare ale acestuia.

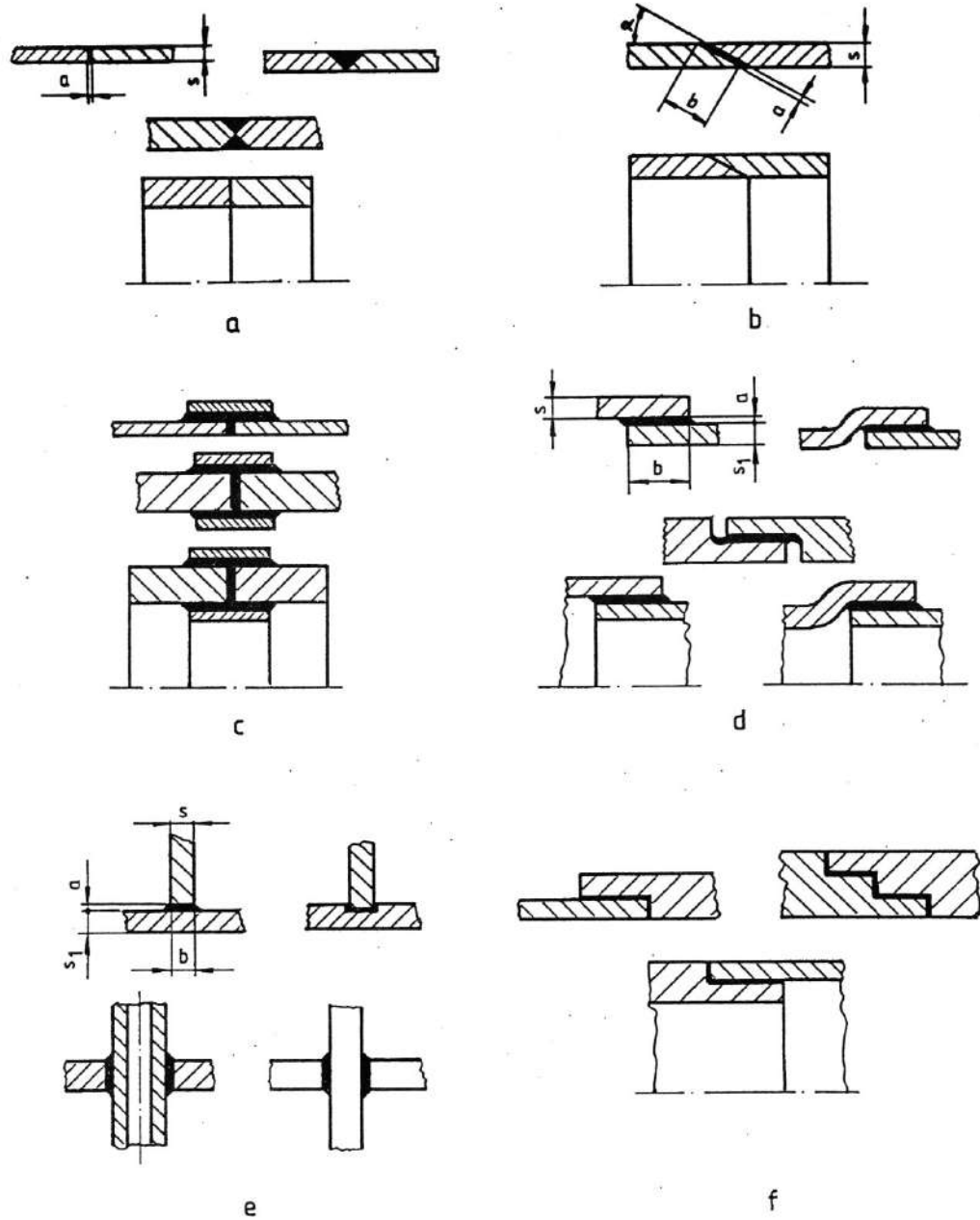


Fig. 8.6

Calculul îmbinărilor prin lipire. Se face în ipoteza că secțiunea periculoasă este în zona aliajului de lipit. Formele uzuale de îmbinări prin lipire se dimensionează conform următoarelor recomandări:

– *Lipire prin suprapunere supusă la tracțiune* (fig. 8.7). În aliajul de lipit va apare o tensiune efectivă de forfecare

$$\tau_f = \frac{F}{bl} \leq \tau_a. \quad (8.1)$$

În general, necunoscută este lățimea b a zonei de suprapunere.

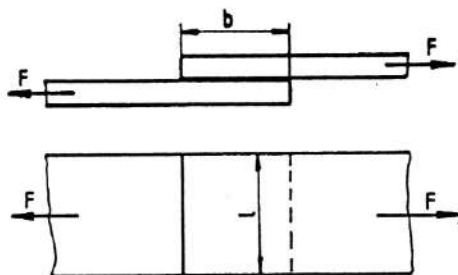


Fig. 8.7

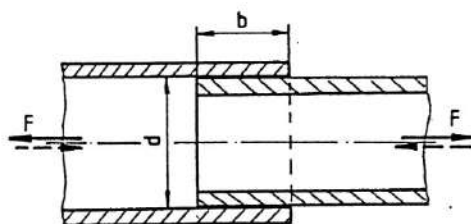


Fig. 8.8

– *Lipire prin suprapunere a două țevi solicită la forțe axiale* (fig. 8.8). Materialul de adaos este solicitat la forfecare

$$\tau_f = \frac{F}{\pi db} \leq \tau_a. \quad (8.2)$$

Necunoscută este lungimea b de suprapunere a țevelor.

– *Lipire abateră-butuc care transmite un moment de torsiune* (fig. 8.9). Și în acest caz aliajul de lipit este solicitat la forfecare

$$\tau_f = \frac{2M_t}{\pi d^2 b} \leq \tau_a. \quad (8.3)$$

În general acest calcul este de verificare. În cazul în care inegalitatea (8.3) nu este îndeplinită, se recomandă alegerea unui material de adaos cu caracteristici mecanice superioare.

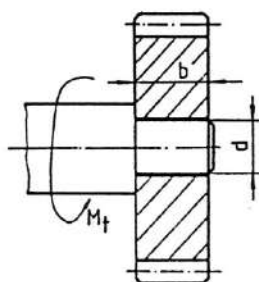


Fig. 8.9

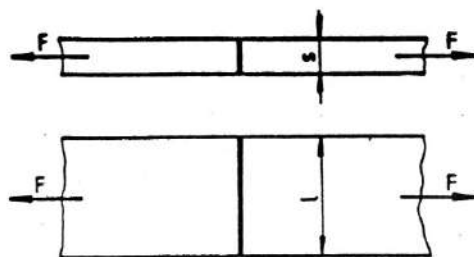


Fig. 8.10

– *Lipire cap la cap supusă la tracțiune* (fig. 8.10). Acest tip de asamblare se utilizează rar și numai atunci când nu poate fi utilizat alt tip de îmbinare. În aliajul de lipit apare o tensiune de tracțiune

$$\sigma_t = \frac{F}{sl} \leq \sigma_a. \quad (8.4)$$

– *Lipire în T supusă la încovoiere* (fig. 8.11). În zona materialului de ados va apărea o tensiune de încovoiere

$$\sigma_t = \frac{6Fm}{bs^2} \leq \sigma_a. \quad (8.5)$$

Ca și în cazul precedent, calculul servește la verificarea îmbinării. Dacă relația (8.5) nu este îndeplinită, se alege un material de adaos cu caracteristici mecanice superioare sau se modifică dimensiunile îmbinării.

În relațiile (8.1) ... (8.5) σ_a sau τ_a sunt tensiunile admisibile ale materialului de adaos, determinate cu relațiile

$$\sigma_a = \frac{\sigma_{lim}}{c} \quad \text{și} \quad \tau_a = \frac{\tau_{lim}}{c}. \quad (8.6)$$

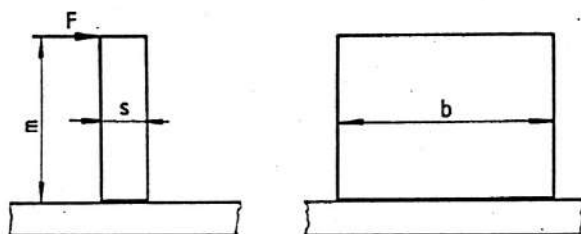


Fig. 8.11

Dacă tensiunile limită σ_{lim} și τ_{lim} sunt tensiunile de curgere ale aliajului de lipit, $\sigma_{0,2}$ și $\tau_{0,2}$, atunci coeficientul de siguranță recomandat este $c = 2$, iar în cazul în care tensiunile limită sunt tensiunile de rupere ale materialului de ados, σ_r sau τ_r , atunci valoarea coeficientului de siguranță se va lua $c = 3$.

Orice alt tip de îmbinare lipită cu o formă complexă (de exemplu lipirea în trepte – fig. 8.6, f sau lipirea cu eclise – fig. 8.6, c etc.) poate fi tratată ca o combinație de îmbinări lipite simple: cap la cap, în T sau prin suprapunere.

8.2. Îmbinări prin încleiere

Îmbinările prin încleiere fac parte din categoria îmbinărilor nedemontabile, realizate prin intermediul unui adeziv plasat între suprafețele pieselor asamblate. Lipirea cu adezivi se bazează pe adeziunea dintre un lichid și un corp solid și poate fi explicată prin apariția fenomenului de adsorbție, care se manifestă la nivelul molecular. Elementul esențial al acestor îmbinări îl constituie adezivul care, în marea majoritate a cazurilor, este de natură total diferită de cea a materialului pieselor asamblate.

În componența adezivilor intră: materialul de bază, solvenții și materiale de umplură și catalizatori. Materialul de bază asigură rezistența adezivului și poate fi o rășină termoplastă, termorigidă sau un elastomer. Solvenții micșorează viscozitatea adezivului, având un rol determinant în aplicarea lui. Trecerea în stare solidă a adezivului are loc, în general, prin evaporarea

solventului. Viteza de evaporare a solventului din adeziv este mai mică decât viteza de evaporare a solventului în stare pură datorită fenomenului de reținere de către adeziv. Totodată îndepărtarea solventului mai are loc și prin difuzia acestuia în materialul de bază. Materialele de umplură (pulberi minerale, oxizi de metal, fibre) îmbunătățesc proprietățile fizico-mecanice ale adezivilor, conferindu-le acestora însușiri specifice destinației. Materialele de umplură pot fi active sau reactive, după cum interacționează sau nu cu componentele adezivului. Catalizatorii au rolul de accelerare a procesului de solidificare a adezivului.

Adezivul în stare lichidă umețează suprafețele pieselor ce urmează a fi îmbinate, stabilindu-se un contact între zonele de frontieră comună. La suprafața corpurilor solide există un câmp de forțe care intră în acțiune cu cel al mediilor gazoase, lichide sau solide cu care acesta se află în contact. Acest proces poate fi însoțit și de *chemisorbție*, care constă în legături de valență ale atomilor de suprafață dintr-o legătură chimică a moleculelor. În cazul adezivilor sintetici, porțiuni ale lanțului de polimeri sunt legate de suprafața corpului solid, restul intrând în masa de adeziv, care devine astfel capabilă să transmită solicitări exterioare prin legături chimice de valență dintre molecule.

În timpul realizării îmbinării, adezivul umple golurile celor două suprafețe care urmează să fie lipite, le acoperă uniform, tinzând să îndepărteze impuritățile. Se creează astfel un contact intim și continuu între două suprafețe solide și adezive.

O îmbinare prin încleiere este formată din (fig. 8.12):

- piesele 1 și 5 care urmează să fie îmbinate și care determină materialul de bază (suportul);
- pelicula de adeziv 3;
- zonele de contact între materialul de bază și adeziv 2 și 4.

Adeziunea dintre adeziv și suprafața pieselor se datorește forțelor intermoleculare de atracție, a căror mărime este influențată în mod hotărâtor de starea suprafeței piesei.

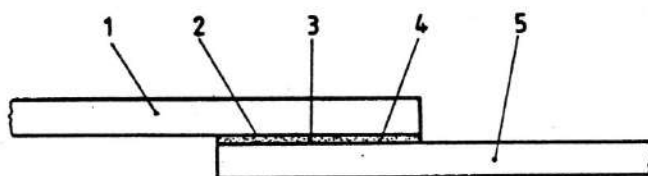


Fig. 8.12

Pentru a exista un contact intim între adeziv și suprafața piesei este necesar să existe o distanță cât mai mică între moleculele celor două elemente. Acest deziderat este îndeplinit atunci când adezivul este un lichid care udă suprafața piesei și se întinde într-o peliculă subțire. *Capacitatea de udare* a adezivului este definită cu ajutorul unghiului de contact α (fig. 8.13) format între planul tangent la suprafața picăturii adezivului și planul tangent la suprafața solidului într-un punct limită lichid-solid.

Când $\alpha = 0$, adezivul udă complet suportul și se întinde pe suprafața piesei cu o viteză dependentă de viscozitatea adezivului și rugozitatea piesei, generând o peliculă subțire. Acest fenomen de udare spontană a piesei de către adeziv poartă denumirea de *etalare*. Udarea și etalarea servesc la stabilirea condițiilor care trebuie îndeplinite pentru ca adezivul să poată fi plasat corect pe piesă și să permită intrarea în acțiune a forțelor intermoleculare.

Starea suprafeței pieselor prezintă o importanță deosebită asupra fenomenelor care intervin în îmbinarea cu adezivi. Astfel, pe o grosime foarte mică, suprafața piesei este influențată de aer, unde se manifestă fenomenul de *adsorbție* al aerului și al vaporilor de apă conținuți în aer. În interiorul pie-

se, proprietățile materialului sunt nealterate, dar ele se modifică pe măsură ce ne apropiem de suprafața unde sunt prezente produsele de degradare (oxizi, sulfuri, produse rezultate în urma coroziunii), precum și un strat subțire de cristale contorsionate în urma acțiunii de generare a suprafeței (de ex. așchieria, deformarea plastică etc.).

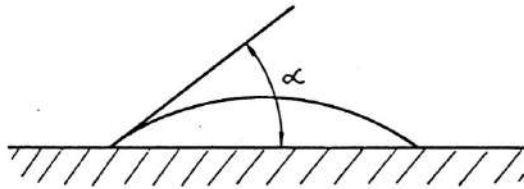


Fig. 8.13

Uneori, suprafața pe care este depus adezivul prezintă pori capilari sau comunicanți. Adâncimea de pătrundere a adezivului în porii suportului depinde de tensiunea superficială a adezivului, capacitatea de udare, viscozitatea adezivului, forma porilor și timpul de pătrundere.

Dintre factorii care influențează rezistența îmbinărilor adezive, mai importanți sunt:

Grosimea stratului de adeziv. Majoritatea autorilor consideră că rezistența îmbinării crește o dată cu scăderea grosimii peliculei de adeziv, fără ca zona îmbinării să fie sărăcită de adeziv. Acest aspect este justificat de faptul că o peliculă subțire se deformează sub acțiunea unor forțe mai mici; fenomenul de curgere la rece este mai pronunțat cu cât pelicula de adeziv este mai groasă; cu creșterea grosimii stratului de adeziv, crește excentricitatea sub care acționează sarcina exterioară, fapt ce conduce la creșterea efectului de desprindere; tensiunile interne provocate de variațiile dimensionale ale suportului sunt direct proporționale cu grosimea filmului și cu cât mai mare este cantitatea de adeziv, cu atât cantitatea de bule de aer și impurități este mai mare și deci numărul concentratorilor de tensiuni crește.

În literatura de specialitate există diferite relații stabilite prin prelucrarea rezultatelor experimentale recomandate pentru determinarea grosimii optime de adeziv. Dar, indiferent de natura adezivilor și materialul pieselor asamblate, majoritatea autorilor consideră că o grosime de 0,02...0,5 mm este optimă.

Masa moleculară a adezivului. Aceasta conduce la îmbunătățirea proprietăților fizico-mecanice o dată cu creșterea acesteia. Pe de altă parte, adeziunea la suport scade datorită micșorării numărului de grupe funcționale terminale care intră în contact cu suprafața suportului.

Temperatura de funcționare. Creșterea temperaturii de funcționare peste 100 °C conduce la scăderea rezistenței majorității adezivilor termoreactivi (la adezivii termoplastici fenomenul se manifestă la temperaturi de 40...80 °C), iar funcționarea timp îndelungat la temperatură ridicată conduce la îmbătrânirea adezivului.

Presiunea. Aplicată asupra îmbinării înainte de întărirea adezivului determină mărirea suprafețelor de contact dintre adeziv și suport, conducând prin aceasta la creșterea rezistenței îmbinării.

Mediul înconjurător. Acționează, în general, defavorabil asupra rezistenței îmbinărilor cu adezivi. O stabilitate ridicată față de agenții mediului înconjurător o au adezivii pe bază de fenol-cauciuc, a căror rezistență scade după zece ani de exploatare cu numai 10 – 15%. Adezivii epoxidici își reduc rezistența la forfecare cu aproximativ 50 % după unu – doi ani de funcționare. O mare parte de adezivi termoreactivi sunt stabili la acțiunea produselor petroliere, soluțiilor de săruri, acizilor, bazelor și a solvenților organici, pe când adezivii termoplastici sunt instabili față de solvenții organici.

Utilizarea pe scară tot mai mare a îmbinărilor cu adezivi s-a impus datorită *avantajelor* pe care acestea le prezintă comparativ cu alte îmbinări nedemontabile și anume: rezistența și rigiditate superioare; distribuția aproape uniformă a tensiunilor în masa adezivului; lipsa tensiunilor remanente; se pot efectua la temperatura mediului ambiant sau temperaturi relativ scăzute (≤ 200 °C), materialele de bază fiind afectate termic într-o măsură foarte mică; se pot îmbina materiale diverse; nu sunt necesare tratamente termice sau prelucrări mecanice ulterioare; îmbinările asigură etanșeitatea; pot fi asamblate piese subțiri; în general: sunt izolatoare termice și electrice; sunt neutre din punct de vedere magnetic; sunt rezistente la coroziune; sunt estetice; pentru realizare sunt necesare instalații ieftine și muncitori cu calificare scăzută.

Dintre dezavantajele îmbinărilor cu adezivi menționăm: temperatura de utilizare a îmbinării este limitată și dependentă de natura adezivului, (în general, temperatura maximă este cuprinsă între 80 și 120 °C, dar în ultima perioadă au fost obținuți adezivi speciali din materiale anorganice care extind limitele temperaturii de regim la 250...450 °C); rezistența mecanică a adezivului este dependentă de temperatură; timp relativ mare pentru realizarea îmbinării; pentru adezivii care realizează îmbinarea la cald sunt necesare dispozitive speciale de fixare și surse de căldură care diminuează productivitatea și măresc costul; calitatea îmbinării depinde de respectarea tehnologiei prescrise de producătorul adezivului; controlul calității îmbinării este dificil; sunt necesare măsuri speciale de protecția muncii, întrucât majoritatea adezivilor sunt inflamabili sau toxici; diminuarea rezistenței mecanice a îmbinării în timp datorită fenomenului de îmbătrânire a adezivului.

Îmbinările cu adeziv sunt utilizate în cele mai diverse domenii în industria constructoare de mașini; la asamblările arbore-butuc; la asigurarea îmbinărilor filetate; la asamblarea tablelor subțiri în construcția de autovehicule; în construcții aerospațiale și navale; în construcția de material rulant; la realizarea izolațiilor termice, acustice sau electrice; la realizarea materialelor sportive și a instrumentelor muzicale; în industria maselor plastice, cauciucului, pielăriei și textile; în electrotehnică, la lipirea circuitelor imprimate, a bobinajelor și tolelor; la fabricarea mobilei și încălțăminte; la asamblarea conductelor și captușirea rezervoarelor pentru produse corozive. Prin intermediul adezivilor pot fi îmbinate cele mai diverse materiale, total diferite între ele, cu coeficienți de dilatare diferiți sau neutri din punct de vedere chimic.

Clasificarea adezivilor poate fi făcută după mai multe criterii, astfel:

– după natura adezivului:

- organici – naturali (de proveniență animală sau vegetală) și sintetici;
- anorganici;

– după consistența adezivului:

- solizi (pulberi, granule, folii);
- lichizi;
- pastă;

– după mecanismul de întărire:

- prin răcire;
- prin îndepărtarea dizolventului;
- prin reacții chimice.

Cei mai răspândiți adezivi se întăresc prin pierderea dizolventului. La aceștia faza de întărire se confundă cu timpul de evaporare a dizolventului. Adezivii moderni se întăresc în urma unor reacții chimice de polimerizare (polimeri metacrilici), poliadiție (rășini epoxidice) sau policondensare (rășini fenol-formaldehidice).

Pentru alegerea corectă a unui adeziv destinat unei anumite asamblări este necesar să se țină seama de următorii factori:

- proprietățile fizico-chimice și mecanice ale materialelor de bază;
- condițiile de mediu și limitele temperaturii de funcționare;
- mărimea și forma suprafețelor îmbinate, estetica, locul de îmbinare și aspectul economic.

Proiectarea unei îmbinări adezive se bazează pe geometria îmbinării, calculele de rezistență, proprietățile materialelor și comportarea lor în condiții de utilizare. Pentru obținerea unei îmbinări cu eficiență maximă sunt utile următoarele recomandări:

- se preferă un strat de adeziv cât mai uniform, continuu și subțire;
- adezivii dizolvați sau în soluție dau îmbinări mai bune la suprafețele poroase sau permeabile decât la suprafețele lucioase, netede și neadsorbante;
- adezivul să fie aplicat în direcția solicitării maxime și să acopere cât mai bine suprafața de contact;
- pentru evitarea efectului de cojire generat de acțiunea excéntrică a sarcinii între grosimea t a elementelor asamblate și lungimea de suprapunere l_s , se recomandă:

$$l_s \leq 12,5 t \text{ – pentru solicitări statice;}$$

$$l_s \approx 25 t \text{ – pentru solicitări variabile.}$$

Una dintre cele mai importante etape în proiectarea asamblărilor prin încheiere o constituie alegerea soluției constructive întrucât aceasta exercită o influență considerabilă asupra rezistenței din timpul funcționării. În general este recomandabil ca în varianta constructivă adoptată, adezivul să fie solicitat la forfecare. Principalele forme constructive ale îmbinării prin încheiere sunt prezentate în fig. 8.14.

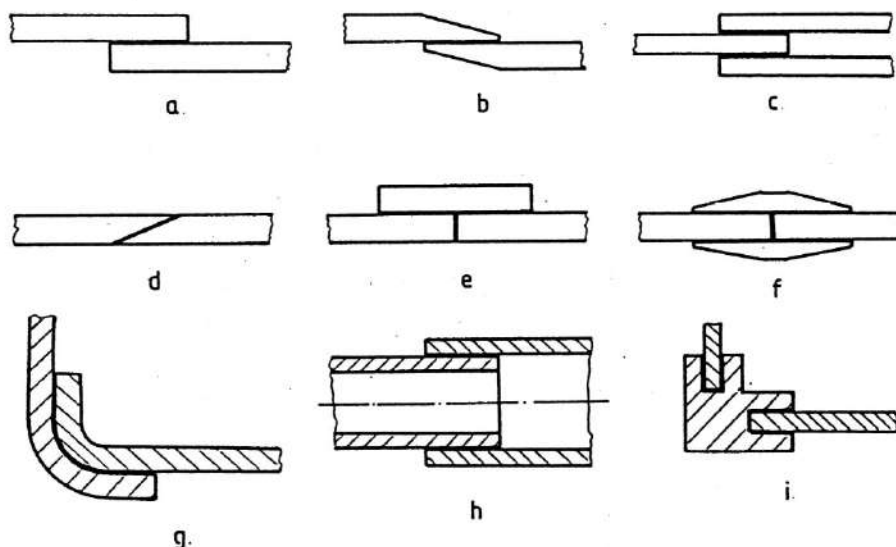


Fig. 8.14

Calculul asamblărilor prin încheiere se reduce, în general, la determinarea lungimii de suprapunere. Din condiția de egală rezistență a asamblării cu cea a materialului de bază lungimea de suprapunere poate fi determinată cu una dintre următoarele relații:

$$l_s = t \sigma_{0,2} / \tau_a \quad \text{sau} \quad l_s = t \sigma_r / \tau_a \quad (8.7)$$

în care, în afara notațiilor cunoscute, $\sigma_{0,2}$ este limita de curgere a materialului de bază; σ_r – rezistența de rupere a materialului de bază, iar τ_a – rezistența de rupere la forfecare a adezivului.

Rezistența la forfecare a adezivului se stabilește experimental pentru fiecare adeziv și este precizată de producătorul adezivului. Pentru asamblarea pieselor din materiale plastice sunt recomandate următoarele tensiuni admisibile: $\tau_a = 9$ MPa – pentru asamblări solicitate static; $\tau_a = 6$ MPa – pentru asamblări solicitate la un ciclu oscilant și $\tau_a = 3$ MPa – pentru asamblări solicitate la un ciclu alternant.

Pentru realizarea unei îmbinări adezive de calitate este necesară curățirea suprafețelor pe care urmează să fie depus adezivul, întrucât prezența impurităților împiedică existența unui contact intim între adeziv și suport. Pregătirea suprafețelor poate fi realizată prin: metode mecanice (sablare, șlefuire, așchiere); metode chimice (atacul cu reactivi organici și anorganici) și metode fizice (expunerea în câmp electrostatic sau radiații cu ultraviolete).

La noi în țară, fabricarea următorilor adezivi este reglementată prin standarde: clei de oase (STAS 88-90); clei de piele (STAS 89-86); gelatină tehnică (STAS 2540-73); clei pe bază de nitroceluloză (STAS 3726-76); rășini ureoformaldehydice și întăritori (SR 6643:1996); adezivi pentru industria încălzimintei (STAS 6651-91; STAS 9351-87; STAS 11188-92); adezivi fenolformaldehydici pentru industria lemnului (STAS 9017-88). Alți adezivi sunt fabricați pe baza unor norme interne.

Bibliografie

1. Klose, J. *Systemklassen technischer Gebilde des Maschinenbaues, deren Unterteilung und technologischen Funktionen*. Wiss, Z. d. TU Dresden 30 (1981) H.4.
2. Banta, M., Cornea, T., Mateescu, M. *Adezivi sintetici moderni*. Editura Tehnică, București, 1987.
3. * * * *Taschenbuch Maschinenbau*. Vol. 1/II. Grundlagen, 4, unverand. Aufl. Berlin, VEB Verlag Technik, 1980.
4. Benazet, D., Sorel, M. *Moyens de controle non destructif du joint colle (1^{er} partie)*. În: L'Usine Nouvelle, Nr. 21, mai 1994.
5. * * * *Taschenbuch Maschinenbau*. Vol. 3. Maschinenelemente. unverand. Aufl. Berlin, VEB Verlag Technik, 1987.
6. Benazet, D., Sorel, M. *Moyens de controle non destructif du joint colle (2^{er} partie)*. În: L'Usine Nouvelle, Nr. 34, mai 1995.
7. Niemann, G. *Maschinenelemente*. Vol. 1. Berlin, Heidelberg, New York, Springer – Verlag, 1981.
8. Demetrescu, I., Ionescu, S., Gheorghiu, H. *Adezivi, proprietăți, utilizări*. Editura Tehnică, București, 1994.
9. Dubbel. Herausgegeben von Beitz, W., Kuttner, K.-H. *Taschenbuch für den Maschinenbau*. Vol. 1. Neubearb. Aufl. Berlin, Heidelberg, New York, Springer – Verlag, 1981.
10. Dorn, L., Liu, W. *The stress state and failure properties of adhesive – bonded plastic/metal joints*. În: Journal of Adhesion and Adhesives. Vol. 13, Nr. 1, January 1993.
11. Schlottmann, D. *Konstruktionslehre Grundlagen*. 2. Aufl. Berlin, VEB Verlag Technik, 1980.
12. Espie, A.W. *The performance of adhesive joints*. În: Journal of Adhesion and Adhesives. Vol. 13, Nr. 3, July 1993.
13. Fronius, St. *Konstruktionslehre, Antiebsselemente*. 2. Aufl. Berlin, VEB Verlag Technik, 1982.
14. Huntress, A.E. *Adhesive assembly*. În: American Machinist, October 1995.
15. Decker, K.-H. *Maschinenelemente*. 8. Aufl. Munchen, Wien, Carl Hanser Verlag, 1982.
16. Konate, Y. *Influence of thermal cycle on resistance to fracture under shear loading of adhesives films*. În: Journal of Adhesion and Adhesives. Vol. 14, Nr.3, 1994.
17. SEW-Eurodrive. *Handbuch der Antiebsstechnik*. Munchen, Wien, Carl Hanser Verlag, 1980.
18. Korie, M., Ikegami, K. *Development of mechanical systems for micro-bonding by adhesive*. În: Journal of the Adhesion Society of Japan, Vol. 30, Nr. 5. 1996.
19. Bachmann, R., Lohkamp, F., Strobl, R. *Maschinenelemente*. Vol. 1. Verbindungselemente. Wurzburg, Vogel-Buchverlag, 1982.
20. Le Goff, R. *Mise en oeuvre des adhesifs industriels*. În: Assemblages, Nr. 62, avril 1995.
21. Mocanu, F., Goanță, V. *Studiul unor caracteristici mecanice ale adezivilor epoxidici*. Al VIII-lea Simpozion Național de Tensometrie, Suceava 1996.

9

ÎMBINĂRI FILETATE

Cu o largă răspândire în construcția de mașini, îmbinările filetate prezintă o mare diversitate de forme constructive și, implicit, de destinații. Asemenea dezvoltări sunt justificate de următoarele avantaje: realizarea unor forțe mari de strângere, folosind forțe de acționare reduse, gabaritul redus, tehnologiile simple de realizare și montare; unele limite în utilizare sunt determinate de concentratorii de tensiuni din zona filetată, necesitatea asigurării la autodesfacere, incertitudinea relației dintre forța de strângere și forța de acționare, lipsa autocercetării, randamentul scăzut.

Îmbinările filetate pot îndeplini următoarele funcțiuni: fixarea sau poziționarea unor componente într-un ansamblu, realizarea unei strângeri prestabilite a componentelor din îmbinare, etanșarea, compensarea uzurii, reglarea jocurilor, măsurarea lungimilor; folosite ca transmisii, la nivelul cuplei cinematice elicoidale din filet, realizează transmișii de putere sau cinematice, cu transformare de mișcare de rotație în translație sau, mai rar, de translație în rotație.

Îmbinările filetate, indiferent de funcțiune sau destinație, implică utilizarea unor componente prevăzute cu filet. Suprafețele filetate, în contact reciproc, în mișcare relativă și solicitare prin apăsare, constituie cupla tribologică, ale cărei performanțe sunt afectate și de particularitățile microvolumelor de contact și de proprietățile lubrifiantului.

9.1. Elemente geometrice și constructive

Suprafața filetată se obține prin deplasarea unui profil generator pe o elice directoare, înfășurată pe o suprafață de revoluție (fig. 9.1).

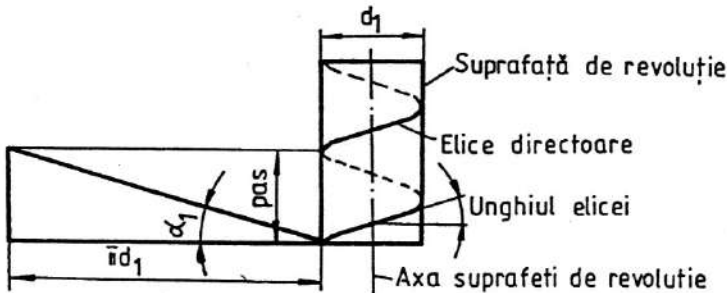


Fig. 9.1

Clasificarea filetelor poate urmări criterii diferite: a) forma profilului generator: profil triunghiular, trapezoidal, în dinte de ferăstrău, rotund (tabelul 9.1); b) forma suprafeței de revoluție: cilindrică, conică; c) raportul dintre pas și diametru: normal, fin; d) numărul de înce-

Tabelul 9.1. Filetele standardizate, notarea profilului, diametrul nominal al pasului (filete cu un început, dreapta, clasa de execuție mijlocie)

Tipul filetului	Simbolul profilului	STAS	Diametrul indicat și unitatea de măsură	Indicarea pasului și unitatea de măsură	Exemple
Filet metric	M	SR ISO 724:1996	Diametrul exterior d , în mm	–	M12
Filet metric fin	M	Idem	Idem	Pasul P , în mm	M20×1,5
Filet metric conic	KM	6423-81	Idem	Idem	KM50×1,5
Filet cilindric pentru țevi	G	8130-88	Diametrul nominal al țevii, în inci	–	G2 ¹ / ₂
Filet conic pentru țevi	KG	402-88	Idem	–	KG3/4
Filet conic, în inci cu unghiul de profil 60° (Brigs)	Br	6422-61	Diametrul exterior de măsurare, în inci	–	Br3/8
Filet trapezoidal	Tr	SR ISO 2904:1996	Diametrul exterior d , în mm	Pasul P , în mm	Tr40×7
Filet ferăstrău	S	2234/2-75	Diametrul exterior d , în mm	Pasul P , în mm	S50×8
Filet rotund normal	Rd	668-86	Idem	Pasul P , în inci	Rd75×1/6
Filet Edison	E	691-88	Idem	–	E16
Filet pentru valve	V	1270-86	Idem	–	V12

puturi: 1, 2, 3, ...; e) sensul de înfășurare: dreapta, stânga; f) modul de prelucrare; g) precizia de prelucrare.

Elementele geometrice caracteristice pentru filete, cu notațiile respective (d - șurub, D - piuliță) sunt următoarele:

- diametre
 - nominal, exterior $d = D$
 - mediu $d_2 = D_2$
 - interior $d_1 = D_1$
 - interior filet șurub, d_3 ; exterior filet piuliță, D_4 (cu considerarea jocului la fundul filetului)
- pas P
- înălțimi
 - filet cu șurub h_3
 - filet cu piuliță H_4
 - filet în contact H_1
- rază de rotunjire r
- unghiul profilului
- numărul de începuturi.

Notarea filetelor pentru profilele standardizate se face conform recomandărilor din tabelul 9.1.

Geometria caracteristică unor forme de profil indicate în tabelul 9.1 este standardizată cu principalele recomandări dimensionale prezentate în tabelul 9.2.

Tabelul 9.2. Relații între dimensiunile filetelor standardizate

Forma profilului	Dimensiuni
	<p>Filet metric</p> <p>P = pasul filetului $d = D$, diametrul nominal $H = 0,86603 \cdot P$ $H_1 = 0,54127 \cdot P = (5/8) \cdot H$ $h_3 = 0,61344 \cdot P = (17/24) \cdot H$ $d_2 = D_2 = d - 0,64952 \cdot P = d - (3/4) \cdot H$ $d_1 = D_1 = d - 1,08254 \cdot P = d - 2H_1$ $d_3 = d - 1,22687 \cdot P = d - 2h_3$ $r = 0,14434 \cdot P = H/6$</p>
	<p>Filet în inci (pentru țevi)</p> <p>$P = 25,4/Z$, Z – numărul de pași pe inci (25,4 mm) $H = 0,960491 \cdot P$ $h = 0,640573 \cdot P$ $D = d$ – diametrul exterior – cf. STAS 8130-88 $d_1 = d - 1,280654 \cdot P = d - 2h$ $d_2 = d - 0,640327 \cdot P = d - h$ $D_2 = D - 0,640327 \cdot P = D - h = 0,137329 \cdot P$</p>
	<p>Filet trapezoidal</p> <p>P = pasul filetului d = diametrul nominal $H = 1,866 \cdot P$ $H_1 = 0,5 \cdot P$ $H_4 = h_3 = H_1 + a$ $z = 0,25 \cdot P = H_1/2$ $d_2 = D_2 = d - 2z = d - 0,5 \cdot P$ $d_3 = d - 2h_3 = d - P - 2a_c$ $D_4 = d + 2a_c$ $D_1 = d - 2H_1 = d - P$ a_c – jocul la fundul filetului $R_{1 \max} = 0,5 \cdot a_c$ $R_{2 \max} = a_c$</p>

Dimensiuni caracteristice pentru filetele metrice uzuale (preferate) sunt indicate în tabelul 9.3.

Tabelul 9.3. Diametre, pași și înălțimi de filete metrice (normal/fin) (SR ISO 724:1996)*

Diametre					Pasul filetului P	Înălțimea filetului H_1
$d = D$	$d_2 = D_2$	$d_1 = D_1$	d_3	d_5		
1	0,838/0,870	0,729/0,783			0,25/0,2	0,135/0,108
1,2	1,038/1,070	0,929/0,983			0,25/0,2	0,135/0,108
1,6	1,373/1,470	1,221/1,383			0,35/0,2	0,189/0,108
2	1,740/1,838	1,567/1,729			0,4/0,25	0,217/0,135

Tabelul 9.3 (continuare)

$d = D$	Diametre				Pasul filetului P	Înălțimea filetului H_1
	$d_2 = D_2$	$d_1 = D_1$	d_3	d_s		
2,5	2,205/2,273	2,013/2,121			0,45/0,35	0,244/0,189
3	2,675/2,773	2,459/2,621			0,5/0,35	0,271/0,189
4	3,546/3,675	3,242/3,459	3,141	3,343	0,7/0,5	0,379/0,271
5	4,480/4,675	4,134/4,459	4,018	4,249	0,8/0,5	0,433/0,271
6	5,350/5,513	4,917/5,188	4,773	5,061	1/0,75	0,541/0,406
8	7,188/7,350	6,647/6,917	6,466	6,827	1,25/1	0,677/0,541
10	9,026/9,188	8,376/8,647	8,159	8,592	1,5/1,25	0,812/0,677
12	10,863/11,026	10,106/10,376	9,853	10,358	1,75/1,5	0,947/0,812
16	14,701/15,026	13,835/14,376	13,546	14,123	2/1,5	1,083/0,812
20	18,376/18,701	17,294/17,835	16,933	17,654	2,5/2	1,353/1,083
24	22,051/22,701	20,752/21,835	20,319	21,1851	3/2	1,624/1,083
27	25,051/25,701	23,752/24,835	23,319	24,185	3/2	1,624/1,083
30	27,727/28,701	26,211/27,835	25,706	26,716	3,5/2	1,894/1,083
36	33,402/34,051	33,376/31,670	31,093	32,247	4/3	2,165/1,624

* Diametre și pași, în mm;

$$d_3 = d_1 - 0,14434 P; \quad d_s = (d_2 + d_3)/2; \quad A = \pi d^2/4; \quad A_s = \pi d_s^2/4; \quad A_1 = \pi d_1^2/4.$$

În tabelul 9.4 sunt prezentate dimensiunile caracteristice pentru filete cilindrice pentru țevi iar în tabelul 9.5 pentru filete trapezoidale.

Tabelul 9.4. Dimensiuni caracteristice pentru filete cilindrice pentru țevi, fără etanșare în filet, în mm. Valori preferate (STAS 8130-88)

Simbolul filetului*	P	pași $\frac{25,4}{z} = z$	Diametre		
			$d = D$	$d_2 = D_2$	$d_1 = D_1$
G 1/8	0,907	28	0,728	0,147	8,566
G 1/4	1,337	19	13,157	12,301	11,445
G 3/8	1,337	19	16,662	15,806	14,950
G 1/2	1,814	14	20,955	19,793	18,631
G 3/4	1,814	14	26,441	25,279	24,177
G 1	2,309	11	33,249	31,770	30,291
G 1 1/4	2,309	11	41,910	40,431	38,952
G 1 1/2	2,309	11	47,803	46,324	44,845
G 2	2,309	11	59,614	58,135	56,656
G 2 1/2	2,309	11	75,184	73,705	72,22
G 3	2,309	11	87,884	86,405	84,926
G 3 1/2	2,309	11	100,330	98,851	97,372
G 4	2,309	11	111,030	111,551	110,072
G 5	2,309	11	138,430	136,951	135,472
G 6	2,309	11	163,830	162,351	160,872

* Simbolul filetului corespunde diametrului nominal al țevii, respectiv diametrul interior în inci.

**Tabelul 9.5. Dimensiuni caracteristice pentru filete trapezoidale, în mm.
Valori preferate (SR ISO 2904:1996)**

Diametrul nominal d	Filet trapezoidal				
	Simbol	$d_2 = D_2$	D_4	d_3	D_1
20	Tr 20 × 4	18,0	20,5	15,5	16
24	Tr 24 × 5	21,5	24,5	18,5	19
28	Tr 28 × 5	25,5	28,5	22,5	23
32	Tr 32 × 6	29,0	33	25	26
36	Tr 36 × 6	33,0	37	29	30
40	Tr 40 × 7	36,5	41	32	33
44	Tr 44 × 7	40,5	45	36	37
48	Tr 48 × 8	44,0	49	39	40
52	Tr 53 × 8	48,0	53	43	44
60	Tr 60 × 9	55,5	61	50	51
70	Tr 70 × 10	65,0	71	59	60
80	Tr 80 × 10	75,0	81	69	70
90	Tr 90 × 12	84,0	91	77	78
100	Tr 100 × 12	94,0	101	87	88

Filetele pe suprafețe conice sau filetele cu profil complex (HYDRIL, PETROTUB etc.), cu caracteristici geometrice deosebite de cele cilindrice, se utilizează pentru posibilități de autoetanșare, în instalații chimice, de foraj etc

Detaliile pentru zona de trecere către partea filetată sunt indicate în tabelul 9.6.

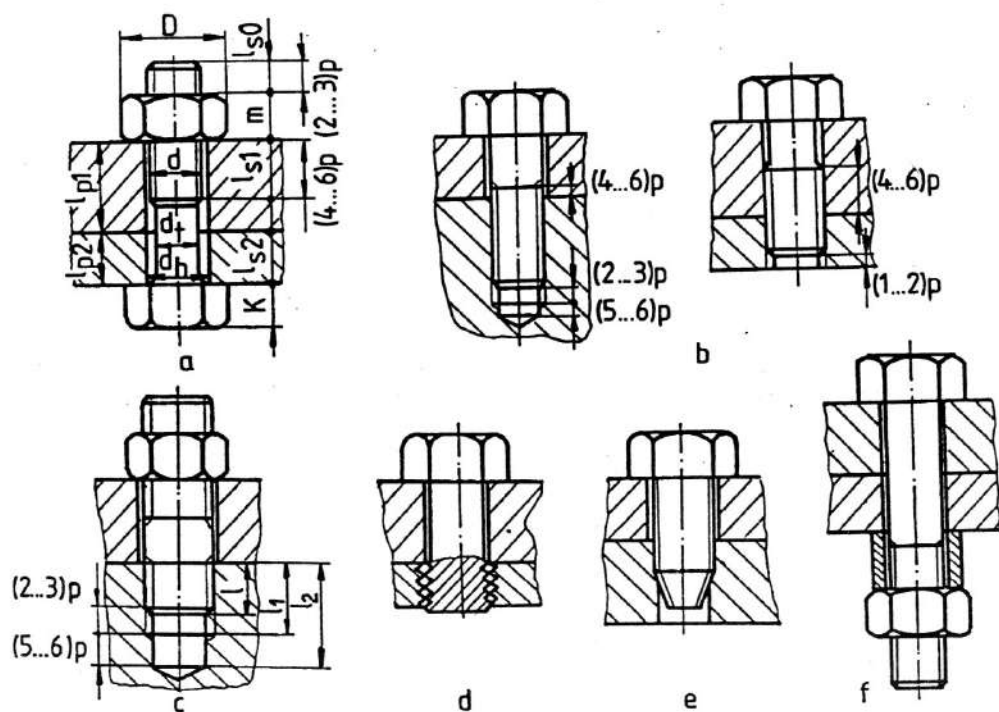
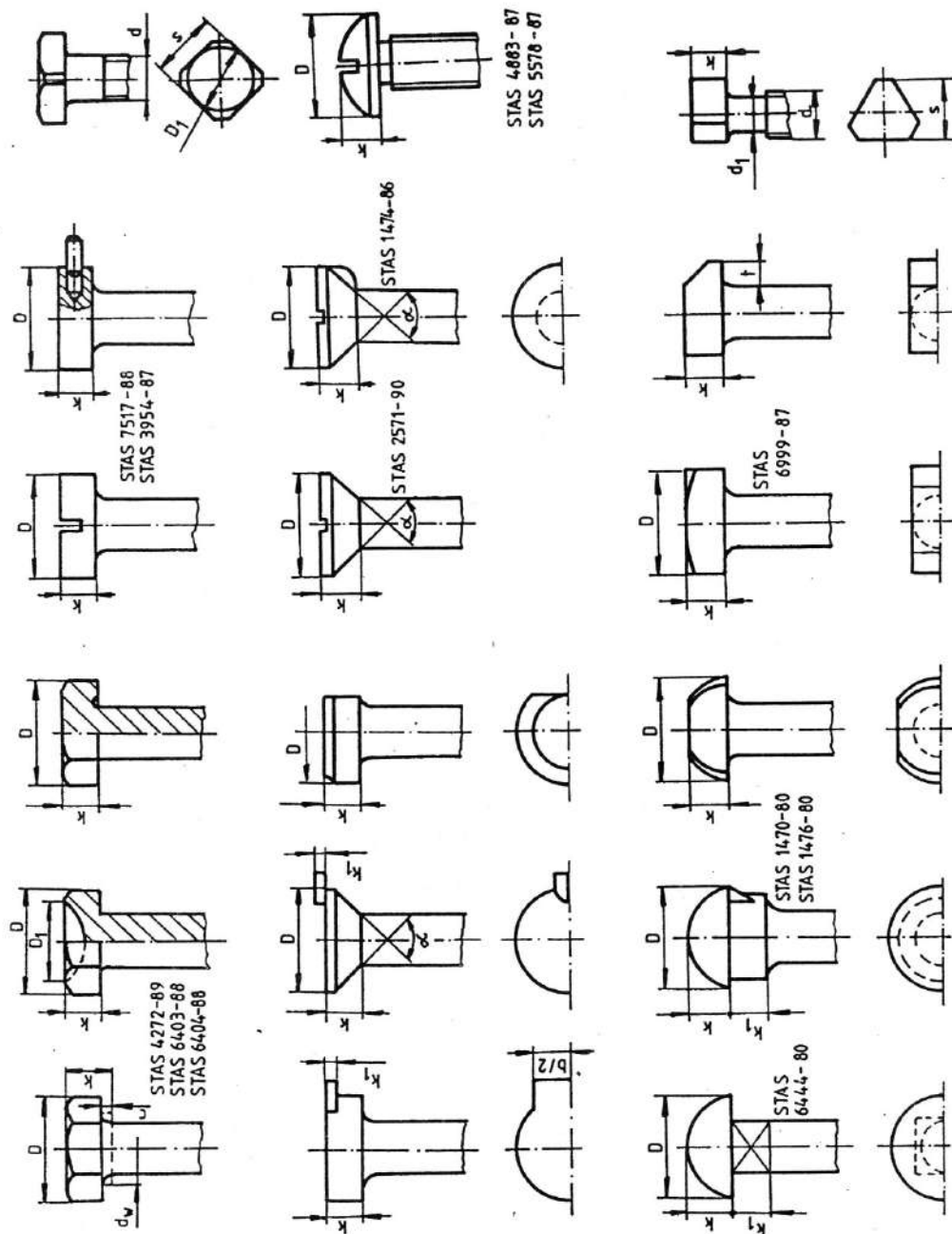


Fig. 9.2



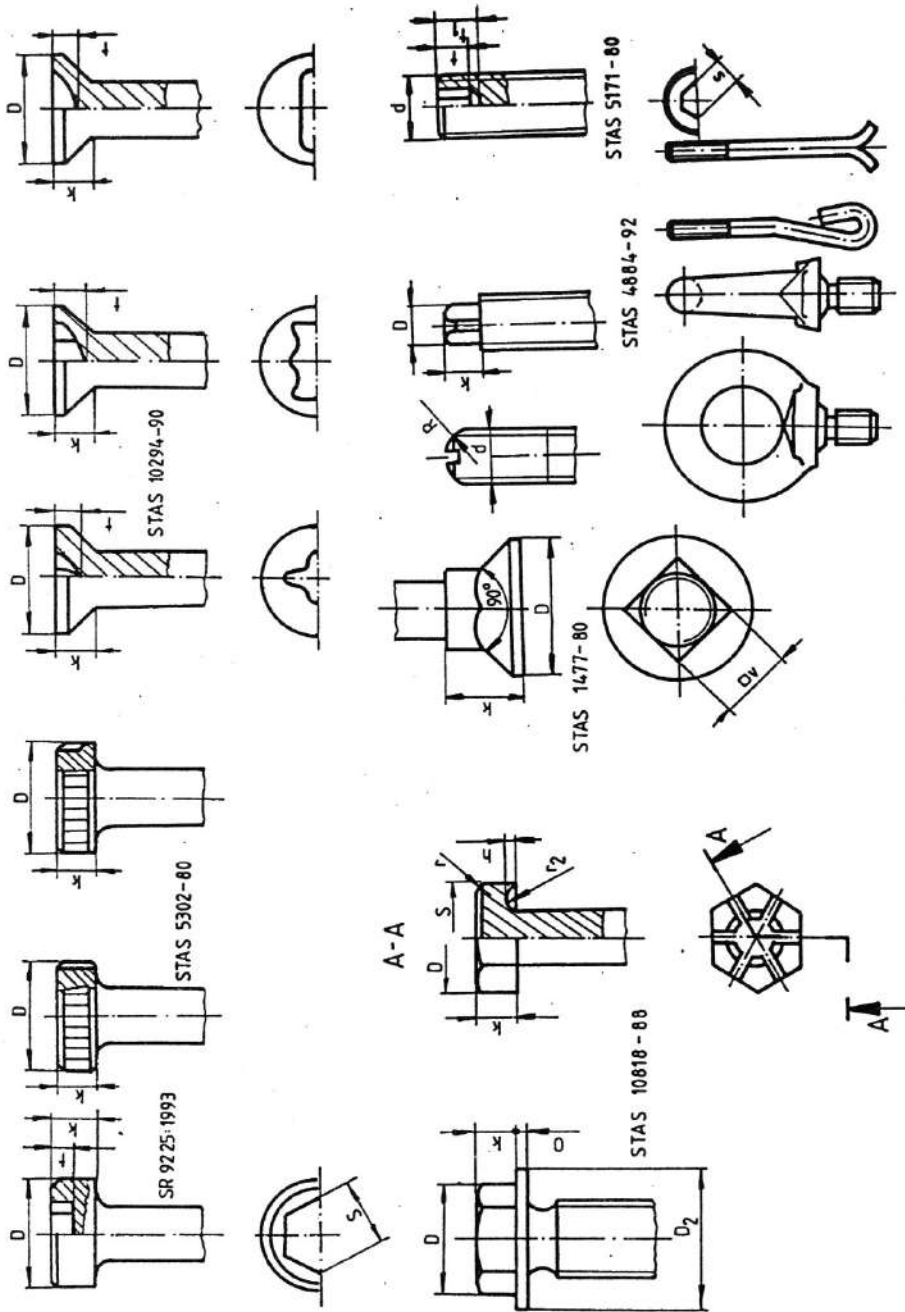


Fig. 9.3

Tablul 9.6. Detalii pentru zona de trecere către partea filetată. Extras din STAS 3508-80

Tipul filetelui	Dimensiunea	Simbolul	Mărimea recomandată
Filetul metric exterior	Ieșirea maximă a filetelui: normală/scurtă	x	$\cong 2,5 P / \cong 1,25 P$
	Lungimea maximă a părții nefiletate: normală/scurtă/lungă	a	$\cong 3 P / \cong 2 P / \cong 4 P$
	Degajarea filetelui: normală/scurtă (orientativ)	$f_1 \text{ min} : f_2 \text{ max}$	$(2,25 \dots 2) P ; \cong 3,5 P / (1,25 \dots 1) P ; \cong 2,5 P$
	Diametrul degajării	$d_0 (h 13)$	$d \cong (1,7 \dots 1,4) P$
	Raza de racordare	r	$\cong 0,5 P$
	Teșirea	α	$30^\circ + 60^\circ$, funcție de execuția filetelui
Filetul metric interior	Lungimea minimă a părții nefiletate pentru ieșirea filetelui: normală/scurtă/ lungă	e	$\cong (6,3 \dots 4) P / \cong (4 \dots 2,5) P / \cong (10 \dots 6,3) P$

Tabelul 9.6 (continuare)

Tipul filetului	Dimensiunea	Simbolul	Mărimea recomandată
Filet metric interior	Degajarea filetului: nominală/scurtă (orientativ) Diametrul degajării (orientativ) Raza de racordare Teșiri	$f_{1min}; f_{2max}$ $D_o(H 13)$ r α/β	$\cong 4P; (6...4)P / \cong 2,5P; (4,5...3,5)P$ $d + (0,4...0,1) P$ $\cong 0,5 P$ $30^\circ \pm 60^\circ / 120^\circ_{-10^\circ}$
Filet trapezoidal ISO și filet fierăstrău ISO exterior	Teșirea maximă a filetului: normală/scurtă/lungă Lungimea maximă a părții nefiletate: normală/scurtă/lungă	x a	$4 P/2,5 P/5,5 P$ $4 P/2,5 P/5,5 P$
	Degajarea filetului: nominală/scurtă/lungă Diametrul degajării Raza de racordare (orientativ) Teșirea	$f_{1min}; f_{2max}$ $d_o(h 13)$ r	$3 P; 4,5 P/2 P; 3 P/4,5; 5,5 P$ $(0,4...0,23) P$ $30^\circ...60^\circ$, funcție de execuția filetului
Filet trapezoidal ISO și filet fierăstrău ISO interior	Lungimea minimă a părții nefiletate: normală/scurtă/lungă	e	$6 P/4 P/10 P$

Tabelul 9.6 (continuare)

Tipul filetului	Dimensiunea	Simbolul	Mărimea recomandată
Filet trapezoidal ISO și filet ferăstrău ISO interior	Degajarea: scurtă/lungă	$f_{1\min}; f_{2\max}$	$5 P; 8,5 P/3 P; 5 P/8,5 P; 12 P$
	Diametrul degajării (orientativ)	$D_o(H 13)$	$d + (0,6 - 0,06) P$
	Raza de racordare (orientativ)	r	$(0,4 \dots 0,23) P$
	Teșiri	α/β	$30^\circ \dots 60^\circ / 120^\circ \dots 10^\circ$, în cazuri speciale

Observații: Filetului trapezoidal se recomandă să fie executat numai cu degajarea filetului.

Compunerea îmbinărilor filetate se realizează în mod diferit (fig. 9.2): *a* – șurub cu piuliță pentru piese strânse; *b* – șurub în piese filetate; *c* – prezon în piese filetate și piuliță; *d* – șurub cu inserție; *e* – șurub autofiletant; *f* – șurub cu șaibe diferite și buçe; frecvent, îmbinările filetate sunt destinate pentru componente de tip flanșă.

În completare la figurile 9.2 se fac următoarele recomandări constructive:

$d_r = d$ – șuruburi cu destinație comună;

$d_r = (0,8 \dots 1,0) d$ – șuruburi supuse solicitărilor variabile;

$m = 0,7 d$, $D = (1,8 \dots 2,0) d$ pentru piulițe cu înălțime normală;

$m = 0,6 d$, $D = (1,5 \dots 1,7) d$ pentru piulițe cu înălțime redusă;

$l_{s1} = (0,3 \dots 0,5) d$ sau $(4 \dots 6) P$; $l_{s0} = (0,2 \dots 0,3) d$ sau $(2 \dots 3) P$ (fig. 9.2, *a*);

$l_1 = l + (2 \dots 2,5) P$; $l_2 = l_1 + (4 \dots 4,5) P$ (fig. 9.2, *c*);

$d = (0,7 \dots 0,8) l_{p\max}$ pentru îmbinări de tip flanșă.

Alegerea formei de cap de șurub depinde de locul de montaj, mărimea și frecvența strângerii, posibilitățile de blocare etc. (fig. 9.3); considerente asemănătoare intervin în alegerea formei vârfului de șurub, exemplificat pe știfturi filetate (fig. 9.4), a piuliței (fig. 9.5).

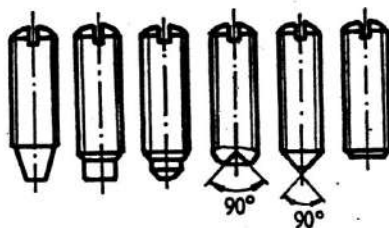


Fig. 9.4.

Unele dimensiuni necesare pentru calcul sunt indicate în tabelul 9.7, adâncimea minimă de înșurubare a tijei filetate în tabelul 9.8 și diametrul găurii de trecere în tabelul 9.9.

Modalități diferite de fixare a prezoanelor în corpul filetat sunt reprezentate în fig. 9.6: *a* – filet conic sau ajustare în zona de ieșire a filetului; *b* – ajustaj cu strângere sau intermediare pe diametrul mediu al filetului sau fixare cu ajutorul adevizilor (eventual găurire și alezare la capătul prezonului pentru uniformizarea reparației sarcinii între spirele filetului); *c* – fixare prin rezemare la fundul găurii (cu cep); *d* – fixare pe guler; *e* – inel dințat; *f* – inserție filetată sau montată la formare; *g* – inserție arc elicoidal; *k* – fixare cu pastilă din material termoplastic. În tabelul 9,10 sunt specificate recomandări pentru lungimea de înșurubare a prezoanelor în piesele filetate.

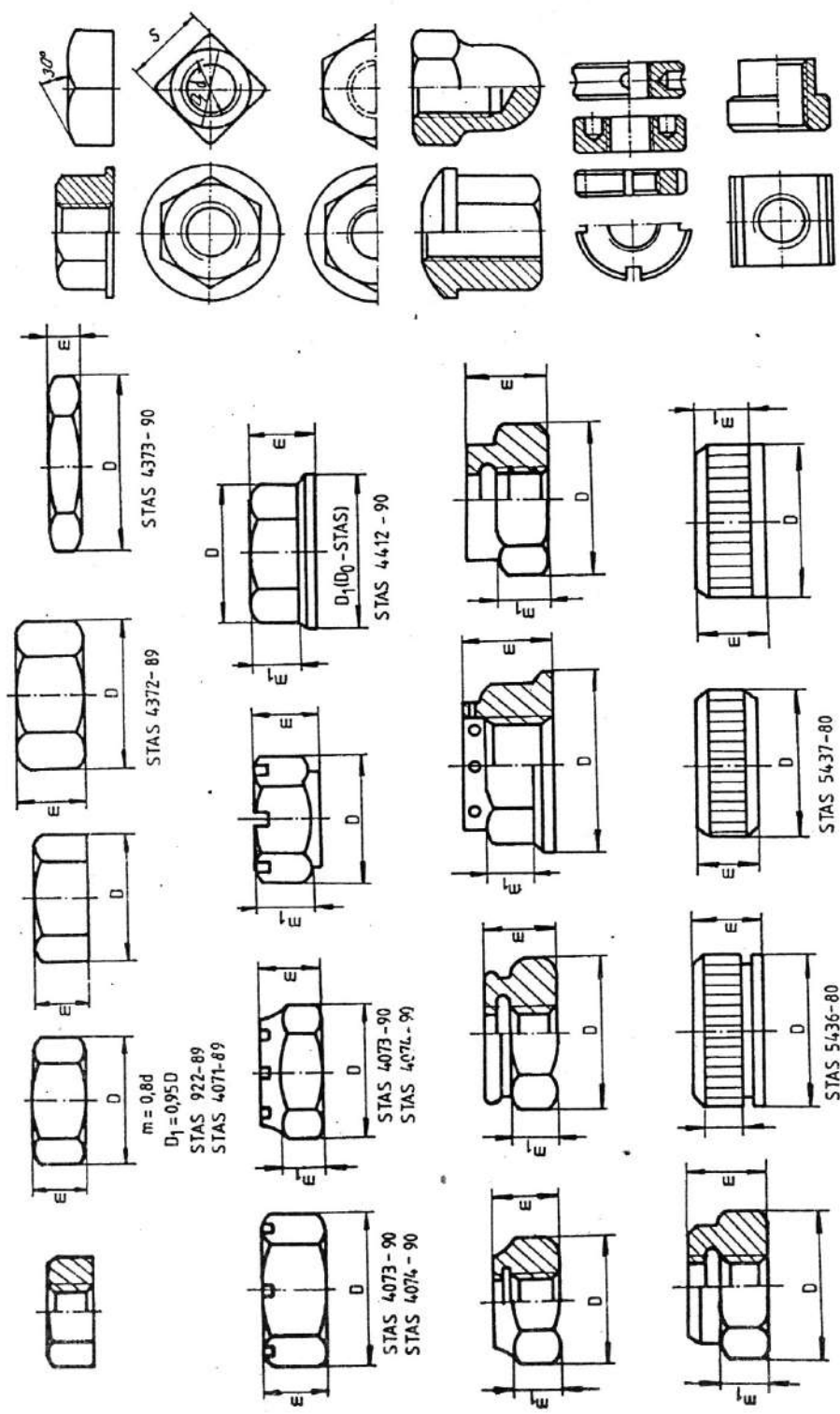


Fig. 9.5

Tablea 9.7. Dimensiuni pentru capul de șurub, piuliță și șaibe, necesare în calcule (în mm)

Element	Dimen- siunea	Filet metric, diametri normal, d în mm													
		3	4	5	6	8	10	12	16	20	24	30	36		
Șurub cu cap hexagonal, STAS 4272-89	k	2	2,8	3,5	4	5,5	7	8	10	13	15	19	23		
	S	5,5	7	8	10	13	17	19	24	30	36	4	55		
	d_w	$d_{w \min} = S - IT 16$, pentru $S < 21$; $d_{w \min} = 0,958$, pentru $S > 21$													
Șurub cu cap cilindric și locăș hexagonal SR ISO 4762:1993	k	-	4	5	6	8	10	12	16	20	24	30	36		
	D		7	8,5	10	13	16	18	24	30	36	45	54		
	m	2,4	3,2	4	5	6,5	8	10	13	16	19	24	29		
Piuliță hexagonală STAS 4071-89	d_w	$d_w = S - IT 16$, pentru $d < 20$; $d_w = S - IT 17$, pentru $d > 20$													
	S				1,6	1,6	2	2,5	3	3	4	4	5		
	d				7	10	12	15	19	24	28	35	42		
Șaibă plată	D				12,5	17	21	24	30	37	44	56	66		
	g	1	1,2	1,4	1,6	2	2,5	3	3,5	4,5	5,5	6,5	8		
	d_1	3,1	4,1	5,1	6,1	8,2	10,2	12,2	16,3	20,5	24,5	30,5	36,5		
d_2	$d_2 + 2g$														

Tabelul 9.8. Dimensiuni minime pentru adâncimea de înșurubare

Materialul piuliței sau al piesei filetate	Clasa de rezistență pentru șurub			
	8,8	8,8	10,9	10,9
Raportul d/P	9	9	9	9
Aliaje de Al, Cu, Mg	1,1d	1,4d		–
Fc 250	1,0d	1,25d		1,4d
OL30, OLC15	1,0d	1,25d		1,4d
Oțel îmbunătățit $\sigma_r > 800$ MPa	0,8d	0,9d		1,0d

Tabelul 9.9. Diametre pentru găuri de trecere pentru organe de asamblare filetate (în mm)

Diametrul filetului	Diametrele pentru găuri de trecere, d_h		
	Strânse (H12)	Mijlocii (H13)	Largi (H14)
1,6	1,7	1,8	2,0
2	2,2	2,4	2,6
2,5	2,7	2,9	3,1
3	3,2	3,4	3,6
4	4,3	4,5	4,8
5	5,3	5,5	5,8
6	6,4	6,6	7,0
8	8,4	9	10
10	10,5	11	12
12	13	13,5	14,5
16	17	17,5	18,5
20	21	22	24
24	25	26	28
27	28	30	32
30	31	33	35
36	37	39	42

Tabelul 9.10. Valori pentru lungimea de înșurubare a prezoanelor 1/d

Materialul prezonului, oțel	Corpul filetat				
	Oțel	Aliaje dure din Al	Fontă	Silumin	Bronz
σ_r în MPa	300 – 400	360 – 400	180 – 250	160 – 200	200 – 250
400–500	0,8 – 0,9	0,8 – 0,9	1,4 – 1,5	1,4 – 2,0	1,2 – 1,3
900–1000	1,6 – 2	1,6 – 2		2,0 – 2,5	

Distanța dintre axele șuruburilor pentru manevrarea cu cheie:

$$L = (5 \dots 6)d, \text{ pentru cheie radială și } (3 \dots 5)d \text{ pentru cheie axială.}$$

În afara formelor constructive comune, pentru piulițe există variante constructive care urmăresc fie o mai bună asigurare față de autodesfacere, fie un motaj mai simplu, o rezistență sporită în filet etc. Unele din aceste variante sunt reprezentate în figura 9.7: *a* – captivă; *b* – ancorată fixă; *c* – ancorată flotantă; *d* – ancorată flotantă cu o înlocuire; *e* – clemă, *f* – în colivie; *g* – fixate prin deformare; *h* – autofixare; *i* – monofilet; *j* – cu degajare; *k* – deformabilă; *l* – cu inel plastic; *m* – cu filet modificat.

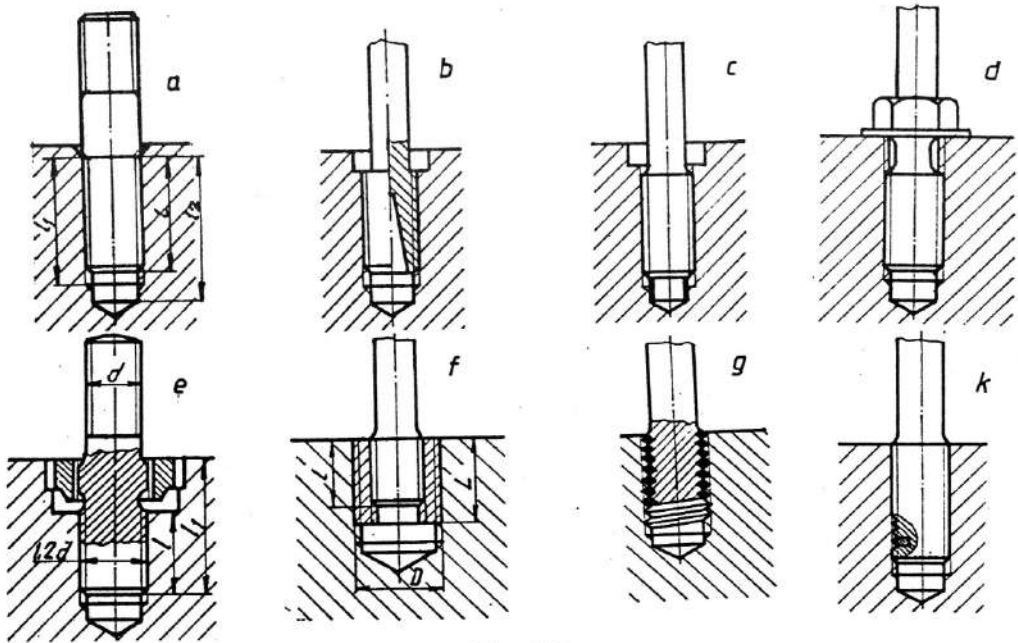


Fig. 9.6

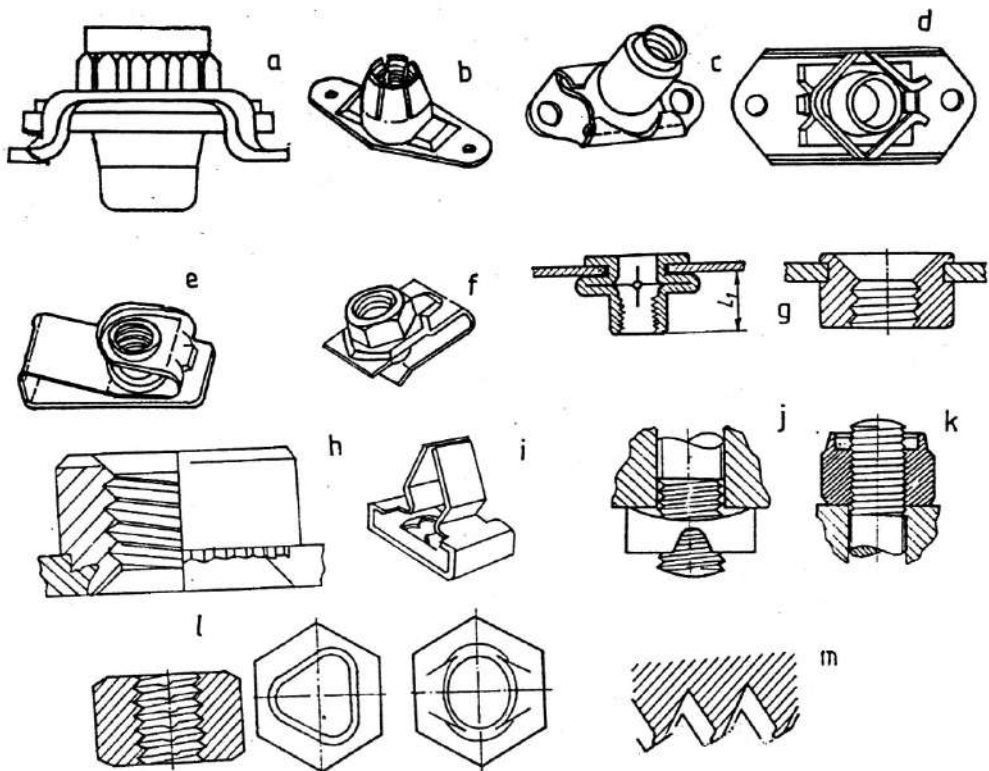


Fig. 9.7

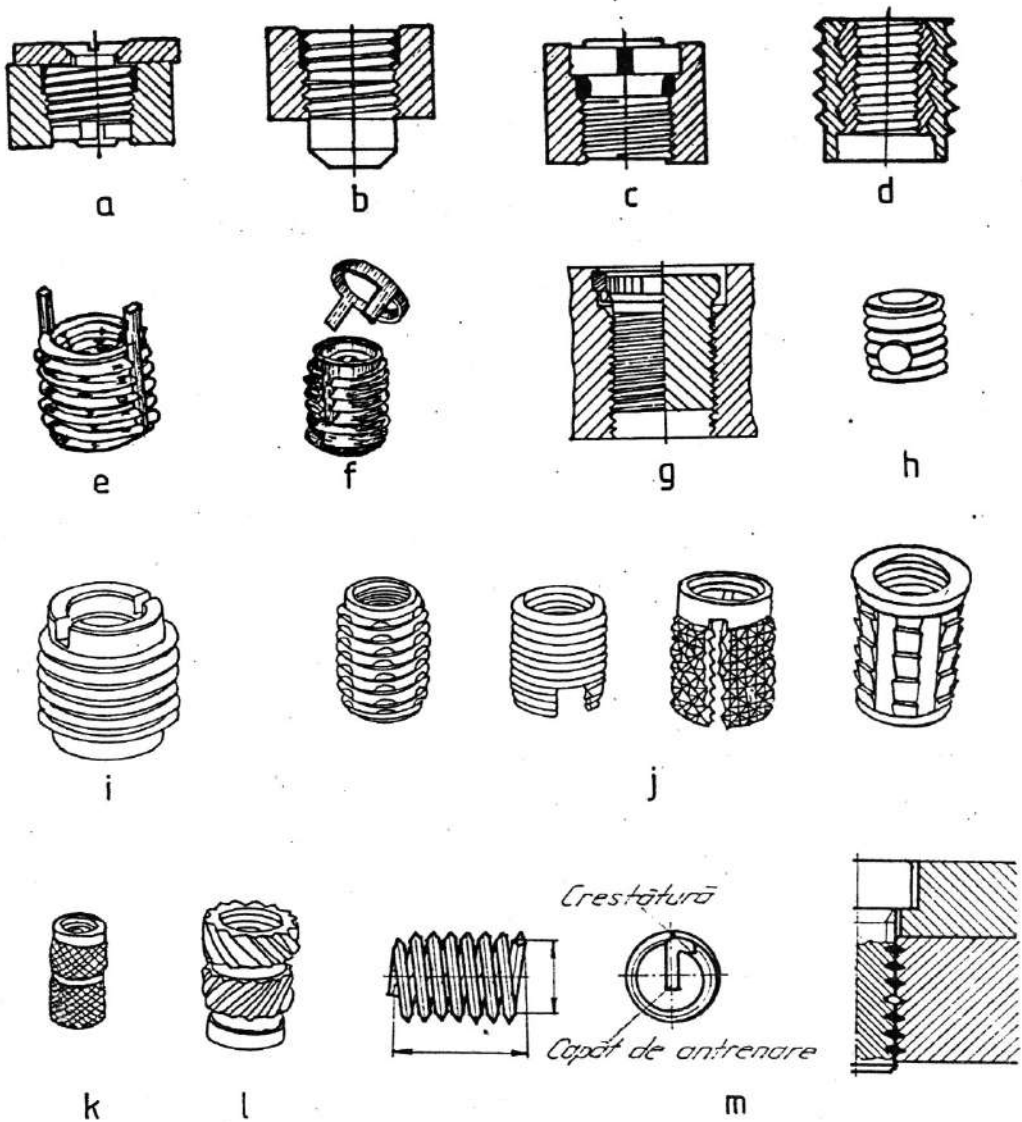


Fig. 9.8

Inserția filetată realizează suprafața filetată interioară în care se poate înșuruba filetul șurubului, și asigură o rezistență superioară la uzare, accesul și înlocuirea mai simple în reparații și poziționări: arc elicoidal (HELICOIL), bușe filetate (KEENSERTS, SPEEDSERTS), autofiletante, presate etc., unele dintre acestea fiind reprezentate în fig. 9.8: *a* – flotantă; *b* – închisă; *c* – cu etanșare; *d* – cu element de înlocuire; *e* – cu fixare prin pene; *f* – cu fixare prin inel detașabil cu pene; *g* – cu fixare prin inel detașabil din material plastic; *h* – cu fixare prin știft din material plastic; *i* – autofiletante; *j* – presate; *k* – fixate la formare; *l* – fixată prin ultrasunete; *m* – arc elicoidal.

9.2. Precizia filetului

Din punctul de vedere al preciziei, realizarea filetelor se poate face în trei clase de execuție: (precisă A, (p), semiprecisă B (sp), grosolană C (g), combinate cu trei lungimi de înșurubare (scurtă S, normală N, lungă L) în gradele de precizie 3, 4, 5, 6 - normală iar 7, 8, 9 pentru filetul șurubului și 4, 5, 6, - normală iar 7, 8 pentru filetul piuliței în ordinea descreșterii preciziei.

Toleranțele sunt stabilite în funcție de pas și diametru pentru diametrele $d_2, D_2; d, D; d_1, D_1$. Poziția câmpurilor de toleranță corespunde obișnuit ajustajelor cu joc H, G - piuliță, h, g, e - șurub (tabelul 9.11); mai rar se recurge la ajustaje intermediare H, respectiv m, jk, jh, j, sau cu strângere H și r, p, n corespunzătoare dimensiunilor d_2, D_2 .

Clasa de execuție se corelează și cu caracteristicile mecanice ale materialelor (oțel) utilizate (tabelele 9.12, 9.13, 9.14) conform STAS 2700/3, 4-84.

Pentru alte forme de profil de filet, problemele sunt asemănătoare (tabelul 9.15, conform STAS 2234/3-75).

Tabelul 9.11. Recomandări pentru ajustaje cu joc pentru filet metric de uz general

Clase de execuție	Lungimi de înșurubare	Poziția câmpului de toleranță și treapta de precizie în ordine $D_2, D_1/d_2, d^*$
A	S	4H/3h, 4h
	N	5H/4h
	L	6H/5h, 4h
B	S	5H/5h, 6h; 6H; /7h6h; /5g6g
	N	6H/6g; /6e; /6f
	L	7H/7g6g; /7e6e
C	N	7H/9g8g; 8G 8H/8g; 7G

* Dacă poziția câmpului de toleranță pentru diametrele D_2, D_1 sau d_2, d este aceeași, simbolizarea reține un singur simbol.

Tabelul 9.12. Clase de rezistență pentru materiale pentru șuruburi

Caracteristica mecanică	Clasa de rezistență									
	3.6	4.6	4.8	5.6	5.8	6.8	8.3	10.9	12.9	
σ_r (min), în MPa	330	400	420	500	520	600	830	1040	1220	
$\sigma_{0,2}$ (min), în MPa	190	240	340	300	420	480	660	940	1100	
Duritatea HV (min)	95	120	130	155	160	190	255	310	372	
δ , în %	25	22	14	20	10	8	12	9	8	
Oțel recomandat *	Fără tratament				Cu tratament					
	I	I,II			I,II	III	II,III,IV,V	IV,V	V	
Clasa de execuție:	A	-	-	-	x	x	x	x	x	x
	B	-	-	x	x	x	x	-	-	-
	C	x	x	x	-	-	-	-	-	-

* I - oțel carbon de uz general, II - oțel pentru prelucrări pe mașini automate, III - oțel carbon de calitate, IV - oțel aliat cu Mn (1...1,4%) și B (0,001...0,005%), de ex.: 20 Mn85, V - oțel aliat.

Tabelul 9.13. Clase de rezistență pentru materiale pentru piulițe

Caracteristica mecanică	Clasa de rezistență					
	4 (04,11H)	5 (14H)	6 (06,17H)	8 (22H)	10	12
Tensiunea de încercare, în MPa	400	500	600	800	1000	1200
Duritatea HV _(max)	302	302	302	353	353	353
Clasa de execuție: A	–	–	–	x	x	x
B	–	x	x	–	–	–
C	x	x	–	–	–	–

Tabelul 9.14. Recomandări pentru alegerea oțelurilor pentru șuruburi

Prelucrarea filetului	Clasa de rezistență	Marca oțelului
Rulare	3.6 4.6	OL37, OL42, OLC15
	5.6 6.8	OL50, OLC25, OLC35
	8.8 10.9, $d < 8$ mm	OLC35, OLC45
	10.9, $d > 8$ mm	40Cr10
	12.9, $d < 18$ mm	40Cr10, 33MoCr11
	12.9, $d < 24$ mm	33MoCr11, 41MoCr11
	12.9, $d > 24$ mm	34 MoCrNi15
Așchiere	5.8 6.8	AUT20, AUT30, AUT40M

Tabelul 9.15. Clase de execuție și lungimi de înșurubare

Forma profilului filetului	Clasa de execuție	Lungimi de înșurubare	Grade de precizie	Poziția câmpului de toleranță pentru D_2/d_2
Trapezoidal Dinte de ferăstrău	B(sp), C(g)	N,L	6,7,8,9,7,8,9,10	H/h,e,c

9.3. Prelucrarea filetului

Cea mai simplă soluție de realizare a suprafeței filetate este prelucrarea manuală cu ajutorul sculelor: filieră pentru șurub și tarod pentru piuliță. Dacă se urmărește o productivitate ridicată, se recurge la prelucrarea filetului prin rulare - deformare plastică. Această soluție asigură și o capacitate portantă ridicată prin efectele de continuitate a fibrelor și de ecruisare, dacă rularea nu e urmată de tratamente termice.

Pentru precizie dimensională, ca și pentru producția unicatelor sau de serie mică, se folosește prelucrarea prin așchiere pe strung, cu cuțit profilat, pe freză, eventual cu rectificarea de profil după tratamente superficiale pentru duritate ridicată.

Suprafața filetată poate fi supusă unui tratament de acoperire, în funcție de destinație: mediu corosiv sau temperatură ridicată (Cd, $t < 200^\circ\text{C}$; Zn, $t < 300^\circ\text{C}$; Ni, Cr, Cu, $t < 600^\circ\text{C}$; Ag, $t < 700^\circ\text{C}$).

9.4. Materialele pentru îmbinări filetate

Creșterea cerințelor de rezistență mecanică, de rezistență la coroziune sau la temperatură, de greutate redusă, o dată cu o mai precisă definiție a fiabilității acestor îmbinări au determinat și tendința către materiale de performanță.

Oțelurile înregistrează cea mai largă răspândire. Pentru caracterizarea operativă a materialului șuruburilor și piulițelor se folosește un sistem de simbolizare, din grupe de cifre și litere, care reprezintă, pentru șurub:

$$\boxed{\sigma_r, \text{ în MPa}/100} \cdot \boxed{10 \sigma_{0,2}, \text{ în MPa} / \sigma_r, \text{ în MPa}}$$

(ex. grupa 6.8)

și pentru piuliță:

a) $\boxed{\sigma_r, \text{ în MPa}/100}$ sau b) $\boxed{0}$ $\boxed{\sigma_r, \text{ în MPa}/100}$
 (ex. grupa 6) (ex. grupa 06)

sau c) $\boxed{HV/10}$ \boxed{H}
 (ex. grupa 6H).

Se observă că, pentru piulițe, simbolizarea poate fi diferită: a) pentru capacitate portantă ridicată, cu $m \geq 0,8 d$, σ_r indică tensiunea realizată la încercarea pe dom și echivalentă cu tensiunea limită din șurubul înșurubat în piuliță, fără distrugerea filetului; b) pentru portantă moderată, simbolul mai cuprinde, în prefix, cifra 0 care indică posibilitatea distrugerii filetului în timp; c) pentru piulițele fără cerințe de portantă, HV se referă numai la cifra minimă de duritate VICKERS.

Pentru șuruburile cu destinație deosebit de pretențioasă din punctul de vedere al rezistenței mecanice, se pot utiliza oțelurile de înaltă ($\sigma_r = 1100 \dots 1400$ MPa) și foarte înaltă rezistență, cu tratamente termice atent controlate ca temperaturi de călire și revenire și medii de răcire. Pentru reducerea influenței negative a fragilității prin hidrogen, ca și a defectelor de suprafață se recurge la superfinisarea sau lustruirea și cadmierea filetului.

Aliajul de nichel se recomandă pentru medii puternic corosive, iar aliajele de titan sau beriliu se folosesc acolo unde pretențiile de rezistență sunt însoțite de cerințe de greutate redusă. După tratamente termice adecvate, aceste aliaje ating performanțele de rezistență ale unor oțeluri aliate (41MoCr11, 34MoCrNi15 etc.)

Alama, precum și aliaje de aluminiu (AlCuZnPb, AlMgSi etc.) sunt utilizate pentru îmbinări în sisteme electrice cu solicitări mecanice reduse.

Materiale plastice se utilizează în cazul unor cerințe speciale de electro-termo-izolare sau de rezistență la coroziune.

Din materiale termoplastice se execută și șaibe speciale, care, sub apăsare, se deformează, astupă jocurile și golurile îmbinării pe filet, asigurând o etanșare suplimentară.

9.5. Forțe și momente

A. Mișcări relative la nivelul filetului

Filetului șurubului, într-un punct O situat pe flanc, pe diametrul mediu d_2 , i se asociază sistemul de coordonate $Oxyz$: Ox - tangentă la cercul de diametrul d_2 , Oy - paralelă cu axa șurubului, Oz - perpendiculară pe axa șurubului și pe Ox (fig. 9.9)

Acestui sistem de coordonate i se aplică: a) o rotație în jurul axei Oz cu unghiul elicei filetului α - axa Ox trece în Ox'' ; b) o rotație în jurul axei Ox'' cu unghiul ψ , semiunghiul de vârf al profilului de filet în plan normal la profil

$$\tan \psi = (\tan \beta/2) \cos \alpha \equiv \tan \beta/2, \quad (9.1)$$

unghiul de vârf al profilului în plan axial fiind β (la profil metric, $\beta = 60^\circ$) - axa Oz trece în Oz'' .

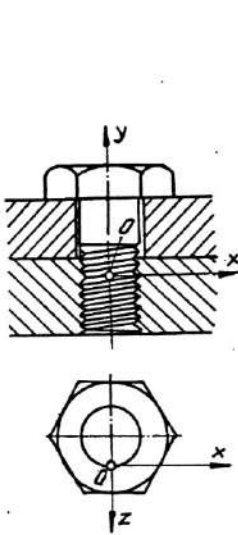


Fig. 9.9

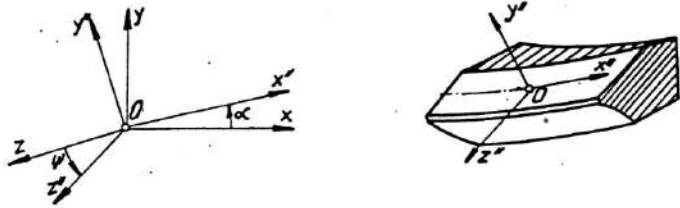


Fig. 9.10

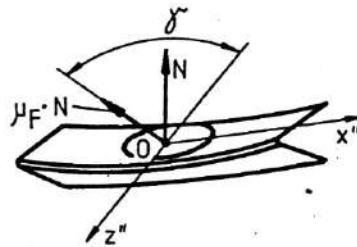


Fig. 9.11

Noul sistem $Ox''y''z''$ este plasat cu originea în același punct O , cu axa Ox'' tangentă la flancul filetului în sensul elicei filetului, Oy'' perpendiculară pe flancul filetului și Oz'' tangentă la flancul filetului, pe direcție radială (fig. 9.10).

Transferul coordonatelor proiecțiilor de forțe X'' , Y'' , Z'' din sistemul $Ox''y''z''$ în sistemul $Oxyz$, respectiv X , Y , Z , se face prin relațiile cunoscute:

$$\begin{aligned} X &= X'' \cos \alpha - Y'' \sin \alpha \cos \psi + Z'' \sin \alpha \sin \psi, \\ Y &= Y'' \sin \alpha + Y'' \cos \alpha \cos \psi - Z'' \cos \alpha \sin \psi, \\ Z &= Y'' \sin \psi + Z'' \cos \psi. \end{aligned} \quad (9.2)$$

Deplasarea relativă rezultată pe flancul filetului se stabilește ca direcție prin unghiul γ față de axa Ox'' al forței de frecare $\mu_F N$ proiectate pe planul $x''Oz''$, unde N este forța normală de apăsare pe flanc pe direcția Oy'' și μ_F - coeficientul de frecare în filet (fig. 9.11, tabelul 9.16).

În planul $x''Oz''$, forța de frecare poate fi considerată prin componentele ei pe axele Ox'' și Oy'' , respectiv:

$$\mu_x N = \mu_F N \cos \mu; \quad \mu_z N = \mu_F N \sin \gamma. \quad (9.3)$$

În cazul strângerii (S) și desfacerii (D) obișnuite, deplasarea relativă a suprafețelor se face dominant pe direcția Ox'' și $\gamma \cong 0^\circ$.

Schemele de solicitare pentru S și D sunt prezentate în fig. 9.12.

Protecțiile forțelor pe Ox respectiv pe Oy (S/D)

$$\begin{aligned} \mp F_t \pm \mu_x N \cos \alpha + N \sin \alpha \cos \psi &= 0, \\ F_0 \pm \mu_x N \cos \alpha - N \cos \alpha \cos \psi &= 0, \end{aligned} \quad (9.4)$$

de unde rezultă:

$$\pm F_t = F_0 (\sin \alpha \cos \psi \pm \mu_x \cos \alpha) / (\cos \alpha \cos \psi \mp \mu_x \sin \alpha). \quad (9.5)$$

Pentru $\gamma \cong 0^\circ$, $\mu_F / \cos \psi = \mu' = \tan \rho'$,

Tabelul 9.16. Valori pentru coeficienții de frecare $\mu_{F,S}$ cu dispersiile repartițiilor respective de tip normal

Suprafața filetului	$\mu_F \equiv \rho$ radiani	$3\sqrt{D_p} \equiv 3\sqrt{D_{p'}}^*$
Brută sau fosfatată		
– neunsă	0,14 ... 0,18	$\pm 12,5\%$
– unsă	0,14 ... 0,15	$\pm 3\%$
– unsă cu pastă S_2M_O	0,10 ... 0,12	$\pm 9\%$
Zincată galvanic 6 ... 12 μm	0,12 ... 0,18	$\pm 20\%$
Cadmiată galvanic 6 ... 10 μm	0,08 ... 0,12	$\pm 20\%$

Suprafața soclului	μ_s	$3\sqrt{D_{\mu_s}}^*$
Neprelucrată	0,3	$\pm 30\%$
Împroșcată cu nisip	0,5	
Prelucrată prin:		
– aşchiere	0,10...0,18	$\pm 28\%$
– rectificare	0,16...0,22	$\pm 16\%$
Zn galvanic/ Zn galvanic	0,16...0,20	$\pm 11\%$
Zn galvanic/brut	0,10...0,18	$\pm 28,5\%$
Cd galvanic/ Cd galvanic	0,12...0,20	$\pm 25\%$
Cd galvanic/brut	0,08...0,16	$\pm 31\%$
Cap oțel/soclu aliaj Al	0,08...0,20	$\pm 43\%$
Vopsire anticorosivă, minim de plumb	0,1...0,6	$\pm 30\%$

* În procente din valoarea medie

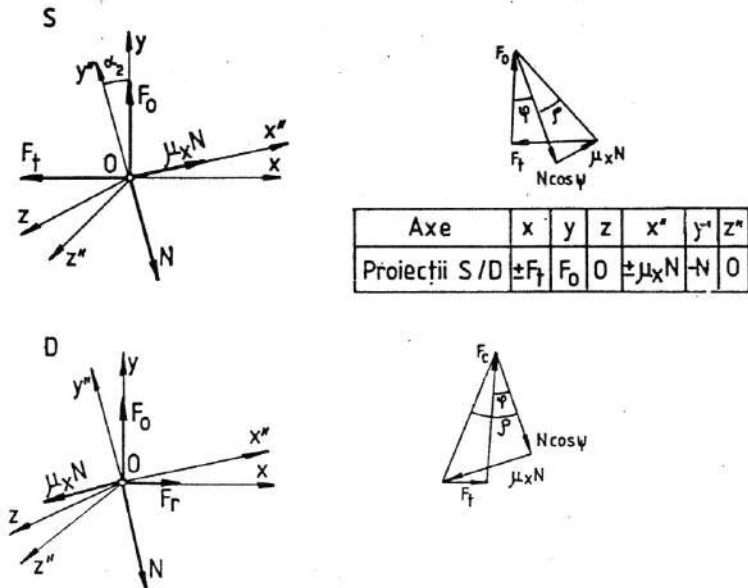


Fig. 9.12

$$\pm F_t = F_0 \tan(\rho' \pm \alpha_2) \quad (9.6)$$

și momentul necesar deplasărilor pe filet va fi:

$$M_F = \pm F_t \frac{d_2}{2} = \pm F_0 \frac{d_2}{2} \cdot \tan(\rho' \pm \alpha_2), \quad (9.7)$$

unde (+) corespunde strângerii (S) și (-) desfacerii (D), pentru sistemul de coordonate ales.

Obișnuit $\rho' > \alpha_2$, condiție care asigură evitarea autodesfacerii elementare și indică necesitatea unui moment de desfacere.

În condiții de autodesfacere, deplasări relative se realizează în filet și pe direcție radială, corespunzător deformațiilor elastice radiale pentru filetul șurubului și al piuliței (micrometri), dar și pe direcția Ox'' în funcție de proporțiile autodesfacerii; în acest caz se consideră $\tan \gamma \leq \sin \psi / \tan \alpha \approx 84^\circ$.

Schemele de sollicitare pentru condițiile de autodesfacere în tracțiunea (ADT) și în comprimarea îmbinării (ADC) sunt prezentate în figura 9.13.

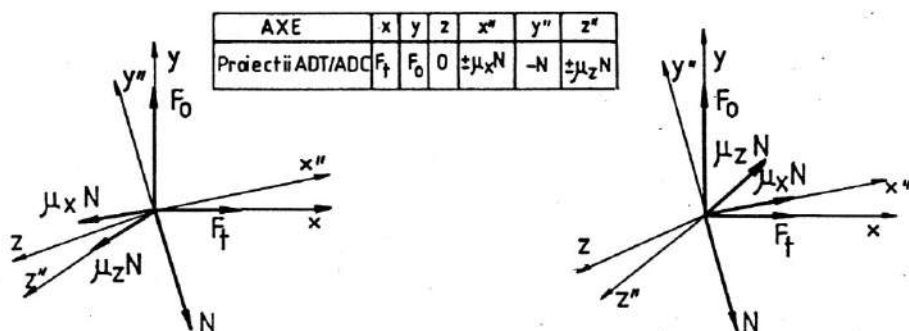


Fig. 9.13

Proiecțiile de forțe pe axele Ox , Oy (ADT/ADC) vor fi respectiv:

$$F_t \mp \mu_x N \cos \alpha + N \sin \alpha \cos \psi \pm \mu_z N \sin \alpha \sin \psi = 0,$$

$$F_0 \mp \mu_x N \sin \alpha - N \cos \alpha \cos \psi \mp \mu_z N \cos \alpha \sin \psi = 0,$$

de unde

$$F_t = F_0 \frac{-\sin \alpha \cos \psi \pm \mu_x F (\cos \gamma \cos \alpha - \sin \gamma \sin \alpha \sin \psi)}{\cos \alpha \cos \psi \pm F (\cos \gamma \sin \alpha + \sin \gamma \cos \alpha \sin \psi)} \quad (9.8)$$

și momentul necesar desfacerii

$$M_F = F_0 \frac{d_2}{2} \cdot \frac{-\sin \alpha \cos \psi \pm \mu_x F (\cos \gamma \cos \alpha - \sin \gamma \sin \alpha \sin \psi)}{\cos \alpha \cos \psi \pm \mu_x F (\cos \gamma \sin \alpha + \sin \gamma \cos \alpha \sin \psi)}, \quad (9.9)$$

pentru M_F , semnul (+) indicând un efort necesar în sensul deșurubării și semnul (-), o tendință de autodesfacere.

B. Deplasarea capului de șurub sau a piuliței pe soclul pieselor strânse

Momentul de torsiune necesar deplasării capului de șurub sau piuliței pe soclu se determină prin sumarea momentelor de frecare elementare pe suprafața de contact respectivă (fig. 9.14). Astfel:

$$dM_S = \mu_S \cdot p \cdot r^2 \cdot \cos \gamma \, dr \cdot d\theta,$$

$$M_S = \mu_S \frac{F_0 \cos \gamma_S}{\frac{\pi}{4} (d_w^2 - d_h^2)} \int_0^{2\pi} \int_{d_h/2}^{d_w/2} r^2 \, d\theta \, dr = \mu_S \frac{F_0}{3} \cdot \frac{d_w^3 - d_h^3}{d_w^2 - d_h^2} \cos \gamma_S = F_0 \frac{d_2}{2} q_S \mu_S \cos \gamma_S, \quad (9.10)$$

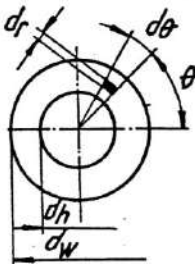
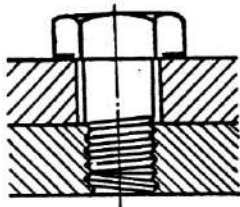


Fig. 9.14

în care: μ_S este coeficientul de frecare la nivelul contactului pe soclu (tabelul 9.16); p – presiunea de contact, uniform distribuită; $q_S = 2(d_w^3 - d_h^3) / [3d_2(d_w^2 - d_h^2)]$; γ_S indică și aici direcția deplasărilor relative, dar pentru contractul pe soclu. Se poate accepta însă $\gamma_S = \gamma$, cu aceleași observații ca în cazul deplasărilor relative pe filete.

Momentul total de torsiune va fi deci:

– pentru condițiile S/D

$$M_T = M_F + M_S = \pm \frac{d_2}{2} [\tan(\rho' \pm \alpha_2) + q_S \mu_S]; \quad (9.11)$$

– pentru condițiile ADT/ADC, momentul necesar de desfășurare va fi

$$\begin{aligned} M_T &= M_F + M_S = \\ &= F_0 \frac{d_2}{2} \left[\frac{-\sin \alpha \cos \psi \pm \mu_F (\cos \gamma \cos \alpha - \sin \gamma \sin \alpha \sin \psi)}{\cos \alpha \cos \psi \pm \mu_F (\cos \gamma \sin \alpha + \sin \gamma \cos \alpha \sin \psi)} + \right. \\ &\quad \left. + q_S \mu_S \cos \gamma \right]. \end{aligned} \quad (9.12)$$

Relațiile (9.11), (9.12) au semnificații deosebite pentru:

- determinarea momentelor necesare în condițiile S și D pentru alegerea sculelor, dispozitivelor și tehnologiilor adecvate;
- cunoașterea corelației dintre momentul de strângere dat sau realizat și forța de strângere F_0 , hotărâtoare atât pentru menținerea condițiilor de etanșare, cât și pentru calculul de rezistență;

– observația că repartiția forței F_0 depinde de caracteristicile repartițiilor coeficienților de frecare μ_F , respectiv ρ' și μ_S , și ale repartițiilor dimensionale pentru d_2 , d_h , d_w , α_2 .

Dacă repartițiile menționate se consideră de tip normal și dacă dispersiile repartițiilor pentru dimensiunile d_2 , d_h , d_w , α_2 se neglijează în raport cu dispersiile pentru repartițiile momentului de torsiune D_{M_T} ($\Delta M = 3\sqrt{D_{M_T}}$) și coeficienților de frecare $\rho' \rightarrow D_{\rho'}$, ($\Delta \rho' = 3\sqrt{D_{\rho'}}$)

în radiani și $\mu_S \rightarrow D_{\mu_S}$, ($\Delta \mu_S = 3\sqrt{D_{\mu_S}}$), potrivit relației (9.11), reținând numai situația S, dacă, $F_0 = 2 M_T / (Q_S \cdot d_2)$ și $Q_S = \tan(\rho' + \alpha_2) + q_S \mu_S$, relația (9.11), calculate pe baza valorilor medii $\Delta F_0 = 3\sqrt{D_{F_0}}$, respectiv cu D_{F_0} – dispersia forței F_0 :

$$\Delta F_0 / F_0 = \sqrt{(\Delta M_T / M_T)^2 + \left\{ 1 / [Q_S \cos^2(\rho' + \alpha_2)] \right\}^2 \Delta \rho'^2 + (q_S / Q_S)^2 \Delta \mu_S^2}. \quad (9.13)$$

Metoda și particularitățile dispozitivului de strângere intervin prin dispersia D_M , specifică repartiției de strângere:

$$D_M = D_{M1} + D_{M2} \quad (9.14)$$

în care D_{M1} este dispersia specifică repartiției de strângere realizată cu diferite metode, dispozitive sau scule (tabelul 9.17) și D_{M2} este dispersia specifică performanțelor operatorului $3\sqrt{D_{M2}} = \pm 10\%$.

Dispersia forței de strângere F_0 calculată pe baza relației (9.13) sau adoptată permite determinarea clasei de strângere, a parametrilor recomandați pentru control, precum și a coeficientului α_S de majorare a strângerii (tabelul 9.18).

Tabelul 9.17. Valori pentru dispersiile de măsură ale sculelor sau dispozitivelor de strângere

Scula sau dispozitivul de strângere	$3\sqrt{D_{M1}}$ *
Cheie de strângere	—
Cheie de dinamometrică cu bară de răsucire	$\pm 3...15$
Cheie de strângere cu inerție	$\pm 10...30$
Cheie hidraulică	$\pm 3...10$
Cheie pneumatică	$\pm 10...20$
Șurub cu mărci tensometrice	± 1
Șurub micrometric	$\pm 3...15$
Dispozitiv hidraulic pentru alungire	$\pm 1...5$
Dispozitiv de strângere asistat de calculator cu controlul pe moment și rotire	$\pm 0,5...2$

* în procente din scala dispozitivului

Tabelul 9.18. Clase de precizie pentru strângere

Clasa de precizie pentru strângere	Parametrul controlat	$3\sqrt{D_{F_0}}$ %	α_S
1	$M_T, \theta,$ $M_T(\theta)$ $\theta (M_T)$ $dM_T/d\theta$	$\pm 0,2 \dots 2$	1
2	M_T, θ	± 20	1,6
3	M_T	± 40	2,5
4	—	± 60	4

C. Realizarea forței de strângere inițială F_0

Aplicarea momentului de torsiune se face cu ajutorul cheilor de strângere fixe (simple, duble, hexagonale, tubulare, tijă IMBUS, cârlig, șurubelniță), reglabile, cu dispozitive de tip dinamometric (limită, cu control continuu), inerțiale, electrice sau pneumatice.

Parametrii de control pentru operația de strângere sunt indicați în tabelul 9.17 alături de dispersiile realizate pentru forța F_0 .

Corelația dintre forța de strângere inițială F_0 și unghiul de rotire θ se poate stabili cu relația

$$\theta^\circ = 360^\circ (F_0 - F_\theta) (1/c_S + 1/c_P) / P, \quad (9.15)$$

în care $F_\theta \geq 0,25 F_0$, P - pasul, $c_{S,P}$ rigiditatea șurubului, respectiv a pieselor strânse (v. § 9.6).

Dependența dintre forța de strângere F_0 și alungirea elastică a șurubului sub sarcină este

$$\Delta l_S = F_0 / c_S \quad (9.16)$$

alungirea șurubului mărindu-se direct în raport cu elementul considerat reper fix.

D. Randament

Randamentul cuplei tribologice filetate, pentru îmbinările de fixare și strângere prezintă interes doar pentru situația de strângere. În cazul în care cupla tribologică servește pentru

transmitere și transformare de mișcare, cunoașterea randamentului este importantă pentru ambele senzori de deplasare a piuliței pe filet:

$$\eta = \frac{d_2 \tan(\rho' \pm \alpha_2)/2}{d_2 \tan(\rho' \pm \alpha_2)/2 + \mu_S q_S \cdot d_2/2} \quad (9.17)$$

Fără măsuri specifice, valorile randamentului sunt relativ reduse. Creșterea randamentului se poate obține prin: rugozitate redusă și ungere adecvată pe suprafața filetată și de rezemare pe soclu, filet pătrat, trapezoidal, sau ferăstrău, contact cu rostogolire pe suprafața de rezemare, contact cu rostogolire pe suprafețele filetate (șurub cu bile).

9.6. Diagrama de funcționare pentru îmbinarea cu șurub cu strângere inițială

Fiabilitatea ansamblului îmbinării se poate corela cu funcția de strângere, deci cu asigurarea etanșării la nivelul pieselor strânse (pachet), cu evitarea deplasării relative, în funcționare a acestora etc.

Descrierea funcției de strângere recurge la diagrama de funcționare a îmbinării (fig. 9.15), reprezentativă pentru modul de repartizare a solicitării pe componente.

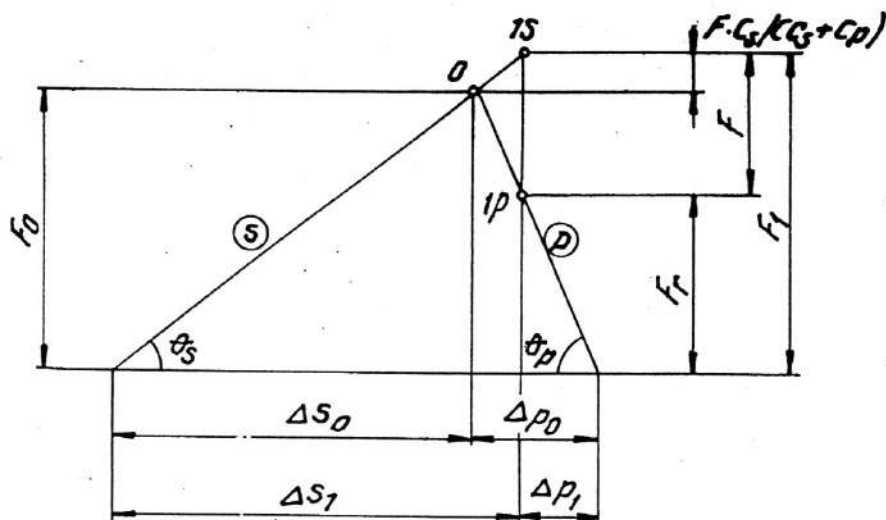


Fig. 9.15

Diagrama de funcționare a îmbinării cu strângere inițială evidențiază mai întâi dependența forță-deformație pentru șurub (s) și pentru elementele strânse (pachet) (p).

Unghiurile $\theta_{s,p}$ pot fi exprimate în funcție de rigiditate $c_{s,p}$ a șurubului, respectiv a pachetului:

$$\tan \theta_{s,p} = c_{s,p} \quad (9.18)$$

Punctul 0 corespunde strângerii inițiale cu forța F_0 , care determină alungirea șurubului cu ΔS_0 și, concomitent, comprimarea pachetului cu Δp_0 . Intervenția unei forțe exterioare F de-

plasează punctul de funcționare din 0 în l_s pentru șurub și l_p pentru pachet, cu deformațiile Δs_1 , respectiv Δp_1 .

Rigiditatea șurubului este dată prin

$$1/c_s = (1/E_S) \sum_i (l_{si}/A_{si}), \quad (9.19)$$

în care: E_S este modul de elasticitate longitudinală pentru materialul șurubului, l_{si} , A_{si} – lungimile, respectiv ariile secțiunilor de tronsoane dintr-un șurub (fig. 9.16), în lungimile l_{si} considerându-se și lungimile tronsoanelor de șurub corespunzătoare la jumătate din înălțimea piuliței și a capului de șurub ($0,3 \dots 0,4$) d .

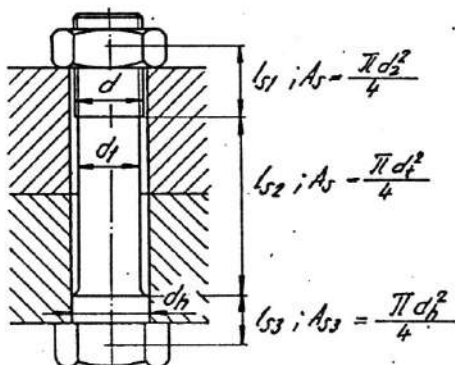


Fig. 9.16

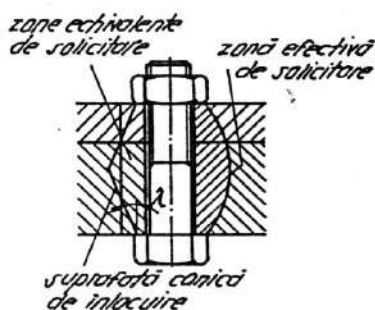


Fig. 9.17

Rigiditatea pachetului se determină în legătură cu zona solicitată la comprimare din pachet, zonă apreciază pe baza unor ipoteze simplificatoare:

a. Pachetul este realizat compact din materiale cu același modul de elasticitate E_p (fig. 9.17). Cu: d_w – diametrul exterior al suprafeței de reazem a piuliței sau capului de șurub; d_h – diametrul găurii de șurub; l_p – grosimea pachetului; D_e – diametrul exterior mediu al pachetului; A_p – aria secțiunii perpendiculare pe axă a zonei echivalente de comprimare. Astfel se poate scrie:

$$1/c_p = (1/E_p) l_p / A_p, \quad (9.20)$$

$$a_1) \quad D_e \leq d_w; \quad A_p = \pi (D_e^2 - d_h^2) / 4, \quad (9.21)$$

$$a_2) \quad 3d_w \geq D_e > d_w; \quad l_p \leq 8d;$$

$$A_p = \frac{\pi}{4} \left[(d_w^2 - d_h^2) + (D_e/d_w - 1) (2d_w l_p \tan \lambda + l_p^2 \tan^2 \lambda) / 2 \right], \quad (9.22)$$

cu λ – unghiul generatoarei suprafeței conice de înlocuire pentru zona efectivă de comprimare, ($\lambda = 5,7^\circ, 7,1^\circ, 9,5^\circ$, respectiv pentru elemente din oțel, fontă sau aliaje din aluminiu).

$$a_3) \quad D_e > 3d_w; \quad l_p \leq 8d; \quad A_p = \pi \left[(d_w + l_p \tan \lambda)^2 - d_h^2 \right] / 4, \quad (9.23)$$

pentru $l_p > 8d$, se admite $l_p = 8d$.

b. Pachetul este realizat cu cel puțin un element (garnitură) cu modulul de elasticitate și rigiditatea mult mai reduse decât pentru celelalte componente metalice (fig. 9.18); în relația (9.20),

$$A_p = \pi (D_e^2 - d_h^2) / 4. \quad (9.24)$$

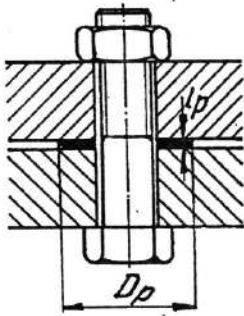


Fig. 9.18

d. Pachetul este format din materiale cu același modul de elasticitate, cu șurub sau prezon (Fig. 9.20); în calculul lungimii l_p se ține seama și de lungimea $l_{ps} = (0,32 \dots 0,4)d$ iar în relațiile (9.22)...(9.25) unghiul λ se consideră, în medie, pentru oțel, 11° , (exemplu $l_{p1} \equiv l_p/2$, $l_{p3} = l_p - l_{ps}$, $l_{p4} = l_{ps}$).

Sunt însă de recomandat încercări, pentru determinarea și pe cale experimentală a rigidității pachetului.

c. Pachetul este realizat din elemente cu rigiditate comparabilă; pe baza schemei din figura 9.19, în formula generală

$1/c_p = \sum_i [l_{pi}/(E_{pi} \cdot A_{pi})]$ se vor considera tronsoanele i cu lungimea l_{pi} , modulul de elasticitate E_{pi} și secțiunea A_{pi} :

$$A_{p1} = \pi \left[(d_w + l_{p1} \tan \lambda)^2 - d_h^2 \right] / 4,$$

$$A_{p2} = \pi \left[(d_w + 2l_{p1} \tan \lambda + l_{p2} \tan \lambda)^2 - d_h^2 \right] / 4,$$

$$A_{p3} = \pi \left[(d_w + 2l_{p2} \tan \lambda + l_{p3} \tan \lambda)^2 - d_h^2 \right] / 4,$$

$$A_{p4} = \pi \left[(d_w + l_{p4} \tan \lambda)^2 - d_h^2 \right] / 4.$$

(9.25)

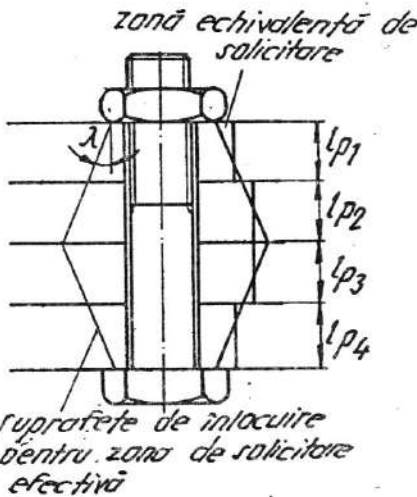


Fig. 9.19

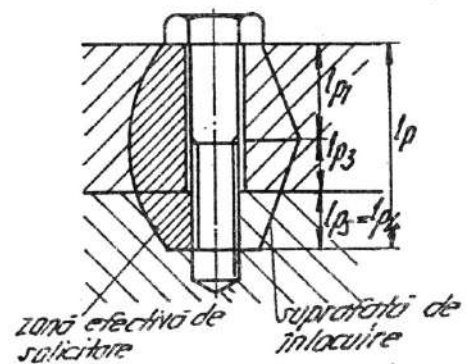


Fig. 9.20

Cu caracteristicile de rigiditate stabilite este posibilă determinarea forțelor din diagrama de funcționare (v. fig. 9.15):

$F_l = F_0 + F \left[c_s / (c_s + c_p) \right] = F_r + F$, cu F_l și F_r forța pe șurub și respectiv pe pachetul de piese strânse, în funcționare, sub acțiunea forței exterioare.

În raport cu aceste relații, condițiile concrete de aplicare a sarcinii exterioare F pe elementele strânse intervin cu o corecție suplimentară (fig. 9.21), care pentru simplificare se adoptă prin coeficientul n , cu valorile $n = 1$, $n = 1/2$, $n = 0$, obișnuit $n = 1/2$, relațiile între forțe devenind

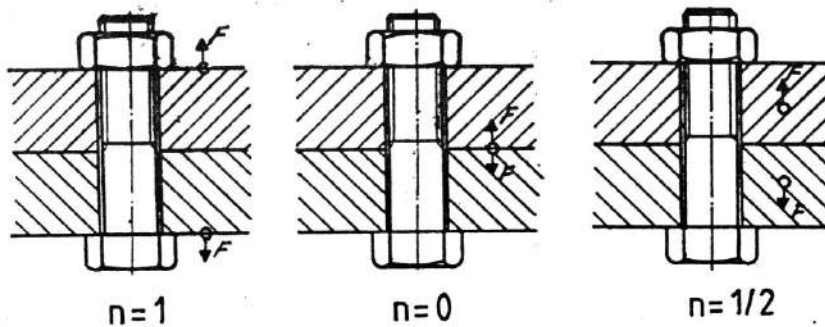


Fig. 9.21

$$F_l = F_0 + nF \left[c_s / (c_s + c_p) \right] = F_r + F. \quad (9.26)$$

Totodată, pentru a ține seama de elementele de incertitudine în realizarea strângerii, se consideră o strângere minimă necesară

$$F_{0\min} = F_0 - \alpha_s \left\{ F_r + \Delta F_R + F \left[1 - n \cdot c_s / (c_s + c_p) \right] \right\}, \quad (9.27)$$

cu $\alpha_s = F_{0\max} / F_{0\min}$ (v. tabelul 9.18), F_r – forța remanentă necesară, calculată pe baza recomandărilor din § 9.12; termenul ΔF_R corespunde compensării efectelor de turtire a rugozităților pe suprafețele de contact din filet și de pe componentele pachetului:

$$\Delta F_R = f_R \cdot c_s \cdot c_p / (c_s + c_p), \quad (9.28)$$

cu valori pentru f_R în tabelul 9.19.

Tabelul 9.19. Valori pentru factorul f_R

Numărul de perechi de suprafețe în contact în pachet*	f_R , în μm			
	Solicitare axială		Solicitare transversală	
	$R_a = 1,6$	$R_a = 0,8$	$R_a = 1,6$	$R_a = 0,8$
2	13	10	20	13
3	16	12	28	16
4	20	14	35	20
5	25	16	42	25
6	30	18	50	30

* Inclusive suprafețele de separație dintre capul de șurub sau piuliță și pachetul de piese strânse.

9.7. Defectări în îmbinările filetate

Defectarea unei îmbinări filetate trebuie privită în legătură cu funcționarea și condițiile de lucru specifice. La îmbinări nepretențioase, defectarea poate avea consecințe minore, necesitând doar refacerea prin strângere sau înlocuire; în îmbinări cu mare răspundere, în construcții aerospațiale, în industria chimică, transporturi, defectarea elementelor îmbinării sau a îmbinării în ansamblu poate conduce la consecințe grave.

Fenomenele de defectare se pot manifesta la nivelul de ansamblu al îmbinării, în relație cu funcțiile ei principale: slăbirea strângerii, autodesfacerea, blocarea prin coroziune; defectări se înregistrează și la nivelul componentelor și al cuplelor tribologice formate de acestea: ruperea pieselor strânse, ruperea șurubului, forfecarea capului de șurub, ruperea (prin încovoiere sau forfecare) a filetului, uzură în cupla tribologică cap de șurub/piese strânse, piuliță/piese strânse, filet șurub/filet piuliță.

Aceste fenomene sunt influențate într-o mare măsură în localizarea, declanșarea și evoluția lor de variațiile de sarcină, de temperatură, mediul corosiv, de montaj, de condițiile de lucru în general. Astfel, în industria chimică domină defectările prin slăbirea stângerii, precum și efectele de coroziune; în îmbinările structurilor metalice, ca și în construcția de autovehicule, defectările prin slăbirea strângerii sau efectele de coroziune; în construcțiile aerospațiale, ruperile prin oboseală.

Defectarea șurubului prin solicitare statică apare ca rezultat al unei suprasolicitări de tracțiune sau de tracțiune și răsucire în condiții de funcționare sau de strângere, la care se adaugă încovoierea în cazul unor forme particulare de șurub sau a unei așezări necorespunzătoare. Ruperea este relativ rapidă și se poate prezenta fără deformații macroscopice prealabile (fragilă) sau cu asemenea deformații (ductilă). Ruperea fragilă este de fapt rezultatul fragilității unor zone solicitate în timpul tratamentului termic, electrochimic sau funcționării, printr-un conținut localizat mai ridicat de H, P sau chiar Ni sau Cr.

Zonele de rupere sunt localizate fie în filet, în dreptul primelor spire solicitate, fie pe tijă sau la racordarea tijă - cap de șurub. Ruperea prin forfecare a filetului șurubului apare ca un fenomen rar, determinată de caracteristicile mecanice reduse ale materialului șurubului și de anumite particularități dimensionale.

Defectarea șurubului sub solicitare variabilă este rezultatul apariției și dezvoltării fisurilor de oboseală, care culminează în ruperi caracteristice, bruște. Solicitarea variabilă este de tip tracțiune, rar de încovoiere. Zonele preferențiale de defectare sunt aceleași ca în cazul ruperii statice, în legătură cu concentratori de tensiuni specifici (filet, racordări) sau modificări de compoziție chimică; este de reținut puternica influență a fenomenelor de coroziune.

Defectarea piuliței poate fi considerată doar sub forma forfecării filetului, în anumite condiții de material și dimensionare.

Defectarea cuplei tribologice de așezare (piuliță/soclu) este considerată la îmbinările cu strângere prin uzura de adeziune de tip smulgere, cu atât mai puternică, cu cât cupla este solicitată mai frecvent și în condiții mai grele.

Defectarea cuplei tribologice filetate apare frecvent la transmisiile filetate, sub formă de uzură de tip abraziv, când este hotărâtoare în dimensionare; la îmbinările filetate pentru strângere, cu montări și demontări rare (5...15), defectarea este mai probabilă prin uzură de adeziune de tip smulgere, eventual la temperaturi ridicate sau în mediu corosiv și cu eventuale efecte de blocare.

9.8. Fiabilitatea strângerii

Fiabilitatea ansamblului îmbinării filetate cu strângere inițială, în sensul asigurării unei strângeri impuse, poate fi afectată prin slăbirea strângerii sau chiar prin autodesfacere. Fenomenul poate avea cauze diferite, după cum se poate observa din fig. 9.22.

Modificarea strângerii este analizată în § 9.6.

Desfacerea accidentală poate fi restrânsă ca posibilitate prin adoptarea unor măsuri constructive care, conform (9.12), să conducă la creșterea valorii momentului M_T pentru desfacere: creșterea coeficientului de frecare în filet, pe soclu, creșterea factorului q_S . În tabelul 9.20 sunt indicate asemenea soluții (A...F).

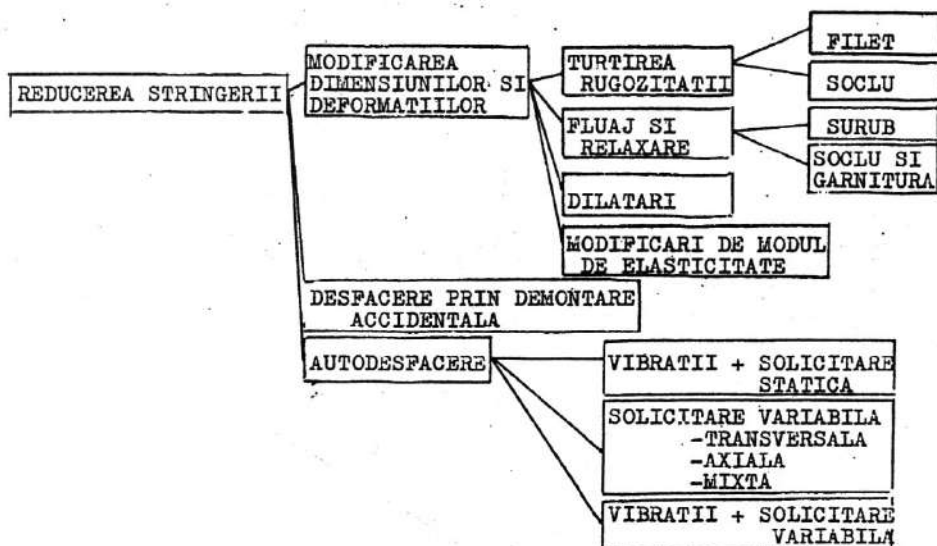


Fig. 9.22

Tabelul 9.20. Elemente de asigurare împotriva desfacerii îmbinărilor cu șuruburi

Principiu de funcționare	Exemplu	Eficiență	Posibilități de reutilizare	Cost, %
A. Elemente elastice	1. Șaibă GROWER STAS 7666/2-77 2. Șaibă elastică 3. Șaibă elastică plată cu dinți, STAS 10481-78 4. Șaibă elastică plată cu creștături	Ineficient de la 8.8	-	125...130
B. Elemente de asigurare prin formă	1. Șaibă de asigurare cu nas exterior sau interior, STAS 2241/2-80	Ineficient până la 8.8	Ineficient	280...360
	2. Piuliță crenată și - șurub cu gaură, forța de strângere nedefinită; - găurire după strângere pentru a asigura parțială	Ineficient peste 8.8	Da, cu un nou cui spintecat	350...370
	3. Asigurare cu sârmă	Asigurare parțială; peste 8.8 ineficientă	Da, cu o nouă sârmă	540...550
	4. Adaos de sârmă profilată	Asigurare integrală	Da	330...340

Tabelul 9.20 (continuare)

Principiu de funcționare	Exemplu	Eficiență	Posibilități de reutilizare	Cost, %
C. Elemente pentru solicitare suplimentară	1. Piuliță cu inel de poliamidă	Ineficient	Ineficient	120...130
	2. Piuliță cu autoblocare STAS 9895-80	Asigurare parțială	Da	120...130
	3. Șurub cu bandă de material plastic în filet	Asigurare parțială	Da	120...140
	4. Piuliță + contrapiuliță	Ineficient	Ineficient	180...200
	5. Piuliță de tablă pentru asigurare	Ineficient	Ineficient	135...145
	6. Piuliță deformată radial sau axial, șurub lobat (TRILOB), filet modificat	Asigurare parțială	-	-
D. Elemente de blocare	1. Suprafețe cu rizuri sub capul șurubului, cu excepția suprafețelor tratate pentru duritate (TENSILOCK, VERBUS RIPP)	Asigurare integrală	Da	100
	2. Deformări plastice, sudură	-	-	-
E. Elemente cu acțiune chimică	1. Adeziv în microcapsule (VERBUS PLUS, IMBUS PLUS, LOCTITE, DRILOC)	Asigurare integrală dependentă de temperatură	De 3 ori	120...140
	2. Adeziv în lichid	Idem	Ineficient	160...170
	3. Adeziv siliconic în pastă în filet	Asigurare parțială	Da	200...210
	4. Acoperire cu poliamidă în filet	Asigurare parțială	Da	-
F. Forme particulare de șurub	1. Șurub elastic $l_p > 5d$, eventual cu bucă	Asigurare integrală posibilă	Da	-
	2. Șurub sau piuliță de înaltă rezistență, pentru F_0 mare			-
	3. Șurub cu șaibe elastice presate, sau cu guler elastic, idem pentru piuliță			-
	4. Rigiditate mare pentru pachet			-
	5. Cap de șurub sau piuliță cu guler			-

Starea de vibrație poate determina solicitări variabile necuantificabile, de unde și posibilitatea autodesfacerii. Autodesfacerea se poate explica prin analiza relației (9.12) care scoate în relief faptul că pentru șuruburile și piulițele uzuale, sub solicitare variabilă de tracțiune-compresiune, momentul M_7 poate căpăta valori negative, pentru situația ADC (§ 9.5).

În acest caz, creșterea coeficientului de frecare la nivelul filetului μ_F , fie direct (suprafețe rugoase și uscate), fie indirect, prin diferite soluții constructive (deformarea filetului, inele de plastic deformabile, șaibe GROWER etc.) nu are efecte favorabile. La concluzii asemănătoare conduc și numeroase cercetări experimentale.

Pe de altă parte, autodesfacerea nu este continuă; sub solicitare variabilă și pentru rapoarte diferite ale deplasărilor relative în filet pe direcțiile Ox'' și Oy'' , ungerea se modifică ciclic, efectele de autodesfacere obținându-se intermitent și cumulat.

Pentru o rezistență mai ridicată la autodesfacere se observă tendința de realizare a unor construcții îmbunătățite: cap umbrelă ($q_S = 2,5$), TENSILOC ($q_S = 2,21$), VERBUS RIPP ($q_S = 1,72$), DURLOC ($q_S = 1,63$) (fig. 9.23) sau cu adeziv în filet LOCTITE – DRILOC, VERBUS PLUS (și cu adeziv) etc., față de construcțiile obișnuite cu $q_S = 1,55 \dots 1,5$. Pe lângă valorile ridicate q_S apare și posibilitatea unor valori mari pentru μ_S , care nu se pot atinge fără forme adecvate pentru profilul suprafeței de contact pe soclu, în sensul formării unor muchii sau proeminențe cu funcție tăietoare (VERBUS TENSILOC, DURLOC) sau de deformare (VERBUS RIPP).

Alte cercetări au arătat și posibilitatea de autodesfacere sub solicitări transversale, pentru șuruburi de strângere a elementelor de cuplaje etc., dacă pe suprafețele de strângere apar alunecări relative.

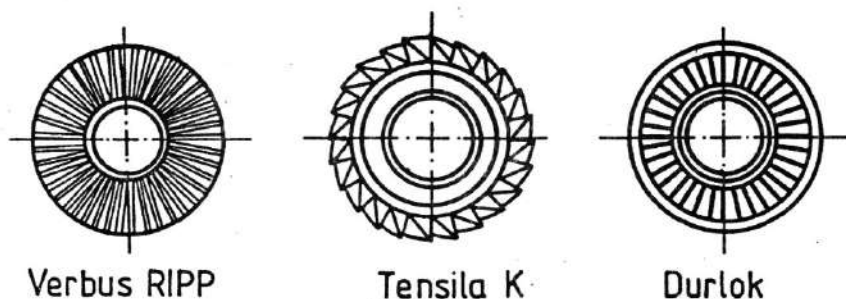


Fig. 9.23

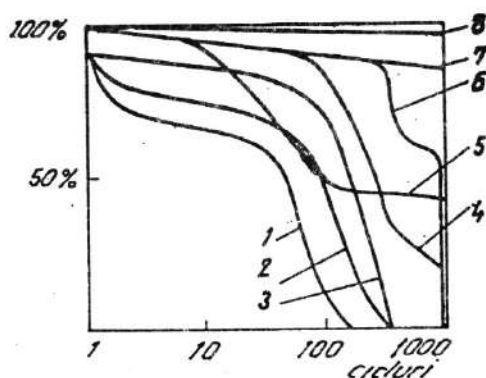


Fig. 9.24

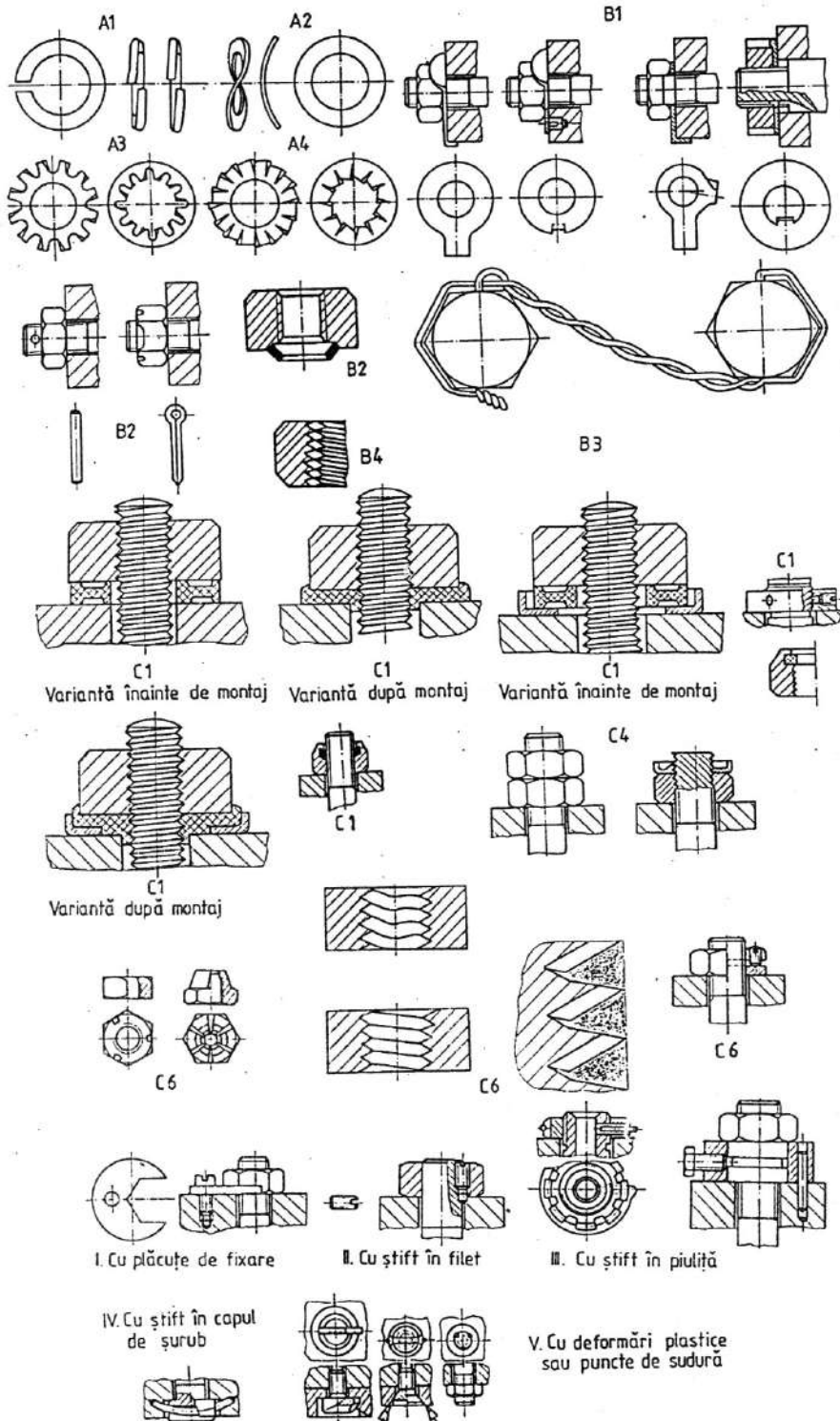


Fig. 9.25

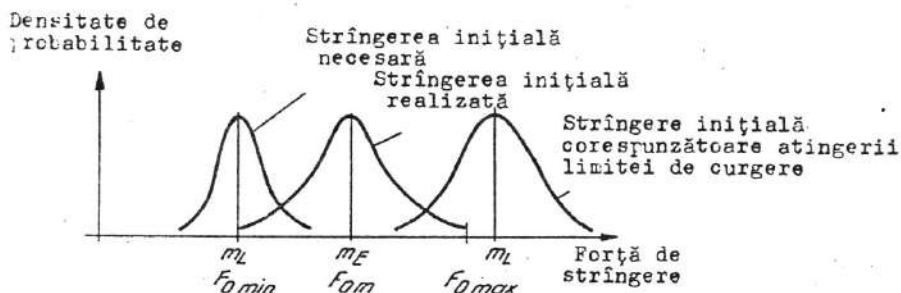


Fig. 9.26

Încercările experimentale măsurând reducerea forței de strângere, în % în timp (fig. 9.24 1 – neasigurat; 2 – asigurat cu șaibă Grower; 3 – cu șaibă cu dinți; 4 – cu piuliță DURBUS; 5 cu piuliță crenelată și cui spintecat, material 8.8; 6 – idem, material 10.9; 7 – cu piuliță VERBUS RIPP; 8 – cu piuliță TENSILOK LOCTITE) arată că suportarea unui număr de 100 de cicluri de solicitare, fără reduceri drastice ale strângerii inițiale, apare ca o problemă deosebită, atinsă doar de construcțiile menționate anterior.

Necesitatea asigurării prin mijloace speciale, pentru solicitări axiale, se recomandă îndeosebi în cazul $l_p < 2d$ și pentru solicitări transversale, pentru $l_p < 5d$. Unele soluții de asigurare sunt indicate în tabelul 9.20 și figura 9.25 (I – cu plăcuțe de fixare; II – cu știft în filet; III – cu știft în piuliță; IV – cu știft în capul de șurub; V – cu deformări plastice sau puncte de sudură).

Fiabilitatea funcției de strângere se poate analiza separat, prin calcul, potrivit schemei din figura 9.26.

9.9. Calculul îmbinărilor cu șuruburi

9.9.1. Șuruburi cu strângere inițială

9.9.1.1. Predimensionare

În mod obișnuit, se recurge la o predimensionare, pentru dimensiuni, implicit forme preliminare, care apoi se verifică și se corectează până la un nivel de fiabilitate impus.

Se apreciază astfel o forță maximă de șurub, cu caracter preliminar:

$$F_1^* = \alpha_S (F + F_{rL}), \quad (9.29)$$

în care α_S este coeficientul de siguranță al strângerii (§ 9.5), F - forța exterioară, F_{rL} - forța remanentă limită, dependentă de F prin coeficientul de stabilitate funcțională $K_R = 0,5$ pentru solicitări statice și 1...1,5 pentru solicitări variabile, sau în legătură cu menținerea etanșeității (§ 9.12).

În continuare:

$$A_S^* = F_1^* c^* / \sigma_{0,2}, \quad (9.30)$$

în care A_S^* este aria necesară a secțiunii de calcul pentru partea filetată a tijeii, c^* - coeficientul de siguranță pentru calcule preliminare (1,1 pentru solicitări statice și 1,4 pentru solicitări variabile); din tabelul 9.3 se adoptă diametrul imediat superior.

9.9.1.2. Solicitarea exterioară statică F

Calcul de verificare pentru tija șurubului sub strângere inițială F_0 . Starea echivalentă de tensiuni în tija șurubului, sub solicitarea concomitentă de tracțiune (F_0) și torsiune (M_F), provenită din strângere, se apreciază prin intermediul tensiunii echivalente de tracțiune (teoria energiei de deformare). Astfel

$$\sigma = F_0/A_{S,t}; \quad \tau = M_F/W_{S,t} = F_0 \cdot d_2 \cdot \tan(\rho' + \alpha_2)/2W_{S,t}, \quad (9.31)$$

în care $A_S = \pi(d_2 + d_3)^2/16$, pentru zona filetată și $A_t = \pi d_t^2/4$ pentru tija nefiletată, $W_S = \pi(d_2 + d_3)^3/128$ și respectiv $W_t = \pi d_t^3/16$, considerându-se cele mai mici valori $A_{S,t}$ și $W_{S,t}$, tensiunea echivalentă fiind

$$\sigma_e = \sqrt{\sigma^2 + 3\tau^2} \quad (9.32)$$

iar coeficientul de siguranță $c = \sigma_{0,2}/\sigma_e \geq 1,1$ pentru filet metric normal și $\geq 1,25$ pentru filet metric fin.

În funcție de destinație, pretențiile de strângere sunt diferențiate și deci și coeficientul de siguranță (tabelul 9.21).

Tabelul 9.21. Coeficientul de siguranță la strângerea inițială în raport cu limita de curgere (%)

A p l i c a ț i i	Procente din $\sigma_{0,2}$
Îmbinări neimportante fără garnitură sub sarcini statice, șuruburi de fundație condiții de fisurare sub coroziune și tensiune	4
Îmbinări uzuale cu garnitură	2,5
Îmbinări uzuale fără garnitură	1,7 – 2
Îmbinări fără garnitură, cu probleme de pierderi de etanșeitate, autodesfacere, oboseală	1,3 – 1,4
Îmbinări în structuri metalice, cu probleme de pierderi de etanșeitate, autodesfacere, oboseală; îmbinări cu garnituri în industria autovehiculelor; necesită mijloace de montare și de control adecvate	1

Valorile reduse pentru coeficientul de siguranță pentru dispersiile curente ale repartițiilor F_0 , $\sigma_{0,2}$, $\tau_{0,2}$ reflectă doar posibilitatea apariției deformațiilor remanente în fibrele exterioare ale tijei.

De fapt, șurubul în ansamblu se va comporta elastic până la atingerea limitei de curgere pe întreaga secțiune (tracțiune axială echivalentă).

Calculul fiabilității recurge la relația:

$$R \cong 1 - 7,67(D_L + D_E)^4 / \left[\sigma_e^8 (c - 1)^8 \right], \quad (9.33)$$

în care $D_{L,E}$ sunt dispersiile repartițiilor de tip normal pentru limita de curgere $\sigma_{0,2}$, respectiv pentru tensiunea echivalentă σ_e determinată pe baza forței medii de strângere $F_{0m} = F_0(\alpha_S + 1)/(2\alpha_S)$, neglijându-se dispersiile dimensiunilor de calcul.

Calculul tijei șurubului pentru solicitarea maximă de tracțiune. Pentru solicitarea maximă de tracțiune (pentru cel mult 1000 cicluri de solicitare),

$$F_1 = F_0 + n \cdot F \cdot c_S / (c_S + c_p). \quad (9.34)$$

Starea de tensiuni echivalentă se apreciază asemănător:

$$\sigma = F/A_{S,l}; \quad \tau = F_0 d_2 \tan(\rho' + \alpha_2) / 2W_{S,l} \quad (9.35)$$

$$\sigma_e = \sqrt{\sigma^2 + 3\tau^2}, \quad c = \sigma_{0,2} / \sigma_e \geq 1 \quad (9.36)$$

pentru filet normal și 1,1 pentru filet fin, cu observații și relații similare pentru fiabilitate.

Suprafața de rezemare piuliță, cap de șurub/pachet. Aria A_k se verifică la uzură adezivă de smulgere sub forța F_0 sau de strivire sub forța F_1 :

$$\sigma_s = F_1 / A_k \leq \sigma_{sL}; \quad A_k = \pi(d_w^2 - d_h^2) / 4, \quad (9.37)$$

cu valori pentru tensiunea limită în tabelul 9.22 sau $\sigma_{sL} = 0,9 \cdot \sigma_{0,2}$ pentru strângere mecanică și $1,1 \cdot \sigma_{0,2}$ pentru strângere manuală.

Tabelul 9.22. Valori pentru tensiunea σ_{sL}

Materialul suprafeței de reazem	σ_{sL} , în MPa
OL 37, OLC 15 normalizat	300
OL 50, OLC 35 normalizat	500
OL 52, OLC 45 normalizat	600
Oțet îmbunătățit $\sigma_t > 900$ MPa	900
$\sigma_t > 1200$ MPa	1200
OLC 15 cementat 0,6 mm	1400
18 MnCr10, cementat 1 mm	1800
Fontă cenușie 25	850
Aliaj de Mg (MgAl19)	150
Aliaje de Al (Al Si12Cu)	300
Aliaje de Al (AlSi6Cu)	250

Calcul de rezistență pentru filet. Solicitarea filetului este afectată într-o măsură însemnată de condițiile de repartizare a sarcinii pe spirele filetului. Încărcarea neuniformă se manifestă prin concentrări de sarcină pe primele spire înfiletate (fig. 9.27, a). Cantitativ, repartiția neuniformă se poate stabili analitic. Încercări experimentale au arătat și o însemnată influență negativă asupra rezistenței la oboseală și în consecință s-au propus soluții care să reducă acest efect: piulițe de degajare (fig. 9.27, b) sau cu filet conic (fig. 9.27, c), sau inserții elicoidale din sârmă de arc (fig. 9.8). Același condiții de uniformizare impun, pentru îmbinări puternic solicitate, raportul $d/P < 16$.

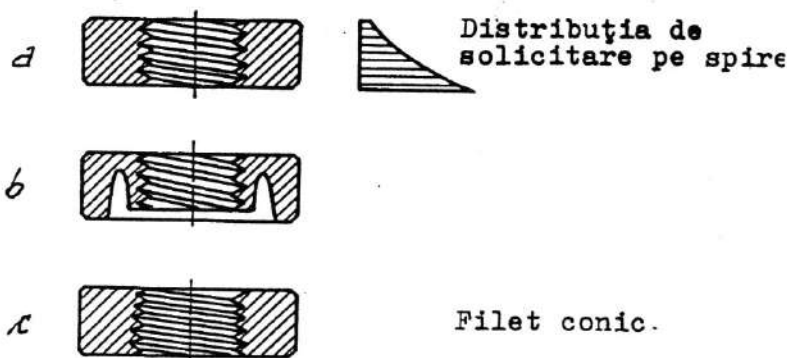


Fig. 9.27

Solicitarea filetului poate conduce la următoarele defectări:

– Uzura pe flancurile în contact ale filetului se produce prin efecte de smulgere - adeziuni sau abrazive, în cazul unor montări și demontări frecvente, care apropie condițiile de funcționare de șurubul de mișcare; condiția de rezistență este

$$F_0 \leq \pi d_2 m K_f K_n \sigma_s, \quad (9.38)$$

în care K_f este un coeficient de formă (tabelul 9.23), K_n - coeficient de neuniformitate în distribuirea sarcinii pe spire (tabelul 9.24) iar σ_s - tensiunea limitată pentru evitarea uzurii pe flancuri (tabelul 9.24).

Tabelul 9.23. Valori pentru coeficienții de formă K_f , K_s

Profilul filetului	K_f	K_s
Metric normal	0,87	0,54
Trapezoidal	0,65	0,5

Tabelul 9.24. Recomandări pentru tensiuni limită (σ_s , τ_f) lungimi de înșurubare (m) și coeficienți de neuniformitate (K_n)

Materiale șurub/piuliță	* σ_s	* τ_f	m	K_n
Îmbinări cu strângere: oțel/oțel	$0,25 \cdot \sigma_{0,2}$	$(0,6 \dots 0,7) \sigma_r$	$(0,8 \dots 1,0) d$	$5 P/d \geq 0,56$
oțel/fontă				
oțel/bronz	$0,15 \cdot \sigma_{0,2}$	–	$1,3 d$	–
oțel/aliaje Al	$0,10 \cdot \sigma_{0,2}$	$(0,75 \dots 0,85) \sigma_r$	$2 d$	$6 P/d \geq 0,7$
oțel/aliaje Mg	$0,10 \cdot \sigma_{0,2}$	$(0,65 \dots 0,75) \sigma_r$	$2 d$	$6 P/d \geq 0,85$

* Pentru materialul mai puțin rezistent

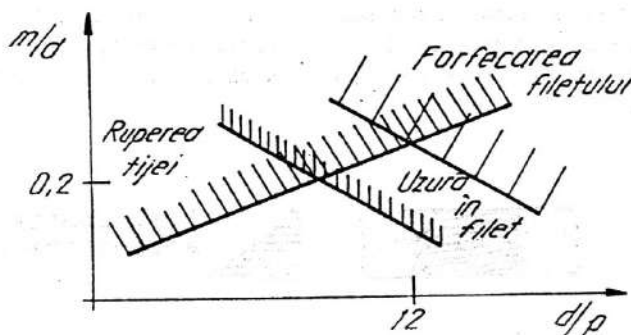


Fig. 9.28

– Forfecarea spirelor, pentru îmbinările cu număr redus de montări și demontări (1...5, rar 50), doar în cazul unor înălțimi reduse m pentru piuliță și a unor valori mari pentru raportul d/P , respectiv $> 10 \dots 12$; condiția de rezistență la forfecare este

$$F_1 \leq \pi d_1 m K_f K_n \tau_s \text{ pentru șurub,} \quad (9.39)$$

$$F_1 \leq \pi d m K_f K_n \tau_p \text{ pentru piuliță,}$$

în care, în afara notațiilor cunoscute, K_f este coeficientul de formă (tabelul 9.23), $\tau_{s,p}$ – tensiune admisă pentru evitarea forfecării (tabelul 9.24).

O reprezentare schematică a domeniilor în care defectările descrise mai sus sunt dominante apare în fig. 9.28. Construcțiile standardizate de piulițe și forme de filet asigură o rezistență satisfăcătoare în raport cu criteriile de calcul prezentate.

9.9.1.3. Îmbinări filetate cu strângere inițială F_0 sub solicitare exterioară variabilă de tracțiune

Solicitarea exterioară poate fi armonică, pulsantă $F \in [0, F]$, cu caracteristica de ciclu $r = 0$. Solicitarea în șurub va fi în consecință $F_1 \in [F_0, F_1 = F_0 + nFc_s / (c_s + c_p)]$, cu $r \in [0; 1]$ și cu:

$$\begin{aligned}\sigma_{\max} &= F_1 / A_{s,t} = [F_0 + nFc_s / (c_s + c_p)] / A_{s,t}, \\ \sigma_{\min} &= F_0 / A_{s,t} = \{F_0 + nFc_s / [2(c_s + c_p)]\} / A_{s,t}, \\ \sigma_a &= nFc_s / [2(c_s + c_p) / A_{s,t}].\end{aligned}\quad (9.40)$$

Ținând seama de semnificația amplitudinii σ_a în calculul de oboseală, este evident că reducerea acestei amplitudini este favorabilă și că se poate realiza în primul rând prin reducerea raportului $c_s / (c_s + c_p)$; de aici, recomandarea de utilizare a unor șuruburi lungi și subțiri, cu rigiditate redusă și a unor pachete cu rigiditate ridicată (fig. 9.29).

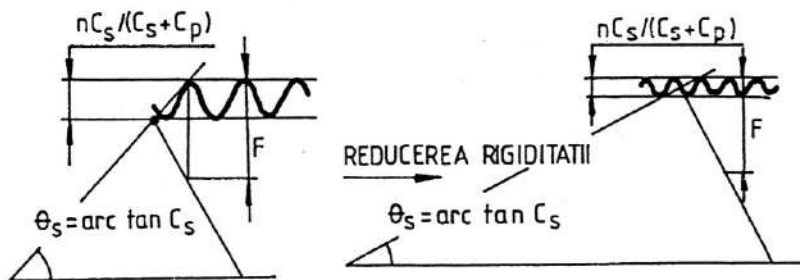


Fig. 9.29.

Calculul cuprinde mai întâi etapele corespunzătoare strângerii inițiale (§ 9.9.1.2), strivirii pe suprafața de reazem a capului de șurub sau piuliței, eventual calculul filetului.

Pentru situația de funcționare sub solicitare exterioară de tracțiune și de torsiune (τ) rămasă de la strângerea inițială, relația (9.35), deoarece caracteristica de ciclu $0 < r < 1$, se pune și verificarea în raport cu tensiunile maxime:

$$\sigma_e = \sqrt{\sigma_{\max}^2 + 3\tau^2}; \quad c = \sigma_{0,2K} / \sigma_e, \quad (9.41)$$

cu valori recomandate pentru coeficientul de siguranță (v. tabelul 9.21) și tensiunea $\sigma_{0,2K} = \sigma_{0,2} \cdot \gamma_c \cdot K_{10} \cdot K_{20}$ calculându-se conform datelor din Cap 4.

Calculul propriu-zis de oboseală se raportează la diagrama schematizată a ciclurilor de tensiune din figura 9.30 și conduce la compararea de amplitudini pentru tensiunea minimă constantă $\sigma_{\min} = \text{const}$ cu relația

$$c_{\sigma} = \sigma_{aL} / \sigma_a ; \quad \sigma_{aL} = (\sigma_{11K} - \psi_{\sigma K} \cdot \sigma_{\min}) / (1 + \psi_{\sigma K}), \quad (9.42)$$

$$\psi_{\sigma K} = \sigma_{-11K} / (2\sigma_r - \sigma_{-11K}).$$

Coefficientul de siguranță pentru verificarea la oboseală are valori cuprinse între 1,1 și 4.

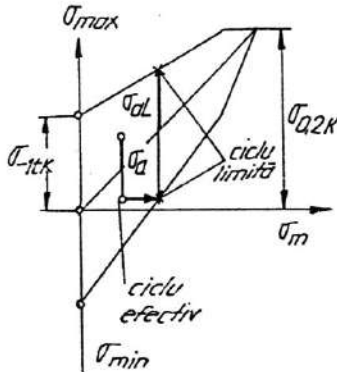


Fig. 9.30

Punct	1	2	3	4	5	6
K	2-4	1-2	1	2	1,5-2	5-8

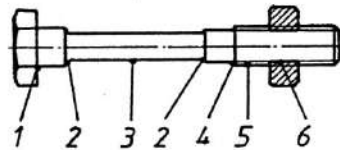
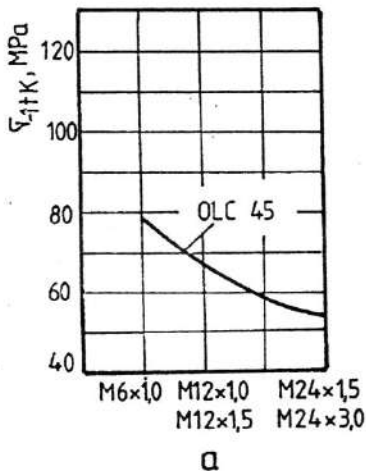


Fig. 9.31

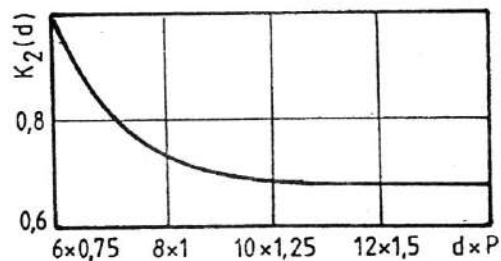
Tensiunea limită de oboseală pentru ciclul alternant simetric de tracțiune-compresiune, pentru o secțiune concretă este σ_{-11K} și intervine ca atare în relația (9.42). Zona de angajare a filetului șurubului în piuliță apare astfel ca cea mai periculoasă (fig. 9.31).

Tensiunea limită σ_{-11K} , implicit coeficientul global de concentrare a tensiunilor $K = \sigma_{-11} / \sigma_{-11K}$ depinde de caracteristicile geometrice ale filetului, dimensiuni, tehnologie etc., o parte din aceste influențe vor fi prezentate separat.

Numeroase încercări experimentale permit o determinare globală a tensiunii σ_{-11K} și a coeficientului K . De exemplu, pentru zona filetată, pentru OLC 35 $\sigma_{-11K} = 0,1 \cdot \sigma_r$, pentru alte oțeluri carbon de calitate și aliate $0,06 \cdot \sigma_r$, pentru aliaje de Ti $0,05 \cdot \sigma_r$, de Al sau Mg $0,08 \cdot \sigma_r$; alte valori sunt indicate în tabelul 9.25 și în figura 9.32.



a



b

Fig. 9.32

Tabelul 9.25. Valori pentru tensiunea limită $\sigma_{1/K}$ pentru zona filetată, în MPa

Material, prin simbol sau caracteristici mecanice	d , în mm			
	< 8	8...12	14...20	> 20
4.5...5.6	50	40	35	35
8.8...12.9	50	50	40	35
10.9...12.9 rulat	100	90	70	60
1000...1400 MPa				

Fiabilitatea în condițiile solicitării variabile exterioare F în raport cu declanșarea fenomenului de oboseală se apreciază cu relația

$$R = 1 - 7,67 (D_L + D_E)^4 / \left[\sigma_a^8 (c-1)^8 \right], \quad (9.43)$$

în care, D_L este dispersia repartiției de tip normal pentru amplitudinea limită de tensiune; pentru simplificare, $\sigma_{1/K} \equiv 0,8 \cdot \sigma_r$ și $D_L \equiv 0,006 D_{\sigma_r} + 0,0016 D_{\sigma_{\min}}$, cu D_{σ_r} dispersia limitei de rupere și $D_{\sigma_{\min}} = \sigma_{\min}^2 D_{F_0} / F_0^2$, dispersia repartiției tensiunii minime; D_E este dispersia repartiției de tip normal pentru amplitudine $D_E = D_{\sigma_a} = \sigma_a / [D_F / F^2]$, cu D_F dispersia repartiției forței F .

În cele ce urmează influențele asupra rezistenței de oboseală $\sigma_{1/K}$ vor fi date direct sau în %.

A. Influența procesului tehnologic de obținere a filetului

Filetarea prin rulare (deformare plastică) are efecte pozitive (+20...+50%), cu atât mai mult, cu cât parametrii procesului de rulare conduc către o stare de tensiuni interne mai pronunțată. Netezirea suprafețelor după prelucrare, numai pentru efecte de ecruisare, are de asemenea rezultate pozitive, fie că este aplicată pe un filet rulat în prealabil (+7...+9%), fie după rectificare (+50...+8%).

B. Influența formei tijei șurubului

Reducerea diametrului tijei d_t , ca și creșterea lungimii tijei, conduce la o micșorare a rigidității șurubului și implicit la o reducere a amplitudinii σ_a , cu consecințe favorabile (tabelul 9.26). Unele recomandări indică pentru solicitări variabile $d_t / d_1 = 0,8...1,05$ și pentru solicitări statice $1,05...1,15$.

Influența reducerii de diametru este semnificativă: de la $d_t/d = 1$ la $d_t/d = 0,65...0,7$, cu +43...+62%, deși determină și reduceri de capacitate portantă statică (-30%), precum și creșteri de costuri (+63%); lungimea tijei de la 50 la 90 mm asigură o creștere suplimentară a rezistenței la oboseală cu 89%.

Influența aceluiași modificări asupra capacității portante de șoc sau pentru șocuri repetate (oboseală prin șoc) indică efecte negative (-45%), respectiv pozitive (+67%).

Rezistența la oboseală a șurubului este influențată și de raza de rotunjire la capul șurubului; în acest sens, se recomandă raze $\approx 0,2 \cdot d_t$.

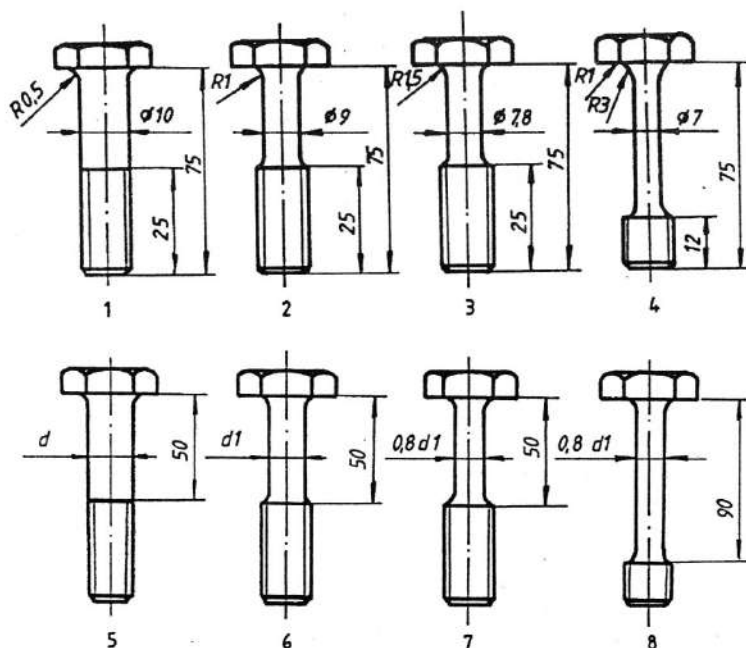
C. Influența razei de rotunjire la fundul filetului

Utilizarea unei raze de rotunjire de (0,18...0,21). P asigură o rezistență la oboseală cu 20...40% mai mare în comparație cu valorile standardizate $0,144 \cdot P$ pentru șurub și $0,108 \cdot P$ pentru piuliță, valori care realizează însă o durabilitate mai mare pentru scule.

D. Influența formei filetului și a unghiului de profil

Considerându-se rezistența la oboseală pentru filetul metric la 10^7 cicluri de solicitare 100%, alte forme de filet realizează performanțe diferite: rotunjit +22%, triunghiular $\beta = 90^\circ$, +9%, $\beta = 45^\circ$, +7%, $\beta = 30^\circ$, -25%, rotund +60%. La rezultate pozitive se ajunge și în cazul utilizării unui profil asimetric în raport cu d_2 ($\neq 30\%$).

Tabelul 9.26. Influența unor modificări dimensionale pentru șurub asupra greutății, capacității portante și costului, în %



c	1	2	3	4	5	6	7	8
Greutate	100	100	76	70	100	92	80	97
Capacitate portantă statică (N) în %	100	100	87	70	100	100	64	64
Idem, dinamică	100	112	135	162	100	120	143	270
Idem, de șoc (J), în %	100	86	68	35	—	—	—	—
Idem, de șoc repetat	—	—	—	—	100	155	209	770
Cost	100	92	156	163	—	—	—	—

E. Solicitarea cu șoc sau cu șocuri repetate

Apare ca o situație particulară în relație cu viteza de aplicare a sarcinii, cu caracteristicile de rezistență și elasticitate ale materialelor. Pentru șocul repetat, amplitudinea tensiunii normale provocate de șoc, pentru zona filetată cu concentrator de tensiuni hotărâtor este:

$$\sigma_a = \sqrt{2 \cdot E_c \cdot n \cdot c_s} / \left(2 \cdot A_s \sqrt{c_s + c_p} \right). \quad (9.44)$$

Ținând seama de raportul valorilor uzuale de rigiditate $c_{s,p}$, rezultă că portanța la șocuri repetate crește o dată cu reducerea rigidității șurubului (reducerea diametrului tijei, creșterea lungimii tijei).

Pe lângă aceste formulări mult simplificate prin ipoteze, încercări experimentale demonstrează asemenea influențe (tabelul 9.26).

9.9.1.4. Îmbinări cu șuruburi fără strângere inițială

Predimensionarea se face pentru sarcina exterioară de tracțiune F , pentru o secțiune a tijei șurubului considerată determinantă în raport cu limita de curgere $\sigma_{0,2}$ pentru solicitare

statică sau $\sigma_{ct,K}$ pentru solicitare variabilă.

Verificările, sub aceeași sarcină F , urmăresc metodologia obișnuită pentru tije solicitate la tracțiune.

9.10. Îmbinări cu șuruburi cu strângere inițială cu solicitare suplimentară de încovoiere

Pentru unele îmbinări cu șuruburi cu funcție de fixare a componentelor, forma particulară a capului de șurub conduce la solicitări de încovoiere suplimentare (fig. 9.33).

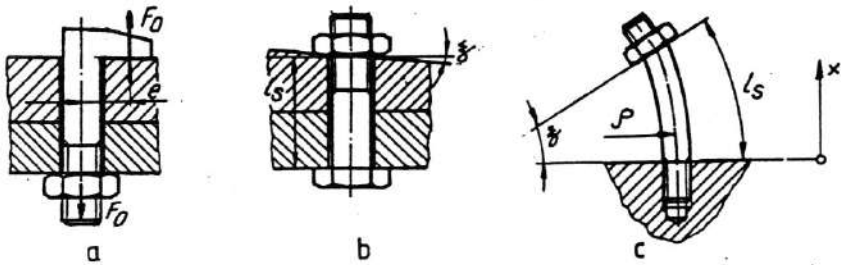


Fig. 9.33.

La starea de tensiuni specifică strângerii inițiale (§ 9.9.1) se adaugă tensiunea de încovoiere

$$\sigma_i = F_0 \cdot e / W_{is,t} \quad (9.45)$$

în care $W_{is,t}$ este valoarea cea mai mică a modului de rezistență la încovoiere pentru secțiunile s și t ale tijei șurubului.

Tensiunea normală rezultantă devine:

$$\sigma = F_0 / A_{S,t} + F_0 \cdot e / W_{is,t} = F_0 (1 + 8 \cdot e / d_1) / A_{S,t} \quad (9.46)$$

Pentru o excentricitate de aplicare a reacțiunii F_0 , $e = 0,5 \cdot d_1$, tensiunea normală rezultantă devine de 5 ori mai mare decât în cazul șuruburilor cu cap normal.

La concluzii asemănătoare se ajunge în cazul unor îmbinări cu șuruburi cu strângere inițială care prezintă abateri de la poziția de paralelism a suprafețelor de așezare pentru capul de șurub și pentru piuliță (fig. 9.33, b).

În condiții simplificate, pentru ξ (radiani), abatere de la paralelism a suprafețelor de așezare, corelația razei de curbură ρ a axei șurubului deformat prin încovoiere (fig. 9.33, c) cu momentul încovoiitor conduce la tensiunea de încovoiere:

$$\text{— în tija netedă,} \quad \sigma_i = \xi \cdot E_s \cdot d_t / (2 \cdot l_s) \quad (9.47)$$

$$\text{— în tija filetată,} \quad \sigma_i = \xi \cdot E_s \cdot d_t \cdot (d_t / d_1)^3 / (2 \cdot l_s) \quad (9.48)$$

Dacă se consideră concomitent și o solicitare de tracțiune cu forța F_0 , tensiunea rezultantă devine:

$$\sigma_i = 2 \cdot \xi \cdot (F_0 \cdot E_s / A_t)^{1/2} / \tanh \left[4 \cdot l_s \cdot (F_0 / A_t \cdot E_s)^{1/2} / d_t \right] \quad (9.49)$$

iar pentru zona filetată, la nivelul $x = 0$

$$\sigma_i = 2 \cdot \xi \cdot (F_0 \cdot E_s / A_t)^{1/2} \cdot (d_t / d_1)^3 / \tanh \left[4 \cdot l_s \cdot (F_0 / A_t \cdot E_s)^{1/2} / d_t \right]. \quad (9.50)$$

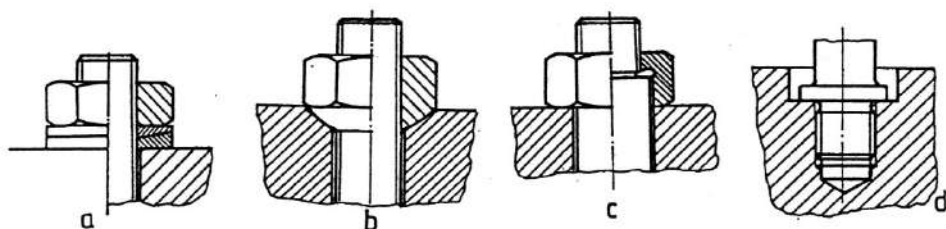


Fig. 9.34

Rezultatele analitice dovedesc tensiuni de încovoiere deosebit de mari, care ar trebui să conducă la defectări începând cu valori reduse ale unghiului ξ ($\xi < 1^\circ$).

Jocul din filet (până la $0,5^\circ$), turtirea neuniformă a rugozităților duce la tensiuni de încovoiere mai reduse, 35...55% din valorile calculate pentru abaterea de la paralelism corespunzătoare numai poziției suprafețelor de reazem.

Reducerea însemnată a tensiunilor de încovoiere provocate de erorile de poziționare se obține prin soluții constructive adecvate (fig. 9.34).

9.11. Îmbinări cu șuruburi supuse unor solicitări transversale

Diferite forme constructive sunt prezentate în figura 9.35 și anume: *a* – șurub de ajustaj; *b* – inserție filetată; *c* – bucușă; *d* – prin frecare; *e* – cu elemente profilate.

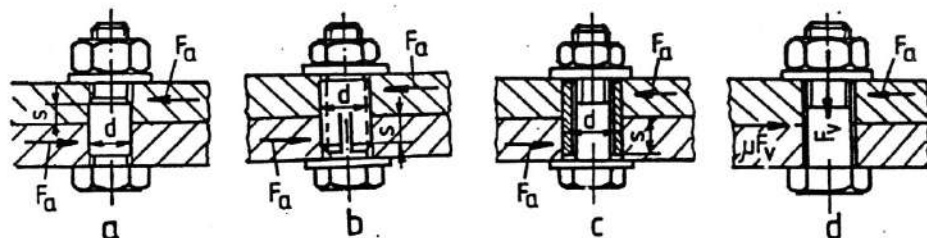


Fig. 9.35.

Pentru îmbinări de tip *a*, *b*, *c*, de regulă fără strângere inițială, solicitarea considerată pe șurub este de forfecare,

$$\tau_f = F_Q / n_f A_f Z, \text{ și de strivire } \sigma_s = F_Q / d_f s Z, \quad (9.51)$$

în care n_f este numărul secțiunilor de forfecare pentru elementul solicitat, A_f – aria secțiunii de forfecare pentru elementul solicitat, Z – numărul de șuruburi, d_f – diametrul secțiunii de forfecare, s – grosimea tablei.

Tensiunile limită pentru un coeficient de siguranță 1 sunt:

- pentru solicitare statică, $\tau_{fL} = 0,6 \cdot \sigma_{0,2}$; $\sigma_{sL} = 1,2 \cdot \sigma_{0,2}$;
- pentru solicitare pulsantă, $\tau_{fL} = 0,5 \cdot \sigma_{0,2}$; $\sigma_{sL} = 0,9 \cdot \sigma_{0,2}$;
- pentru solicitare alternant simetrică, $\tau_{fL} = 0,4 \cdot \sigma_{0,2}$; $\sigma_{sL} = 0,9 \cdot \sigma_{0,2}$;
- pentru bucușe de forfecare, $\tau_{fL} = 300 \text{ MPa}$.

În cazul șuruburilor montate cu joc, cu prestrângere (fig. 9.35, *d*), solicitarea transversală este preluată de frecările pe suprafețele pieselor strânse în contact, sub strângerea inițială:

$$F_Q = c \cdot \mu \cdot F_0 \cdot n_f \cdot Z, \quad (9.52)$$

cu $\mu = \mu_s$ și c - coeficient de siguranță (1,3 pentru sarcină constantă și 1,5 pentru sarcină variabilă).

În construcții metalice, îmbinările cu șuruburi pot funcționa fără prestrângere sau cu prestrângere limitată, calculul considerând forfecarea și strivirea cu relații de tipul (9.51). Șuruburile de înaltă rezistență pentru construcții metalice se calculează în corelație cu portanța de forfecare și strivire, dar și cu portanța prin frecare stabilită prin strângere (relația 9.53):

$$F_Q = \sigma_{sL} \cdot d_t \cdot s \cdot Z/2 + c \cdot \mu \cdot F_0 \cdot n_f \cdot Z. \quad (9.54)$$

Coeficientul de siguranță c are valori diferite în legătură cu modul de apreciere a încărcării pe construcția metalică: 2,25 pentru sarcina de bază, 1,1 pentru sarcina de bază și sarcini suplimentare (vânt, zăpadă, dilatări etc.).

9.12. Forțe pe îmbinările cu strângere cu șuruburi cu strângere inițială pentru garnituri de etanșare

Funcția principală a acestor îmbinări este asigurarea etanșării pe garnitură (fig. 9.36).

$$F_{rg} = F_{rL} \cdot Z \geq \pi D_m \cdot b \cdot m \cdot p, \quad (9.55)$$

cu F_{rg} - forța remanentă pe garnitură, Z - numărul de șuruburi, p - presiunea de lucru a fluidului, m - coeficient (tabelul 9.27).

Deoarece strângerea inițială a garniturii se amplifică prin coeficientul de siguranță a strângerii α_s , este necesară și verificarea în raport cu o eventuală strivire, pentru strângerea inițială:

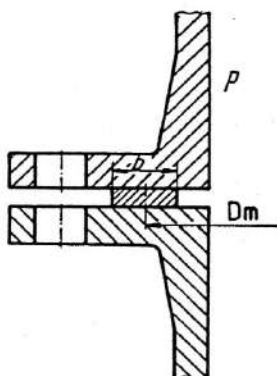


Fig. 9.36

Tabelul 9.27. Materiale și caracteristici mecanice pentru garnituri

Forma și materialul garniturii	h mm	b mm	m	mp^* MPa	σ_{str} MPa	$E \cdot 10^{-6}$ MPa
Foaie de cauciuc	1-3	$b \geq 4h$	1,2	2,5/3,5 3,5-4,5	18 20	40-100
Azbest presat	1-3	12-20	1,6	10/32	110	0,003
Teflon	0,8-0,9	10	1,4	10/32	40	0,002
Fibră	1-3	12	1,4	40/50	80	0,007
Aluminiu	1-2	8-16	2	50/100	140	0,07
Alamă			2,4	70/100	140	0,11
Oțel moale			2,7	80/250	350	0,2
Oțel cu Cr			3,2	100/400	600	0,2

* Valoare minimă/valoare recomandată.

$$F_{0g} = F_0 \cdot Z = \pi \cdot D_m \cdot b \cdot \sigma_{0g} \leq \pi \cdot D_m \cdot b \cdot \sigma_{str} \quad (9.56)$$

cu valori pentru σ_{str} în tabelul 9.27, în funcție de tipul și materialul garniturii.

Metode mai recente consideră și debitele de scăpări de fluid. Astfel firma KLINGER oferă recomandări pentru forța de strângere, de natură să asigure debite de scăpări mai mici de 0,25 ml/min sau 4...5 mg/s. Există, de asemenea, posibilitatea introducerii unui parametru specific pentru eficiența etanșării:

$$T = p \cdot [L_{RM}/L_{rm} (D_m + b)]^a / p_0, \quad (9.57)$$

cu p_0 – presiunea în mediul exterior, L_{RM} – debitul de scăpări de referință pentru un diametru exterior de garnitură $D_m + b = 150$ mm, ($L_{RM} = 1$ mg/s), $a = 0,5$ pentru gaze și $a = 1$ pentru lichide, L_{rm} – debitul de scăpări admis în mg/s mm (tabelul 9.28):

Tabelul 9.28. Recomandări pentru debite de scăpări

Nivel	L_{rm} în mg/s mm
Economic	1/5
Standard	1/500
Etanș	1/50000

În aceste condiții:

$$\sigma_{0g} = BT^r; \quad \sigma_{0g} = F_0 \cdot Z / \pi \cdot D_m \cdot b$$

cu valori pentru B și r în tabelul 9.29.

Descărcarea garniturii determină o evoluție diferită pentru parametrul de eficiență a etanșării. În ipoteză că forța de strângere inițială pe garnitură se stabilește la F_{0g} , respectiv σ_{0g} , parametrul de eficiență a etanșării corespunzător devine $T_0 = (\sigma_{0g}/B)^{1/r}$. Dacă forța de strângere se reduce (prin deformații elastice, efecte de temperaturi etc.), de exemplu, la F_{rg} , respectiv tensiunea $\sigma_{rg} = F_{rg} / \pi D_m b$, parametrul de eficiență a etanșării se calculează cu relația

$$T_r = (\sigma_{rg}/S)^{\log(\sigma_{0g}/B) / [r \cdot \log(\sigma_{0g}/S)]} \quad (9.58)$$

cu valori pentru S în tabelul 9.29.

Tabelul 9.29. Valori pentru mărimile B , r și S

Materialul garniturii	B , în MPa	S , în MPa	r
Azbest presat + elastomer, 1,5 mm	17,5	0,808	0,15
Azbest presat + elastomer, 3 mm	2,76	0,101	0,38
Fibră de sticlă + elastomer, 1,5 mm	7,93	0,808	0,3
Fibră de sticlă + elastomer, 0,75 mm	2	0,808	0,38
Grafit flexibil laminat + inserție inox	3,1	$7,10^{-7}$	0,45
Oțel inox îmbrăcat cu azbest sau mică 3 mm	20	0,101	0,2
Oțel plat cu mică, 3 mm	23,4	0,25	1,38
Oțel inox spiralat + grafit	9	0,101	0,3
Oțel inox spiralat + mică, grafit	17,9	0,101	0,23
Oțel inox spiralat + azbest, hârtie	23,4	0,048	0,3

9.13. Îmbinări cu șuruburi pentru temperaturi înalte

Proiectarea acestor îmbinări trebuie să considere următoarele condiții: micșorarea modului de elasticitate, a limitei de rupere și curgere, creșterea rezistenței la șoc și a alunecării, dilatările termice, fluajul și relaxarea componentelor sub solicitare, oxidarea și coroziunea.

Problema materialelor este esențială și trebuie corelată cu alte cerințe: evitarea filetelui fin, modificarea jocului în filet (6g/6H), utilizarea acoperirilor etc.

În funcție de domeniul de temperatură, recomandări generale indică: până la 300°C oțeluri carbon, 300°...540° oțeluri slab aliate, peste 540° oțeluri înalt aliate refractare, oțeluri austenitice.

Calculul îmbinării cu șurub cu strângere inițială pentru temperatură ridicată se recomandă în următoarele etape:

- verificările propuse în § 9.9 pentru o temperatură normală a mediului ambiant;
- determinarea rigidităților c_{sT} , c_{pT} cu valori modificate prin efecte de temperatură pentru modulul de elasticitate;
- verificarea la solicitarea maximă F_1 , în cazul unor caracteristici modificate prin efecte de temperatură $\sigma_{0,2}^T$, E^T etc. cu relațiile din § 9.9;
- verificarea strângerii remanente

$$F_r = F_{0T} / \alpha_s - \Delta F_R - F \left[1 - n \cdot c_{sT} / (c_{sT} + c_{pT}) \right] \geq F_{rL}, \quad (9.59)$$

în care F_{rL} este valoarea minimă admisă pentru forța remanentă, relația (9.55), F_{0T} – forța de strângere inițială modificată prin efecte de temperatură, după cum urmează: 1) influența temperaturii asupra modului de elasticitate, 2) dilatările termice, 3) deformarea plastică a garniturii, 4) fenomenele de fluaj și relaxare. Efectele menționate asupra forței de strângere inițiale se cumulează, dar se manifestă în timp în mod diferit, efectul 1) și 2) o dată cu creșterea temperaturii, efectul 3) numai la garniturile moi și în primele 24 ore de funcționare, efectul 4) în timp îndelungat și la temperaturile la care fluajul este semnificativ.

Există de asemeni posibilitatea ca, în timp, reducerea forței de strângere inițiale să fie atât de mare, încât să impună o nouă operație de strângere, cu precauțiile necesare.

9.14. Îmbinările cu șuruburi pentru temperaturi joase

Principala problemă o constituie alegerea corectă a materialului, cu caracteristici mecanice de rezistență, dar mai ales de alungire și de rezistență la șoc, satisfăcătoare și la temperaturi joase (tabelul 9.30).

Tabelul 9.30. Materiale recomandate pentru șuruburi care funcționează la temperaturi joase

Marca oțelului	Temperatură minimă în °C
25MoCr10	- 65
10Ni35	- 140
10TiNiCr180	- 196
10TiMoNiCr 175	- 253

Sunt de menționat și unele aliaje de Cu (Cu 95 – 98%, Ni 1 – 4%, Si 0,5 – 1%), care la temperaturi joase ($- 60^{\circ}$) prezintă caracteristici (alungire la rupere, rezistență la șoc) superioare față de temperatura obișnuită.

9.15. Îmbinări cu șuruburi pentru medii corosive

Pentru îmbinări cu șuruburi din industria chimică, construcții navale autovehicule, structuri metalice, condițiile de coroziune sunt obișnuite, constituind motive principale de defectare. Componentele atmosferei de oraș, de litoral (umezeala, apa industrială sau cu săruri, acizii, bazele) acționează direct asupra suprafeței, în general, local sau în fisuri, cu următoarele efecte: reducerea forței de strângere, reducerea secțiunilor de rezistență prin îndepărtarea de material în general sau numai la nivelul cuplei trigologice, creșterea forței de strângere prin formarea de rugină cu volum sporit, fisurare și rupere prin coroziune și tensiune mecanică, montare/demontare dificilă, înrăutățirea aspectului.

Efectele de coroziune pot fi astfel apreciate prin grosimea stratului de material afectat ce depinde de agentul coroziv, concentrație temperatură, timp, pH, dar și de compoziția suprafețelor (tabelul 9.31).

Tabelul 9.31. Grosimea stratului de material afectat de coroziune, în $\mu\text{m}/\text{an}$ (max)

Mediu	Materiale				
	Zinc	Alamă	Cupru+1%Ni	Oțel nealiat	18CrNi20
Aer curat	1...3	4	2	60	2
Aer urban	6...15	4	2	70	2
Aer în industrie	6...30	8	4	170	2
Aer pe litoral	2...15	6	3	170	2
Apă industrială la 60°C	20	10...25	4...10	–	2
Apă de mare	90	15...100	10...30	170	2
HCl 10%	–	–	30	–	2100
H ₂ SO ₄ 5%	–	15...1500	8	–	2

9.16. Calculul îmbinărilor cu șuruburi cu strângere inițială – metodologie generală

Algoritmul din figura 9.37 exprimă, în sinteză, problemele generale în proiectarea și calculul unei îmbinări simple cu șurub cu strângere inițială. Îmbinările cu grupe de șuruburi sub solicitări diverse necesită considerații suplimentare existente în literatura de specialitate.

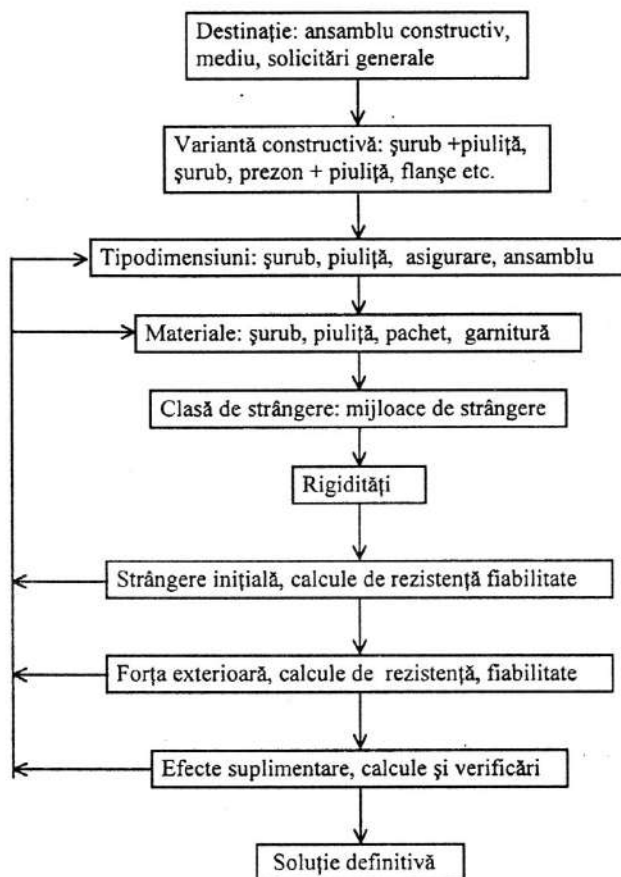


Fig. 9.37

9.17. Șuruburi de mișcare

În cupla tribologică filetată, cu mișcare de alunecare sau de rostogolire, se realizează de fapt o transmisie de mișcare rotație–tranzlație sau tranzlație–rotație, specifică cuplelor cinematice elicoidale.

9.17.1. Șuruburi de mișcare cu alunecare

Șurubul de mișcare cu alunecare apare frecvent, constituind o soluție simplă și relativ ieftină. Formele de filet preferate sunt filet trapezoidal sau ferăstrău, cu caracteristicile geometrice specificate în tabelul 9.2, aceste forme asigurând frecări efective mai reduse.

Schema unei asemenea transmisii este prezentată în figura 9.38. În general, solicitarea șurubului este similară cu aceea a șuruburilor pentru strângere. Deosebiri apar în situația momentului de frecare pe soclu M_S care acționează în reazemul șurubului cu mișcare de alunecare sau de rostogolire într-un rulment:

$$M_T = \pm F_0 d_2 [\tan(\rho' \pm \alpha_2) \pm q_s \cdot \mu_s] / 2, \quad (9.60)$$

cu notațiile cunoscute; în cazul rezemării pe un rulment cu diametrul mediu $d_m \cdot q_s = d_m$, $\mu_s = 0,03$.

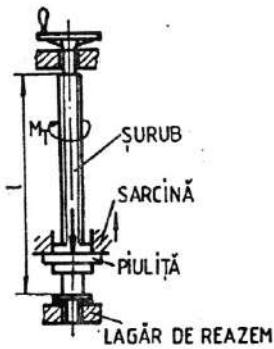


Fig. 9.38

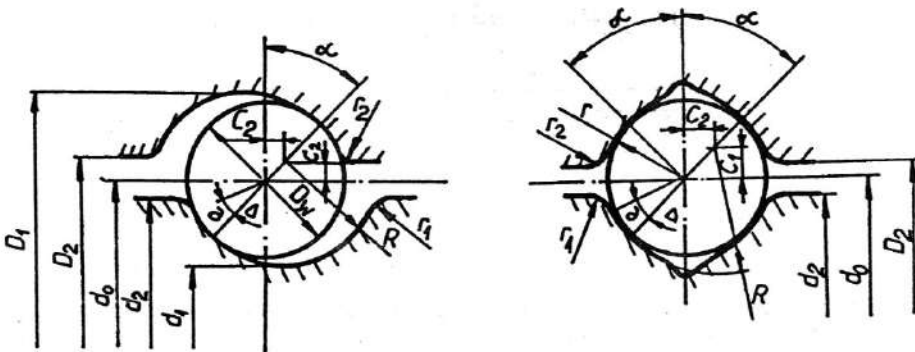
zoidal la $0,2 \cdot \sigma_r$ (ciclul pulsant) și $0,13 \cdot \sigma_r$ (ciclul alternant simetric) iar pentru filet în dinte de ferăstrău, $0,25 \cdot \sigma_r$, respectiv $0,17 \cdot \sigma_r$. Alte verificări pot trata în amănunt rezemarea etc.

9.17.2. Șuruburi de mișcare cu rostogolire

Înlocuirea mișcării de alunecare cu rostogolire la nivelul cuplei elicoidale filetate are consecințe însemnate asupra momentelor necesare pentru deplasare și randamentului.

Materiale. Corpul piuliței și bilele se confecționează din oțel pentru rulmenți, RUL 1 sau RUL 2 STAS 1456/1-89 călit integral la 60 – 62 HRC. Șurubul se confecționează în mod obișnuit din oțel carbon de calitate, OLCX 55 – STAS 880-88, călit pe flancuri (CIF) la 58 – 60 HRC.

Geometria profilului filetului. Profilul filetului se poate realiza în următoarele variante: curbiliniu (arc de cerc), rectiliniu, mixt. Contactul cu flancurile se poate face în două sau patru puncte. Contactul în două puncte și patru puncte pentru profilul curbiliniu este prezentat în fig. 9.39, cu recomandările:



$$\begin{aligned} c_1 &= (R - r) \cdot \cos \alpha; \\ d_1 &= d_0 - 2(R - c_1); \\ D_1 &= d_0 + 2(R - c_1); \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} c_2 &= (R - r) \cdot \sin \alpha; \\ d_2 &= d_0 - 2[(r - r_1) \cdot \cos(\alpha + \Delta) + r_1]; \\ D_2 &= d_0 + 2[(r + r_2) \cdot \cos(\alpha + \Delta) - r_2]. \end{aligned}$$

Fig. 9.39.

$r = (0,95 \dots 0,97)R$, $r_1 = 0,2r$, $r_2 = 0,15r$, $\alpha = 45^\circ$; $D_w = (0,55 \dots 0,7)P = 2r$.

Șururile de valori standardizate sunt (cu litere groase valorile preferate):

$d_0 = 32; 40; 50; 63; 80; 100; 125; 160; 180$ mm;

$P = 5; 6; 8; 10; 12; 16; 20; 24; 32$ mm;

$D_w = 3,175; 6,35; 7,95; 9,525; 12,7; 15,875; 19,05$ mm.

Șuruburile cu bile se execută în cinci clase de precizie. În tabelul 9.32 sunt prezentate elementele principale care determină încadrarea în clasele de precizie.

Tabelul 9.32. Stabilirea clasei de precizie

Elementele determinante ale clasei de precizie		Clasa de precizie				
		0	1	2	3	4
Eroarea individuală a pasului ΔP [mm]		$\pm 0,002$	$\pm 0,004$	$\pm 0,005$	$\pm 0,006$	$\pm 0,008$
Eroarea cumulată de pas pe 300 mm E_{cp} [mm]		$\pm 0,003$	$\pm 0,005$	$\pm 0,010$	$\pm 0,014$	$\pm 0,025$
Criterii de încadrare economică în clasa de precizie	Lungimea maximă a șurubului [mm]	1500	3500	5000	6000	6000
	Variația maximă de temperatură [°C]	$\pm 0,5$	± 1	± 2	± 3	± 5
	Domeniul de utilizare	A.M.C.	Mașini de precizie cu traductori rotativi pe șurub		Mașini unelte cu traductori liniari	Construcții de mașini de uz general

Solicitarea obișnuită pe ansamblu este determinată de forțele axiale (F) și este preluată de $Z_s = (0,7 \dots 0,9) \cdot Z$ bile pentru numărul total de bile Z . La nivelul contactului bilă-cale acționează forța F_n normală pe suprafața de contact, cu componentele F_a , F_t , F_r (fig. 9.40):

$$F_a = F/Z_s = F_n \cdot \sin \alpha \cdot \cos \theta;$$

$$F_t = F \cdot \tan \theta / Z_s = F_n \cdot \sin \alpha \cdot \cos \theta; \quad (9.62)$$

$$F_r = F \cdot \tan \alpha / (Z_s \cdot \cos \theta) = F_n \cdot \cos \theta,$$

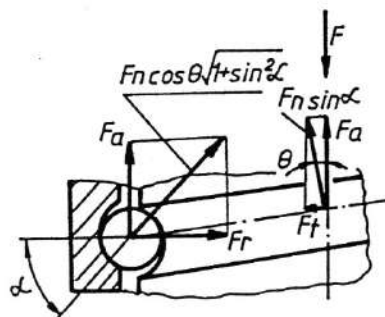


Fig. 9.40

unde θ este unghiul elicei de deplasare a centrelor bilelor ($\theta = \arctan P/(\pi d_0)$), α - unghiul de contact; $Z_s = (0,7 \dots 0,9)Z$ - numărul de bile încărcate.

Tensiunea normală maximă de contact se calculează cu relația cunoscută din teoria contactului, cu unele notații specifice:

$$\begin{aligned} \sigma_0 &= m_\sigma \sqrt[3]{F_n E^2 (R-r)/(R \cdot r)}; & m_\sigma &= (1,32 - 3,49 \cdot \varepsilon)^2; \\ \varepsilon &= (1-r/R)(1-r \cos \alpha/r_0), & r_0 &= d_0/2 \end{aligned} \quad (9.63)$$

pentru $d_0 = (10 \dots 250)$ mm; $\varepsilon = 0,03 \dots 1$; $r/r_0 = 0,07 \dots 0,02$; $r/R = 0,09 \dots 0,96$.

Valoarea admisibilă pentru tensiunea de contact este:

$\sigma_{oad} = (2500 \dots 3000)$ MPa, pentru durități de 58...63 HRC;

$\sigma_{oad} = 4,5 \cdot \text{HB}$ MPa, pentru durități mai reduse.

Dimensiunarea șurubului pentru forțe axiale $F \leq 1000$ N se face din condiția de rezistență la compresiune:

$$d_{1nec} = \sqrt{4F/(\pi \cdot \sigma_{ac})}, \quad (9.64)$$

unde $\sigma_{ac} = (0,3 \dots 0,4) \sigma_{0,2}$.

Pentru sarcini axiale $F > 1000$ N, diametrul minim necesar se determină din condiția de stabilitate la flambaj:

$$d_{1min} = \sqrt[4]{64 \cdot L_f^2 \cdot c_f / (\pi^3 \cdot E)},$$

cu L_f din fig. 9.41 și coeficientul de siguranță $c_f = 2,5 \dots 4$.

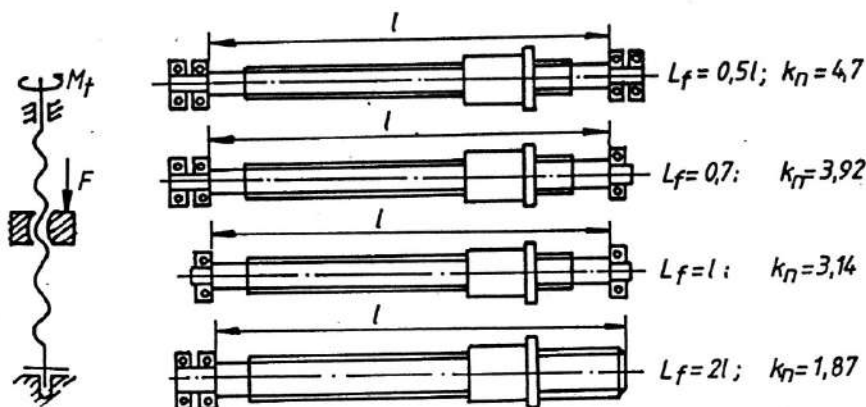


Fig. 9.41

De asemenea se recomandă să existe următoarea relație între lungimea șurubului și diametrul său: $l/d_0 \leq 25$. Pentru șuruburi de precizie, în mecanică fină, $l/d_0 \leq 15$.

Elementele geometrice ale profilului filetului se determină pornind de la d_1 calculat, încadrând elementele standardizate în șirurile de valori indicate de norme. În acest scop se vor utiliza și relațiile geometrice.

Numărul necesar de bile la turații mai mici de 10 rot/min se determină pe baza capacității statice de încărcare, care ține seama de posibilitatea unor deformații remanente exagerate în zonele de contact:

$$C_0 = 0,14 \cdot Z_s \cdot D_w^2 \cdot \epsilon^{-0,5} (HV/840)^3 \sin \alpha \cdot \cos \theta \geq F, \quad (9.65)$$

în care: C_0 este capacitatea statică de încărcare axială în N; Z_s - numărul de bile portante, $Z = (1, 1 \dots 1, 4) Z_s$ - numărul total de bile, HV - duritatea Vickers, D_w - diametrul bilei în mm.

Pentru turații mai mari de 10 rot/min, evitarea apariției defectării prin oboseală de contact consideră capacitatea dinamică de bază C [N] corelată cu durabilitatea L (milioane de rotații) și forța axială echivalentă F_e , [N]. Astfel, cu notațiile cunoscute și durabilitatea H în ore ($H \in [10000; 15000]$):

$L = n \cdot H \cdot 60/10^6$ milioane rotații;

forța echivalentă $F_e = k_d F$; $k_d \in [1; 2,5]$ factor dinamic;

capacitatea dinamică de bază necesară $C = F_e \cdot L^{1/3}$.

Numărul necesar de bile Z , respectiv numărul de bile portante, se determină din relația

$$C = f_c \cdot Z_s^{2/3} \cdot D_w^{9/5} (HV/750)^2 \sin \alpha \cos \theta \text{ [N]}, \quad (9.66)$$

cu:

$$f_c = 0,17 \cdot [1/(1 - D_w/2R)]^{0,41}, \text{ pentru } D_w/(2r_0) = 0,08$$

$$f_c = 0,26 \cdot [1/(1 - D_w/2R)]^{0,41}, \text{ pentru } D_w/(2r_0) = 0,15 \quad (9.67)$$

și dimensiunile geometrice în mm.

Înălțimea piuliței este

$$h = [i + (1 \dots 1,5)] \cdot P; \quad i = Z \cdot D_w \cdot \cos \theta / (2r_0). \quad (9.68)$$

Pretensionarea se va adăuga la forța axială.

Rigiditatea ansamblului ia în considerare rigiditatea contactelor, dar și rigiditatea șurubului și a lagărelor.

Evitarea instabilității dinamice se obține pentru $n \leq 0,8 n_{cr}$ cu:

$$n_{cr} = 402 \cdot 10^6 \cdot K_n^2 d_1 / l^2 \quad [\text{rot/min}], \quad (9.69)$$

K_n din fig. 9.40 d_1 și l în mm.

Momentul necesar pentru antrenare și randamentul se determină cu relațiile cunoscute (§ 9.5). Coeficientul de frecare în filet are valori mai reduse, respectiv 0,00175...0,007 pentru suprafețele călite și rectificat și 0,04...0,07 pentru suprafețele necălite. Creșteri sensibile de randament se constată până la valori $\alpha = 40 \dots 60^\circ$ și $\theta = 4 \dots 8^\circ$.

În cazul piulițelor cu pretensionare (F_0), în funcție de mărimea acesteia, randamentul este afectat de un factor suplimentar

$$\eta = k_\eta \cdot \eta, \quad (9.70)$$

cu valori după cum urmează: $F_0 / F \leq 0,8$, $k_\eta = 0,1 \dots 0,85$; $F_0 / F \in [0,8; 2]$,
 $k_\eta = 0,85 \dots 1$; $F_0 / F > 2$, $k_\eta = 1$.

Pretensionarea are efect favorabil asupra rigidității contactelor și asupra condițiilor de autofrânare, care compensează reducerile inerente de durabilitate.

Bibliografie

1. Beitz, W. *Generelle Gestaltungs Empfehlungen für Schraubenverbindungen*. VDI - Bericht, 478, 1983, P. 15 - 25.
2. Bickford, J. H. *An Introduction to the Design and Behaviour of Bolted Joints*. M. Dekker Inc. New York, 1990.
3. Bontas, D. *Studii de cercetări privind capacitatea portantă și durabilitatea șuruburilor cu bile*. Teză de doctorat, Univ. Tehnică Iași, 1981.
4. Campbell, G. S. ș.a. *A Survey of Serious Aircraft Accidents Involving Fatigue Fracture*. În: *International Journal of Fatigue*, vol.6, 1984, 1.

5. Chapman, I. ș.a. *The Tightening of Bolts to Yield and their Performance under Load*. În: Journal of Vibrations, Acoustics, Stress and Reliability in Design, 108, 1986, april, p. 213-221.
6. Dekker, K.H. *Maschinenelemente*. C. Hanser Verlag, München, 1982.
7. Dobberschutz, J. *Rebungzahlermittlung an Schraubenverbindungen*. În: Maschinenbautechnik, 31, 1982, p. 36-39
8. Donot, M. ș.a. *Etanchéité et Qualité dans les Assemblages à Brides Boulonnés*. CETIM Informations, 99, 1987, febr. p. 66-71.
9. Galwelat, M. ș.a. *Das Rechner Gestützte Auslegen von Schraubenverbindungen*. În: Maschinenmarkt, 17, 1981, p. 288-291.
10. Gheorghiu, N. ș.a. *Analiza critică a calcului îmbinărilor cu șuruburi cu strângere inițială*. În: Lucrările VIII-Simpozion Național de Roboți, Cluj 20-22 oct. 1988, p. 309-315.
11. Glain, R. *La Rupture en Service des Assemblages Vissés*. În: CETIM Informations, 107, 1988, p.53-55.
12. Grote, K.H. ș.a. *Rechnerunterstützte Auslegung von Schraubenverbindungen*. VDI-Bericht, 478, 1983, p. 121-129.
13. Grote, K.H. ș.a. *Gestaltung und Auslegung von Mehrschraubenverbindungen*. În: Konstruktion, 40, 1988, H. 10, 0. 373-382.
14. Grote, K.H. ș.a. *Gestaltoptimierung von Hochbelastete Schraubenverbindungen*. În: Antriebstechnik, 28, 1989, 1, p. 32-35.
15. Illgner, K.H. ș.a. *Schrauben-vademecum*. Bauer & Schaurte, Neuss Reinn, 1976.
16. Keding, H. ș.a. *Zur Anwendung des Standards TGL 385/2 für die Berechnung Vorgespannter Schraubenverbindungen*. În: Maschinenbautechnik, 32, 1993, 2, p. 55-60.
17. Koga, K. ș.a. *Self Locking of Bolt and Joints under Repeated Impacts*. În: Bull. Jsme, 23, 181, 1980, p. 1697-1704.
18. Niemann, G. ș.a. *Maschinenelemente*. Vol. 1, Springer Verlag, Berlin Heidelberg, 1981.
19. Paland, G. *Sicherheit der Schrauben-Muttern-Verbindungen bei Dynamischer Axialbeanspruchungen*. În: Konstruktion, 19, 1967, h.12. p.453-464.
20. Orlov, P.I. *Osnovi Proektirovania*. Vol.2, Masinstroenie, Moskva, 1988.
21. Strelow, D. *Das Losdrehen Verbindert*. În: Maschinenmarkt, 92, 6, 1986, p. 44-47.
22. Souvignet, R. ș.a. *La Maintenance et les Assemblages Vissés*. În: CETIM Informations, 102, october, 1987, p. 37-40.
23. Sakai, T. *Investigations of Bolt Loosening Mechanism*. În: Bull. JSME, I, II, 21,159, 1978, P. 1385-1394.
24. Sakai, T. Idem, În: Bull. JSME III, vol. 22, 165, March, 1979, p. 412-419.
25. Tanaka, M. ș.a. *Fundamental Studies on Analysis of Bolt-Nut Joints Using FEM*. În: Bull. JSME, 24, 192. 1981, p. 1064-1071.
26. Tanaka, M. ș.a. *FEM Analysis of Threatened Connections Subjected to External Loads*. In: Bull. JSME 25, 200, 1982, p. 291-298.
27. Tochtermann/Bodenstein, *Konstruktionselemente des Maschinenbaues*. Vol.1., Springer Berlag, Berlin, 1979.
28. – *Machine Design, Fastening and Joining Reference Issue*, 1982.
29. – *VDI – Richlinie 2230/Bl.1 Systematischer Berechnung ochbeanspruchter Schraubenverbindungen*.

10

ASAMBLĂRI ARBORE – BUTUC

Pentru transmiterea momentului de torsiune de la arbore la elementele susținute de acesta – roți dințate, roți de curea, roți de lanț, cuplaje etc. – este necesară realizarea unor asamblări de tip arbore – butuc. Există o mare diversitate de asemenea asamblări, folosirea uneia sau alteia fiind impusă de mărimea momentului transmis, de posibilitățile transmiterii momentului în condițiile deplasării axiale a roților pe arbore, de centrarea precisă a elementelor susținute pe arbore etc. Având în vedere doar transmiterea momentului de torsiune, asamblările arbore – butuc sunt prezentate în tabelul 10.1.

Tabelul 10.1. Asamblări arbore – butuc

Modul de transmitere a momentului	Tipul asamblării	Recomandări de utilizare
Prin formă	<ul style="list-style-type: none"> • Pene longitudinale montate fără strângere: <ul style="list-style-type: none"> – pene paralele (§ 10.1) – pene paralele cu găuri de fixare 	Momente de torsiune mici – medii, butuci ușor demontabili, butuci deplasabili axial
	<ul style="list-style-type: none"> – pene disc (§ 10.1) – pene cilindrice (§ 10.1) 	Momente de torsiune mici, transmisii ireversibile
	<ul style="list-style-type: none"> • Caneluri (§ 10.2) <ul style="list-style-type: none"> – cu profil dreptunghiular – cu profil evolutiv 	Momente de torsiune mari, cu schimbare de sens, butuci mobili
	<ul style="list-style-type: none"> – cu profil triunghiular 	Momente de torsiune mici, butuci ușor demontabili, asamblări cu arbori tubulari
	<ul style="list-style-type: none"> • Știfturi de fixare (§ 10.3) 	Momente de torsiune mici, butuc montat pe capăt de arbore
	<ul style="list-style-type: none"> • Arbori profilați (§ 10.7) <ul style="list-style-type: none"> – triunghiular – pătrat – hexagonal 	Momente de torsiune mici – medii, arbori scurți, transmisii reversibile, cu șocuri
Prin forță (strângere)	<ul style="list-style-type: none"> • Strângere pe con (§ 10.5) 	Momente de torsiune mari,
	<ul style="list-style-type: none"> • Strângere cu inele tronconice (§ 10.6) 	transmisii reversibile cu șocuri, arbori scurți, butuci ușor demontabili, centrare precisă
	<ul style="list-style-type: none"> • Strângere elastică proprie (§ 10.4) <ul style="list-style-type: none"> – presate – fretate 	Momente de torsiune mari, transmisii reversibile cu șocuri, butuci ușor demontabili, centrare precisă, arbori tubulari

Este o opțiune a proiectantului în a alege tipul asamblării care trebuie să răspundă cel mai bine soluției constructive date.

Dacă momentele de torsiune sunt mici – medii, se pot accepta asamblări cu pene sau disc, sau cu știfturi de fixare. Dacă sarcinile sunt variabile, chiar dacă au valori nominale mici, trebuie aleasă soluția prin care concentratorii de tensiuni să fie minimi.

Alegerea asamblărilor presate se recomandă atunci când demontările și montările ulterioare sunt rare, efectuate doar accidental, chiar dacă funcțional aceste asamblări au avantaje deosebite.

Asamblările canetale, foarte utilizate, au un avantaj deosebit asupra celorlalte tipuri de asamblări, mai ales având în vedere posibilitatea deplasărilor axiale ale elementelor susținute, pentru cuplări ulterioare, cuplări ce se pot efectua în gol sau sub sarcină. Existența sculelor standardizate, atât pentru canelurile dreptunghiulare, cât și pentru cele evolventice, conduce la o mare productivitate în execuție, coroborată cu o foarte bună comportare în funcționare.

Deși au posibilitatea transmiterii unor momente de torsiune mari, asamblările profilate sunt încă puțin utilizate, datorită condițiilor de execuție și de asamblare a arborelui cu elementul de susținere.

Asamblări specifice capetelor de arbori sunt asamblările cu strângere pe con. Se realizează relativ simplu și pentru momente de torsiune medii – mari dau rezultate corespunzătoare, mai ales că strângerea poate fi ușor realizată și controlată. Aceste asamblări sunt mult folosite la fixarea sculelor în arborele principal al mașinilor unelte.

Pentru a nu executa arborele conic (și ca răspuns și alezajul piesei susținute este tot conic), se poate accepta și asamblarea cu inele tronconice sau cu bușe conice (elastice).

Conform clasificării din tabelul 10.1, în capitolele următoare vor fi prezentate, în detaliu, asamblările de tip arbore – butuc cele mai folosite în construcția de mașini.

10.1. Asamblări prin pene longitudinale

Asamblările prin pene longitudinale sunt asamblări demontabile, de tip arbore – butuc, destinate să transmită un moment de torsiune între organele de mașini (roți dințate, de lanț, de curea, semicuplaje, volanți etc.) asamblate pe arbore și acesta. Uneori aceste asamblări împiedică și deplasarea axială dintre organele de mașini asamblate și arbore.

În funcție de modul de montare, se deosebesc:

- pene montate cu strângere (pene înclinate – STAS 1007-81; pene înclinate subțiri – STAS 431-81; pene concave – STAS 433-73 și 434-73; pene tangențiale – STAS 1010-80);
- pene montate fără strângere (pene paralele – STAS 1004-81 și 1006-81; pene disc – STAS 1012-77; pene cilindrice).

Asamblările prin pene cu strângere se folosesc din ce în ce mai rar, numai la turații mici și când nu se impune o centrare precisă a butucului pe arbore, fapt pentru care acestea nu sunt tratate în acest capitol. O tratare amănunțită a calculului asamblărilor cu pene longitudinale cu strângere este prezentată în [4, 7, 8, 9, 10, 11, 12].

10.1.1. Asamblări prin pene paralele

Penele paralele se montează longitudinal, în canale executate în arbore și în butuc, existând un mic joc între fața superioară a penei și fundul canalului din butuc.

Penele sunt standardizate în trei forme (fig. 10.1): forma A – cu capete rotunjite; forma B – cu capete drepte; forma C – cu un capăt drept și unul rotunjit, pentru capete de arbori.

Canalele din arbore pentru pene paralele forma A se execută cu freză deget, iar cele pentru forma B se execută cu freză disc. Canalul din butuc este deschis și se execută prin mortezare sau, în cazul seriilor mari de fabricație, prin broșare.

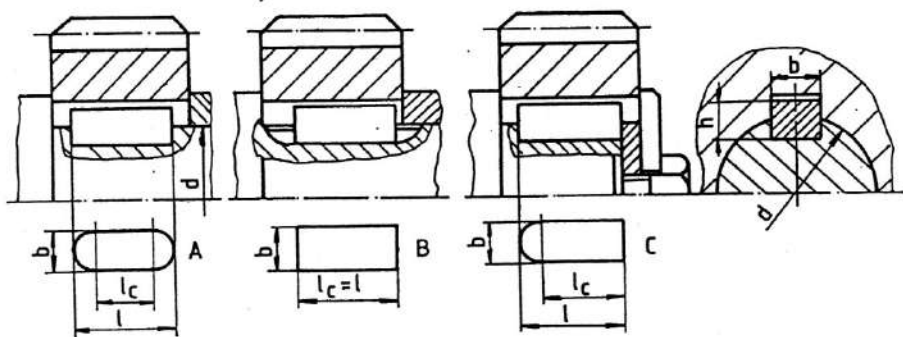


Fig. 10.1

Penele paralele se execută din oțeluri cu $\sigma_r = 500 \dots 600$ MPa (OL50, OL60, OLC35, OLC45).

Asamblările prin pene paralele pot fi fixe sau mobile. În cazul asamblărilor mobile, se utilizează pene paralele cu găuri de fixare (fig. 10.2), pene ce se prind de arbore prin șuruburi, pentru a anihila tendința de smulgere a penei.

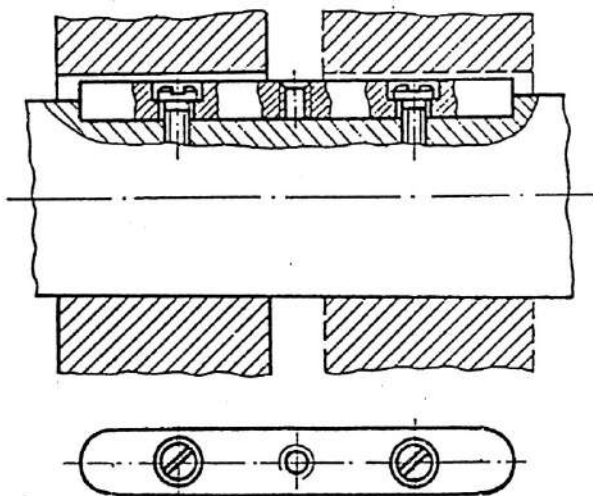
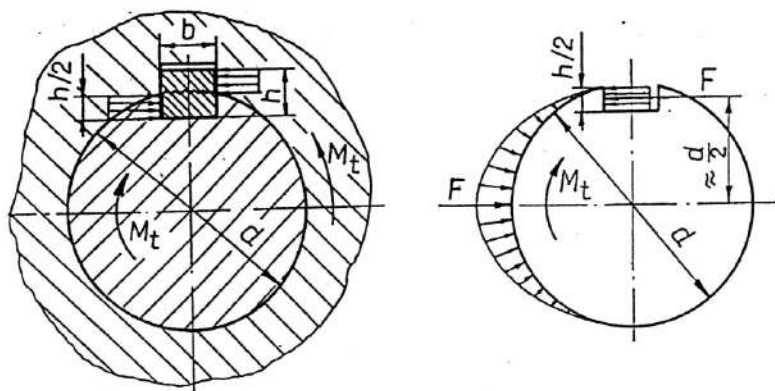


Fig. 10.2

Momentul de torsiune se transmite între arbore și pană, respectiv între pană și butuc, prin contact, pana fiind solicitată la strivire și forfecare.

Considerând că tensiunea de strivire este repartizată uniform pe suprafața de contact, că pana este montată jumătate în arbore și jumătate în butuc și că rezultanta tensiunilor de strivire, forța F , este dispusă la $d/2$, în tabelul 10.2 se prezintă atât schema de calcul, cât și metoda de proiectare a asamblărilor prin pene paralele.

Tabelul 10.2. Relații de calcul și recomandări pentru proiectarea asamblărilor prin pene paralele [3, 5, 6]



Elementul de calcul	Simbol și unitate de măsură	Relații de calcul. Recomandări
DATE DE PROIECTARE		
Momentul de torsiune de transmis	M_t , N mm	
Diametrul arborelui	d , mm	Uneori nu se cunoaște
Condiții de funcționare	–	<ul style="list-style-type: none"> • Tipul asamblării: fixă sau mobilă • Caracterul sarcinii: static, pulsator, alternant cu șocuri etc.
ALEGEREA MATERIALULUI		
Simbol		OL50; OL60; OLC35; OLC45
Tensiunea admisibilă la strivire, respectiv la forfecare	σ_{as} , τ_{af} , MPa	<ul style="list-style-type: none"> • Asamblări fixe: $\sigma_{as} = 100 \dots 120$ MPa - pentru sarcini constante $\sigma_{as} = 65 \dots 100$ MPa - pentru sarcini pulsatorii $\sigma_{as} = 35 \dots 50$ MPa - pentru sarcini alternante, cu șocuri • Asamblări mobile: $p_a = 10 \dots 30$ MPa • Forfecare: $\tau_{af} \leq 100$ MPa
CALCULUL DE REZISTENȚĂ		
Diametrul arborelui	d , mm	Dacă nu se cunoaște $d = \sqrt[3]{\frac{M_t}{0,2\tau_{af}}}; \tau_{af} = 15 \dots 45 \text{ MPa}$
Dimensiunile transversale ale penei	b , h , mm	Se aleg din STAS 1004-81, funcție de diametrul d
Solicitările penei	–	Strivire și forfecare

Tabelul 10.2 (continuare)

Elementul de calcul	Simbol și unitate de măsură	Relații de calcul. Recomandări
Lungimea de calcul a penei	l_c , mm	$l_c = \frac{4 M_t}{d h \sigma_{as}}$ – pentru asamblări fixe $l_c = \frac{4 M_t}{d h p_a}$ – pentru asamblări mobile
Lungimea penei	l , mm	$l = l_c + b$ – pentru pene forma A $l = l_c$ – pentru pene forma B $l = l_c + 0,5b$ – pentru pene forma C Valoarea obținută se rotunjește la o valoare cuprinsă în STAS 1004-81
Verificarea penei la forfecare	τ_f , MPa	$\tau_f = \frac{2 M_t}{d b l_c} \leq \tau_{af}$
Alegerea și verificarea penei		Dacă se cunoaște lungimea butucului B sau a porțiunii de arbore unde se montează pana, se alege o lungime STAS $l = B - (5...10)$ mm și apoi se verifică pana la strivire și forfecare
<i>Observație:</i> Se pot monta maxim 3 pene dispuse echidistant pe periferia arborelui.		

10.1.2. Asamblări prin pene disc

Penele disc se obțin din secționarea unei rondele de diametru D , pe o înălțime h (fig. 10.3). Se folosesc pentru montarea butucilor, mai ales pe capete de arbore cilindrice sau conice, deoarece este necesar să se execute un canal adânc în arbore, canal care micșorează secțiunea acestuia și introduce un coeficient mare de concentrare a tensiunilor.

Momentul de torsiune se transmite între arbore și pană, respectiv între pană și butuc prin contact, pana fiind solicitată la strivire și forfecare. Schemele de calcul și relațiile de verificare sunt prezentate în tabelul 10.3.

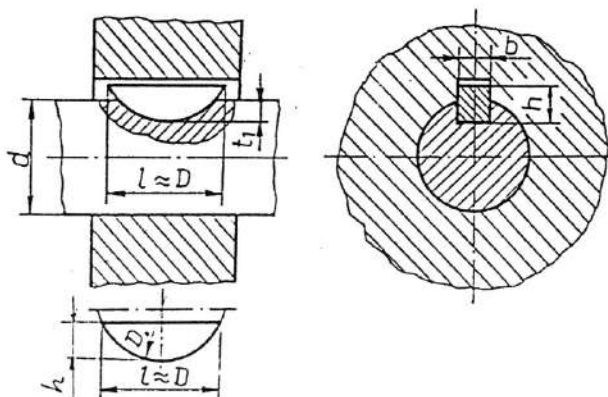
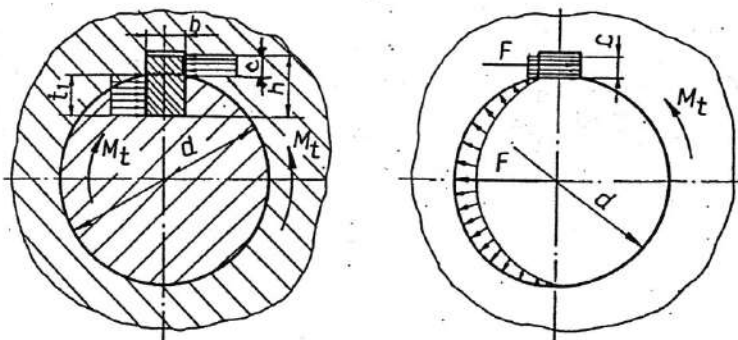


Fig. 10.3

Tabelul 10.3. Relații de calcul și recomandări pentru proiectarea asamblărilor prin pene disc [3. 5. 6]



Elementul de calcul	Simbol și unitate de măsură	Relații de calcul. Recomandări
Solicitările penei	–	Strivire și forfecare
Dimensiunile penei	b, h, D, t_1 , mm	Se aleg din STAS 1012-77, în funcție de diametrul d
Verificarea penei la strivire	σ_s , MPa	$\sigma_s = \frac{2M_t}{dDc} \leq \sigma_{as}$ $c = h - t_1$ $\sigma_{as} - \text{v. tabelul 10.2}$
Verificarea penei la forfecare	τ_f , MPa	$\tau_f = \frac{2M_t}{dDb} \leq \tau_{af}$ $\tau_{af} - \text{v. tabelul 10.2}$
<i>Observație:</i> Se pot monta maxim două pene dispuse pe aceeași generatoare a arborelui.		

10.1.3. Asamblări prin pene cilindrice

Penele cilindrice sunt știfturi cilindrice montate longitudinal, locașul fiind executat jumătate în arbore și jumătate în butuc (fig. 10.4). Se folosesc pentru asamblarea butucilor pe capete de arbori și transmit momente de torsiune mici.

Momentul de torsiune se transmite prin contactul dintre arbore și pana cilindrică, respectiv dintre aceasta și butuc. Schema și relațiile de calcul sunt prezentate în tabelul 10.4.

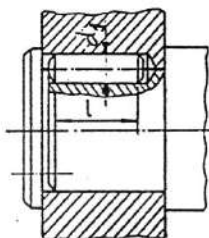
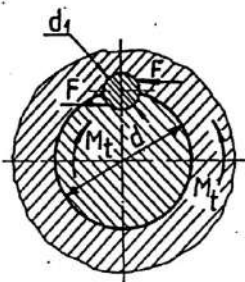


Fig. 10.4

Tabelul 10.4. Relații de calcul și recomandări pentru proiectarea asamblărilor prin pene cilindrice [3, 5, 6]



Elementul de calcul	Simbol și unitate de măsură	Relații de calcul. Recomandări
Solicitările penei cilindrice	–	Strivire și forfecare
Dimensiunile penei	d_1, l, mm	$d_1 = (0,2 \dots 0,3)d$ d_1, l - din STAS 1599-80, funcție și de lungimea butucului
Verificarea penei cilindrice la strivire	σ_s, MPa	$\sigma_s = \frac{4 M_t}{d d_1 l z} \leq \sigma_{as}$ $z = 1 \dots 3$, numărul de pene cilindrice σ_{as} - v. tabelul 10.2
Verificarea penei cilindrice la forfecare	τ_f, MPa	$\tau_f = \frac{2 M_t}{d d_1 l z} \leq \tau_{af}$ τ_{af} - v. tabelul 10.2

10.2. Asamblări prin caneluri

Asamblările prin caneluri sunt destinate să transmită un moment de torsiune și pot fi considerate asamblări prin pene paralele multiple, solidare cu arborele și uniform distribuite pe periferia acestuia.

Comparativ cu asamblările prin pene paralele, acestea au capacitatea de încărcare mai mare, la același gabarit, ca urmare a suprafeței de contact mult mai mare și a repartizării mai uniforme a presiunii pe înălțimea flancurilor active, au rezistență la oboseală mai mare, datorită reducerii concentratorilor de tensiuni, precum și o centrare și ghidare precisă a pieselor asamblate. Tehnologia de execuție mai pretențioasă și costul mai ridicat, comparativ cu asamblările prin pene paralele, fac ca asamblările prin caneluri să se folosească numai la momente de torsiune mari, la loturi mari de piese.

După destinație, asamblările prin caneluri pot fi fixe sau mobile, cele mobile – care permit deplasarea butucului pe arbore – folosindu-se în cutiile de viteză cu roți baladoare, cuplarea realizându-se în gol sau sub sarcină.

După forma proeminențelor, asamblările prin caneluri pot fi: cu profil dreptunghiular (fig. 10.5, a); cu profil în evolută (fig. 10.5, b); cu profil triunghiular (fig. 10.5, c) [1,2,4,7,8].

Asamblările prin caneluri cu profil dreptunghiular se împart, după modul de centrare a butucului pe arbore, în trei categorii (STAS 6565-79):

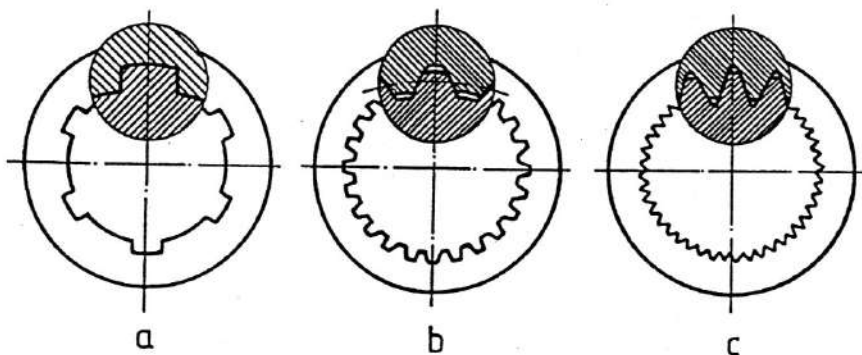


Fig. 10.5

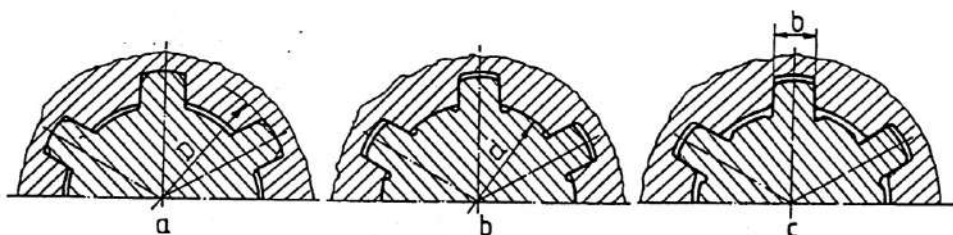


Fig. 10.6

- cu centrare exterioară, la care contactul dintre butuc și arbore are loc pe periferia arborelui cu diametrul exterior D , între celelalte suprafețe existând mici jocuri (fig. 10.6, a); rectificarea suprafețelor funcționale este ușor de realizat;

- cu centrare interioară, la care contactul dintre butuc și arbore are loc pe periferia arborelui cu diametrul interior d (fig. 10.6, b); este cea mai precisă, însă rectificarea suprafețelor funcționale este mai greu de realizat;

- cu centrare pe flancuri, la care centrarea este realizată prin contactul dintre flancurile proeminențelor de lățime b (fig. 10.6, c); nu asigură centrarea precisă a pieselor asamblate, dar repartizarea presiunii între proeminențe este mai uniformă, recomandându-se în cazul momentelor de torsiune mari și/sau la schimbarea sensului de rotație.

Standardele împart asamblările prin caneluri cu profil dreptunghiular, după capacitatea de transmitere a sarcinii și modul de cuplare, în trei serii (tabelul 10.5): ușoară, mijlocie, grea. Seriile diferă între ele atât prin dimensiuni, cât și prin numărul proeminențelor (canelurilor) și modul de centrare.

Asamblările prin caneluri cu profil în evolventă (STAS 6858-85) sunt foarte rezistente, în special la solicitări variabile, centrarea realizându-se fie pe flancuri (CEF), fie pe diametrul exterior al arborelui (CED). Se folosesc frecvent în construcția de autovehicule.

Asamblările prin caneluri cu profil triunghiular (STAS 7346-83) sunt foarte rezistente și rigide, pot prelua sarcini mari și cu șocuri, centrarea se realizează pe flancuri și se recomandă ca asamblări fixe. Asamblările cu dinți (zimiți) sunt asamblări cu profil triunghiular cu un număr mare de proeminențe, de înălțime redusă, folosite pentru solidarizarea pârgghiilor și a manivelor pe arbori.

Tabelul 10.5. Asamblări prin caneluri cu profil dreptunghiular (serii)

Seria	Dimensiuni conform STAS	Domeniul de folosire		Lungimea recomandată pentru butuc
		Momentul transmis de asamblare în raport cu cel transmis de arborele cu diametrul d	Felul asamblării și modul de cuplare	
Ușoară	1768-79	Inferior	Fixă	$L \leq 1,5d$
Mijlocie	1769-79	Egal	Fixă sau mobilă, cu deplasarea butucului fără sarcină	$L = (1,5 \dots 2,5)d$
Grea	1770-79	Egal	Mobilă, cu deplasarea butucului sub sarcină	

Arborii și butucii se execută, în mod frecvent, din oțel. În cazul unor asamblări mobile, aceștia se supun unui tratament termic sau termochimic, în vederea creșterii durezzații superficiale și implicit a rezistenței la uzare, după tratament suprafețele de centrare urmând să se rectifice.

Arborii canelați se execută prin frezare, prin metoda divizării sau prin rulare. Metoda divizării necesită freze cu profil corespunzător formei golului dintre caneluri, se caracterizează prin precizie și productivitate scăzute, nefiind indicată pentru fabricația precisă sau de serie. Prin metoda rulării se obțin arbori canelați mai preciși și într-un timp mai scurt, scula fiind o freză melc. Arborii canelați cu profil în evolventă se prelucrează pe mașini de danturat, cu scule de tip freză melc modul.

Butucii canelați pot fi prelucreați prin mortezare sau broșare, în cazul unui număr suficient de mare de piese, care să asigure amortizarea cheltuielilor pentru executarea broșei. Butucii canelați cu profil în evolventă se execută numai prin broșare.

Momentul de torsiune se transmite, de la arbore la butuc sau invers, prin contactul ce are loc pe fețele laterale ale proeminențelor arborelui și butucului canelat. Solicitățile care apar sunt strivirea suprafețelor în contact (flancurile active) și forfecarea proeminențelor, calculul efectuându-se la strivire, în ipoteza repartizării uniforme a presiunii pe flancurile active, solicitarea de forfecare neglijându-se. Pentru a ține seama de impreciziile de execuție, se introduce un coeficient de reducere a suprafeței portante, a cărui valoare este 0,75, considerându-se că circa 75 % din caneluri participă efectiv la transmiterea momentului de torsiune.

Prescripțiile pentru calculul asamblărilor canelate cu profil dreptunghiular sunt date în STAS 1767-67; pe baza acestora s-a întocmit metoda de calcul prezentată în tabelul 10.6. Tot în acest tabel este prezentată și metoda de calcul a canelurilor în evolventă.

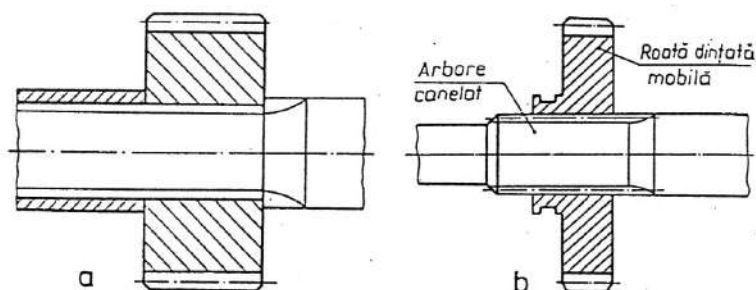
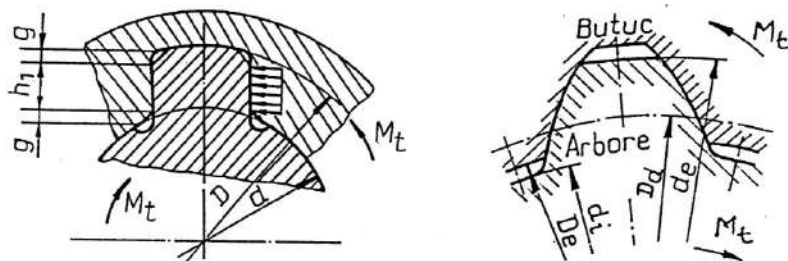


Fig. 10.7

În fig. 10.7, *a* este prezentată asamblarea prin caneluri dreptunghiulare dintre un arbore și o roată dințată fixă, iar în fig. 10.7, *b* este prezentată asamblarea prin caneluri în evolventă dintre un arbore și o roată dințată mobilă în direcție axială (baladoare).

Reprezentarea și cotearea arborilor și butucilor canelați se face conform SR EN ISO 6413:1997, iar simbolizarea acestora este reglementată prin standardele de dimensiuni (STAS 1768-86, 1769-86, 1770-86, 6858-85).

Tabelul 10.6. Metodica de calcul a asamblărilor prin caneluri [6]



Elementul de calcul și schema de calcul	Simbol și unitate de măsură	Relații de calcul. Recomandări
CANELURI DREPTUNGIULARE		
Diametrul arborelui	d , mm	$d = \sqrt[3]{\frac{M_t}{0,2\tau_{at}}}$ $\tau_{at} = 15...45$ MPa
Parametrii asamblării	d, D, b, g , mm z Modul de centrare	Se aleg, în funcție de diametrul d al arborelui, din STAS 1768-86, 1769-86, 1770-86
Suprafața portantă necesară pentru transmiterea momentului de torsiune M_t	S , mm ²	$S' = \frac{M_t}{r_m \sigma_{as}}$ $r_m = \frac{D+d}{4}$ σ_{as} – din tabelul 10.7
Suprafața portantă efectivă a flancurilor tuturor canelurilor, raportată la unitatea de lungime de contact dintre arbore și butuc	s' , mm ² /mm	$s' = 0,75 z h_1$ $h_1 = \frac{D-d}{2} - 2g$
Lungimea necesară a butucului canelat	L , mm	$L \geq \frac{S'}{s'}$
Momentul de torsiune capabil	$M_{t\text{ cap}}$, N mm	$M_{t\text{ cap}} = s' L r_m \sigma_{as} \geq M_t$
CANELURI ÎN EVOLVENTĂ		
Diametrul arborelui	d , mm	La fel ca la canelurile dreptunghiulare
Parametrii asamblării	d_e, D_e, D_i , mm z Modul de centrare	Se aleg din STAS 6858-85

Tabelul 10.6 (continuare)

Elementul de calcul și schema de calcul	Simbol și unitate de măsură	Relații de calcul. Recomandări
Lungimea necesară a butucului canelat	L , mm	$L \geq \frac{2M_t}{0,75z D_d h \sigma_{as}}$ $h = \frac{d_e - D_e}{2}$ σ_{as} - din tabelul 10.7
Momentul de torsiune capabil	$M_{t\text{ cap}}$, N mm	$M_{t\text{ cap}} = 0,375 z D_d h L \sigma_{as} \geq M_t$
<i>Observație:</i> În cazul asamblărilor mobile, se pune problema strivirii peliculei de lubrifiant ($\sigma_s \rightarrow p$ și $\sigma_{as} \rightarrow p_a$).		

Tabelul 10.7. Rezistențe admisibile la strivire σ_{as} (respectiv p_a), în MPa, pentru asamblările prin caneluri executate din oțel cu $\sigma_r \approx 1000$ MPa, conform STAS 1767-67

Felul asamblării și modul de cuplare			Condițiile de lucru		
			Ușoare	Mijlocii	Grele
Fixă		σ_{as}	80...150	60...100	40...70
	cu cuplare în gol	p_a	30...50	20...40	15...30
Mobilă	cu cuplare sub sarcină	p_a	10...20	5...15	3...10

10.3. Asamblări prin știfturi

Știfturile de fixare se folosesc pentru transmiterea unor momente de torsiune mici. Acestea pot fi cilindrice pline cu suprafața exterioară netedă (fig. 10.8, a), conice cu suprafața exterioară netedă (fig. 10.8, d), cilindrice crestate (fig. 10.8, b și c), conice crestate (fig. 10.8, e) cilindro-conice cu crestături pe suprafața conică (fig. 10.8, f) [1, 3, 4, 7, 8, 13].

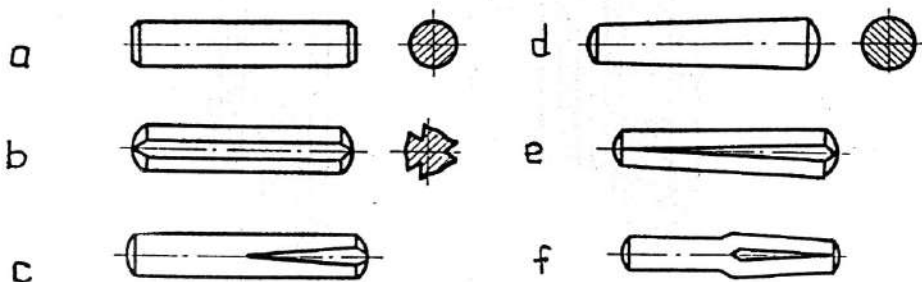


Fig. 10.8

Știfturile crestate se execută cu trei crestături dispuse la 120° (fig. 10.9), pe toată lungimea (v. fig. 10.8, *b* și *e*) sau numai pe o porțiune din lungime (v. fig. 10.8, *c* și *f*), crestăturile executându-se prin refulare. La montaj, știftul se introduce forțat în alezajul pieselor asamblate, materialul refulat din crestături deformându-se elasto-plastic în sens invers și apăsând puternic asupra pereților găurii. Repartiția presiunii pe circumferința știftului este uniformă la știfturile netede (fig. 10.10, *a*) și neuniformă la cele crestate (fig. 10.10, *b*).

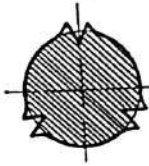


Fig. 10.9

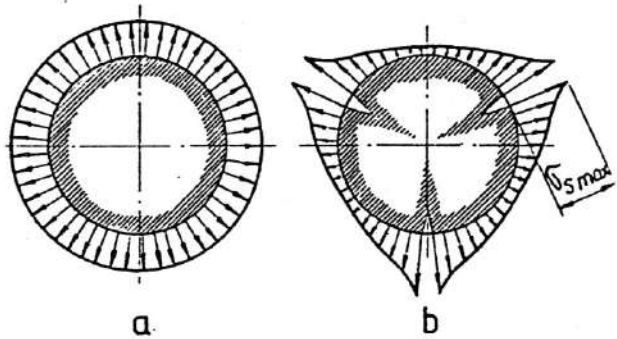


Fig. 10.10

Dimensiunile știfturilor se aleg, constructiv, din gama de valori prezentate în standarde (STAS 1599-80) – pentru știfturi cilindrice; STAS 3436-80 – pentru știfturile conice), urmând să se efectueze calcule de verificare la principalele solicitări.

Momentul de torsiune se transmite de la arbore la știft și de la acesta la butuc sau invers, solicitările care apar în asamblare fiind forfecarea știftului și strivirea suprafețelor de contact. Calculele se efectuează în ipoteza montării știftului cu strângere în butuc și cu joc în arbore, schema de calcul și relațiile fiind prezentate în tabelul 10.8.

În fig. 10.11 se prezintă exemple de folosire a știfturilor pentru asamblarea unor roți dințate pe arbori.

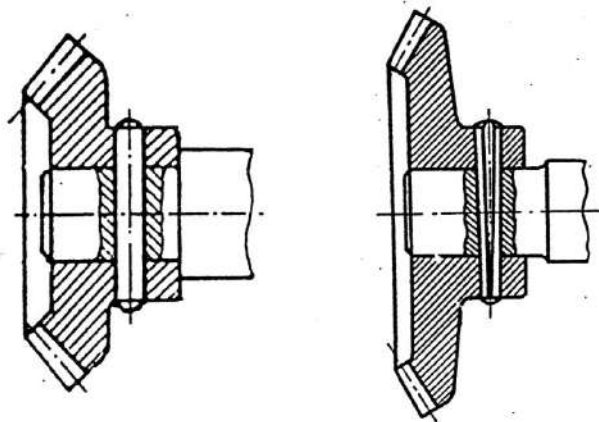
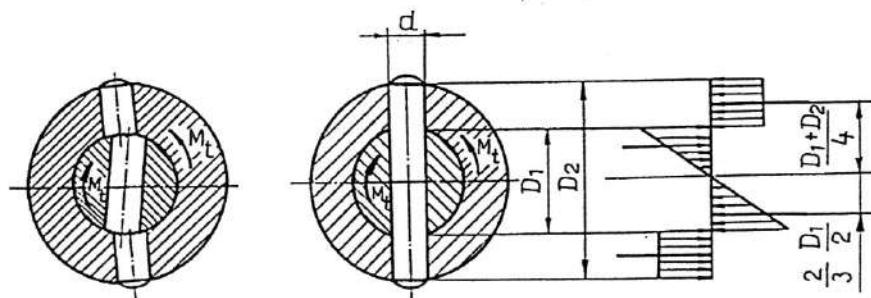


Fig. 10.11

Tabelul 10.8. Relații și recomandări necesare pentru calculul asamblărilor prin știfturi [5, 8]



Elementul de calcul	Simbol și unitate de măsură	Relații de calcul. Recomandări
Tensiunea de forfecare	τ_f , MPa	$\tau_f = \frac{4 M_t}{\pi d d_1^2} \leq \tau_{af}$ $d_1 = (0,2 \dots 0,3) d$ $\tau_{af} = (0,2 \dots 0,3) \sigma_{02}$
Tensiunea de strivire dintre știft și manșon, în ipoteza repartizării uniforme a presiunii (montaj fără joc)	σ_s , MPa	$\sigma_s = \frac{4 M_t}{d_1 (D^2 - d^2)} \leq \sigma_{as}$ $\sigma_{as} \leq 0,8 \sigma_{02}$
Tensiunea de strivire dintre știft și arbore, în ipoteza repartizării triunghiulare a presiunii (montaj cu joc)	σ_s , MPa	$\sigma_s = \frac{6 M_t}{d_1 d^2} \leq \sigma_{as}$
<i>Observație:</i> La știfturile crestate, rezistența admisibilă la strivire se adoptă cu 30% mai redusă.		

10.4. Asamblări prin strângere proprie

Strângerea reciprocă a pieselor asamblate se realizează în urma deformării acestora, în domeniul elastic. Deformarea pieselor se realizează, de cele mai multe ori, prin introducerea forțată a unei piese (arbore) în cealaltă (butuc), folosind diferențele de dimensiuni caracteristice ajustajelor presate. Strângerea mai poate fi realizată și cu ajutorul unor organe suplimentare de strângere (inele, ancore), acestea deformându-se elastic la montaj. În urma deformării elastice, iau naștere presiuni normale, în zonele de contact, care creează forțe de frecare ce se opun deplasării relative dintre piese.

Utilizarea pe scară largă a acestor asamblări se justifică prin avantajele pe care le prezintă: capacitate de transmitere a sarcinilor mari; comportare bună la sarcini variabile; centrare bună a pieselor cu ajustaje cilindrice și conice; execuție simplă; se pot obține organe de mașini compuse, printr-o tehnologie de fabricație simplă, realizându-se și o economisire de material, ceea ce conduce și la ușurarea construcției.

Deteriorarea suprafețelor funcționale, la demontări și montări repetate, reprezintă principalul dezavantaj al asamblărilor cu strângere proprie. De asemenea, pentru obținerea unor asamblări cu strângere cât mai apropiate, este necesară sortarea riguroasă a pieselor conjugate.

Asamblarea fretată este obținută prin încălzirea piesei cuprinzătoare (butucul) sau prin răcirea piesei cuprinse (arborele), cu aer lichid sau cu bioxid de carbon. La revenirea la temperatura mediului ambiant, se produce strângerea.

10.4.1. Asamblări presate

Piesa cuprinsă (arborele) și cea cuprinzătoare (butucul) formează un ajustaj presat, executat pe baza toleranțelor prevăzute în standarde.

În procesul tehnologic de presare a unui manșon cilindric (butucul) cu diametru interior inițial d_b , pe un arbore cu diametrul d_a , relația dintre acestea fiind $d_a > d_b$, se produce o mărire a diametrului alezajului butucului cu Δb și o micșorare a diametrului arborelui cu Δa . După presare, se ajunge la un diametru final comun al suprafețelor de contact, care respectă condiția $d_b < d < d_a$ (fig. 10.12). Strângerea obținută este definită prin relația

$$S = d_a - d_b = \Delta a + \Delta b \quad (10.1)$$

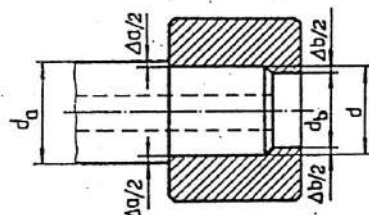


Fig. 10.12

Pentru realizarea asamblărilor presate este necesară centrarea pieselor conjugate, prin forme constructive adecvate ale arborelui, respectiv butucului. În fig. 10.13 sunt prezentate câteva dintre aceste măsuri constructive aplicate arborilor (rotunjiri sau teșituri ale capătului de arbore, porțiuni cilindrice care formează ajustaje libere), respectiv butucului (teșituri în zona de pătrundere a arborelui).

Micșorarea forței axiale de presare se poate obține prin ungerea suprafețelor în contact. Dacă piesa cuprinzătoare se încălzește ușor, se ușurează procesul de presare, asamblările fiind rezistente, datorită faptului că microasperitățile de pe suprafețele în contact nu se distrug la montaj în aceeași măsură ca la presarea la rece.

Se precizează faptul că transmiterea sarcinii în asamblările presate se realizează prin frecare, acceptând și ipoteza că materialele pieselor se mențin în domeniul elastic de deformare.

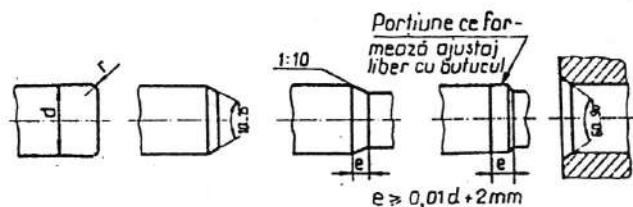


Fig. 10.13

Calculul asamblărilor presate se desfășoară urmărind etapele prezentate în continuare, etape prezentate – prin schemele și relațiile de calcul – și în tabelul 10.9.

- **Calculul presiunii necesare**

Sarcinile care pot solicita o asamblare presată sunt: o forță axială, un moment de torsiune, simultan o forță axială și un moment de torsiune.

Din condiția ca sarcina exterioară să se transmită integral prin frecare se determină presiunea necesară p , care ia naștere în urma deformațiilor elastice ale pieselor, la montaj.

- **Calculul strângerii teoretice necesare**

Se utilizează relația lui Lamé, stabilită pentru suprafețele cilindrice netede. Mărimea strângerii este funcție de elementele geometrice ale asamblării (d , d_1 , d_2 – diametrul nominal al ajustajului, diametrul interior al piesei cuprinse, respectiv diametrul exterior al piesei cuprinzătoare) și de caracteristicile mecanice ale materialelor arborelui (a) și butucului (b) – modulele de elasticitate longitudinală E_a și E_b și coeficienții de contracție transversală $\nu_{a,b}$ ($\nu = 0,20$ pentru fontă ; $\nu = 0,33$ pentru bronz).

- **Determinarea strângerii necesare corectate**

Pentru a se ține seama de condițiile reale de execuție, montaj și exploatare, este necesară corectarea strângerii teoretice, mărimea acesteia, în final, fiind

$$S_{cor} = S + S_n + S_t + S_d \quad (10.2)$$

Corecția S_n ține seama de faptul că microasperitățile existente inițial pe suprafețele pieselor se distrug în timpul presării, deci strângerea $S' = d_a - d_b$ este mai mică decât cea calculată după măsurarea pieselor conjugate peste microasperitățile existente după prelucrare (fig. 10.14), deci, înainte de presare, $S'' = d'_a - d'_b$, unde $S' < S''$. Această corecție este obligatorie, în special pentru strângeri mici și suprafețe prelucrate grosolan.

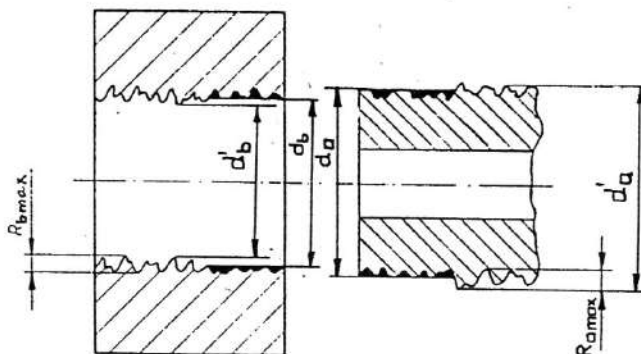


Fig. 10.14

Corecția S_t ține seama de efectul dilatațiilor termice ale pieselor conjugate, când asamblarea funcționează la temperaturi diferite t_a , respectiv t_b , față de temperatura de montaj t_0 . Când temperatura de funcționare este apropiată de temperatura de montaj, această corecție se neglijează.

Corecția S_d ține seama de deformațiile elastice ale pieselor sub acțiunea sarcinilor exterioare; se alege egală cu mărimea acestor deformații. De cele mai multe ori, această corecție se neglijează.

- **Alegerea ajustajului standardizat și a toleranțelor de execuție ale pieselor**

Strângerea S_{cor} trebuie realizată de ajustajul presat, deci în această etapă se alege ajustajul, respectiv toleranțele de execuție ale celor două piese, funcție de diametrul nominal d al ajustajului, astfel încât să fie îndeplinită condiția $S_{cor} \leq S_{min}$. Deoarece procentul asamblărilor cu

strângere medie este preponderent, se acceptă $S_{cor} \leq S_{med} = (S_{min} + S_{max})/2$. Ajustajele cu strângere, alese în sistem alezaj unitar, recomandate a fi folosite ca asamblări presate, sunt:

H6/s5; H7/s6; H8/s7 – pentru ajustaje cu strângeri mari;

H6/t5; H7/t6 – pentru ajustaje cu strângeri foarte mari;

H6/u5; H7/u6; H8/u7 – pentru ajustaje cu strângeri extrem de mari.

• **Verificarea asamblării la deformații plastice**

Dacă strângerile sunt prea mari, piesele asamblate se pot deforma plastic, în zona de contact, fiind necesară o verificare la deformații plastice. În urma presării, în secțiunile pieselor asamblate apar tensiuni, după direcțiile radială σ_r și tangențială σ_t . Variațiile în secțiune a acestor tensiuni sunt prezentate în fig. 10.15. Se observă că tensiunile radiale σ_r au valori maxime la nivelul diametrului nominal d al alezajului, unde $\sigma_r = p$. Tensiunile tangențiale σ_t sunt de tracțiune pentru piesa cuprinzătoare și de compresiune pentru piesa cuprinsă, având valori maxime în zonele suprafețelor interioare ale acestora.

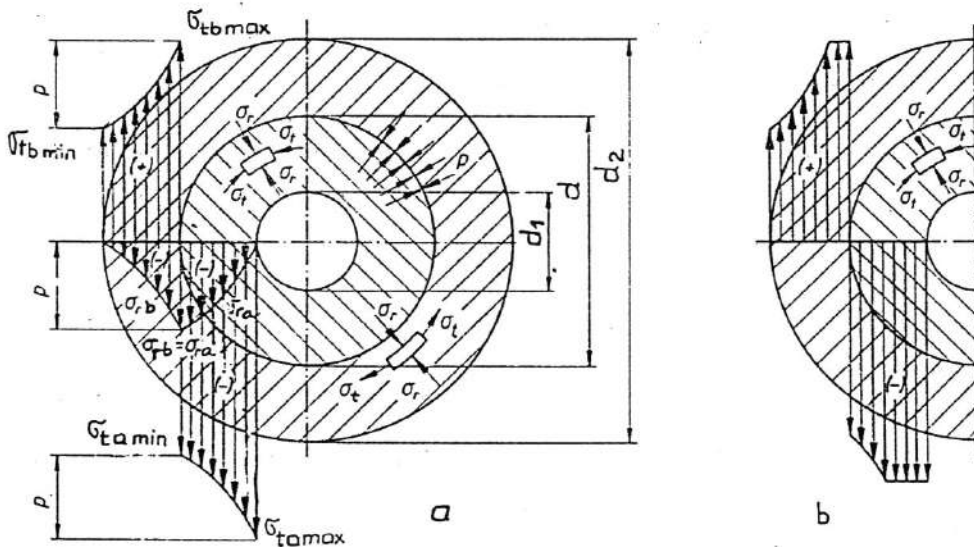


Fig. 10.15

Pentru evitarea apariției deformațiilor plastice, se calculează tensiunile maxime care apar în piesele asamblate prin presare, $\sigma_{a\max}$ și $\sigma_{b\min}$ și se compară cu limita de curgere, $\sigma_{0,2a}$, respectiv $\sigma_{0,2b}$, a materialelor arboreului, respectiv butucului. La materialele care nu au limită de curgere, se înlocuiește $\sigma_{0,2}$ cu rezistența la rupere σ_r a materialului respectiv. Asamblările puternic sollicitate pot funcționa și cu deformații plastice (fig. 10.15, b), cu condiția să nu fie necesară demontarea.

• **Verificarea deformațiilor pieselor asamblate**

Deformațiile rezultate în urma presării pot avea efecte negative în funcționarea ansamblului din care face parte asamblarea presată. Astfel, la presarea inelelor interioare ale rulmenților pe fusurile arborilor, deformațiile inelului interior pot modifica jocul radial din rulment, influențând direct buna funcționare a acestuia. Pentru a se evita acest fenomen, se calculează deformațiile elastice ale pieselor asamblate, care trebuie să fie inferioare jocului funcțional.

• Forța necesară de presare

Presarea se realizează cu ajutorul preselor hidraulice pentru piese mari și cu prese manuale pentru piese de dimensiuni mici. Este necesar să se calculeze forța de presare, avându-se în vedere coeficientul de frecare la presare μ_p . La demontarea asamblării, este necesar să se stabilească forța de depresare, care se calculează cu o relație identică cu cea stabilită la presare, cu menținerea înlocuirii coeficientului de frecare μ_p cu coeficientul de frecare la depresare μ_d .

Tabelul 10.9. Metodica de calcul a asamblărilor presate [5, 6, 8, 10]

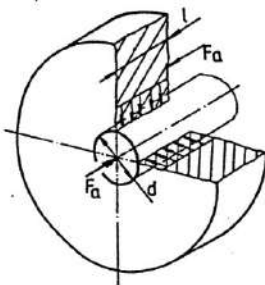


Fig. 1

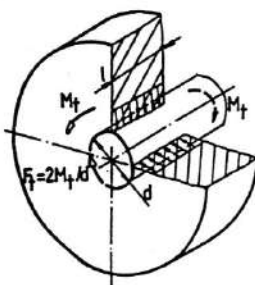


Fig. 2

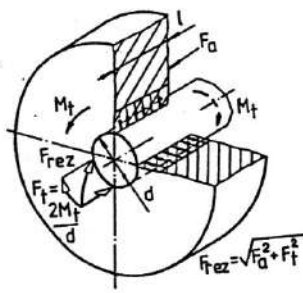


Fig. 3

Elementul de calcul și schema de calcul	Simbol și unitate de măsură	Relații de calcul. Recomandări
Presiunea necesară	p , N/mm ²	$p \geq \frac{F_a}{\mu \pi d l} \quad (\text{v. fig. 1})$ $p \geq \frac{2 M_t}{\mu \pi d^2 l} \quad (\text{v. fig. 2})$ $p \geq \frac{F_{rez}}{\mu \pi d l} = \frac{\sqrt{\left(\frac{M_t}{d}\right)^2 + F_a^2}}{\mu \pi d l} \quad (\text{v. fig. 3})$ <p>μ - din tabelul 10.10</p>
Strângerea teoretică necesară	S , μm	$S = p \left(\frac{K_a}{E_a} + \frac{K_b}{E_b} \right) d \cdot 10^3$ $K_a = \frac{d^2 + d_1^2}{d^2 - d_1^2} - \vartheta_a; \quad K_b = \frac{d_2^2 + d^2}{d_2^2 - d^2} + \vartheta_b$
Strângerea necesară corectată	S_{cor} , μm	$S_{cor} = S + S_n + S_t + S_d$ $S_n = 1,2 (R_{a \max} + R_{b \max})$ $R_{a \max} \text{ și } R_{b \max} - \text{din tabelul 10.11}$ $S_t = [\alpha_b (t_b - t_0) - \alpha_a (t_a - t_0)] d \cdot 10^3$ <p>α_a și α_b - coeficienți de dilatație termică liniară (tabelul 10.12)</p> <p>În general, $S_d = 0$</p>

Tabelul 10.9 (continuare)

Elementul de calcul și schema de calcul	Simbol și unitate de măsură	Relații de calcul. Recomandări
Alegerea ajustajului standardizat și a toleranțelor pieselor	–	În funcție de S_{cor} și de d , se aleg, din standarde: tipul ajustajului cu strângere și toleranțele de execuție ale pieselor ce urmează să se asambleze: $S_{max} = (d_{a\ max} - d_{b\ min}) \cdot 10^3$ [μm] $S_{min} = (d_{a\ min} - d_{b\ max}) \cdot 10^3$ [μm] $S_{med} = (S_{max} + S_{min})/2 > S_{cor}$
Tensiunea maximă de compresiune de la interiorul arborelui	$\sigma_{a\ max}$, MPa	$\sigma_{a\ max} = 2 p_{med} \frac{d^2}{d^2 - d_1^2} \leq \sigma_{02a}$ $p_{med} = \frac{S_{med} - S_n}{\left(\frac{K_a}{E_a} + \frac{K_b}{E_b}\right) d \cdot 10^3}$
Tensiunea maximă de tracțiune de la interiorul butucului	$\sigma_{b\ max}$, MPa	$\sigma_{b\ max} = p_{med} \frac{d_2^2 + d^2}{d_2^2 - d^2} \leq \sigma_{02b}$
Deformațiile diametrale ale pieselor asamblate ^{*)}	Δ , μm	Pentru diametrul d_1 $\Delta_1 = 2 p_{med} \frac{d^2}{d^2 - d_1^2} \frac{d_1}{E_a} \cdot 10^3$ Pentru diametrul d_2 $\Delta_2 = 2 p_{med} \frac{d^2}{d_2^2 - d^2} \frac{d_2}{E_b} \cdot 10^3$
Forța necesară de presare	F_p , N	$F_p = \mu_p \pi d l p'_{med}$ $p'_{med} = \frac{S_{med}}{\left(\frac{K_a}{E_a} + \frac{K_b}{E_b}\right) d \cdot 10^3}$ μ_p - din tabelul 10.10
Forța necesară de depresare	F_d , N	$F_d = \mu_d \pi d l p'_{med}$ μ_d - din tabelul 10.10
^{*)} Aceste deformații nu trebuie să provoace defecțiuni în funcționarea ansamblului din care face parte asamblarea, prin anularea jocurilor funcționale.		

Tabelul 10.10. Valorile medii ale coeficienților de frecare de alunecare, pentru asamblările cu strângere proprie [4, 8]

Materialul piesei		Modul de executare a asamblării						
		Presare la rece (presare)			Presare la cald (fretare)			
Cuprinsă	Cuprin-zătoare	Starea de ungere	μ_p	μ_d	μ	Starea de ungere	μ_d	μ
Oțel	Oțel	Ungere cu ulei, la montare	0,06... ...0,22	0,08... ...0,2	0,09... ...0,17	Fără ungere, la montare	0,3... ...0,4	0,14... ...0,16

Tabelul 10.10 (continuare)

Materialul piesei		Modul de executare a asamblării						
		Presare la rece (presare)			Presare la cald (fretare)			
Cuprinsă	Cuprinzătoare	Starea de ungere	μ_p	μ_d	μ	Starea de ungere	μ_d	μ
Oțel	Fontă	Ungere cu ulei, la montare	0,06... ...0,14	0,09... ...0,17	0,07... ...0,12	Fără ungere, la montare	0,13... ...0,18	0,07... ...0,09
Oțel	Aliaje ușoare	Fără ungere, la montare	0,02... ...0,08	0,03... ...0,08	0,02... ...0,06	Fără ungere, la montare	0,1... ...0,15	0,05... ...0,06

Notatii: μ_p - coeficient de frecare la presare; μ_d - coeficient de frecare la depresare; μ - coeficient de frecare de calcul.

Tabelul 10.11. Înălțimile maxime ale neregularităților de suprafață R_{max} [8]

Felul prelucrării	R_{max} , μm	Felul prelucrării	R_{max} , μm
Strunjire grosolană	40...100	Alezare	4...10
Netezire prin strunjire	10...40	Alezare fină	1...4
Strunjire fină cu metal dur	2,5...10	Broșare	2,5...10
Strunjire fină cu diamant	1...2,5	Rectificare	4...10
Netezire prin frezare	10...40	Rectificare fină	1...4
Frezare fină	4...10	Rectificare foarte fină	0,1...1
Rabotare grosolană	40...100	Honuire	0,1...1
Netezire prin rabotare	10...40	Lustruire	0,1...0,4

Tabelul 10.12. Valorile coeficienților de dilatație termică liniară α [5, 8]

Materialul	Oțel	Fontă	Bronz	Alamă	Aliaje de aluminiu	Aliaje de magneziu
α_a , în $1/^\circ C$	$1,1 \cdot 10^{-5}$	$1 \cdot 10^{-5}$	$1,7 \cdot 10^{-5}$	$1,8 \cdot 10^{-5}$	$2,3 \cdot 10^{-5}$	$2,6 \cdot 10^{-5}$
α_b , în $1/^\circ C$	$0,85 \cdot 10^{-5}$	$0,8 \cdot 10^{-5}$	$1,5 \cdot 10^{-5}$	$1,6 \cdot 10^{-5}$	$1,8 \cdot 10^{-5}$	$2,1 \cdot 10^{-5}$

10.4.2. Asamblări fretate

Asamblările fretate se realizează fie prin încălzirea piesei cuprinzătoare (butucul), fie prin răcirea piesei cuprinse (arborele), realizând strângeri mai mari decât asamblările presate.

Temperatura de încălzire a butucului, respectiv de răcire a arborelui, se determină în funcție de strângerea maximă S_{max} a ajustajului ales, de coeficientul de dilatație termică liniară a materialului butucului α_b , respectiv al materialului arborelui α_a , de diametrul nominal d al ajustajului și de temperatura mediului ambiant. t_0 .

Deformația termică realizată prin încălzirea piesei cuprinzătoare, pentru un joc suplimentar de montaj j , necesar pentru ușurința montajului, este

$$S_{max} + j = \alpha_b (t - t_0) d \cdot 10^3, \quad (10.3)$$

de unde rezultă temperatura de încălzire a piesei cuprinzătoare (butucul)

$$t = t_0 + \frac{S_{\max} + j}{\alpha_b d} \cdot 10^{-3} \quad [^{\circ}\text{C}], \quad (10.4)$$

la care se adaugă circa 50°C , pentru a compensa răcirea butucului în timpul manipulării.

Comprimarea realizată prin răcirea piesei cuprinse este

$$S_{\max} + j = \alpha_a (t_0 - t) d \cdot 10^3, \quad (10.5)$$

de unde rezultă temperatura de răcire a piesei cuprinse (arborele).

$$t = t_0 - \frac{S_{\max} + j}{\alpha_a d} \cdot 10^{-3} \quad [^{\circ}\text{C}], \quad (10.6)$$

În relațiile (10.3)...(10.6), d se introduce în mm, iar S_{\max} și j în μm , recomandându-se $j [\mu\text{m}] \geq d [\text{mm}]$. Valorile lui $\alpha_{a,b}$ sunt date în tabelul 10.11.

Asamblările fretate se utilizează la asamblarea roților de vagoane pe osii, a bandajelor pe discurile roților, la asamblarea coroanelor melcate pe butucii roților (fig. 10.16, c); asamblarea rulmenților pe fusurile arborilor (fig. 10.16, d). Exemple de asamblări realizate cu ajutorul unor organe suplimentare, mai rar întâlnite în practică, sunt prezentate în fig. 10.17: asamblarea unui volant executat din mai multe părți, cu ancore (fig. 10.17, a), cu inele de fretare rotunde (fig. 10.17, b), cu inele de fretare ovale (fig. 10.17, c).

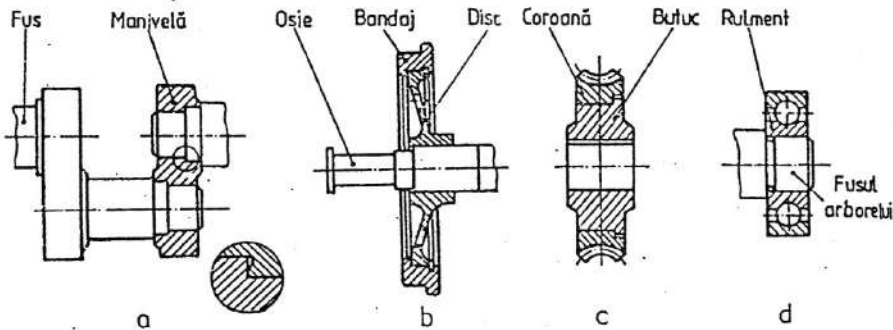


Fig. 10.16

Exemple de utilizare a asamblărilor presate sunt prezentate în fig. 10.16: asamblarea părților componente ale arborelui cotit (fig. 10.16, a); solidarizarea roților de vagoane de osii și a bandajelor pe discurile roților (fig. 10.16, b); asamblarea coroanelor melcate pe butucii roților (fig. 10.16, c); asamblarea rulmenților pe fusurile arborilor (fig. 10.16, d). Exemple de asamblări realizate cu ajutorul unor organe suplimentare, mai rar întâlnite în practică, sunt prezentate în fig. 10.17: asamblarea unui volant executat din mai multe părți, cu ancore (fig. 10.17, a), cu inele de fretare rotunde (fig. 10.17, b), cu inele de fretare ovale (fig. 10.17, c).

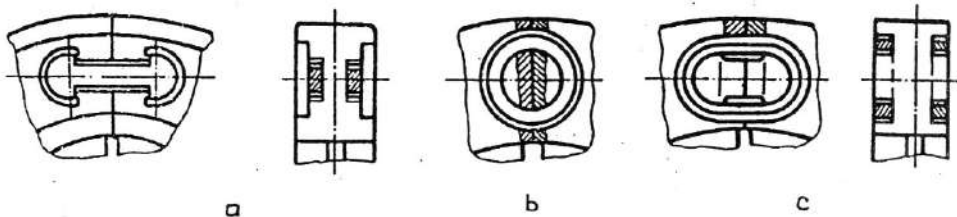


Fig. 10.17

10.5. Asamblări prin strângere pe con

Asamblările prin strângere pe con sunt asamblări demontabile, realizate prin deformarea elastică a pieselor asamblate (la montaj), prin deplasarea axială relativă forțată a acestora.

Tehnologic, asamblările prin strângere pe con se realizează prin prelucrarea conică a capătului de arbore și a alezajului butucului, deplasarea axială forțată fiind realizată cu ajutorul unor piulițe sau șuruburi (fig. 10.18). Pentru a nu prelucra conic capătul de arbore, tehnologia fiind pretențioasă, se folosesc bușe intermediare conice la exterior, forța axială de strângere fiind realizată de o piuliță crenelată (fig. 10.19).

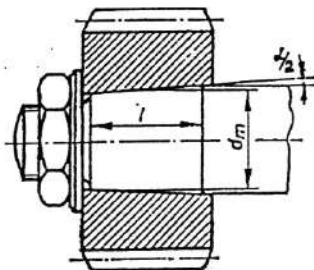


Fig. 10.18

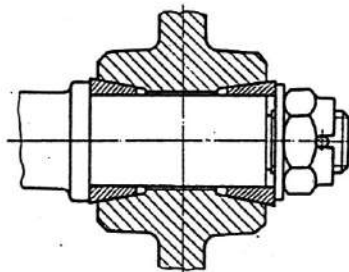


Fig. 10.19

Între piesele asamblării, sarcina se transmite prin frecare, între momentul de frecare M_f , la nivelul diametrului mediu d_m (fig. 10.20), și momentul ce trebuie transmis M , impunându-se condiția

$$M_f = \mu \frac{F_n}{2} d_m \geq c M, \quad (10.7)$$

în care: μ este coeficientul de frecare de alunecare (de regulă, $\mu = 1,15 \dots 0,2$); F_n – forța normală ce se dezvoltă între suprafețele în contact, în urma deplasării relative a pieselor asamblării; c – coeficient de siguranță ($c = 1,1 \dots 1,3$ [8, 10, 13]).

Legătura dintre forța axială de tensionare Q și forța normală în zona de contact F_n , se stabilește scriind ecuația de echilibru a arborelui (v. fig. 10.20)

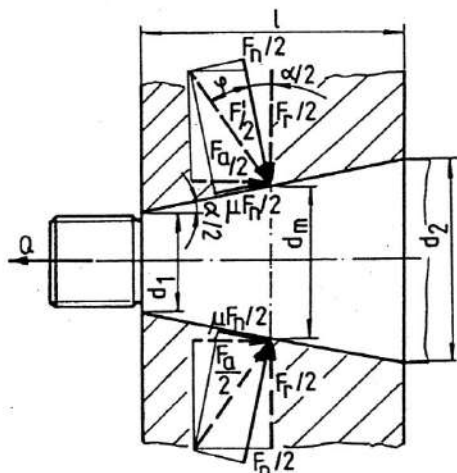


Fig. 10.20

$$Q = F_a = F' \sin\left(\frac{\alpha}{2} + \varphi\right) = F_n \frac{\sin\left(\frac{\alpha}{2} + \varphi\right)}{\cos \varphi}, \quad (10.8)$$

în care: $\varphi = \arctan \mu$; α – unghiul conului (pentru capete conice de arbori, STAS 8724/4-71, pe care sunt montate roți de curea, roți dințate etc., se recomandă o conicitate $K = 1:10$ ($\alpha = 5^\circ 43' 29''$). Din relațiile (10.7) și (10.8), rezultă

$$Q = \frac{2c M_t \sin\left(\frac{\alpha}{2} + \varphi\right)}{\mu d_m \cos \varphi}, \quad (10.9)$$

forță la care se calculează asamblarea filetată ce realizează strângerea, respectiv momentul necesar la cheie.

Pentru o lungime de butuc l cunoscută, se poate face verificarea la strivire, înlocuind suprafața conică reală cu o suprafață cilindrică, de diametru d_m , sollicitată de forța normală F_n . Se obține tensiunea de strivire

$$\sigma_s = \frac{F_n}{\pi d_m l} = \frac{2c M_t}{\mu d_m} \frac{1}{\pi d_m l} \leq \sigma_{as} \approx 50 \text{ MPa}, \quad (10.10)$$

respectiv se poate determina lungimea necesară a butucului

$$l_{nec} = \frac{2c M_t}{\pi d_m^2 \mu \sigma_{as}}. \quad (10.11)$$

Asamblările prin strângere pe con se folosesc pentru fixarea unor roți de transmisie pe capetele de arbori (fig. 10.21), la fixarea rulmenților cu ajustaj conic la inelul interior (fig. 10.22) etc.

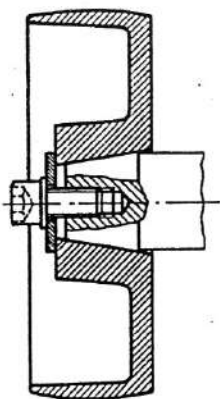


Fig. 10.21

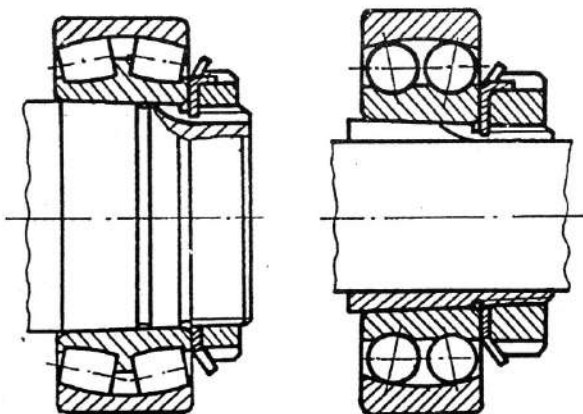


Fig. 10.22

10.6. Asamblări cu inele tronconice

Aceste asamblări – cunoscute și sub denumirea de *asamblări cu pene inelare* – sunt asamblări fixe și se utilizează la solidarizarea butucilor pe arbori. Asamblările se realizează cu una sau mai multe perechi de inele (un inel interior și un inel exterior), aflate în contact reciproc pe suprafețe conice, iar în contact cu arborele și butucul pe suprafețe cilindrice

(fig. 10.23, *a* – asamblare cu o singură pereche de inele; *b* – asamblare cu patru perechi de inele montate în serie, în aceeași poziție; *c* – asamblare cu două grupuri de câte două perechi de inele montate invers și strânse de la ambele capete ale butucului) [8, 9].

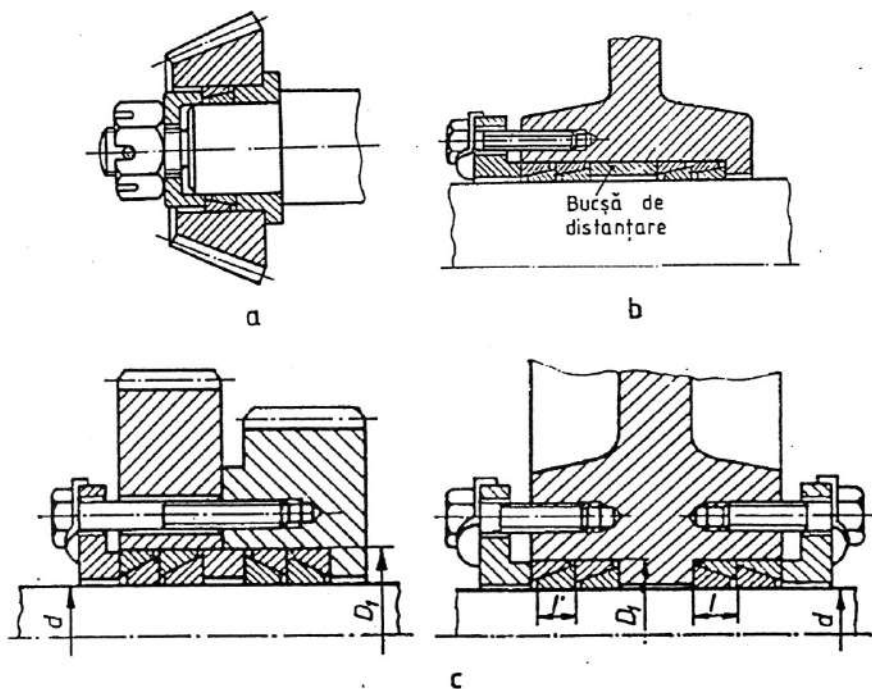


Fig. 10.23

Prin strângerea piulițelor sau a șuruburilor de fixare, inelele – venind în contact pe suprafețe conice – se deformează elastic și vin în contact cu arborele și cu butucul. Ca urmare a acestor apăsări reciproce, asamblarea transmite momentul de torsiune prin intermediul forțelor de frecare care apar între elementele în contact. Pentru a ușura montajul, între inele și piesele de asamblat se prevăd jocuri radiale j . Ca atare, la montaj, inițial, este necesar să se anuleze acest joc și apoi se ajunge la împingerea inelelelor cu forța Q , necesară pentru crearea forței radiale F , respectiv a forței de frecare μF , care dă naștere momentului de frecare.

Schema de calcul, considerând același coeficient de frecare între inele și între acestea și arbore, respectiv butuc, este prezentată în tabelul 10.13.

În cazul unei singure perechi de inele, momentul de frecare transmis de asamblare este

$$M_{f1} = \mu \frac{d}{2} \frac{Q_1}{\tan(\alpha + \varphi) + \tan \varphi} \quad (10.12)$$

În cazul mai multor perechi de inele, forța axială de apăsare Q_i , a perechii i de inele, se reduce, în progresie geometrică, cu rația

$$q = \frac{\tan \alpha}{\tan \alpha + 2\mu} \quad (10.13)$$

Tabelul 10.13. Relații de calcul și recomandări pentru proiectarea asamblărilor prin inele tronconice [8, 9]

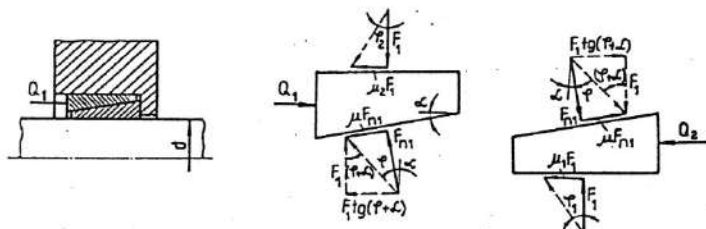


Fig. 1

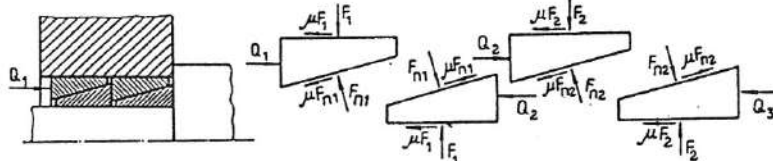


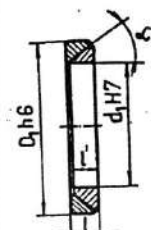
Fig. 2

Elementul de calcul	Simbol și unitate de măsură	Relații de calcul. Recomandări
Alegerea dimensiunilor inelelor tronconice	$d_1, D_1, l, l',$ mm α , grade	Se aleg din tabelul 10.14, cu condiția $d_1 = d$ $\alpha = 12^\circ \dots 17^\circ$; de regulă $\alpha = 17^\circ$
Schema de calcul a asamblărilor		Cu o pereche de inele (fig. 1) Cu două perechi de inele (fig. 2)
Forța de apăsare dintre arbore și inelul interior, corespunzător primei perechi de inele tronconice	F_1 , N	$F_1 = \frac{2c M_t}{\mu d K}$ $c = 1,5 \dots 3$ – coeficientul de siguranță la patinare $\mu = 0,15$ – coeficientul de frecare dintre piesele asamblării K – coeficientul de multiplicare a momentului de frecare $K = 1; 1,5; 1,75; 1,875$ – pentru una, două, trei, respectiv patru perechi de inele montate în serie (v. fig. 10.23, a și b) $K = 2; 1,5$ – pentru două, respectiv patru perechi de inele montate și strânse de la ambele capete ale butucului (v. fig. 10.23, c)
Forța axială de împingere a primei perechi de inele tronconice	Q_1 , N	$Q_1 = F_1 [\tan(\alpha + \varphi) + \tan\varphi]$ $\varphi = \arctan \mu$

Tabelul 10.13 (continuare)

Elementul de calcul	Simbol și unitate de măsură	Relații de calcul. Recomandări
Forța axială de împingere, necesară pentru anularea jocurilor radiale inițiale dintre inele și arbore, respectiv butuc	Q_0 , N	$Q_0 = \frac{2A_j}{d_m} E \tan(\alpha + \varphi)$, când se cunoaște jocul radial j dintre inelul exterior și butuc, înainte de montaj A_j – aria secțiunii unui inel $d_m = (D_1 + d_1)/2$ – diametrul mediu al inelelor $E = (2,1 \dots 2,15) \cdot 10^5$ MPa – modulul de elasticitate al materialului inelelor Dacă nu se cunoaște j , se recomandă: $Q_0 = 10^4$ N – pentru $d = 12 \dots 75$ mm $Q_0 = 300d$ – pentru $d = 80 \dots 300$ mm
Verificarea arborelui la strivire	σ_s , MPa	$\sigma_s = \frac{F_1}{\pi d l'} \leq \sigma_{as}$ $\sigma_{as} = 85$ MPa – rezistența admisibilă la strivire
Verificarea sau dimensionarea șruburilor de strângere	σ_s , MPa d_{1s} , mm	$\sigma_t = \frac{4 \cdot 1,3(Q_0 + Q_1)}{z \pi d_{1s}^2} \leq \sigma_{at}$, pentru verificare*) $\sigma_{at} = \sigma_{02}/c_s$ σ_{02} – limita de curgere a materialului șruburilor $c_s = 2,5$ – valoarea uzuală a coeficientului de siguranță z – numărul de șruburi d_{1s} – diametrul interior al filetului $d_{1s} = \sqrt{\frac{4 \cdot 1,3(Q_0 + Q_1)}{z \pi \sigma_{at}}}$, pentru dimensionare*)
*) Coeficientul 1,3 ține seama de faptul că tija șrubului este solicitată, în timpul montajului, și la torsiune.		

Tabelul 10.14. Dimensiuni ale inelelor tronconice [8, 9]

	d_1	D_1	l	r	d_1	D_1	l	r	d_1	D_1	l	r
	12	15	4,5	3,5	40	45	8	6,8	85	98	11	9,2
14	18	6,3	5,3	42	48	8	6,8	90	98	11	9,2	
16	20	6,3	5,3	45	52	8	6,8	95	102	11	9,2	
18	22	6,3	5,3	48	55	8	6,8	100	108	11	9,2	
20	25	6,3	5,3	50	56	8	6,8	120	130	12	9,8	
22	26	6,3	5,3	55	62	9	7,6	140	150	12	9,8	
25	29	6,3	5,3	56	63	9	7,6	160	172	14	11,6	
28	32	6,3	5,3	60	67	9	7,6	180	192	16	13,4	
30	35	6,3	5,3	63	70	9	7,6	200	212	16	13,4	
32	36	6,3	5,3	65	72	9	7,6	220	234	18	15	
35	40	7	6	71	78	10	8,4	250	264	20	16,8	
36	42	7	6	75	82	10	8,4	280	296	22	18,3	
38	44	7	6	80	88	10	8,4	300	316	22	18,3	

a cărei valoare uzuală, pentru $\alpha = 17^\circ$ și $\mu = 0,15$, este $q = 0,5$. Ca rezultat a acestei scăderi a forței axiale de apăsare, scad și forțele radiale de apăsare și momentele de frecare corespunzătoare. Momentul de frecare al perechii i de inele este

$$M_{fi} = M_{f1} q^{i-1}, \quad (10.14)$$

iar momentul total de transmis de n perechi de inele montate în serie, în același mod (v. fig. 10.23, b),

$$M_f = \sum_{i=1}^n M_{fi} = M_{f1} \sum_{i=1}^n q^{i-1}. \quad (10.15)$$

În cazul montării inelelor în grupe de n perechi de inele dispuse invers și strânse de la ambele capete ale butucului, rezultă (v. fig. 10.23, c)

$$M_f = m \sum_{i=1}^n M_{fi} = m M_{f1} \sum_{i=1}^n q^{i-1}, \quad (10.16)$$

m fiind numărul de grupe de perechi de inele.

Relațiile pentru calculul asamblărilor cu inele tronconice sunt prezentate în tabelul 10.13, iar dimensiuni ale inelelor tronconice sunt date în tabelul 10.14.

10.7. Asamblări pe contur poligonal (profilate)

Asamblările pe contur poligonal sunt asamblări fixe – mai rar mobile – folosite pentru fixarea butucilor pe arbori, în cazul unor momente de torsiune mici și medii. Suprafețele în contact pot fi plane sau curbe, ele definind asamblările cel mai des folosite – cu profil triunghiular, pătrat și hexagonal.

Asamblarea cu profil triunghiular (fig. 10.24) prezintă o serie de *avantaje* [8, 10, 13]: capacitate de a transmite momente de torsiune mari și de a prelua sarcini dinamice; asigurarea centrării precise a pieselor asamblate; concentrări reduse de tensiuni. În același timp însă realizarea și utilizarea asamblărilor cu profil triunghiular sunt legate de unele *dezavantaje*: apariția unor tensiuni radiale mari, care conduc la deformarea pieselor asamblate; necesitatea unor utilaje speciale pentru execuție; nu se pot folosi în condițiile deplasării butucului sub sarcină; greutatea la înlocuirea pieselor, în condiții de reparații etc.

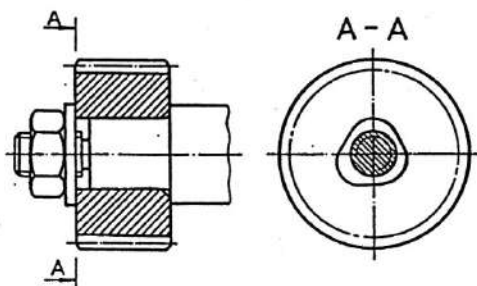


Fig. 10.24

Arborii cu profil triunghiular se prelucrează prin metoda copierii, pe strunguri, pe mașini de frezat sau de rectificat. Alezajul profilat din butuc se poate obține prin strunjire sau broșare.

Asamblările cu profil triunghiular pot avea diferite forme, definite prin forme specifice ale arborelui (fig. 10.25) – cu vârfuri rotunjite sau cu vârfuri ascuțite – menționând faptul că profilurile mai apropiate de triunghi sunt potrivite pentru asamblări mobile.

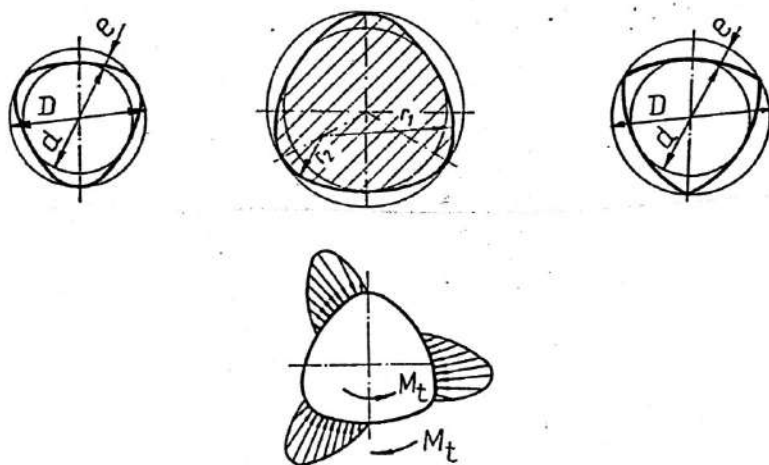


Fig. 10.25

Sarcina se transmite prin contact direct de la arbore la butuc (sau invers), asamblarea fiind solicitată la strivirea suprafețelor în contact. Distribuția sarcinilor, la o asamblare cu profil triunghiular, este neuniformă, iar pentru calcule se acceptă ipoteza distribuției triunghiulare a presiunii, pe jumătate din latura poligonului.

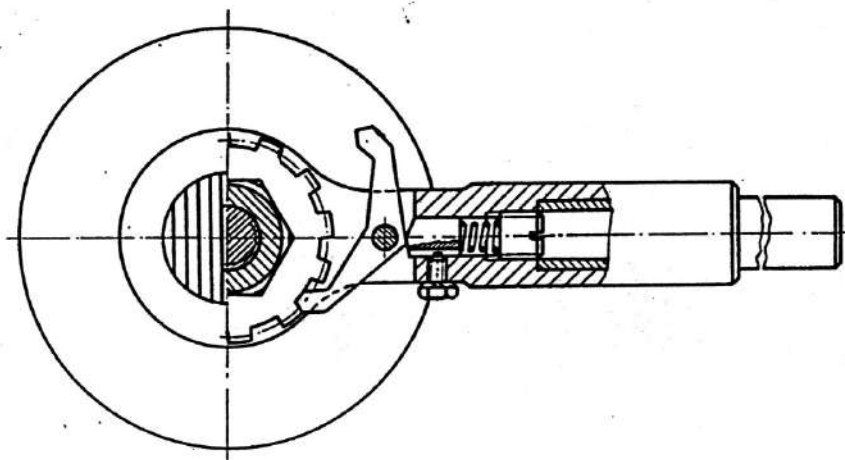
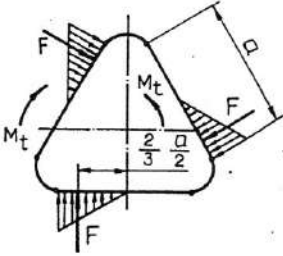
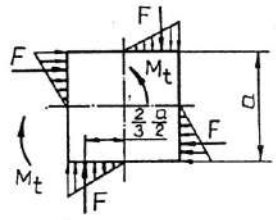
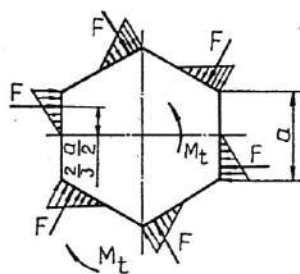


Fig. 10.26

Asamblările cu profil pătrat și hexagonal se folosesc, cu precădere la montarea roților de clichet pe șuruburile unor cricuri (fig. 10.26) și la montarea unor pârgșii pe arbori. Nu se pot executa la precizii ridicate, pe colțuri apărând concentratori de tensiuni.

Relațiile de calcul pentru asamblările cu contur triunghiular, pătrat și hexagonal sunt prezentate în tabelul 10.15.

Tabelul 10.15. Relații de calcul pentru asamblarea pe contur polygonal (profilate) [5, 6]

Schema de calcul	Elementul ce se calculează și unitățile de măsură	Relații de calcul
Toate profilele	F_{cap} , N	$F_{cap} = \frac{a}{2} l \frac{\sigma_{as}}{2} = \frac{al}{4} \sigma_{as}$
Profil triunghiular 	$M_{l\ cap}$, N mm	$M_{l\ cap} = 3F_{cap} \frac{2}{3} \frac{a}{2} = \frac{a^2 l}{4} \sigma_{as} \geq M_l$
	σ_s , MPa	$\sigma_s = \frac{4 M_l}{a^2 l} \leq \sigma_{as}$
Profil pătrat 	$M_{l\ cap}$, N mm	$M_{l\ cap} = 4F_{cap} \frac{2}{3} \frac{a}{2} = \frac{a^2 l}{3} \sigma_{as} \geq M_l$
	σ_s , MPa	$\sigma_s = \frac{3 M_l}{a^2 l} \leq \sigma_{as}$
Profil hexagonal 	$M_{l\ cap}$, N mm	$M_{l\ cap} = 6F_{cap} \frac{2}{3} \frac{a}{2} = \frac{a^2 l}{2} \sigma_{as} \geq M_l$
	σ_s , MPa	$\sigma_s = \frac{2 M_l}{a^2 l} \leq \sigma_{as}$

- $\sigma_{as} = 85$ MPa – pentru arbori și butuci din oțel.
- latura a a profilului se alege constructiv, în funcție de diametrul d al arborelui.

Bibliografie

1. Bureš, V. ș.a. *Části strojů*. I. Praha, SNTL - Nakladatelství technické literatury, 1968.
2. Chișiu, A. ș.a. *Organe de mașini*. București, Editura Didactică și pedagogică, 1976 și 1981.
3. Deker, K.H. *Verbindungs-elemente*. München, Carl Hanser Verlag, 1963.
4. Drăghici, I. ș.a. *Organe de mașini*. Vol. I. Universitatea din Brașov, 1980.
5. Drăghici, I. ș.a. *Îndrumar de proiectare în construcția de mașini*. Vol. II. București, Editura Tehnică, 1982.
6. Drăghici, I. ș.a. *Organe de mașini. Probleme*. București, Editura Didactică și Pedagogică, 1980.
7. Gafițanu, M. ș.a. *Organe de mașini*. Vol. I. București, Editura Tehnică, 1981.
8. Jula, A. ș.a. *Organe de mașini*. Vol. I. Universitatea din Brașov, 1986.
9. Manea, Gh. *Organe de mașini*. Vol. I. București, Editura Tehnică, 1970.
10. Matek, W., Muhs, D., Wittel, H. *Maschinenelemente*. Friedr. Vieweg & Sohn, Braunschweig/Wiesbaden, 1987.
11. Niemann, G. *Maschinenelemente*. Vol. I. Berlin – Heidelberg – New York, Springer Verlag, 1975.
12. Rădulescu, C.D. ș.a. *Organe de mașini*. Vol. I. Universitatea din Brașov, 1981.
13. Reșetov, D.N. *Machine design*. Moscova, Mir Publishers, 1978.

11

ELEMENTE ELASTICE ȘI DE AMORTIZARE

11.1. Considerații generale

Arcurile sunt organe de mașini care realizează o legătură elastică între anumite elemente ale mașinilor, mecanismelor, aparatelor etc. Prin forma lor și prin proprietățile elastice deosebite ale materialelor din care sunt executate, arcurile se deformează elastic, în limite largi, sub acțiunea unor sarcini exterioare. În timpul deformării elastice, arcurile înmagazinează lucrul mecanic efectuat de sarcina exterioară sub formă de energie de deformație, pe care o restituie în perioada de revenire la starea inițială.

Arcurile se folosesc în cele mai variate scopuri, ca [1, 2, 6, 9, 10, 11, 13, 14, 15, 17]:

- amortizarea șocurilor și vibrațiilor (suspensiile autovehiculelor; cuplajele elastice; cârligele de macara etc.);
- acumularea de energie, care urmează să fie restituită ulterior, treptat sau brusc (arcurile aparatelor pentru măsurarea timpului; arcurile motoare ale diverselor mecanisme; arcurile unor mașini pentru determinarea caracteristicilor mecanice ale metalelor etc.);
- măsurarea forțelor și momentelor, prin utilizarea dependenței dintre sarcină și deformația arcului (chei dinamometrice; dinamometre; cântare; standuri de încercări);
- limitarea sarcinilor sau reglarea debitelor (cuplaje de siguranță; supape);
- exercitarea unei forțe elastice permanente (mecanismul camă-tachet; întinzătoare; cuplaje de siguranță etc.);
- modificarea frecvenței proprii a unor sisteme mecanice.

După forma constructivă, arcurile pot fi elicoidale, bară de torsiune, spirale plane, în foi, inelare, disc, bloc. După modul de acționare a sarcinii exterioare, acestea sunt de compresiune, de tracțiune, de încovoiere, de torsiune, solicitarea principală a materialului putând fi tracțiunea - compresiunea, încovoierea sau torsiunea.

Prin caracteristica unui arc se înțelege curba care reprezintă dependența dintre sarcina exterioară care acționează asupra sa (forță sau moment) și deformația elastică produsă de aceasta (săgeată sau unghi).

Rigiditatea unui arc este definită prin panta curbei care reprezintă caracteristica arcului. Arcurile cu caracteristică liniară au rigiditate constantă, iar cele cu caracteristică neliniară au rigiditatea variabilă, progresivă sau regresivă (fig. 11.1).

Rigiditatea constantă este definită prin relațiile

$$c = \frac{F}{\delta}; c' = \frac{M_l}{\theta}, \quad (11.1)$$

unde F , M_l reprezintă sarcinile exterioare care încarcă arcul; δ , θ - deformația liniară (săgeata arcului), respectiv, deformația unghiulară (unghiul de răsucire), iar rigiditatea variabilă este dată de relațiile

$$c = \frac{dF}{d\delta}; c' = \frac{dM_l}{d\theta}. \quad (11.2)$$

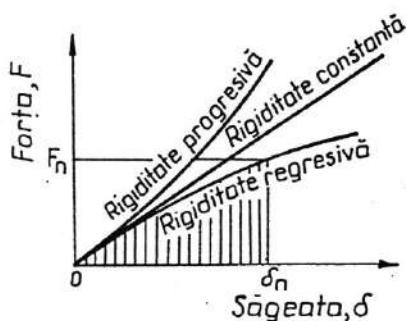


Fig. 11.1

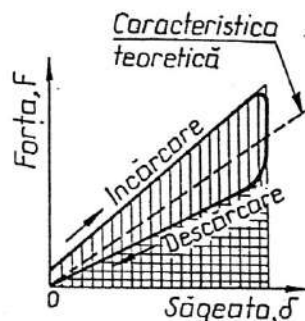


Fig. 11.2

Suprafața dintre caracteristica arcului și abscisa sistemului de coordonate reprezintă lucrul mecanic de deformare, care poate fi calculat cu relațiile:

$$L = \frac{1}{2} F \delta = \frac{1}{2} c \delta^2; L = \frac{1}{2} M, \theta = \frac{1}{2} c' \theta^2 \quad (11.3)$$

pentru arcurile cu caracteristică liniară, respectiv cu

$$L = \int_0^{\delta} F d\delta; L = \int_0^{\theta} M, d\theta \quad (11.4)$$

pentru arcurile cu caracteristică neliniară.

La arcurile compuse din elemente suprapuse (arcuri în foi, arcuri inelare), la încărcare trebuie învinsă frecarea dintre elementele componente și numai după aceea sarcina exterioară provoacă deformarea arcului (fig. 11.2). La descărcare, fenomenele sunt analoge în sensul că în primul moment frecarea se opune revenirii arcului la starea inițială. Suprafața cuprinsă între cele două ramuri încărcare - descărcare a caracteristicii reprezintă lucrul mecanic de frecare, iar suprafața dintre caracteristica de descărcare și abscisă reprezintă lucrul mecanic de deformare.

11.2. Materiale

Principalele calități impuse materialelor pentru arcuri sunt: rezistență la rupere ridicată; proprietăți elastice deosebite; rezistență la oboseală ridicată. În anumite condiții de funcționare, sunt impuse și anumite calități speciale, ca: rezistență la temperaturi ridicate; rezistență la coroziune; lipsa proprietăților magnetice; dilatație termică redusă; independența comportării elastice față de temperatură.

Ca materiale pentru confecționarea arcurilor se folosesc, cu precădere, oțelurile, iar în anumite condiții funcționale se folosesc materiale neferoase sau nemetalice.

Oțelurile folosite în construcția arcurilor sunt oțeluri carbon de calitate (OLC 55A, OLC 65A, OLC 75A, OLC 85A), oțelurile aliate cu Cr, Mn, Si, Mo, V, W sau oțeluri termorezistente aliate cu Ni. Elementele de aliere îmbunătățesc rezistența și tenacitatea (Si), călibilitatea și rezistența la rupere (Mn, Cr), rezistența la oboseală (V). Mărcile de oțeluri pentru arcuri sunt cuprinse în STAS 795-92 (tabelul 11.1).

Materialele neferoase se utilizează, în special, pentru arcurile care lucrează în câmpuri electrice. În afara alamei și bronzului, se folosesc și aliaje speciale, cunoscute sub denumirea de Monel, Monel K, Inconel, Inconel x [9].

Materialele nemetalice utilizate cel mai frecvent în construcția arcurilor sunt cauciucul și pluta.

Tabelul 11.1. Rezistențe admisibile pentru oțeluri de arc [6, 11, 20]

Marca oțelului (STAS 795-92)	Rezistența admisibilă la torsiune τ_{ad} , MPa		Indicații de folosire
	$d < 8$ mm	$d \geq 8$ mm	
OLC 55A	550	500	Arcuri elicoidale supuse la solicitări mici, arcuri spirale sau în foi
OLC 65A	500	460	Arcuri elicoidale, spirale sau în foi, supuse la solicitări moderate, statice sau oscilante, de lungă durată; temperatura de regim max. 150° C
OLC 75A	550	500	Arcuri elicoidale, spirale sau în foi, supuse la solicitări moderate, statice sau oscilante, de lungă durată; temperatura de regim max. 200° C
OLC 85A	560	520	Arcuri elicoidale, spirale sau în foi, supuse la solicitări relativ mari, statice sau oscilante, de lungă durată; temperatura de regim max. 200° C
51 Si 17A	600	480	Arcuri elicoidale și cu foi multiple pentru vehicule pe șine, supuse la solicitări moderate, statice sau oscilante
56 Si 17A	630	500	Arcuri elicoidale, în foi multiple și plăci elastice, supuse la solicitări medii, statice sau oscilante, de durată medie; temperatura de regim max. 180° C
51 VCr 11A	680	650	Arcuri elicoidale, în foi sau spirale, supuse la solicitări foarte mari, statice sau oscilante, de durată medie; temperatura de regim max. 150° C
60 Si 15A	680	600	Arcuri elicoidale, în foi, disc sau inelare, supuse la solicitări medii, statice sau oscilante, dedurată medie, destinate în special pentru vehicule; temperatura de regim max. 180° C

Observații

- Arcurile cu $d > 20$ mm se vor executa numai din 51 VCr 11A, 60 Si 15A, 56 Si 17A, iar pentru arcurile cu $d > 30$ mm se va prefera 60 Si 15A.
- Pentru arcurile de înaltă precizie se recomandă alegerea rezistenței admisibile τ_{ad} cu 25% mai mică decât valoarea indicată în tabel.

11.3. Arcuri bară de torsiune

Arcurile bară de torsiune sunt formate din bare drepte, de secțiune constantă pe toată lungimea activă. Secțiunea arcului poate avea diferite forme geometrice, cel mai frecvent fiind utilizată bara de torsiune cu secțiunea rotundă, care asigură o distribuție uniformă a tensiunii de torsiune pe întregul contur al secțiunii și o rectificare ușoară a suprafeței exterioare, operație necesară pentru mărirea rezistenței la oboseală.

Încărcarea se realizează cu ajutorul unor leviere, dispuse la unul din capete (fig. 11.3, a) sau la ambele capete (fig. 11.3, b), asupra cărora acționează forța exterioară F .

Forma constructivă a arcurilor bară de torsiune este prezentată în fig. 11.4, unde sunt prezentate și diferite forme de realizare a capetelor de fixare a arcului, precum și recomandări pentru alegerea dimensiunilor acestora. Pentru mărirea rezistenței la oboseală, trecerile dintre capetele de fixare și restul barei se execută cu raze de racordare mari, suprafețele active se rectifică, iar bara se tratează termic la 47...50 HRC [6, 9, 11].

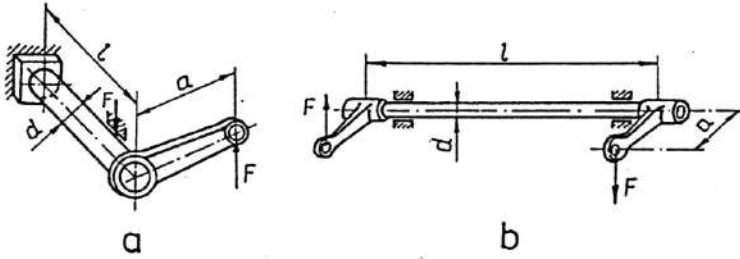


Fig. 11.3

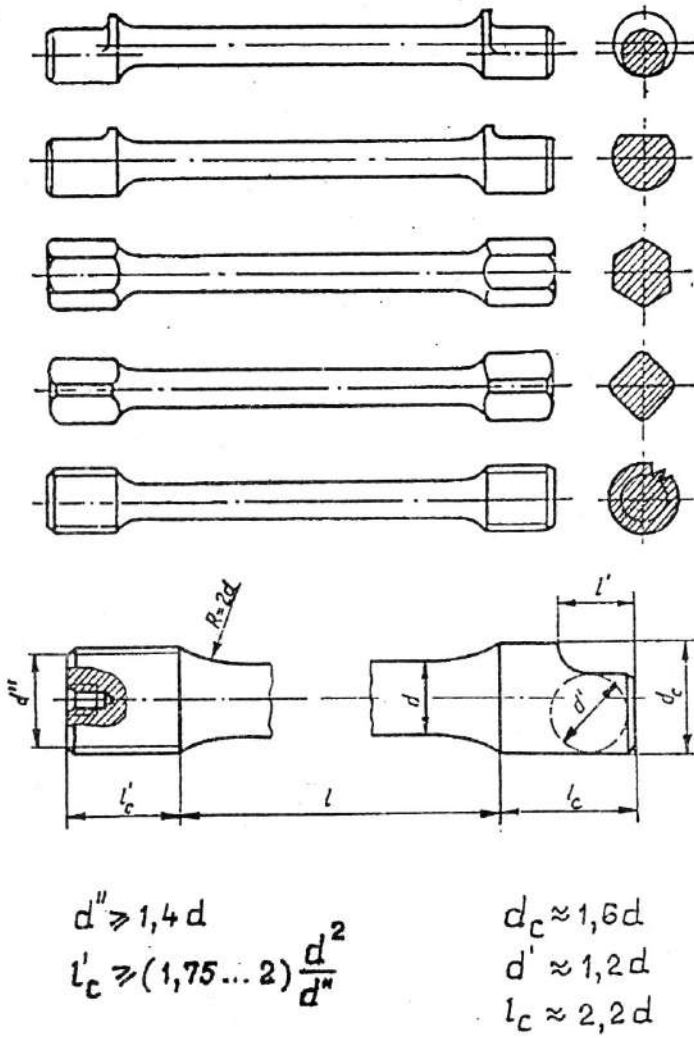


Fig. 11.4

Arcurile bară de torsiune au dimensiuni de gabarit relativ reduse, construcție simplă, montaj și întreținere ușoare, tehnologie de execuție relativ simplă, capacitate portantă mare și nu au frecări interioare. Ele se utilizează la suspensia unor autovehicule, la unele cuplaje elastice, la chei dinamometrice, la standuri de încercare [8].

Uneori se folosesc arcuri bară de torsiune compuse din mai multe bare de secțiune rotundă (fig. 11.5, a) sau dintr-un pachet de plăci de secțiune dreptunghiulară (fig. 11.5, b).

Calculul arcurilor bară de torsiune constă dintr-un calcul de rezistență la solicitarea de torsiune și un calcul la deformații. Schemele de calcul și relațiile pentru proiectarea acestor arcuri sunt prezentate în tabelul 11.2.

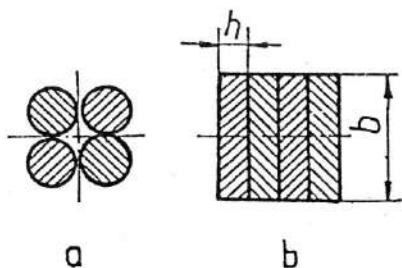


Fig. 11.5

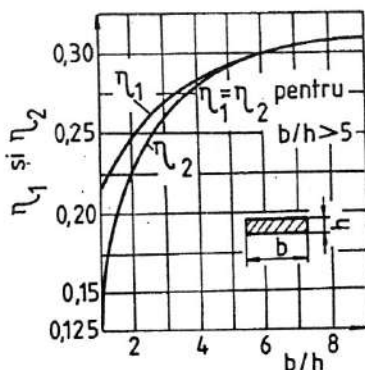


Fig. 11.6

Calculul arcurilor compuse din plăci dispuse în pachete este orientativ, deoarece nu ține seama de solicitările suplimentare care apar și nici de frecarea dintre plăci, motiv pentru care se recomandă reducerea rezistenței admisibile τ_{ad} .

În fig. 11.7 sunt prezentate forme constructive de arcuri bară de torsiune utilizate ca stabilizatoare de ruli la autovehicule [8].

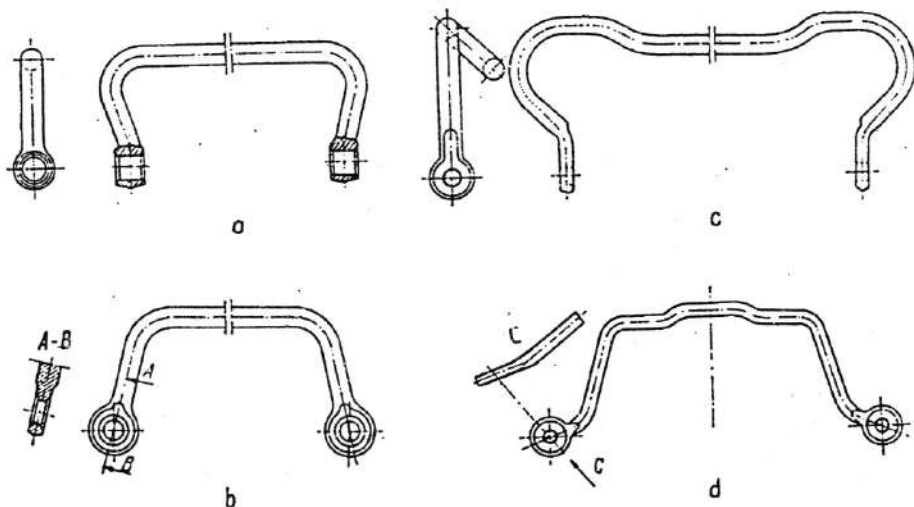


Fig. 11.7

Tabelul 11.2. Relații pentru proiectarea arcurilor bară de torsiune

ARC SIMPLU, CU SECȚIUNEA ROTUNDĂ	
Calculul de rezistență	$\tau_t = \frac{M_t}{W_p} = \frac{Fa}{\frac{\pi d^3}{16}} \leq \tau_{at}; \quad d = \sqrt[3]{\frac{16Fa}{\pi \tau_{at}}}; \quad \tau_{at} = 600 \dots 800 \text{ MPa}$
Calculul la deformații	$\theta = \frac{M_t l}{G I_p} = \frac{F a l}{G \frac{\pi d^4}{32}}; \quad l = \theta \frac{G \pi d^4}{32 F a}; \quad \delta = \theta \frac{a}{2}$
Rigiditatea	$c' = \frac{M_t}{\theta} = \frac{G I_p}{l} = \frac{G \pi d^4}{32 l}$
ARC COMPUS DIN PLĂCI DISPUSE ÎN PACHET	
Calculul de rezistență	$\tau_t = \frac{M_t}{W_p} = \frac{M_t}{z \eta_1 b h^2} \leq \tau_{at}$ <p>z - numărul de plăci din pachet; $\frac{b}{h} < 5$; η_1 - din fig. 11.6</p>
Calculul la deformații	$\theta = \frac{M_t l}{z G \eta_2 b h^3}; \quad l = \theta \frac{z G \eta_2 b h^3}{M_t}; \quad \eta_2 - \text{din fig. 11.6}$
Rigiditatea	$c' = \frac{M_t}{\theta} = \frac{z G \eta_2 b h^3}{l}$
<p><i>Observație:</i> Pentru solicitările dinamice, în cazul oțelului de arc călit, cu $\sigma_r = 1200 \dots 1600 \text{ MPa}$ și $\sigma_{02} = 1000 \dots 1030 \text{ MPa}$, se poate considera $\tau_{at} = \tau_m \pm 0,5 \tau_a$. Pentru oțeluri Cr - Si sau Cr - V și $d = 20 \dots 25 \text{ mm}$, se poate considera orientativ $\tau_a = 150 \dots 180 \text{ MPa}$, τ_m fiind tensiunea medie a ciclului de solicitare [8].</p>	

Tabelul 11.3. Sârme pentru arcuri elicoidale (extras din STAS 892-89 și 893-89)

Tipul semi-fabricatului	Tipul oțelului	Dimensiunile secțiunii transversale a semifabricatului, mm																		
		d	0,2	0,25	0,3	0,35	0,4	0,45	0,5	0,55	0,6	0,7	0,8	0,9	1,0	1,1	1,2	1,3	1,4	
Sârmă rotundă	Oțel carbon	d	1,5	1,6	1,8	2,0	2,2	2,4	2,5	2,8	3,0	3,5	4,0	4,5	5,0	5,5	6,0	7,0	-	-
		d	3,0	3,2	3,5	3,6	4,0	4,5	5,0	5,5	5,6	6,0	6,5	7,0	8,0	8,0	9,0	10	11	12,5
Sârmă pătrată	Oțel	a	3,0	3,2	3,6	4,0	4,5	5,0	5,5	6,0	7,0	8,0	9,0	10	-	-	-	-	-	-
		a	4,0	4,5				5,0						6,0						7,0
Sârmă lată	aliat	b	2,0	1,5	2,0	1,0	1,5	2,0	2,5	3,0	0,5	1,0	1,5	2,0	2,5	3,0	3,0	1,0	1,5	2,0
		a	7,0				8,0							9,0						10
		b	2,5	3,0	0,5	1,0	1,5	2,0	2,5	3,0	1,0	1,5	2,0	2,5	3,0	1,5	2,0	2,5	3,0	2,5

Observații:

- După rezistența la rupere, sârmele din oțel carbon se clasifică în trei calități (STAS 893-89): cu rezistență scăzută - RS; cu rezistență medie - RM; cu rezistență ridicată - RR. În cazurile speciale, la simbolurile calității se adaugă litera s (supapă, ventile etc.). Simbolul sârmei cuprinde: denumirea, simbolul calității, diametrul sârmei, grupa de abateri limită (A sau B) și numărul standardului. Exemplu: sârmă RM - 2B STAS 893-89.
- Simbolul sârmei din oțel aliat (STAS 892-89) cuprinde: denumirea (sârmă rotundă, sârmă pătrată, sârmă lată), simbolul stării de livrare (numai pentru sârmă rotundă: TR - trasă - recoaptă, CTR - cojită - trasă - recoaptă, TRS - trasă - recoaptă - șlefuită), dimensiunile secțiunii și numărul standardului, separate printr-o linie oblică de marca oțelului. Exemplu: sârmă pătrată 4,5 x 4,5 STAS 892-89/51 și 17A.

11.4. Arcuri elicoidale

Arcurile elicoidale au o largă utilizare, fiind folosite în cele mai diverse scopuri, cum ar fi amortizarea șocurilor și vibrațiilor, acumularea de energie, exercitarea unei forțe elastice permanente, limitarea sarcinilor și reglarea debitelor, măsurarea forțelor, modificarea frecvenței proprii a unor sisteme mecanice.

Aceste arcuri se execută din sârmă sau bare de diferite secțiuni, înfășurate în elice, pe o anumită suprafață directoare, sârma fiind standardizată prin STAS 892-89 și 893-89 (tabelul 11.3).

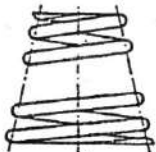
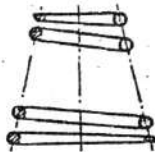
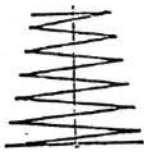
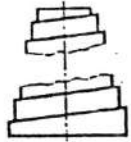
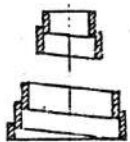

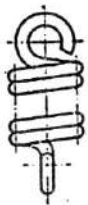
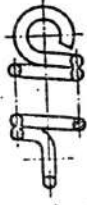

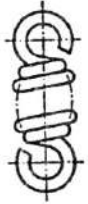


Arcurile cu diametrul spirei până la 8...10 mm se execută prin înfășurare la rece, iar arcurile cu secțiuni mai mari prin înfășurare la cald. Majoritatea arcurilor înfășurate la rece se execută din sârmă care a fost supusă tratamentului termic înainte de înfășurare, iar după înfășurare se supun operației de revenire. Arcurile înfășurate la cald și cele înfășurate la rece dar mai puternic solificate se călesc după înfășurare. Arcurile supuse coroziunii se vor proteja prin acoperiri.

După forma secțiunii spirei, arcurile elicoidale pot fi cu secțiune rotundă, pătrată, dreptunghiulară sau profilată. După forma suprafeței directoare, arcurile elicoidale pot fi cilindrice, conice, dublu conice, paraboloidale, hiperboloidale, prismatice etc. În funcție de modul de acționare a sarcinii exterioare, se disting arcuri elicoidale de compresiune, tracțiune și torsiune. Reprezentarea arcurilor elicoidale este reglementată prin SR EN ISO 2162-1:1997 (tabelul 11.4).

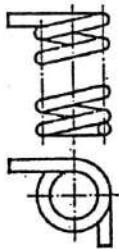
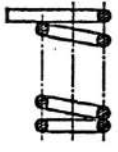
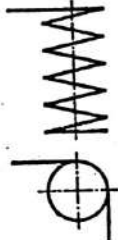
Tabelul 11.4. Reprezentarea arcurilor elicoidale (SR EN ISO 2162-1:1997)

Denumire	Reprezentare obișnuită		Reprezentare schematică
	În vedere	În secțiune	
ARCURI ELICOIDALE DE COMPRESIUNE			
Arc cilindric, cu secțiunea rotundă a materialului			
Arc cilindric, cu secțiunea pătrată a materialului			

Tabelul 11.4 (continuare)

Denumire	Reprezentare obișnuită		Reprezentare schematică
	În vedere	În secțiune	
ARCURI ELICOIDALE DE COMPRESIUNE			
Arc conic, cu secțiunea rotundă a materialului			
Arc conic, cu secțiunea dreptunghiulară a materialului (arc volut)			
ARCURI ELICOIDALE DE TRACȚIUNE			
Arc cilindric			
Arc dublu-paraboidal			

Tabelul 11.4 (continuare)

Denumire	Reprezentare obișnuită		Reprezentare schematică
	În vedere	În secțiune	
ARCURI ELICOIDALE DE TORSIUNE			
Arc cilindric			

11.4.1. Arcuri elicoidale de compresiune

Arcul elicoidal cilindric de compresiune cu secțiunea rotundă, prezentat în fig. 11.8, are următoarele elemente geometrice: d - diametrul spirei; D_m - diametrul de înfășurare; D_i - diametrul interior; D - diametrul exterior; t - pasul arcului nesolicitat; H_0 - lungimea arcului nesolicitat; α_0 - unghiul de înclinare a spirei arcului nesolicitat.

Prin prelucrarea spirelor de capăt se obțin suprafețe plane de rezemare a arcurilor elicoidale de compresiune, perpendicularare pe axa de simetrie a acestora.

Caracteristica elastică (dependența dintre forța care soliciță arcul și deformația acestuia) a unui arc elicoidal cilindric de compresiune este prezentată în fig. 11.9, unde s-au utilizat următoarele notații [6, 9, 11]: H_0 - lungimea arcului nesolicitat; F_1 - sarcina de montaj;

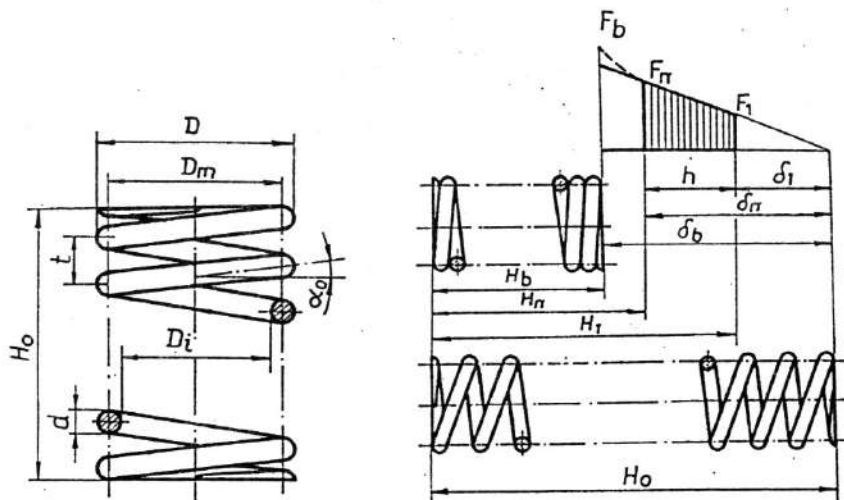
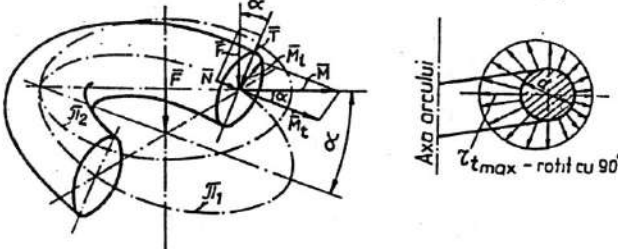
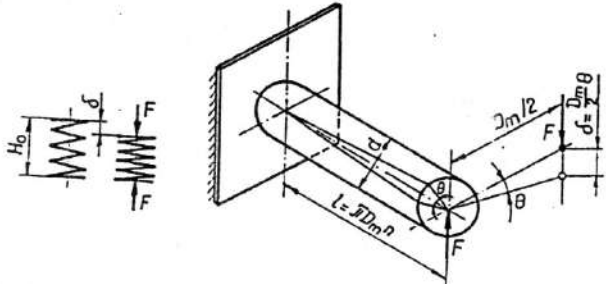


Fig. 11.8

Fig. 11.9

δ_1 - săgeata de montaj; H_1 - lungimea de montaj; F_n - sarcina maximă; δ_n - săgeata maximă; H_n - lungimea arcului la sarcina maximă; F_b - sarcina de blocare; δ_b - săgeata de blocare; H_b - lungimea arcului blocat (spiră pe spiră); h - cursa de lucru. Ca urmare a neuniformității pasului spirelor și a toleranțelor sârmei de arc, porțiunea finală a caracteristicii, la sarcini apropiate de F_b , poate deveni neliniară, motiv pentru care se recomandă ca $F_n \leq (0,8...0,9)F_b$. Domeniul hașurat al caracteristicii corespunde domeniului de funcționare al arcului.

Tabelul 11.5. Calculul de rezistență și la deformații a arcurilor elicoidale cilindrice de compresie [5, 6, 11]

CALCULUL DE REZISTENȚĂ	
	
Solicitări	<ul style="list-style-type: none"> • Torsiune $M_t = F(D_m/2)\cos\alpha$ • Încovoiere $M_i = F(D_m/2)\sin\alpha$ • Forfecare $T = F\cos\alpha$ • Tracțiune $N = F\sin\alpha$
Calculul la torsiune	$M_t = F(D_m/2); \quad \tau_t = \frac{M_t}{W_p} = \frac{F(D_m/2)}{\frac{\pi d^3}{16}} = \frac{8FD_m}{\pi d^3};$ $\tau_{t\max} = \frac{8KF D_m}{\pi d^3} = \frac{8KF i}{\pi d^2} \leq \tau_{ai}; \quad i = \frac{D_m}{d} \text{ - indicele arcului; } K = f(i)$
CALCULUL LA DEFORMAȚII	
	
Calculul săgeții arcului	$\delta_n = \frac{D_m}{2}\theta = \frac{D_m M_t l}{2 G I_p} = \frac{D_m F(D_m/2)\pi D_m n}{2 G \frac{\pi d^4}{32}} = \frac{8FD_m^3 n}{Gd^4} = \frac{8Fi^3 n}{Gd}$

Calculul arcurilor cuprinde un calcul de rezistență, la solicitarea principală, și un calcul la deformații, schemele de calcul și relațiile aferente fiind prezentate în tabelul 11.5.

În calculul de rezistență, spira arcului se consideră ca fiind o bară curbă, solicitată de forța F , orientată după axa arcului. Această forță se reduce, în centrul unei secțiuni normale pe axa spirei, la o forță \bar{F} paralelă cu axa arcului și un moment \bar{M} perpendicular pe aceasta. Componentele acestor vectori, \bar{T} și \bar{N} , respectiv \bar{M}_T și \bar{M}_N , supun spira la diferite solicitări, solicitarea principală fiind torsiunea, având în vedere că unghiul α are valori mici ($\alpha = 6^\circ \dots 9^\circ$). Datorită curburii spirei, tensiunea de torsiune nu se distribuie uniform pe periferia secțiunii acestuia, motiv pentru care relația de calcul se corectează cu un coeficient de formă al arcului K , mărimea acestuia fiind funcție de indicele arcului $i = D_m/d$.

Săgeata arcului reprezintă comprimarea acestuia, efect al răsucirii cu unghiul θ a barei de lungime $l = \pi D_m n$, care reprezintă lungimea arcului desfășurat.

Metodica de proiectare a arcurilor elicoidale cilindrice de compresiune este prezentată în tabelul 11.6, unde calculul de rezistență și la deformații se continuă cu calculul elementelor geometrice și cu întocmirea desenului de execuție, conform prescripțiilor cuprinse în SR EN ISO 2162-1:1997 (fig. 11.10).

Tabelul 11.6. Relații de calcul și recomandări pentru proiectarea arcurilor elicoidale cilindrice de compresiune cu secțiunea spirei circulară [5, 6, 11]

Elementul care se calculează sau se adoptă	Simbol și unitate de măsură	Relații de calcul. Recomandări
DATE DE PROIECTARE		
Forța de montaj	F_1, N	
Forța maximă (nominală)	F_m, N	
Cursa de funcționare	h, mm	
Condițiile de funcționare	–	Caracterul sarcinii, mediul de funcționare
ALEGEREA MATERIALULUI		
Simbol și STAS		Tabelul 11.1
Rezistența admisibilă la torsiune	τ_{at}, MPa	Tabelul 11.1
CALCULUL DE REZISTENȚĂ		
Indicele arcului	i	$i = \frac{D_m}{d} = 4 \dots 16$ Pentru arcuri cu rigiditate mare (arcuri tari) se recomandă valori mici ale lui i , iar pentru arcuri cu rigiditate mică (arcuri moi) se recomandă valori mari ale lui i .
Coeficientul de formă	K	$K = 1 + \frac{1,6}{i}$; v. și fig. 11.11
Diametrul spirei	d, mm	$d = \sqrt{\frac{8KF_n i}{\pi \tau_{at}}}$ - când nu se cunoaște valoarea diametrului mediu de înfășurare $d = \sqrt[3]{\frac{8KF_n D_m}{\pi \tau_{at}}}$ - când se cunoaște valoarea diametrului mediu de înfășurare (cuplaje și ambreiaje cu discuri de fricțiune)

Tabelul 11.6 (continuare)

Elementul care se calculează sau se adoptă	Simbol și unitate de măsură	Relații de calcul. Recomandări
Alegerea sârmei standardizate	Simbolizare STAS	<ul style="list-style-type: none"> • STAS 892-89 - pentru sârmă din oțel aliat pentru arcuri (v. tabelul 11.3) • STAS 893-89 - pentru sârmă din oțel carbon de calitate pentru arcuri (v. tabelul 11.3)
Diametrul mediu de înfășurare	D_m , mm	$D_m = i d$
CALCULUL LA DEFORMAȚII		
Rigiditatea impusă	c , N/mm	$c = \frac{F_n - F_1}{h}$
Numărul de spire active	n	$n = \frac{G d^4}{8 c D_m^3}$ - când rigiditatea c este impusă $n = \frac{G d^4}{8 F_n D_m^3} \delta_n$ - când săgeata δ_n este impusă prin tema de proiectare sau se alege de către proiectant
Săgeata maximă	δ_m , mm	$\delta_n = \frac{F_n}{c}$, când rigiditatea c este impusă $\delta_n = \frac{8 F_n D_m^3}{G d^4} n$, numărul de spire n adoptându-se de către proiectant
Săgeata de montaj	δ_1 , mm	$\delta_1 = \delta_n F_1 / F_n$
CALCULUL ELEMENTELOR GEOMETRICE		
Numărul total de spire	n_t	$n_t = n + n_r$ $n \leq 7; n_r = 1,5$ $n > 7, n_r = 1,5 \dots 3,5$
Lungimea arcului blocat	H_b , mm	$H_b \approx n_t d$
Pasul arcului nesolicitat	t , mm	$t = d + \frac{\delta_n}{n} + \Delta$; $\Delta \geq 0,1 d$
Lungimea arcului nesolicitat	H_0 , mm	$H_0 = H_b + n(t - d)$
Lungimea arcului montat	H_1 , mm	$H_1 = H_0 - \delta_1$
Lungimea arcului la sarcina maximă	H_n , mm	$H_n = H_0 - \delta_n$
Diametrul exterior	D , mm	$D = D_m + d$
Diametrul interior	D_i , mm	$D_i = D_m - d$
Unghiul de înclinare a spirei arcului nesolicitat	α_0 , grade	$\alpha_0 = \arctan \frac{t}{\pi D_m}$
Lungimea semifabricatului (sârmei) pentru arc	l_s , mm	$l_s = \frac{\pi D_m n_t}{\cos \alpha_0}$

Tabelul 11.6 (continuare)

Elementul care se calculează sau se adoptă	Simbol și unitate de măsură	Relații de calcul. Recomandări
Săgeata la blocarea arcului	δ_b , mm	$\delta_b = \delta_n + n\Delta = H_0 - H_b$
Sarcina de blocare	F_b , N	$F_b = F_n \frac{\delta_b}{\delta_n} > (1,1 \dots 1,25) F_n$ Dacă condiția nu este îndeplinită, se mărește Δ
ÎNTOCMIREA DESENULUI DE EXECUȚIE		
Conform SR EN ISO 2162-1:1997 (v. fig. 11.10)		

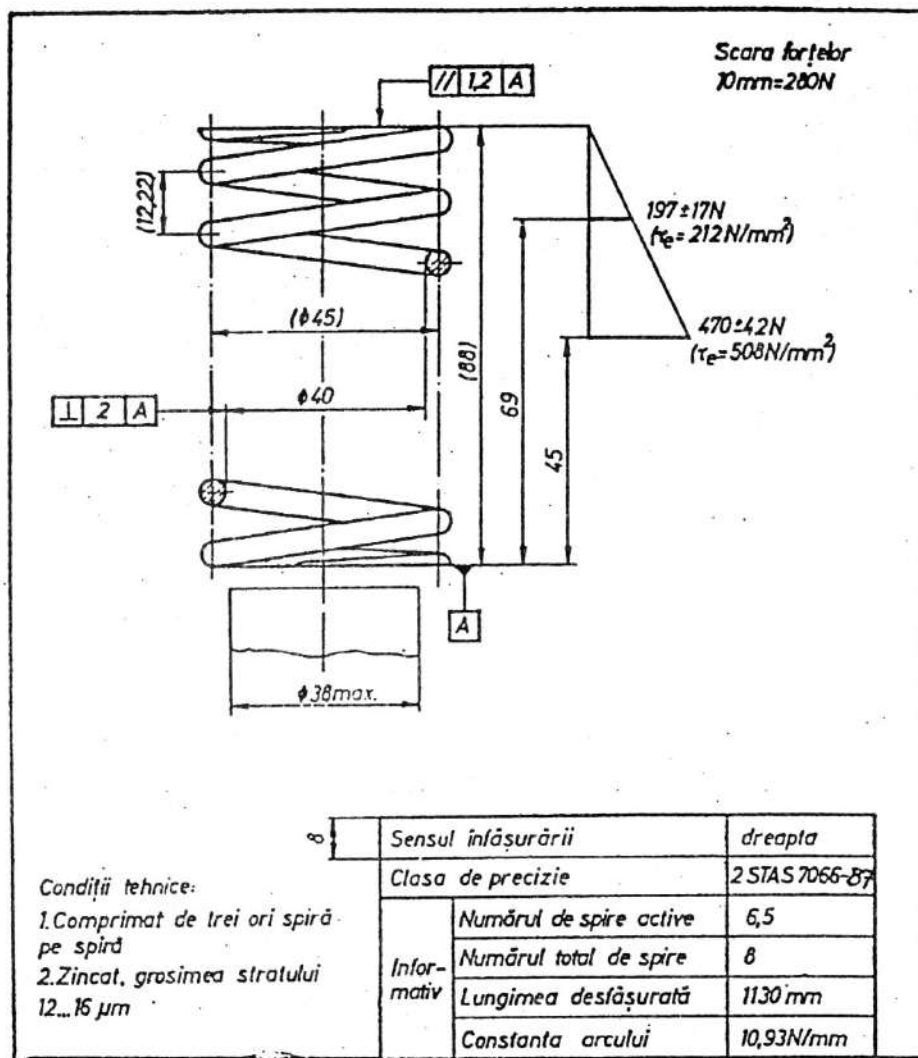


Fig. 11.10

Arcurile elicoidale cilindrice de compresie cu secțiunea spirei dreptunghiulară înmagazinează o cantitate sporită de energie, comparativ cu cele cu secțiunea spirei rotundă. Arcurile la care latura mare a dreptunghiului secțiunii este paralelă cu axa arcului (fig. 11.12, b) sunt utilizate când se urmărește realizarea unei caracteristici elastice cât mai apropiate de cea liniară (cântare de precizie), în mod obișnuit utilizându-se varianta la care această latură este perpendiculară pe axă (fig. 11.12, a) [8]. În fig. 11.12 sunt prezentate și câteva din elementele geometrice ale arcului. Relațiile pentru calculul acestor arcuri sunt analoage celor stabilite pentru arcurile cu secțiunea rotundă a spirei, metodologia de proiectare a arcurilor elicoidale cilindrice de compresie cu secțiunea spirei dreptunghiulară fiind prezentată în tabelul 11.7.

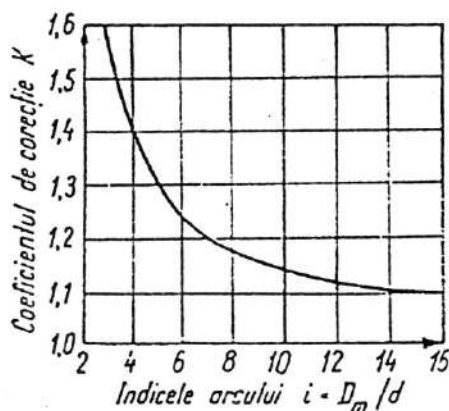


Fig. 11.11

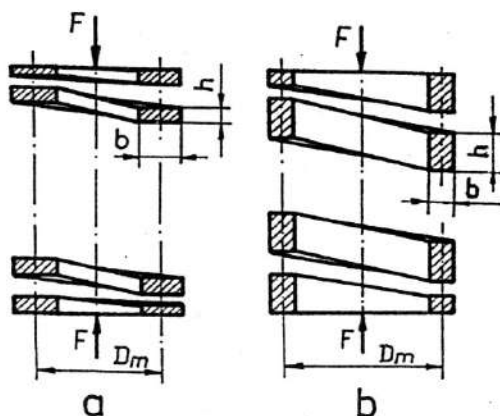


Fig. 11.12

Tabelul 11.7. Relații de calcul și recomandări pentru proiectarea arcurilor elicoidale cilindrice de compresie cu secțiunea spirei dreptunghiulară (v. fig. 11.12) [6]

Elementul care se calculează sau se adoptă	Simbol și unitate de măsură	Relații de calcul. Recomandări
DATE DE PROIECTARE		
Sarcina maximă	F_m , N	
Săgeata maximă sau numărul spirelor active	δ_m , mm n	
Condițiile de funcționare	—	Caracterul sarcinii, mediul de funcționare etc.
ALEGEREA MATERIALULUI		
Simbol și STAS		Tabelul 11.1
Rezistența admisibilă la torsiune	τ_{at} , MPa	Tabelul 11.1
CALCULUL DE REZISTENȚĂ		
Indicele arcului	i	$i = \frac{D_m}{b}; i \geq 4$
Suprafața secțiunii transversale	bh , mm ²	$bh = \left(\frac{F_n \Omega D_m}{\tau_{at}} \right)^{\frac{2}{3}}; \quad \Omega - \text{din fig. 11.13}$

Tabelul 11.7 (continuare)

Elementul care se calculează sau se adoptă	Simbol și unitate de măsură	Relații de calcul. Recomandări
Diametrul de înfășurare	D_m , mm	$D_m = i b$
Sarcina maximă (în cazul în care nu este indicată prin temă)	F_n , N	$F_n = \frac{(bh)^2 \tau_{at}}{\Omega D_m}$
CALCULUL LA DEFORMAȚII		
Săgeata maximă (în cazul când nu este impusă prin temă)	δ_n , mm	$\delta_n = \frac{\varphi F_n D_m^3 n}{G (bh)^2}$ φ - din fig. 11.13 Numărul spirelor active n se adoptă
Numărul de spire active (când săgeata δ_n este impusă prin temă)	n	$n = \frac{G (bh)^2 \delta_n}{\varphi D_m^3 F_n}$
Numărul total de spire	n_t	$n_t = n + n_r$
Rigiditatea arcului	c , N/mm	$c = \frac{F}{\delta} = \frac{(bh)^2 G}{\varphi n D_m^3}$
CALCULUL ELEMENTELOR GEOMETRICE		
Lungimea arcului blocat	H_b , mm	$H_b = n_t h$
Pasul arcului nesolicitat	t , mm	$t = h + \frac{\delta_n}{n} + \Delta$ $\Delta \geq 0,1 h$
Lungimea arcului nesolicitat	H_0 , mm	$H_0 = H_b + n(t - h)$
Lungimea arcului montat	H_1 , mm	$H_1 = H_0 - \delta_1$ $\delta_1 = \delta_n \frac{F_1}{F_n}$ F_1 se adoptă în funcție de destinația arcului
Lungimea arcului la sarcină maximă	H_m , mm	$H_m = H_0 - \delta_n$
Săgeata la blocarea arcului	δ_b , mm	$\delta_b = \delta_n + n\Delta = H_0 - H_b$
Diametrul exterior	D , mm	$D = D_m + b$
Diametrul interior	D_i , mm	$D_i = D_m - b$
Unghiul de înclinare a spirei arcului nesolicitat	α_0 , grade	$\alpha_0 = \arctan \frac{t}{\pi D_m}$
Lungimea semifabricatului	l_s , mm	$l_s = \frac{\pi D_m n_t}{\cos \alpha_0}$

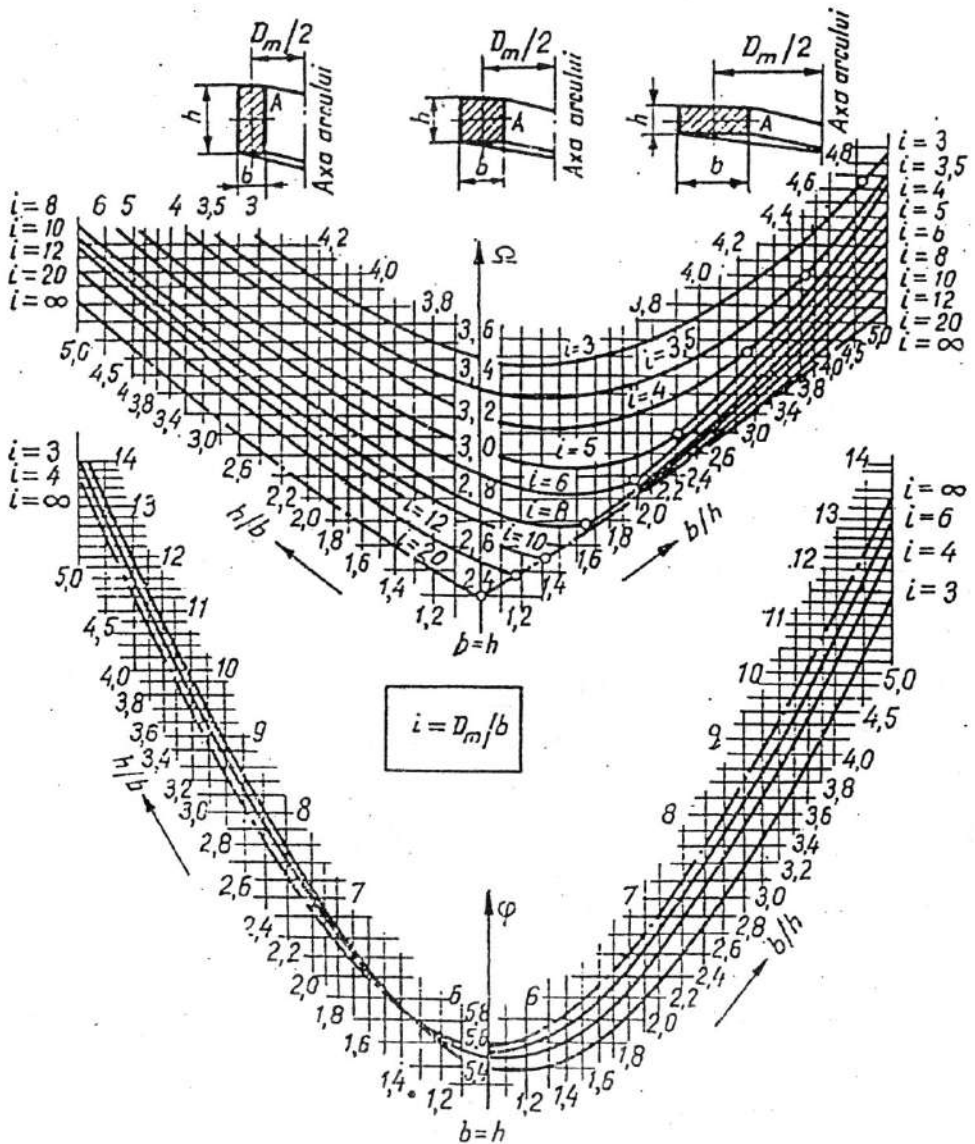


Fig. 11.13

Arcurile elicoidale cilindrice de compresiune multiple se utilizează în cazul sarcinilor mari, când spațiul disponibil nu permite montarea unui arc de dimensiuni mari. Arcurile multiple se compun din două sau mai multe arcuri montate coaxial, unul în interiorul celuilalt (fig. 11.14).

Pentru a asigura centrarea reciprocă, sensul de înfășurare al spirelor, pentru două arcuri alăturate, alternează.

Pentru funcționarea corectă a arcurilor elicoidale multiple, trebuie îndeplinite următoarele condiții [6, 8, 11]:

- arcurile să fie executate din același material;
- tensiunea tangențială din spire să fie aceeași pentru toate arcurile;
- toate arcurile să se deformeze cu aceeași săgeată;
- toate arcurile să aibă același indice i .

Respectând condițiile de mai sus, pentru cazul cel mai frecvent întâlnit în care arc multiplu este format din două arcuri coaxiale, forțele F_1 și F_2 – care solicită cele două arcuri – se determină din relațiile:

$$F = F_1 + F_2;$$

$$\frac{F_1}{F_2} = \left(\frac{d_1}{d_2} \right)^2, \quad (11.5)$$

în care F reprezintă forța exterioară care solicită arcurile, iar d_1/d_2 – raportul diametrelor spirelor, adoptat.

Arcurile elicoidale cu caracteristică elastică neliniară pot fi [2]: cilindrice cu pas variabil; cilindrice cu pas constant și diametrul sârmei variabil; cilindrice cu pas variabil și diametrul sârmei variabil (fig. 11.15). Diametrul sârmei poate varia liniar sau parabolic, către una din extremități (fig. 11.15, a – sârmă conică) sau către ambele extremități (fig. 11.15, b – sârmă dublu conică).

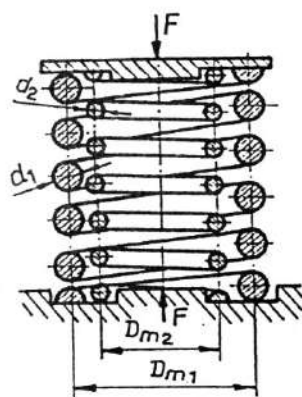


Fig. 11.14

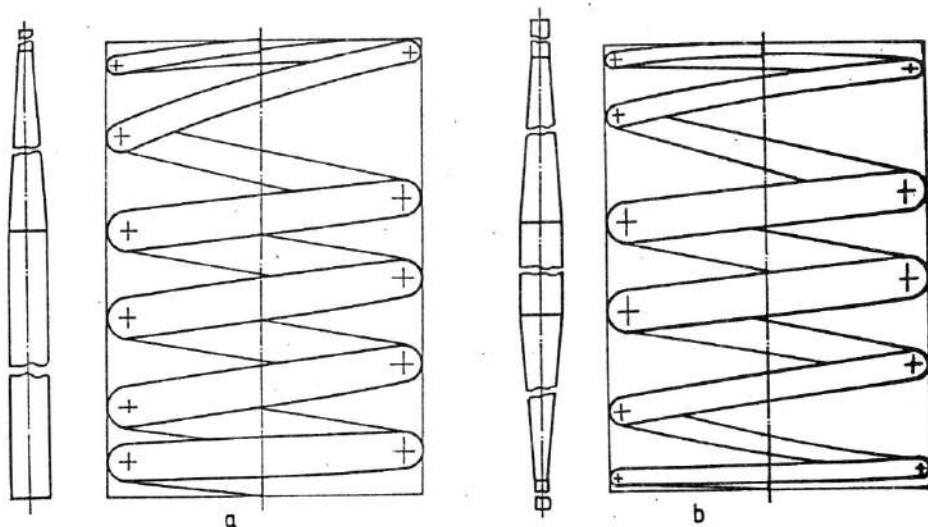


Fig. 11.15

Arcurile executate din sârmă conică și paraboloidală au dimensiuni de gabarit pe înălțime mai mici decât arcurile elicoidale cilindrice obișnuite, asigurând o importantă economie de metal.

Arcurile elicoidale profilate [8, 16] au tot caracteristică elastică neliniară, cele mai frecvent utilizate fiind arcurile conice și arcurile paraboloidale, a căror proiecție, în planul de bază, este o spirală arhimedică. În fig. 11.16 sunt prezentate exemple de arcuri elicoidale profilate: a - arc conic cu pasul $t = \text{const}$; b - arc conic cu unghiul de înclinare a spirei $\alpha_0 = \text{const}$; c - arc paraboloidal cu unghiul de înclinare a spirei $\alpha_0 = \text{const}$.

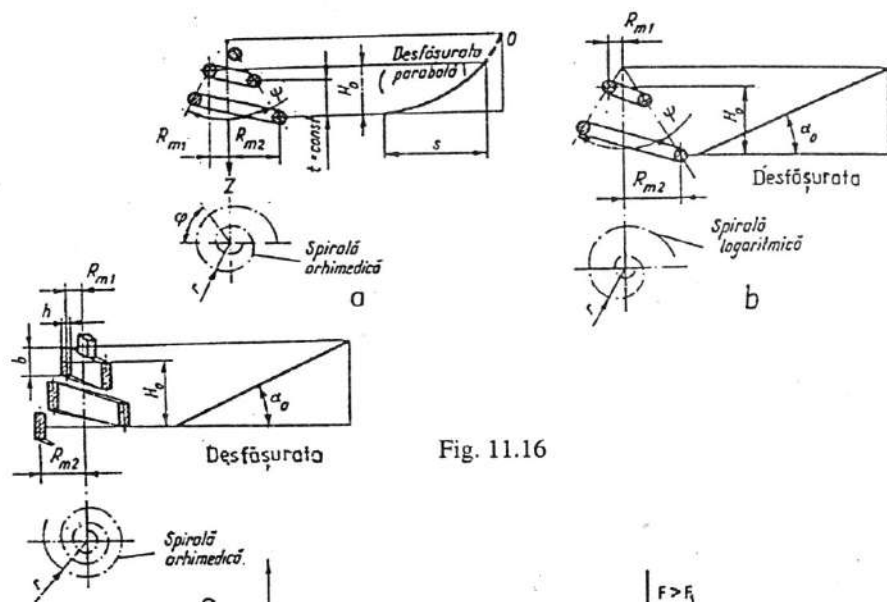


Fig. 11.16

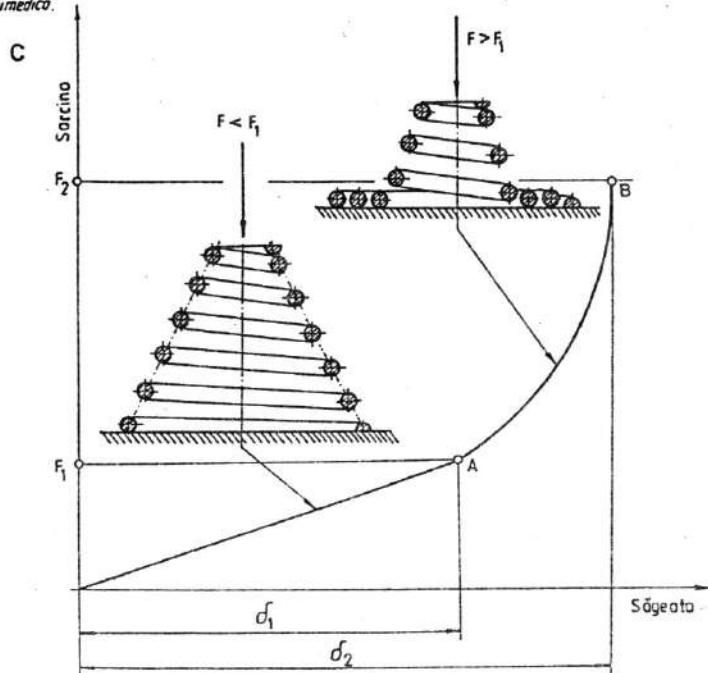
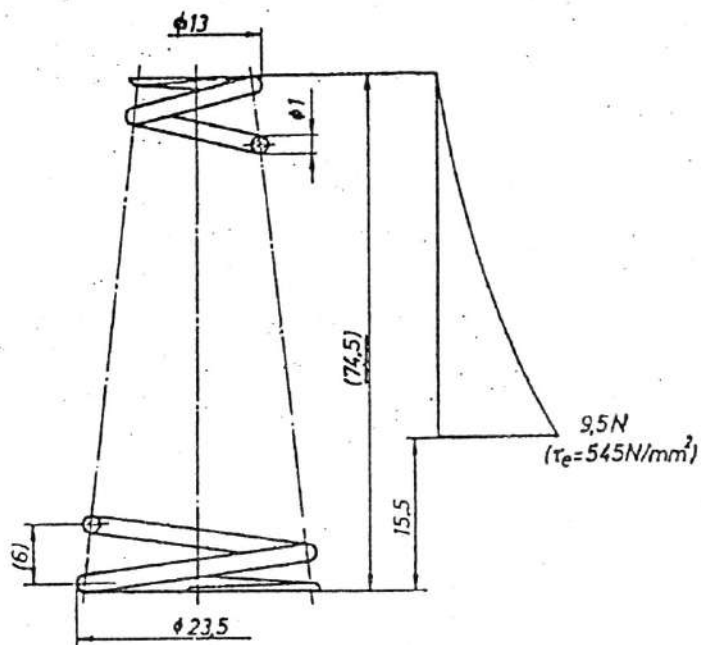


Fig. 11.17

În funcționarea arcurilor profilate, se disting două domenii (fig. 11.17): domeniul de funcționare liberă ($F \leq F_1$) și domeniul de funcționare limitată ($F > F_1$), când spirele încep treptat să se decupleze, venind în contact cu suprafața de reazem sau cu spirele vecine (domeniul AB).

Relațiile pentru proiectarea arcurilor elicoidale profilate, preluate din [8], sunt prezentate în tabelul 11.8 pentru arcurile elicoidale profilate conice și în tabelul 11.9 pentru arcurile elicoidale profilate parabolice, iar modul de întocmire a desenului de execuție pentru un arc conic în fig. 11.18.

Scara forțelor
10mm=5N



Condiții tehnice:

Arcul se va supune unui tratament termic de revenire

Senzul înfășurării		dreapta
Infor- motiv	Numărul de spire active	12,5
	Numărul total de spire	14
	Lungimea desfășurată	760mm

Fig. 11.18

Tabloul 11.8. Relații pentru proiectarea arcurilor elicooidale profilate (conice) [8]

Elementul de calcul	Arc conic cu $t = \text{const}$		Arc conic cu $\alpha = \text{const}$	
	$(R_{m2} - R_{m1}) \geq n d$	$(R_{m2} - R_{m1}) < n d$	$R_{m1} \leq R_K$	$R_{m2} \leq R_K$
Forța la care începe decuplarea spiralelor	$F_1 = \frac{G I_p H_0}{2 \pi n R_{m2}^2}$	$F_1 = \frac{G I_p H_0}{2 \pi n} \frac{H_0 - \theta}{R_{m2}}$	$F_1 = \xi \frac{G I_p H_0}{R_{m2}^2 (R_{m2} - R_{m1})}$	$F_1 = \xi \frac{G I_p}{R_{m2}^2} \cdot \left[\frac{H_0}{(R_{m2} - R_{m1})} - \sqrt{\left(\frac{d}{2 \pi \xi R_{m2}} \right)^2 - 1} \right]$
Forța corepunzătoare arcurii complet comprimat	$F_2 = \frac{F_1}{\chi^2}$	$F_2 = \frac{F_1}{\chi^2}$	$F_2 = \xi \frac{G I_p}{R_{m1}^2}$	$F_2 = \xi \frac{G I_p}{R_{m2}^2} \left[\frac{H_0}{R_{m2} - R_{m1}} - \sqrt{\left(\frac{d}{2 \pi \xi R_{m1}} \right)^2 - 1} \right]$
Săgeata arcurii la forța F ($0 \leq F \leq F_1$)	$\delta = (\pi/2) n F (R_{m2}^2 + R_{m1}^2) (R_{m2} + R_{m1}) / (G I_p)$	$\delta = (\pi/2) n F (R_{m2}^2 + R_{m1}^2) (R_{m2} + R_{m1}) / (G I_p)$	$\delta = [V/(3\xi)] [F/(G I_p)] [(R_{m2}^2 - R_{m1}^2)]$	
Săgeata arcurii la forța $F = F_1$	$\delta_1 = \frac{1 + \chi^2}{4} (1 + \chi) H_0$	$\delta_1 = \frac{1}{4} (1 + \chi^2) \cdot (1 + \chi) (H_0 - \theta)$	$\delta_1 = \frac{1}{3} \frac{1 - \chi^2}{1 - \chi} H_0$	$\delta_1 = \frac{F_1}{3 \xi G I_p} (R_{m2}^2 - R_{m1}^2)$
Săgeata arcurii la forța F ($F_1 \leq F \leq F_2$)	$\delta = \frac{0.25 H_0}{1 - \chi} \cdot \left(4 - 3 \sqrt{\frac{F_1}{F} - \frac{F}{F_1}} \right) \cdot \left(\frac{F_1}{F} - \frac{F}{F_1} \right) \chi^4$	$\delta = \frac{1}{4} \frac{H_0 - \theta}{1 - \chi} \cdot \left(4 - 3 \sqrt{\frac{F_1}{F} - \frac{F}{F_1}} \right) \cdot \left(\frac{F_1}{F} - \frac{F}{F_1} \right) \chi^4$	$\delta = \frac{1}{3} \frac{H_0 - \theta}{1 - \chi} \left(3 - 2 \sqrt{\frac{F_1}{F} - \frac{F}{F_1}} \right) \chi^3$	$F = \xi \frac{G I_p}{R_{m2}^2} \frac{H_0 - \theta}{R_{m2} - R_{m1}}$
Raza de contact	$R_{\text{cont}} = R_{m2} \sqrt{F_1/F}$	$R_{\text{cont}} = R_{m2} \sqrt{F_1/F}$	$R_{\text{cont}} = R_{m2} \sqrt{F_1/F}$	$R_{\text{cont}} = R_{m2} \sqrt{F^*/F}$
Forma arcurii în plan	Spirală arhimedică $r = R_{m1} + \varphi (R_{m2} - R_{m1}) / (2 \pi n)$	Spirală arhimedică $r = R_{m1} + \varphi (R_{m2} - R_{m1}) / (2 \pi n)$	Spirală logaritmică $r = R_{m1} e^{\xi \varphi}$	
Înălțimea arcurii în stare liberă	$t = [(R_{m2} - R_{m1}) / n] \cot(\varphi/2)$	$t = [(R_{m2} - R_{m1}) / n] \cot(\varphi/2)$	$t = R_{m1} e^{\xi \varphi} (e^{2 \pi \xi} - 1) \cot(\varphi/2)$	
Pasul arcurii	$l_s = \pi n (R_{m2} + R_{m1})$	$l_s = \pi n (R_{m2} + R_{m1})$	$l_s = 2 \pi n (R_{m2} - R_{m1}) / \ln R_{m2} / R_{m1}$	
Lungimea semifabricatului	$\theta = \sqrt{(n d)^2 - (R_{m2} - R_{m1})^2}$; $\chi = R_{m1} / R_{m2}$; $\xi = [\ln(R_{m2} / R_{m1})] / (2 \pi n)$; $R_K = d / [2 \pi \xi (1 + \pi \xi)]$			

Tabelul 11.9. Relații pentru proiectarea arcurilor elicoidale profilate (parabolice) [8]

Elementul de calcul	Arc parabolic	
	$(R_{m2} - R_{m1}) \geq n d$	$(R_{m2} - R_{m1}) < n d$
Forța la care începe decuplarea spirelor	$F_1 = \frac{G I_p H_0}{\pi n (R_{m2} + R_{m1}) R_{m2}^2}$	$F_1 = \frac{G I_p}{\pi n R_{m2}^2} \left(\frac{H_0}{R_{m2} + R_{m1}} - \frac{\theta}{2 R_{m2}} \right)$
Forța corespunzătoare arcului complet comprimat	$F_2 = \frac{F_1}{\chi^2}$	$F_2 = \frac{G I_p}{\pi n R_{m1}^2} \left(\frac{H_0}{R_{m2} + R_{m1}} - \frac{\theta}{2 R_{m1}} \right)$
Săgeata arcului la forța F ($0 \leq F \leq F_1$)	$\delta = \frac{\pi}{2} n F \frac{(R_{m2}^2 + R_{m1}^2)(R_{m2} + R_{m1})}{G I_p}$	
Săgeata arcului la forța $F = F_1$	$\delta_1 = 0,5(1 + \chi^2) H_0$	$\delta_1 = \frac{F_1 \pi n (R_{m2}^2 + R_{m1}^2)(R_{m2} + R_{m1})}{2 G I_p}$
Săgeata arcului la forța F ($F_1 \leq F \leq F_2$)	$\delta = \frac{0,5 H_0}{1 - \chi^2} \left(2 - \frac{F_1}{F} - \frac{F}{F_1} \chi^4 \right)$	$\delta = \frac{1}{2} \frac{H_0 - \theta}{1 - \chi^2} \left(2 - \frac{F'}{F} - \frac{F}{F'} \chi^4 \right)$ $F' = \frac{G I_p (H_0 - \theta)}{\pi n (R_{m2} + R_{m1}) R_{m2}^2}$
Raza de contact R_{cont}	$R_{cont} = R_{m2} \sqrt{F_1/F}$ $F_1 \leq F \leq F_2$	$R_{cont} = R_{m2} \sqrt{F'/F}$
Forma arcului în plan	Spirală arhimedică: $r = R_{m1} + \frac{R_{m2} - R_{m1}}{2\pi n} \varphi$	
Înălțimea arcului în stare liberă	$H_0 = (R_{m2} + R_{m1}) \pi n \tan \alpha_0$	
Pasul arcului	$t = 2\pi \left(r + \frac{R_{m2} - R_{m1}}{2n} \right) \tan \alpha_0$	
Lungimea semifabricatului	$l_s = \pi n (R_{m2} + R_{m1})$	
$\theta = \sqrt{(nd)^2 - (R_{m2} - R_{m1})^2}; \chi = R_{m1}/R_{m2}$		

Câteva exemple de utilizare a arcurilor cilindrice de compresiune, de diferite tipuri, în diverse domenii, sunt prezentate în fig. 11.19...11.23 [4, 8]. Astfel, arcurile cilindrice sunt utilizate la acționarea supapelor motoarelor cu ardere internă (fig. 11.19); ca sisteme de ridicare automată a elementelor de strângere la dispozitive ale mașinilor-unelte (fig. 11.20); ca elemente de realizare a forței de apăsare la cuplajele de siguranță prin fricțiune (fig. 11.21); la suspensia boghiului vagoanelor de marfă - arcuri cilindrice duble (fig. 11.22); la suspensia boghiului cu trei osii pentru automotoare (fig. 11.23).

În fig. 11.24 este prezentat un exemplu de utilizare a arcurilor conice la un reazem elastic, în fig. 11.25 se prezintă un exemplu de utilizare a unui arc profilat telescopic la un cuplaj de siguranță cu fricțiune conic, iar în fig. 11.26 se prezintă un exemplu de utilizare a unui arc profilat telescopic la o presă cu șurub, arcul având rolul de amortizor de șocuri [5, 8].

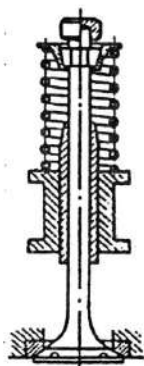


Fig. 11.19

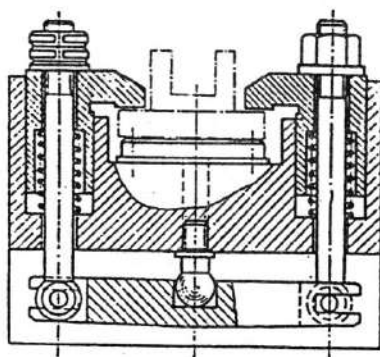


Fig. 11.20

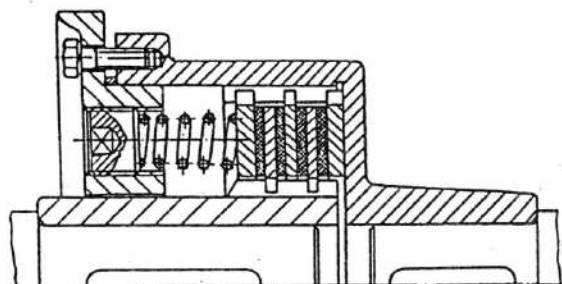


Fig. 11.21

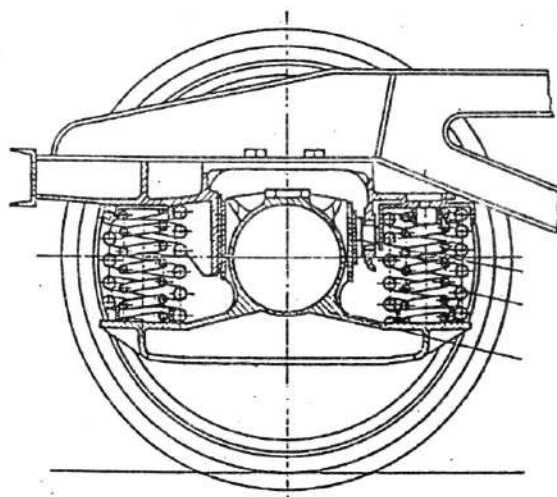


Fig. 11.22

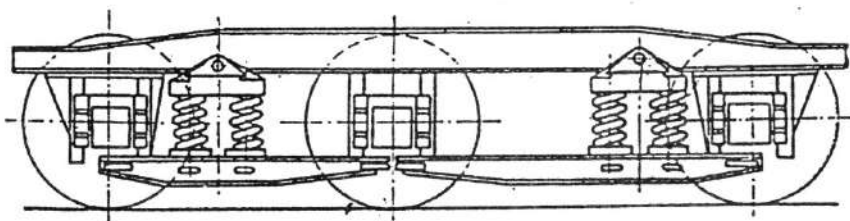


Fig. 11.23

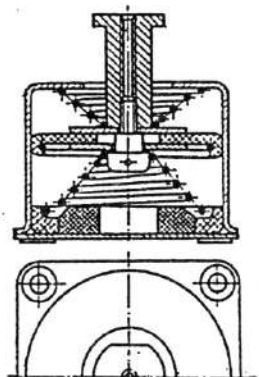


Fig. 11.24

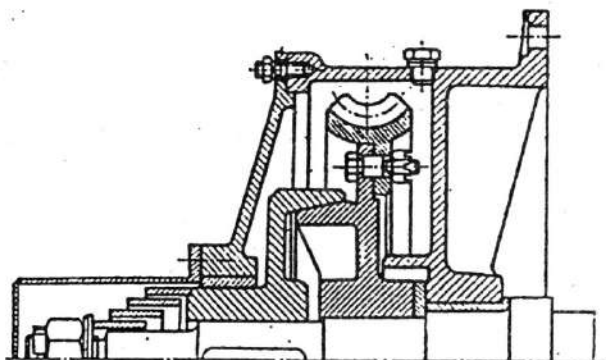


Fig. 11.25

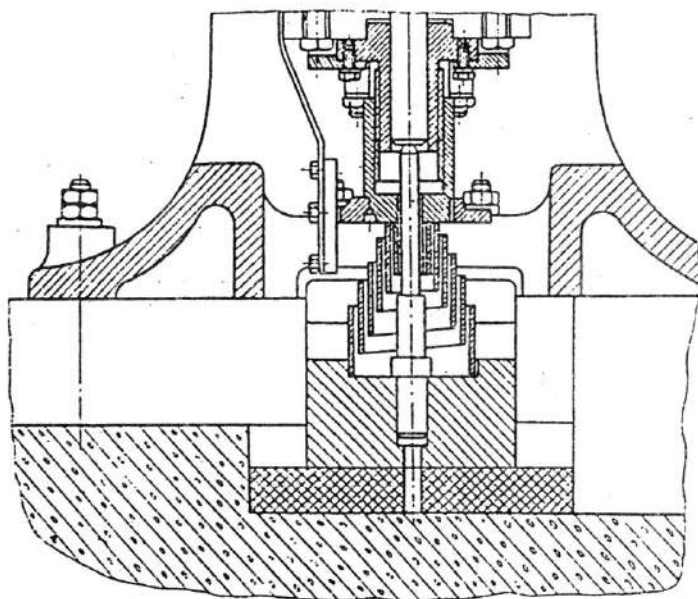


Fig. 11.26

11.4.2. Arcuri elicoidale cilindrice de tracțiune

Elementele geometrice caracteristice ale unui arc elicoidal cilindric de tracțiune, cu secțiunea spirei rotundă (secțiune exclusiv folosită), sunt prezentate în fig. 11.27 și au următoarele semnificații: d - diametrul spirei; D_m - diametrul mediu; D_i - diametrul interior; D - diametrul exterior; H_0 - lungimea arcului nesolicitat; H - lungimea activă a arcului; H_c - lungimea dispozitivelor de prindere.

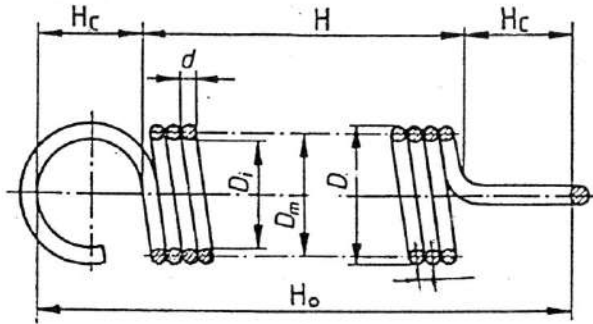


Fig. 11.27

Prin tehnologia de fabricație adoptată, se pot realiza arcuri elicoidale cilindrice de tracțiune pretensionate - spirele se înfășoară strâns, venind în contact printr-o apăsare reciprocă - situație în care pasul $t = d$ și arcuri nepretensionate - la care spirele sunt înfășurate la un pas $t \leq 1,25 d$.

Preluarea sarcinii axiale, care încarcă arcurile elicoidale cilindrice de tracțiune, se realizează prin intermediul dispozitivelor de prindere, de forma unor cârlige, realizate din sârma arcului (fig. 11.28, a..f) sau prin intermediul unor piese separate, atașate acestor arcuri (fig. 11.28, g, h și i). Pentru cârligele de prindere realizate din sârma arcului, se recomandă [9, 11, 14, 17, 19] pentru H_c valorile: $H_c = (0,8 \dots 1,1) D_i$ - pentru arcul din fig. 11.28, b; $H_c = (0,55 \dots 0,8) D_i$ - pentru arcul din fig. 11.28, a; $H_c \approx D_i$ - pentru arcul din fig. 11.28, c și $H_c \approx 1,1 D_i$ - pentru arcurile din fig. 11.28, d și e.

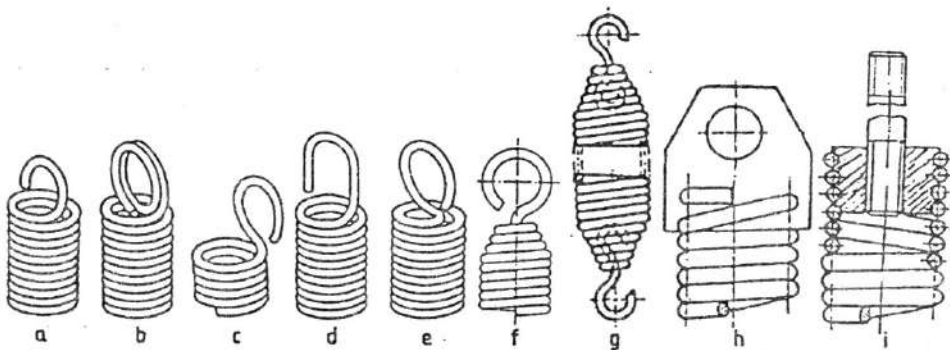


Fig. 11.28

Forma și dimensiunile dispozitivelor de prindere sunt dependente atât de mărimea forței ce trebuie preluată de arc cât și de poziția suportului forței exterioare față de axa arcului. Cea mai avantajoasă plasare a ochiurilor de prindere este dispunerea acestora la 90° , la cele două capete. Plasarea ochiurilor de prindere ca în fig. 11.28, *c* este determinată de legarea elastică a două elemente necoaxiale. Cârligele realizate conform fig. 11.28, *a...f* se recomandă pentru arcuri din sârmă cu diametrul maxim de 3 mm.

Realizarea dispozitivelor de prindere cu ajutorul cârligelor (fig. 11.28, *g*) sau a plăcilor metalice (fig. 11.28, *h*) se recomandă pentru arcurile cu diametrul spirei de maxim 4 mm [11, 14, 17].

În cazul arcurilor puternic solicitate, cu diametrul spirei mai mare de 5 mm, se recomandă [11, 17] folosirea dopurilor filetate (fig. 11.28, *i*), soluție foarte sigură în exploatare. Dopul filetat cuprinde 1,5...4 spire și prin pătrunderea acestora în corpul arcului se modifică numărul de spire active, deci și caracteristica arcului.

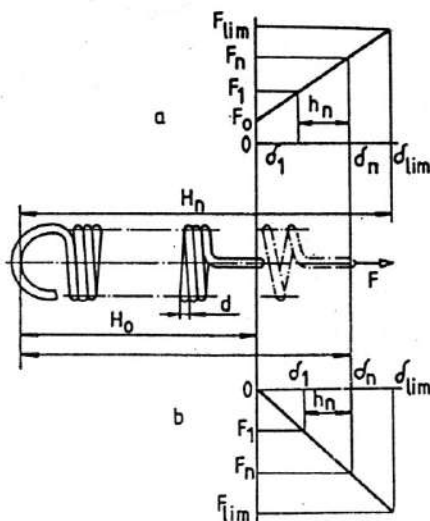


Fig. 11.29

Caracteristica elastică a arcului elicoidal cilindric de tracțiune este diferită la arcurile pretensionate (fig. 11.29, *a*) și la cele nepretensionate (fig. 11.29, *b*). La arcurile pretensionate, datorită imperfecțiunilor tehnologice, apăsarea inițială dintre spire poate să fie neuniformă, fapt ce conduce la o caracteristică neliniară în prima fază a solicitării arcului (linia întreruptă din fig. 11.29, *a*). Notațiile din fig. 11.29 au următoarele semnificații: H_0 - lungimea arcului nesolicitat; F_1 - sarcina de montaj; δ_1 - săgeata de montaj; F_0 - forța de prestrângere, la arcurile pretensionate; F_n - sarcina maximă; δ_n - săgeata maximă; F_{lim} - sarcina limită admisibilă; δ_{lim} - săgeata corespunzătoare sarcinii limită.

Spira arcului elicoidal cilindric de tracțiune este solicitată în principal la torsiune, calculul efectuându-se cu relațiile prezentate în tabelul 11.6, corespunzătoare arcului elicoidal cilindric de compresiune.

La arcurile de tracțiune pretensionate este necesar să se stabilească forța de pretensionare F_0 . În condiția cunoașterii sau adoptării forței de montaj F_1 , forța de pretensionare se determină cu relația

$$F_0 = F_1 - \frac{G d^4 \delta_1}{8 D_m^3 n} \quad (11.6)$$

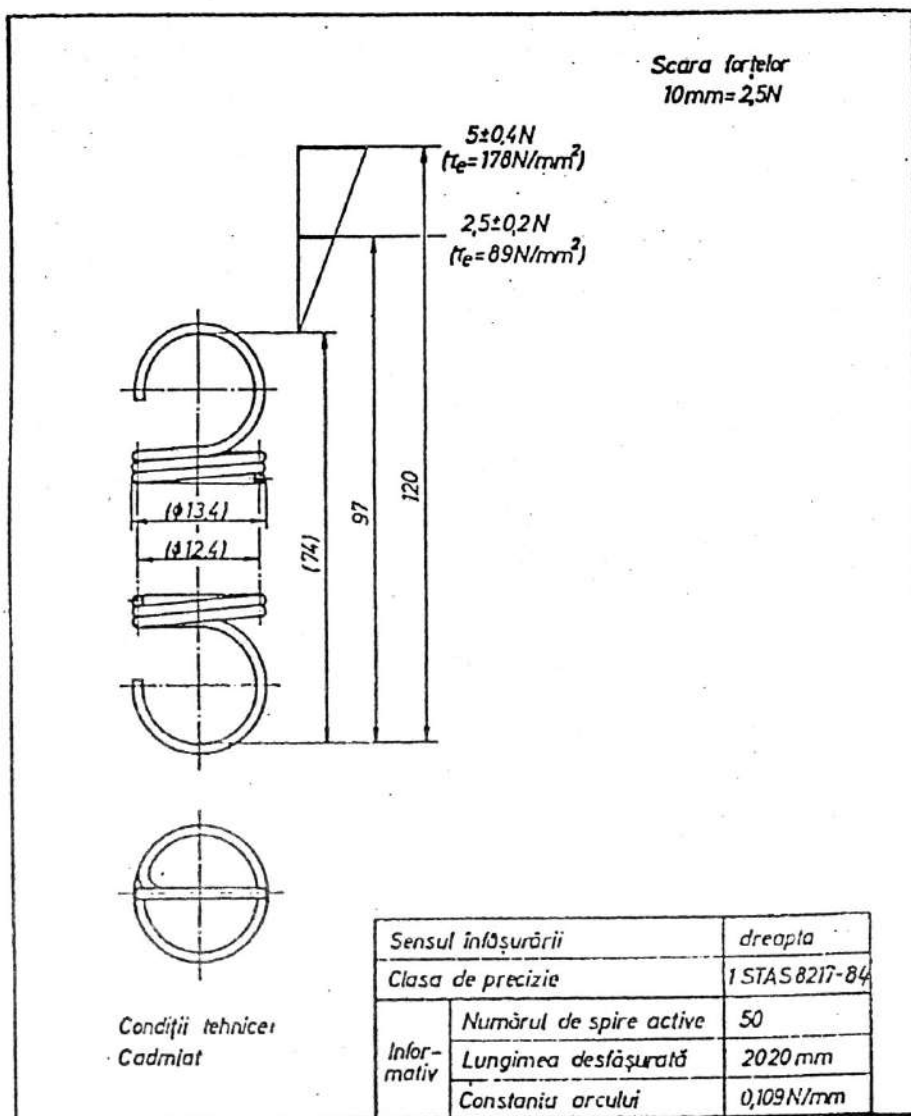


Fig. 11.30

Săgeata arcului pretensionat, solicitat de sarcina maximă F_n , pentru un număr n de spire active cunoscut sau adoptat, se determină cu relația

$$\delta_n = \frac{8nD_m^3}{Gd^4} (F_n - F_0) \quad (11.7)$$

Lungimea arcului nesolicitat H_0 se determină ținând seama de lungimea activă a arcului H și lungimea dispozitivelor de prindere H_c :

$$H_0 = H + 2H_c = (n+1)d + 2H_c, \quad (11.8)$$

unde H_c este stabilit în funcție de forma arcului (prezentat anterior).

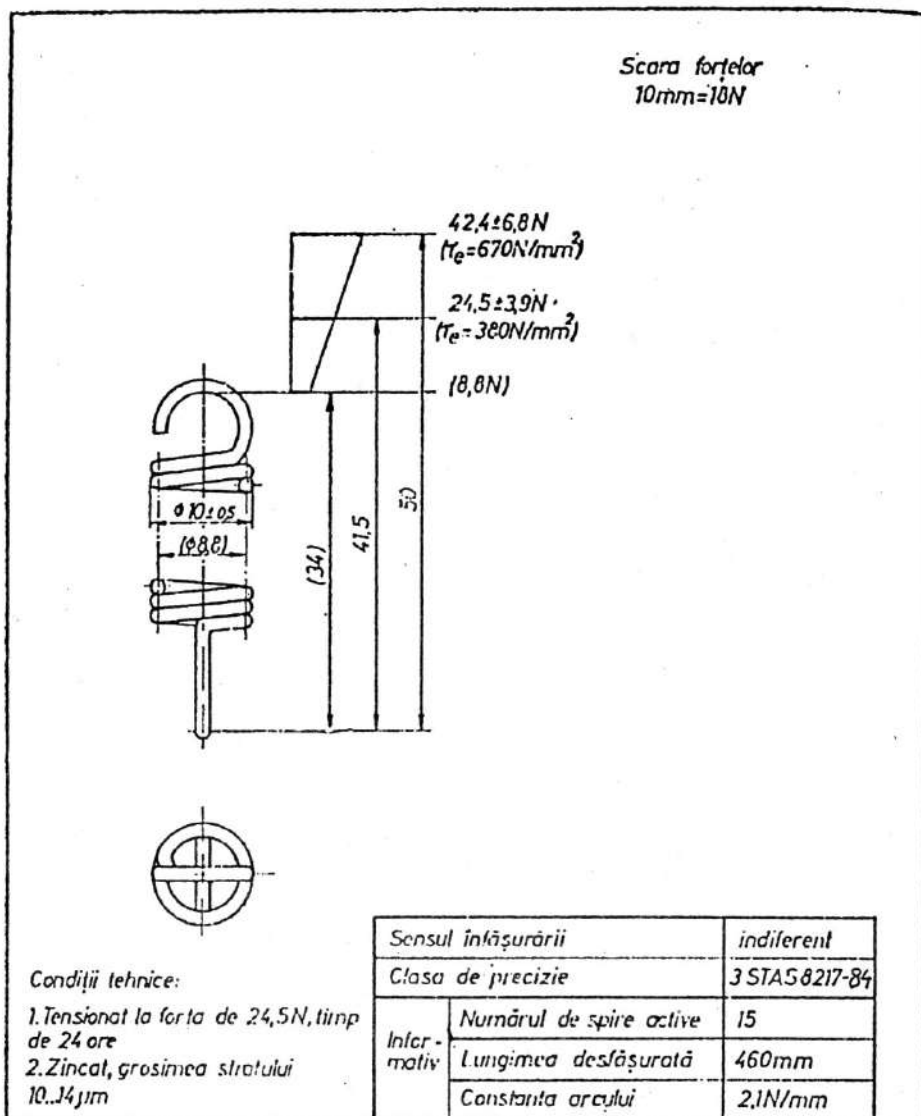


Fig. 11.31

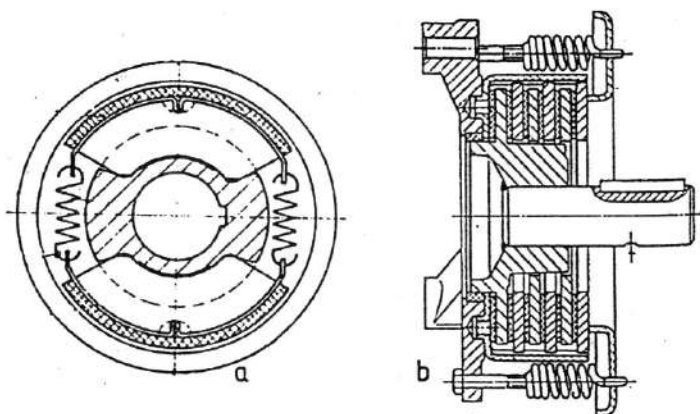


Fig. 11.32

Conform prescripțiilor din SR EN ISO 2162-1:1997, se întocmesc desenele de execuție pentru arcurile elicoidale de tracțiune nepretensionate (fig. 11.30) și pentru cele pretensionate (fig. 11.31).

Utilizarea arcurilor elicoidale cilindrice de tracțiune este exemplificată în fig. 11.32, *a*, unde arcurile de tracțiune au rolul de poziționare a saboților în poziția inițială de lucru (la $n = 0$), la cuplajele centrifugale SUCO [5] și în fig. 11.32, *b*, unde arcurile de tracțiune realizează forța permanentă de acționare la un cuplaj de siguranță cu discuri de fricțiune.

11.4.3. Arcuri elicoidale cilindrice de torsiune

Arcurile elicoidale cilindrice de torsiune, numite și arcuri flexionale, diferă de arcurile de întindere doar prin forma spirelor de capăt, care permit încărcarea arcului cu momente de torsiune.

În fig. 11.33 sunt prezentate mai multe soluții constructive de astfel de arcuri, având forme diferite de capete de prindere [8, 12, 16]. De cele mai multe ori, un capăt al arcului este prins de carcasă, devenind capăt fix, iar celălalt capăt este prins de piesa prin intermediul căreia este aplicat momentul de torsiune.

Arcurile elicoidale cilindrice de torsiune sunt folosite, pe scară largă, la mașini agricole, demarourile autovehiculelor, mecanismele de zăvorâre, mecanismele de divizare, unele tipuri de cuplaje elastice etc. [2, 7].

Caracteristica elastică a unui arc elicoidal cilindric de torsiune este prezentată în fig. 11.34, unde s-au utilizat următoarele notații: $F_1(M_{11})$ - sarcina de montaj; θ_1 - unghiul de răsucire de montaj; $F_n(M_n)$ - sarcina nominală (maximă); θ_n - unghiul de răsucire corespunzător sarcinii nominale; $F_{lim}(M_{lim})$ - sarcina limită, peste care apar deformații remanente; θ_{lim} - unghiul de răsucire corespunzător sarcinii limită; θ_n - unghiul de răsucire corespunzător domeniului de funcționare al arcului.

Prin răsucirea arcului, diametrul interior al acestuia se micșorează. Ca urmare a neuniformității pasului arcului și a toleranțelor sârmei de arc, caracteristica arcului, mai ales la unghiuri de răsucire mari, devine neliniară (v. fig. 11.2). Pentru a evita contactul arcului cu dornul pe care este montat, la sarcină maximă, se recomandă pentru diametrul dornului valoarea $d_d = (0,8...0,9)D_s$.

Calculul arcurilor elicoidale cilindrice de torsiune cuprinde un calcul de rezistență, la solicitarea principală, și un calcul la deformații, schemele de calcul și relațiile aferente fiind prezentate în tabelul 11.10.

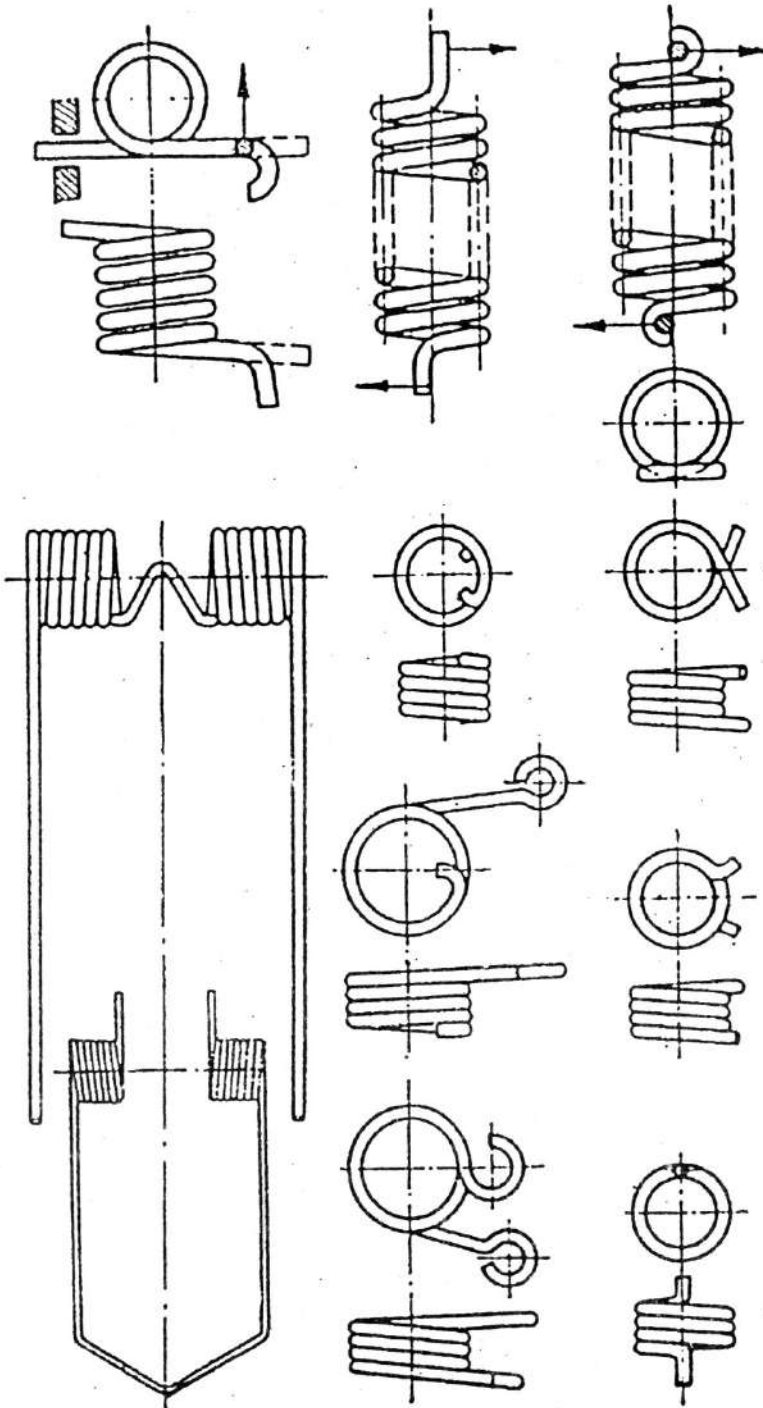


Fig. 11.33

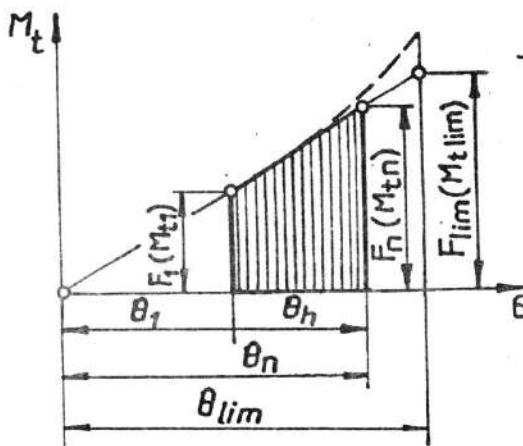


Fig. 11.34

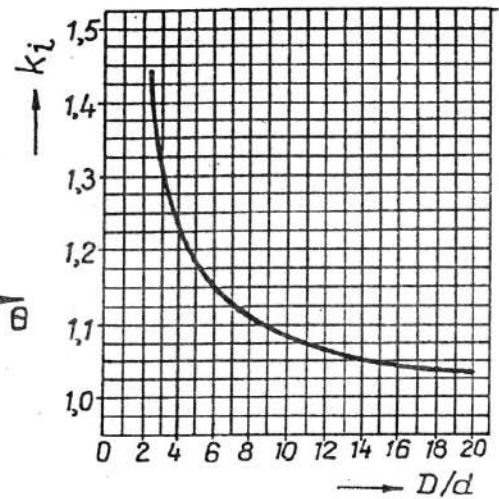


Fig. 11.35

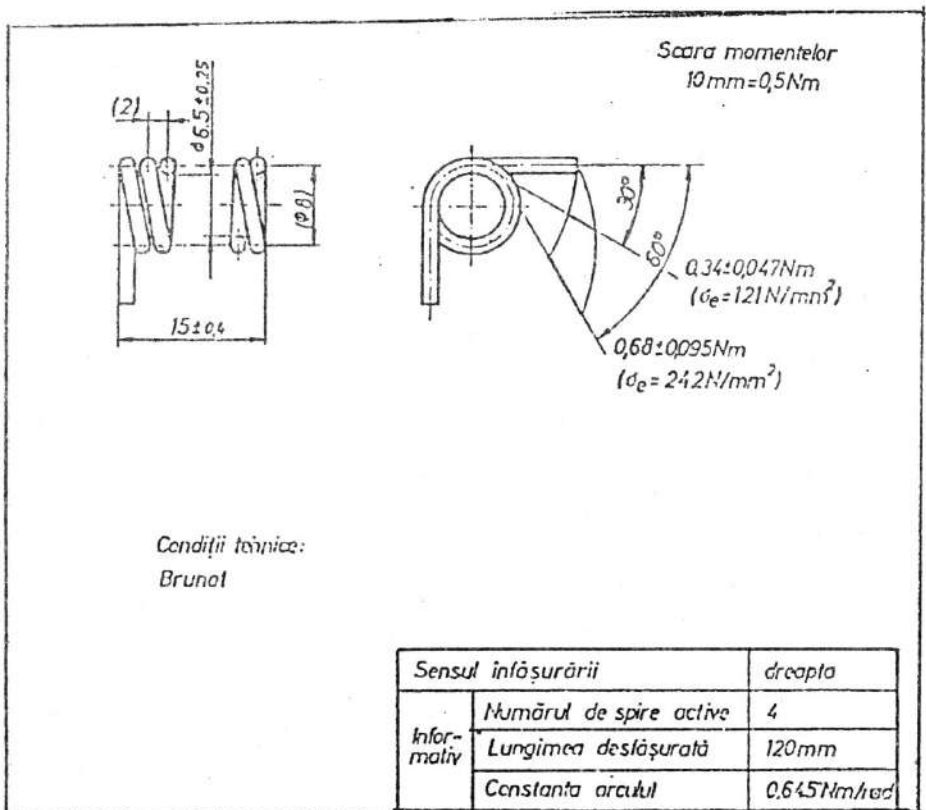


Fig. 11.36

Momentul de torsiune $M_t = FR$, care soliciță arcul, are o componentă în planul spirei și o componentă într-un plan normal pe planul spirei. Aceste componente soliciță spira la încovoiere și torsiune, solicițarea principală fiind încovoierea. Datorită curbării spirei, lungimea fibrei de la interiorul acestuia este mai mică decât cea de la exterior și, ca atare, tensiunea de încovoiere este mai mare la interior. Pentru a ține seama de această concentrare de tensiuni la interior, se introduce un coeficient de corecție a tensiunii de încovoiere K_i , numit și coeficient de formă al arcului (fig. 11.35).

Metodica de proiectare a arcurilor elicoidale cilindrice de răscuire cu secțiunea spirei circulară, este prezentată în tabelul 11.11 și desenul de execuție în fig. 11.36.

În fig. 11.37 se prezintă câteva exemple de utilizare a arcurilor elicoidale cilindrice de torsiune: mecanisme cu clichet (fig. 11.37, a și b); mecanism de divizare (fig. 11.37, c) [8].

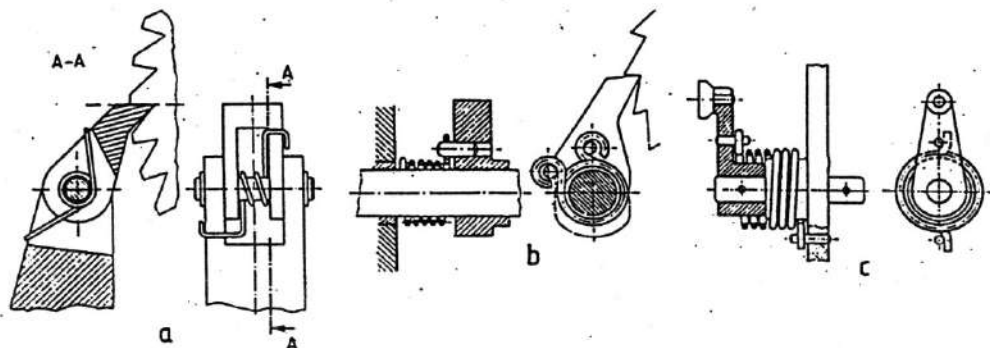


Fig. 11.37

Tabelul 11.10. Calculul de rezistență și la deformații a arcurilor elicoidale cilindrice de torsiune

CALCULUL DE REZISTENȚĂ	
Solicitări - solicițarea principală	<ul style="list-style-type: none"> • Torsiune $M_t = FR \sin \alpha$ • Încovoiere $M_i = FR \cos \alpha$ • Solicițarea principală: încovoierea
Calculul la încovoiere	$M_i = FR$ $\sigma_i = K_i \frac{M_i}{W_z} = K_i \frac{FR}{\pi d^3 / 32} = \frac{32 K_i FR}{\pi d^3} \leq \sigma_{ai}$

Tabelul 11.10 (continuare)

CALCULUL LA DEFORMAȚII	
Relația de calcul	$\theta = \frac{M_1 l}{EI_z} = \frac{FR\pi D_m n}{E \frac{\pi d^4}{64}} = \frac{64FRD_m n}{Ed^4} = \frac{64FRin}{Ed^3}$ $i = \frac{D_m}{d} - \text{indicele arcului}$
Rigiditatea arcului	$c = \frac{Ed^4}{64D_m n} = \frac{Ed^3}{64in}$

Tabelul 11.11. Relații de calcul și recomandări pentru proiectarea arcurilor elicoidale cilindrice de torsiune [8]

Elementul care se calculează sau se adoptă	Simbol și unitate de măsură	Relații de calcul. Recomandări
DATE DE PROIECTARE		
Forța de montaj	F_1, N	
Forța maximă (nominală)	F_m, N	
Raza de acțiune a forței	R, mm	
Unghiul de funcționare	θ_f, grad	
Condițiile de funcționare	—	Caracterul sarcinii, mediul de funcționare
ALEGEREA MATERIALULUI		
Simbol și STAS		Tabelul 11.1
Rezistența admisibilă la încovoiere	σ_{av}, MPa	$\sigma_{av} = 1,25 \tau_{ar}$ τ_{ar} - tabelul 11.1
CALCULUL DE REZISTENȚĂ		
Indicele arcului	i	$i = \frac{D_m}{d} = 4...15$ Se recomandă valori mici pentru arcuri rigide și valori mari pentru arcuri elastice

Tabelul 11.11 (continuare)

Coeficientul de formă al arcului	K_i	$K_i = \frac{4i-1}{4(i-1)}$; K_i - se poate alege și din fig. 11.35
Diametrul spirei	d , mm	$d = \sqrt[3]{\frac{32 K_i F_n R}{\pi \sigma_{ai}}}$
Alegerea sârmei standardizate	Simbolizare STAS	<ul style="list-style-type: none"> • STAS 892-89, pentru sârmă din oțel aliat pentru arcuri (v. tabelul 11.3) • STAS 893-89, pentru sârma din oțel carbon de calitate pentru arcuri (v. tabelul 11.3)
Diametrul mediu al arcului	D_m , mm	$D_m = i d$
CALCULUL LA DEFORMAȚII		
Rigiditatea impusă	c , Nmm/rad	$c = \frac{(F_n - F_1) R}{\theta_f}$; θ_f - în radiani
Numărul de spire	n	$n = \frac{E d^4}{64 D_m c}$; $E = (2,1 \dots 2,15) 10^5$ MPa
Unghiul maxim de răsucire	θ_m , grd	$\theta_n = \frac{F_n R}{c} \frac{180^\circ}{\pi}$
Unghiul de montaj	θ_1 , grd	$\theta_1 = \theta_n \frac{F_1}{F_n}$
Verificarea stabilității arcului	θ_{lim} , grd	$\theta_{lim} = 123,1 \sqrt[4]{n}$ [8]; $\theta_n < \theta_{lim}$
CALCULUL ELEMENTELOR GEOMETRICE		
Pasul arcului nesolicitat	t , mm	$t = d + \Delta_0$; $\Delta_0 = 0,5$ mm - distanța dintre spirele arcului
Lungimea arcului nesolicitat	H_0 , mm	$H_0 = nt + H_c$ H_c - lungimea capetelor de prindere, care se deformează sub sarcină
Diametrul exterior	D , mm	$D = D_m + d$
Diametrul interior	D_i , mm	$D_i = D_m - d$
Unghiul de înclinare al spirei	α_0 , grd	$\alpha_0 = \arctan \frac{t}{\pi D_m}$
Lungimea semifabricatului	l_s , mm	$l_s = \frac{\pi D_m n}{\cos \alpha_0} + l_c$; l_c - lungimea sârmei capetelor de prindere
Diametrul dornului de montaj	d_d , mm	$d_d = (0,8 \dots 0,9) D_i$
ÎNTOCMIREA DESENULUI DE EXECUȚIE		
Conform SR EN ISO 2162-1:1997 (v. fig. 11.36)		

11.5. Arcuri spirale plane

Se execută din panglică de oțel de arc, înfășurată după o spirală plană, în mod frecvent după spirala lui Arhimede. Un capăt al arcului este încastrat în arborele de încărcare, iar celălalt în carcasă (fig. 11.38) [9, 11].

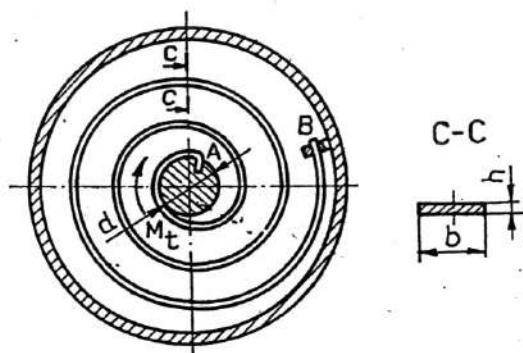


Fig. 11.38

Arcul spiral plan acumulează o cantitate relativ mare de energie la armare, pe care o redă ulterior, în mod treptat, fiind folosit ca element motor la aparate de măsură, jucării, ceasornice etc.

Spira arcului este solicitată la încovoiere, de un moment încovoiător $M_i = M_t$, calculul de rezistență și la deformații a arcurilor spirale plane efectuându-se cu relațiile din tabelul 11.12.

Tabelul 11.12. Relații pentru proiectarea arcurilor spirale plane [9]

Calculul de rezistență	$\sigma_i = \frac{M_i}{W_z} = \frac{M_i}{\frac{bh^2}{6}} \leq \sigma_{ai}; \quad b = \frac{6M_i}{h^2\sigma_{ai}}$ $h = (0,03 \dots 0,04) d$
Calculul la deformații	$\theta = \frac{M_i l}{EI_z} = \frac{M_i l}{E \frac{bh^3}{12}}; \quad l = \frac{\theta EI_z}{M_i} = \frac{2\pi n E \frac{bh^3}{12}}{M_{i\max} - M_{i\min}}$ <p>l - lungimea arcului n - numărul de rotații impus arborelui în perioada scăderii momentului de la valoarea $M_{i\max}$ la $M_{i\min}$</p>
Rigiditatea arcului	$c' = \frac{M_i}{\theta} = \frac{EI_z}{\theta} = \frac{Ebh^3}{12\theta} = \text{const}$

11.6. Arcuri disc

Arcurile disc sunt formate din unul sau mai multe discuri elastice, de formă tronconică, supuse la sarcini de compresiune. Forma și elementele geometrice ale unui arc disc simplu sunt prezentate în fig. 11.39, unde: D_e reprezintă diametrul exterior; D_i - diametrul interior; s - grosimea discului; h - înălțimea maximă de deformare, egală cu săgeata maximă.

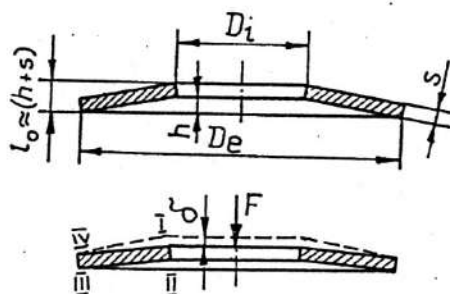


Fig. 11.39

Arcurile disc se deosebesc în funcție de rigiditate: tipul A - discuri rigide; tipul B - discuri moi. În funcție de grosime, pentru fiecare tip sunt prevăzute câte trei grupe de grosimi. Aceste arcuri preiau sarcini mari la săgeți relativ mici și se utilizează pentru preluarea șocurilor care apar rar sau pentru realizarea unor forțe de apăsare mari, la gabarite mici.

Caracteristica elastică a unui arc disc depinde de raportul h/s și de modul de combinare a discurilor. Urmărind caracteristica arcului disc simplu, prezentată în fig. 11.40, în valori relative, F_h fiind sarcina sub care discul devine plan, se pot trage următoarele concluzii [9]:

- dacă $h/s \leq 0,6$, caracteristica elastică a arcului este cvasiliniară;
- dacă $0,6 < h/s \leq 1,4$, caracteristica elastică este degresivă;
- dacă $h/s > 1,4$, caracteristica elastică are o zonă de scădere de sarcină.

În tabelul 11.13 se prezintă mai multe posibilități de combinare a discurilor și caracteristicile elastice corespunzătoare.

Metodica de calcul, prezentată și în STAS 8216-68, consideră că sarcina exterioară F care acționează asupra arcului disc se repartizează uniform pe circumferința de diametru D_i . Fibrele materialului discului sunt supuse, în principal, la compresiune - fibrele din interior - și la tracțiune - fibrele de la periferia arcului.

Relațiile pentru calculul forței, tensiunilor, săgeții și rigidității arcului disc simplu sunt prezentate în tabelul 11.14.

În fig. 11.42... 11.44 sunt prezentate exemple de utilizare ale arcurilor disc: ventil pentru presiuni mari, cu arcuri disc în coloană de mai multe discuri (fig. 11.42); cuplaj de siguranță cu bile și locașuri sferice (fig. 11.43); cuplaj de siguranță multidisc de tip Bolenz & Schäfer (fig. 11.44, a), la care se indică și modul de montare a arcurilor disc în coloană de pachete (fig. 11.44, b) [5, 8].

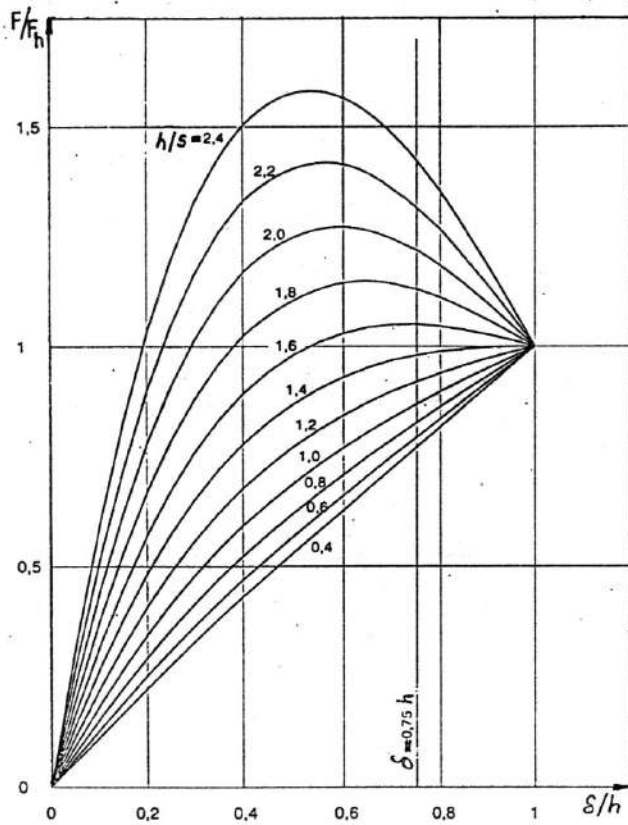


Fig. 11.40

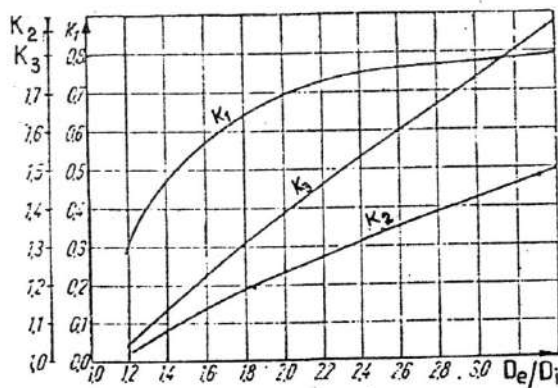


Fig. 11.41

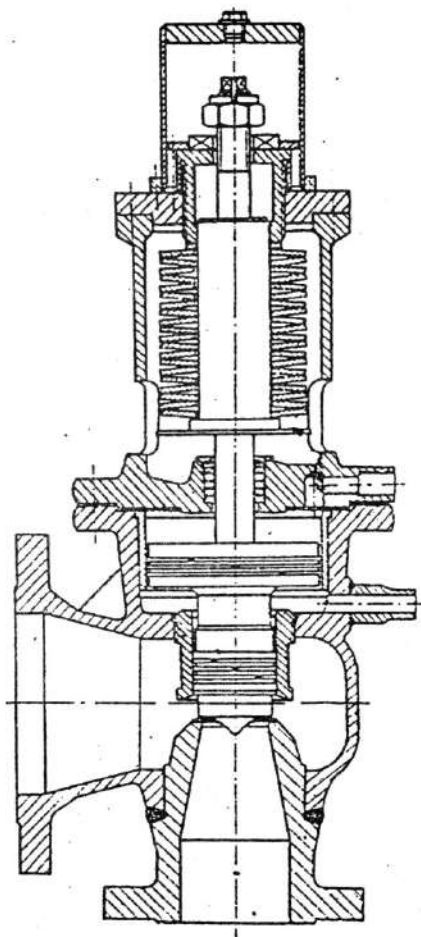


Fig. 11.42

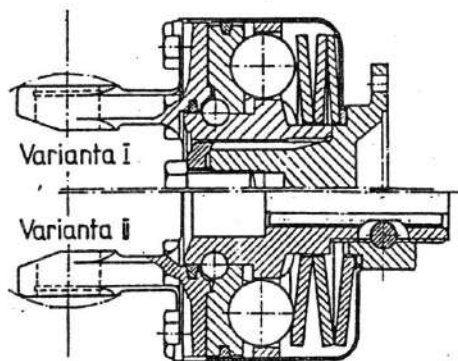


Fig. 11.43

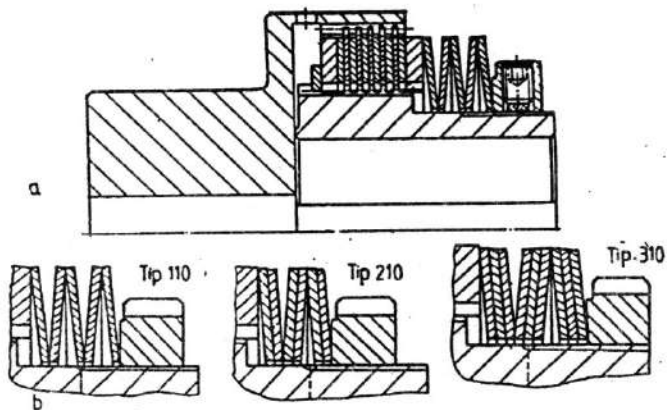
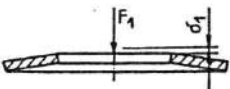
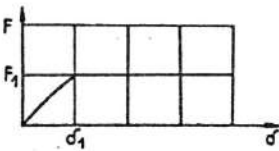

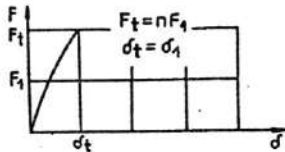
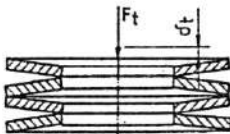
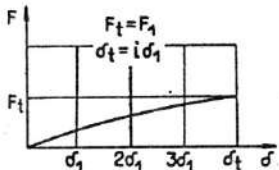
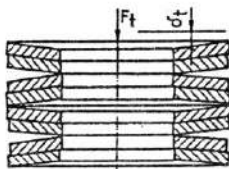
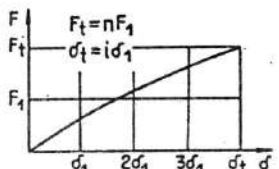
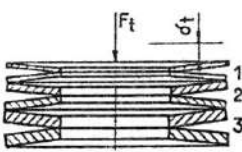
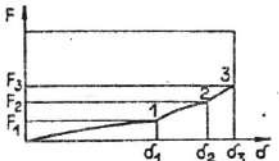
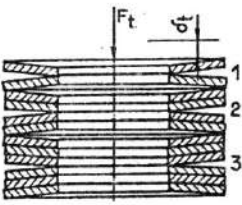
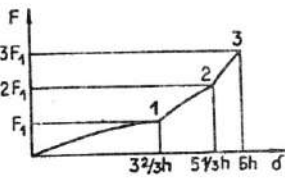


Fig. 11.44

Tabelul 11.13. Caracteristicile elastice teoretice ale arcurilor disc [9, 20]

Denumirea arcului disc	Desenul arcului	Caracteristica arcului ^{*)}
Arc disc format dintr-un singur disc		
Arc disc în pachet de mai multe discuri		
Arc disc în coloană de mai multe discuri		
Arc disc în coloană de pachete cu același număr de discuri		
Arc disc în coloană de discuri de grosime variabilă		
Arc disc în coloană de pachete cu număr variabil de discuri		

*) n - numărul de discuri dintr-un pachet; i - numărul de discuri sau de pachete montate în coloană.

Tabelul 11.14. Relații pentru proiectarea arcului disc simplu (v. fig. 11.39) [9, 14, 18, 21]

Forța pe disc	$F = \frac{4E s^4 \delta}{1-\nu^2 K_1 D_e^2 s} \left[\left(\frac{h-\delta}{s} - \frac{\delta}{2s} \right) + 1 \right]$ $\underline{E} = (2,05 \dots 2,1) 10^5 \text{ MPa} - \text{modulul de elasticitate longitudinal al oțelului de arc}$ $\nu = 0,3 - \text{coeficientul lui Poisson}$
Tensiunile în punctele principale	$\sigma_{I,II} = -\frac{4E s^2 \delta}{1-\nu^2 K_1 D_e^2 s} \left[K_2 \left(\frac{h-\delta}{s} - \frac{\delta}{2s} \right) \pm K_3 \right]$ $\sigma_{III,IV} = -\frac{4E s^2 \delta D_e}{1-\nu^2 K_1 D_e^2 s} \left[(K_2 - 2K_3) \left(\frac{h-\delta}{s} - \frac{\delta}{2s} \right) \mp K_3 \right]$ $K_1, K_2, K_3 - \text{din fig. 11.41}$
Sarcina teoretică la aplatizarea arcului	$F_h = \frac{4E s^3 h}{1-\nu^2 K_1 D_e^2}$
Săgeata corespunzătoare forței F	$\delta = h \left[\frac{\delta}{h} \right]_{\frac{F}{F_h}} ; \quad \left[\frac{\delta}{h} \right]_{\frac{F}{F_h}} - \text{din fig. 11.40}$
Rigiditatea	$c = \frac{4E s^3}{1-\nu^2 K_1 D_e^2} \left[\left(\frac{h}{s} \right)^2 - 3 \frac{h}{s} \frac{\delta}{s} + 2 \left(\frac{\delta}{s} \right)^2 + 1 \right]$
Tensiunea admisibilă	$\sigma_a = 2000 \dots 2400 \text{ MPa} - \text{pentru } \delta \leq 0,75h, \text{ în cazul solicitărilor statice}$ $\sigma_a = 2600 \dots 3000 \text{ MPa} - \text{pentru } \delta = h, \text{ în cazul solicitărilor statice}$

11.7. Arcuri lamelare

Arcurile lamelare pot fi alcătuite dintr-o singură lamelă (arcuri monolamelare) sau din mai multe lamele suprapuse, funcționând simultan (arcuri în foi multiple). Aceste arcuri sunt solicitate, în principal, la încovoiere.

11.7.1. Arcuri monolamelare

Arcurile monolamelare sunt alcătuite dintr-o singură lamelă (foaie), de regulă încastrată la un capăt și liberă la celălalt capăt, unde este aplicată forța exterioară. Se întâlnesc uneori și arcuri monolamelare articulate la ambele capete sau simplu rezemate la ambele capete.

Arcurile monolamelare sunt folosite ca arcuri de apăsare în construcția aparatelor și instrumentelor de măsură, a diferitelor mecanisme și dispozitive, ca de exemplu mecanismele cu clichet (fig. 11.45), mecanismele de zăvorâre etc. Din multitudinea de variante constructive posibile, cel mai frecvent întâlnite sunt arcurile monolamelare dreptunghiulare, triunghiulare și trapezoidale (fig. 11.46). Grosimea lamelei, de cele mai multe ori, este constantă, fibra medie a acesteia putând fi dreaptă sau curbă. Materialul folosit la executarea arcurilor monolamelare este oțelul pentru arcuri laminat la cald.

Calculul arcului monolamelar constă dintr-un calcul la încovoiere și un calcul la deformății. Relațiile de calcul, pentru diferite forme de lamele, sunt prezentate în tabelul 11.15.

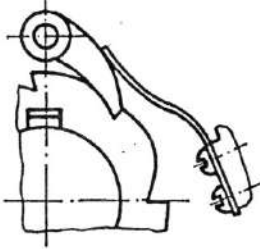


Fig. 11.45

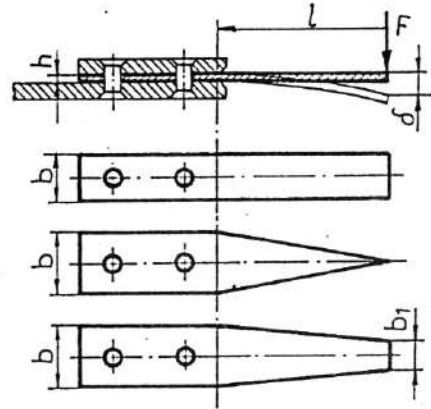
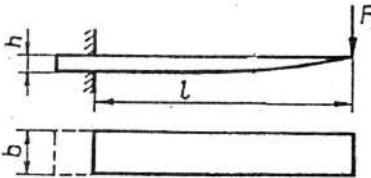
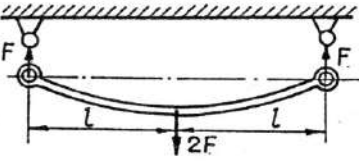


Fig. 11.46

Tabelul 11.15. Relații pentru calculul arcurilor monolamelare [3, 6, 11]

Forma lamelei Schema de calcul	Calculul la încovoiere	Calculul la deformații
<p>Dreptunghiulară</p>	$\sigma_{i\max} = \frac{6Fl}{bh^2}$	$\delta_{\max} = \frac{2}{3} \frac{\sigma_{i\max}}{E} \frac{l^2}{h}$
<p>Triunghiulară</p>	$\sigma_{i\max} = \frac{6Fl}{bh^2}$	$\delta_{\max} = \frac{\sigma_{i\max}}{E} \frac{l^2}{h}$
<p>Trapezoidală</p>	$\sigma_{i\max} = \frac{6Fl}{bh^2}$	$\delta_{\max} = \frac{2}{3} c_0 \frac{\sigma_{i\max}}{E} \frac{l^2}{h}$ $c_0 = \frac{3}{2 + \frac{b_1}{b}}$

Tabelul 11.15 (continuare)

Forma lamelei Schema de calcul	Calculul la încovoiere	Calculul la deformații
Dreptunghiulară cu h variabil după o parabolă 	$\sigma_{i\max} = \frac{6Fl}{bh^2}$	$\delta_{\max} = \frac{4}{3} \frac{\sigma_{i\max}}{E} \frac{l^2}{h}$
Arc lamelar dublu 	$\sigma_{i\max} = \frac{6Fl}{bh^2}$	$\delta_{\max} = \frac{2}{3} \frac{\sigma_{i\max}}{E} \frac{l^2}{h}$
$\sigma_{at} = 450 \dots 600 \text{ MPa}$ [3, 6, 11, 18], pentru arcuri din oțel de arc.		

11.7.2. Arcuri în foi

Arcurile în foi sunt compuse din mai multe lamele de lungimi diferite, suprapuse și asamblate la mijloc cu o brățară de strângere, denumită brid sau legătură de arc, astfel încât toate lamelele să participe simultan la preluarea sarcinii exterioare.

Datorită avantajelor pe care le prezintă, arcurile în foi sunt folosite la suspensiile vehiculelor (automobile, tractoare, vagoane, locomotive etc.), ca element de amortizare la ciocanele mecanice de forjă, la tamponașele ascensoarelor etc.

Variantele uzuale de arcuri în foi sunt: arcul cu un singur braț sau sfertul de arc (fig. 11.47, a); arcul cu două brațe (fig. 11.47, b); arcul cantilever (fig. 11.47, c), variantă a arcului cu două brațe, la care sarcina se transmite prin una din extremități; arcul închis sau dublu (fig. 11.47, d), format din două arcuri deschise, suprapuse [6, 8, 9, 11].

La suspensiile vehiculelor grele, prin utilizarea unui arc suplimentar 2 (fig. 11.48, a), se obține micșorarea rigidității arcului principal 1. O îmbunătățire adusă suspensiilor cu arcuri în foi o reprezintă arcul cu un capăt alunecător (fig. 11.48, b), la care capătul 1 alunecă pe suprafața curbă a suportului 2, montat pe șasiu, lungimea arcului micșorându-se o dată cu creșterea sarcinii și determinând mărirea rigidității arcului; caracteristica arcului este neliniară.

O soluție relativ nouă o reprezintă arcurile în foi parabolice (fig. 11.48, c), la care grosimea lamelelor scade parabolic, de la mijloc spre capete, solicitarea de-a lungul lamelelor devenind uniformă. Greutatea acestui arc este cu 33% mai mică comparativ cu alte tipuri de arcuri în foi, iar numărul de lamele se reduce la 3 sau 4, ca urmare a creșterii gradului de utilizare a materialului. Ca urmare a separării foilor prin garnituri de material plastic, și frecarea dintre lamele scade cu 80% [6, 11].

Frecarea dintre foile arcului apare ca urmare a alunecării relative a foilor, când arcul se deformează sub acțiunea sarcinii exterioare. Alunecarea este nulă în dreptul legăturii de arc și atinge valoarea maximă la capătul foilor. Datorită frecării dintre foi, arcul are capacitatea de a

amortiza vibrațiile (v. fig. 11.2). Frecarea dintre foi este dependentă de [6, 11]: calitatea suprafețelor foilor; starea de ungere a suprafețelor în contact; mărimea sarcinii aplicate arcului; numărul foilor de arc și lungimea acestora.

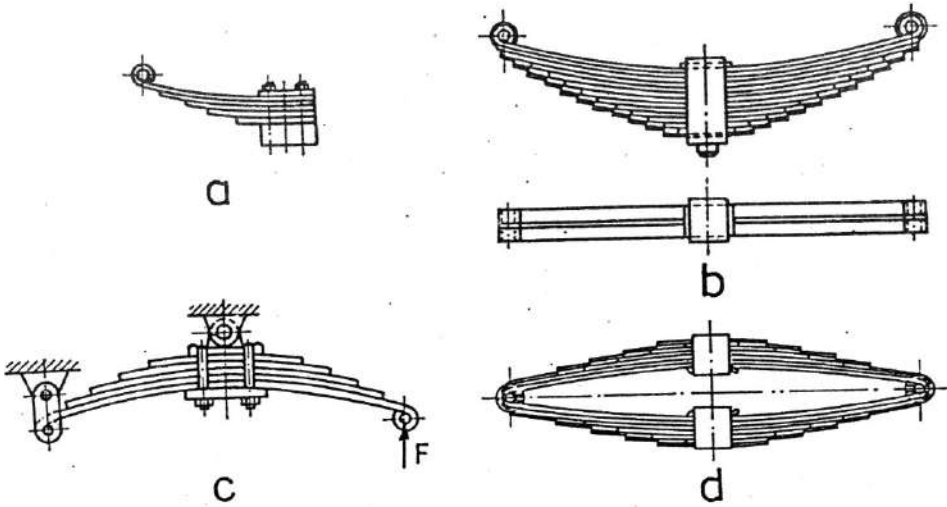


Fig. 11.47

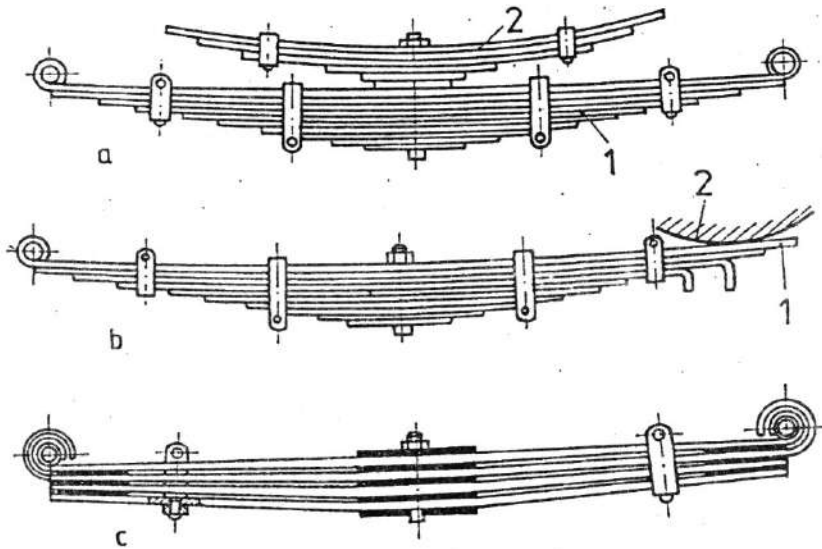


Fig. 11.48

Foile arcului se execută din oțeluri pentru arcuri, prin prelucrare la cald, tratamentul termic constând într-o călire în ulei sau apă, la $800^{\circ}\text{C} \dots 860^{\circ}\text{C}$, urmată de o revenire, la $350^{\circ}\text{C} \dots 540^{\circ}\text{C}$. Foile de arc se execută cu o curbură inițială și, pentru ca toate foile să participe la preluarea sarcinii, raza de curbură scade cu micșorarea lungimii acestora (fig. 11.49) [9].

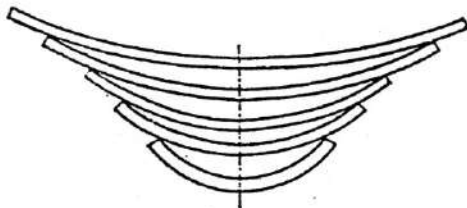


Fig. 11.49

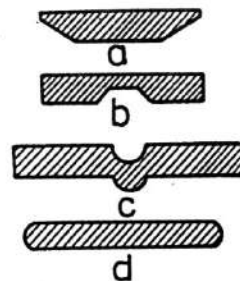


Fig. 11.50

Secțiunea foilor de arc poate avea diferite forme (fig. 11.50), foile prevăzute cu un canal pe una din fețe și cu o nervură longitudinală pe fața opusă (fig. 11.50, c) fiind cel mai frecvent întâlnite, această formă împiedicând deplasarea laterală a foilor [6, 9].

Capetele foilor de arc [8, 9] pot fi drepte sau trapezoidale (fig. 11.51), pentru forma capătului foi principale existând o mare diversitate de soluții constructive, câteva din variantele pentru sistemul de prindere cu ochiuri fiind prezentate în fig. 11.52. La unele automobile, capetele arcurilor se fixează într-o pernă de cauciuc (fig. 11.52, f). Capetele arcurilor se pot rezema și fără ochiuri, pe suportți fixați pe lonjeronul vehiculului (fig. 11.52, g), soluție economică, dar caracterizată prin frecări, uzuri și nivel de zgomot, mari.

Durata de funcționare a suspensiilor cu arcuri în foi este limitată de uzura articulațiilor, acestea având o durată de funcționare de 2...4 ori mai mică decât cea a arcului. Pentru diminuarea acestui dezavantaj, bușele de bronz (fig. 11.53, a) au fost înlocuite cu bușe din material plastic (fig. 11.53, b), iar la autoturisme se întrebuințează frecvent bușe din cauciuc [8].

Legăturile de arc (bridele) se execută într-o mare varietate de forme constructive: brățară strânsă cu șurub (fig. 11.54, a); brățară strânsă prin îndoire (fig. 11.54, b); brățară și eclise strânse cu șuruburi etc. [8, 9].

Arcurile în foi se caracterizează printr-o amortizare necontrolabilă, datorită frecării dintre foi, care depinde de gradul de uzare și de ungere al arcului. Pentru înlăturarea frecării, se introduc între foi, la mijloc și la capetele arcului, garnituri speciale din cauciuc sau materiale plastice.

Pentru înlăturarea coroziunii foilor, se folosesc acoperiri de protecție, realizate din polietilenă cu grosimea stratului de $0,5 \dots 0,7$ mm sau din poliamide cu grosimea stratului de $0,1 \dots 0,2$ mm.

Pentru utilizarea rațională a materialului din care se execută arc în foi, acesta trebuie să aibă forma unei grinzii de egală rezistență. Se poate considera că foile de arc provin din secționarea în benzi a unui arc lamelar triunghiular sau trapezoidal (fig. 11.55) și așezarea acestor benzi în pachete. Atât dimensiunile arcului lamelar trapezoidal echivalent, cât și ale foilor de arc sunt notate în fig. 11.55. Arcul echivalent are aceeași lungime L , același moment de inerție I_2 și același modul de rezistență W_2 cu arc în foi real.

Echivalarea arcului în foi cu un arc lamelar permite stabilirea unor relații de calcul simple, prezentate în tabelul 11.16, utilizabile pentru calculul simplificat al principalelor tipuri de arcuri în foi, plecând de la relațiile de calcul al arcului lamelar trapezoidal și al arcului dublu, prezentate în tabelul 11.15.

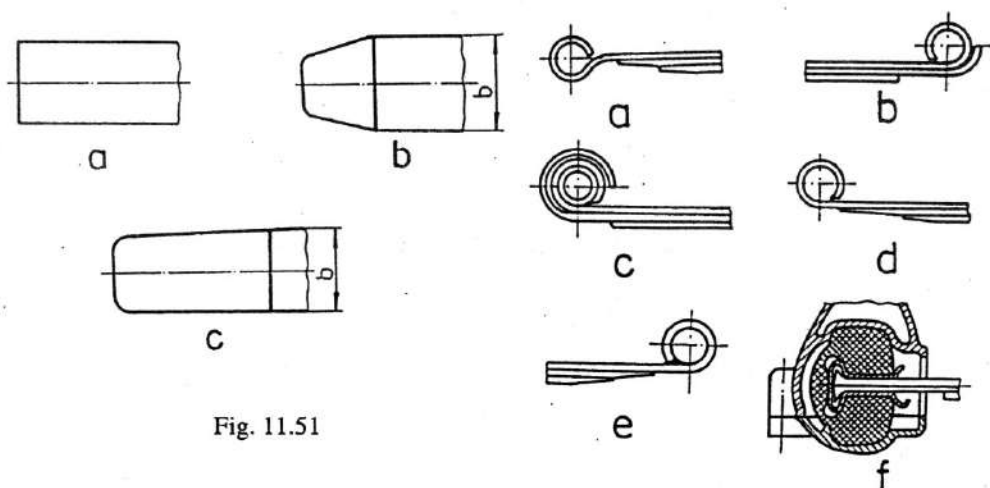


Fig. 11.51

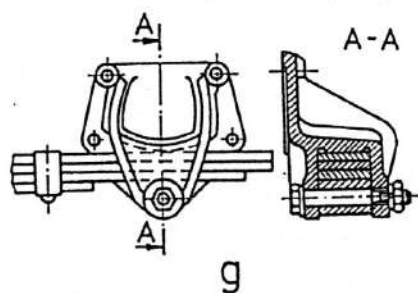
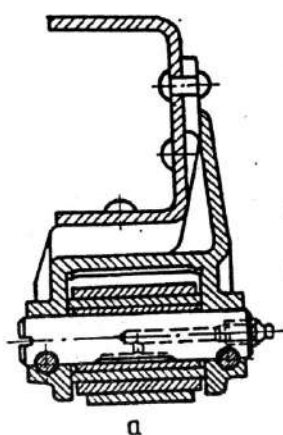


Fig. 11.52

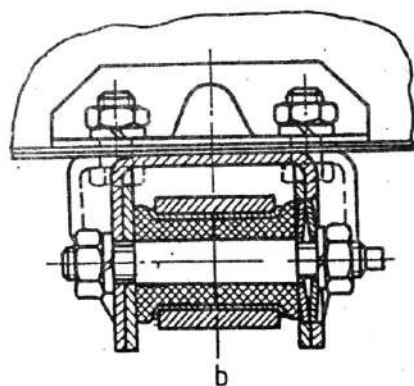


Fig. 11.53

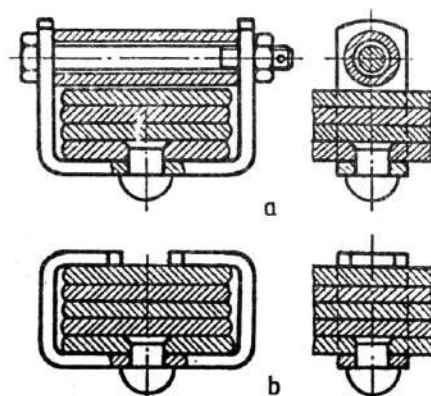


Fig. 11.54

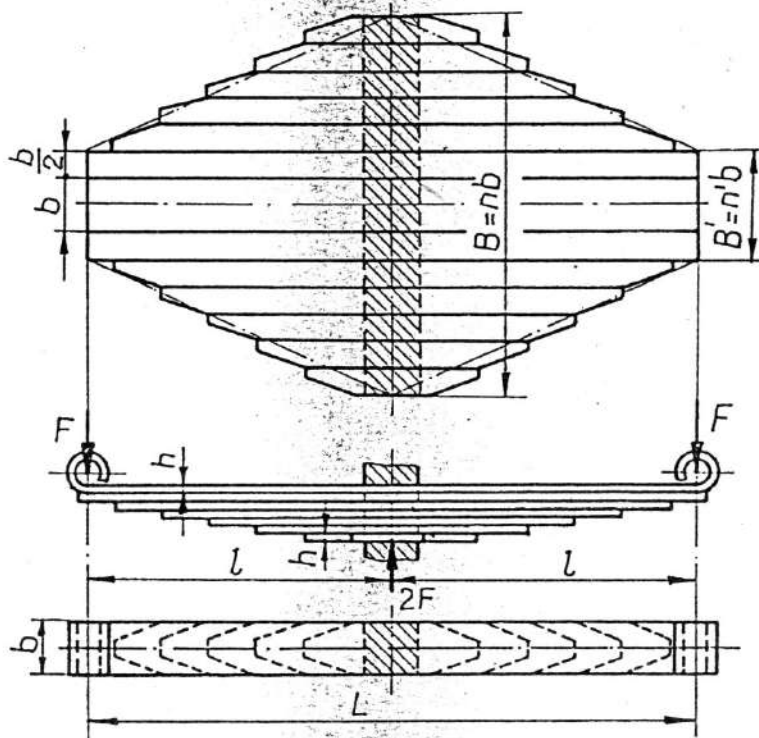
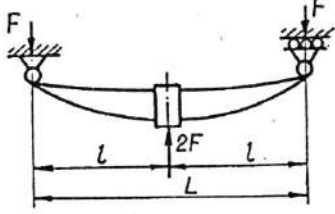
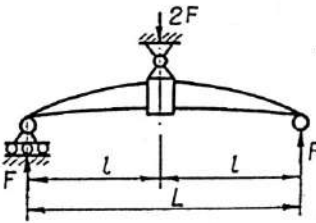


Fig. 11.55

Tabelul 11.16. Relații pentru calculul simplificat al principalelor tipuri de arcuri în foi [6, 8, 11]

Tipul arcului	Schema de calcul	Tensiunea maximă de încovoiere	Săgeata maximă
Cu un singur braț (sfertul de arc)		$\sigma_{i\max} = \frac{6Fl}{nbh^2}$	$\delta_{\max} = \frac{2}{3}c_0 \frac{\sigma_{i\max} l^2}{Eh} = \frac{4}{n}c_0 \frac{Fl^3}{Ebh^3}$

Tabelul 11.16 (continuare)

Tipul arcului	Schema de calcul	Tensiunea maximă de încovoiere	Săgeata maximă
Cu două brațe		$\sigma_{i\max} = \frac{3Fl}{nbh^2}$	$\delta_{\max} = \frac{2}{3}c_0 \frac{\sigma_{i\max} l^2}{Eh} =$ $= \frac{c_0 FL^3}{2nEbh^3}$ (la mijlocul foi)
Cantilever		$\sigma_{i\max} = \frac{3Fl}{nbh^2}$	$\delta_{\max} = \frac{4}{3}c_0 \frac{\sigma_{i\max} l^2}{Eh} =$ $= \frac{c_0 FL^3}{nEbh^3}$ (la capătul liber)
Observație: $c_0 = \frac{3}{2+B'} = \frac{3}{2+n'/n}$, unde: B și B' reprezintă baza mare, respectiv baza mică a arcului lamelar trapezoidal echivalent (v. fig. 11.55); n' - numărul foilor cu lungimea egală cu cea a foi principale; n - numărul total de foi; $\sigma_{at} = 450...600$ MPa.			

11.8. Arcuri inelare

Arcurile inelare sunt formate din mai multe inele dublu tronconice montate axial, alternativ, unele exterioare și altele interioare (fig. 11.56). Au o capacitate de încărcare foarte mare, la dimensiuni de gabarit relativ reduse. Inelele se realizează cu suprafețe laterale cilindrice - arcuri inelare masive (fig. 11.56, a) sau cu suprafețe laterale dublu conice - arcuri inelare ușoare (fig. 11.56, b).

Sub acțiunea forței exterioare, inelele alunecă reciproc, pe suprafețele tronconice în contact. Ca urmare, inelele exterioare sunt sollicitate la întindere, iar cele interioare la compresiune. Lucrul mecanic al forței exterioare este consumat pentru deformația elastică a inelelor și pentru învingerea frecărilor dintre acestea. Datorită frecărilor mari între inele, caracteristica elastică a arcului inelar (fig. 11.57) conține o buclă histeresis mare, forța de destindere F' fiind mult inferioară forței F care sollicită arcul.

Săgeata arcului este limitată de atingerea inelelor pe suprafețele lor frontale, evitându-se astfel suprasolicitarea acestora. Încărcarea arcului, până la această situație, trebuie evitată. Inelele de capăt lucrează numai pe câte o singură suprafață tronconică și din acest motiv, de cele mai multe ori, se montează semiinele.

Pentru calculul arcurilor inelare, se consideră că presiunea de strivire se repartizează uniform pe suprafețele în contact, iar tensiunile care apar în inele s-au determinat pe baza relațiilor de calcul pentru vase cu pereți subțiri [9].

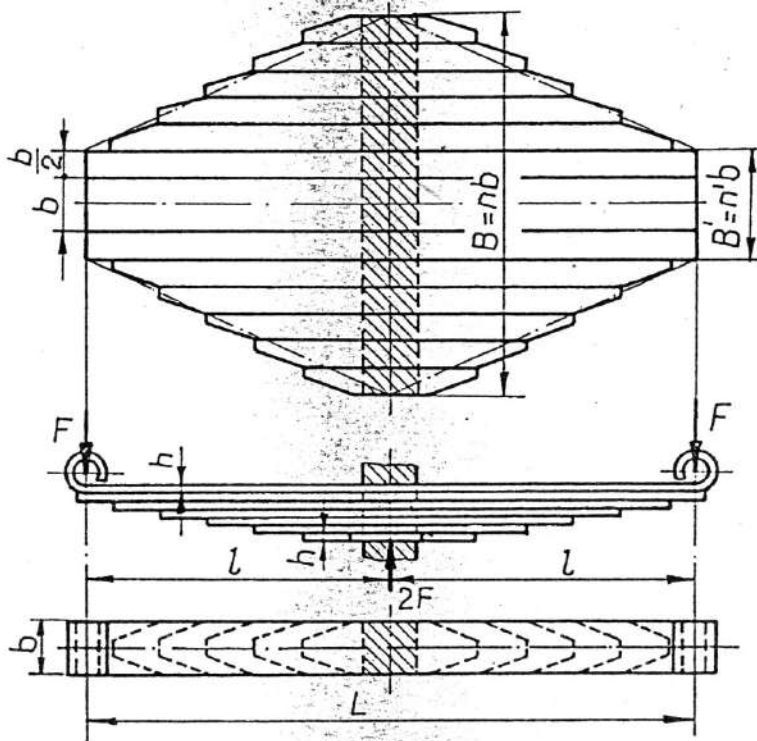
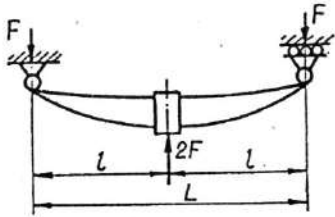
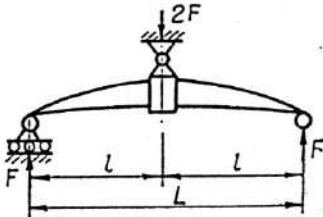


Fig. 11.55

Tabelul 11.16. Relații pentru calculul simplificat al principalelor tipuri de arcuri în foi [6, 8, 11]

Tipul arcului	Schema de calcul	Tensiunea maximă de încovoiere	Săgeata maximă
Cu un singur braț (sfertul de arc)		$\sigma_{i\max} = \frac{6Fl}{nbh^2}$	$\delta_{\max} = \frac{2}{3}c_0 \frac{\sigma_{i\max} l^2}{Eh} = \frac{4}{n} c_0 \frac{Fl^3}{Ebh^3}$

Tabelul 11.16 (continuare)

Tipul arcului	Schema de calcul	Tensiunea maximă de încovoiere	Săgeata maximă
Cu două brațe		$\sigma_{i\max} = \frac{3Fl}{nbh^2}$	$\delta_{\max} = \frac{2}{3}c_0 \frac{\sigma_{i\max} l^2}{Eh} =$ $= \frac{c_0 FL^3}{2nEbh^3}$ (la mijlocul foii)
Cantilever		$\sigma_{i\max} = \frac{3Fl}{nbh^2}$	$\delta_{\max} = \frac{4}{3}c_0 \frac{\sigma_{i\max} l^2}{Eh} =$ $= \frac{c_0 FL^3}{nEbh^3}$ (la capătul liber)
Observație: $c_0 = \frac{3}{2+B'} = \frac{3}{2+n'/n}$, unde: B și B' reprezintă baza mare, respectiv baza mică a arcului lamelar trapezoidal echivalent (v. fig. 11.55); n' - numărul foilor cu lungimea egală cu cea a foii principale; n - numărul total de foi; $\sigma_{af} = 450 \dots 600$ MPa.			

11.8. Arcuri inelare

Arcurile inelare sunt formate din mai multe inele dublu tronconice montate axial, alternativ, unele exterioare și altele interioare (fig. 11.56). Au o capacitate de încărcare foarte mare, la dimensiuni de gabarit relativ reduse. Inelele se realizează cu suprafețe laterale cilindrice - arcuri inelare masive (fig. 11.56, a) sau cu suprafețe laterale dublu conice - arcuri inelare ușoare (fig. 11.56, b).

Sub acțiunea forței exterioare, inelele alunecă reciproc, pe suprafețele tronconice în contact. Ca urmare, inelele exterioare sunt sollicitate la întindere, iar cele interioare la compresiune. Lucrul mecanic al forței exterioare este consumat pentru deformația elastică a inelelor și pentru învingerea frecărilor dintre acestea. Datorită frecărilor mari între inele, caracteristica elastică a arcului inelar (fig. 11.57) conține o buclă histeresis mare, forța de destindere F' fiind mult inferioară forței F care sollicită arcul.

Săgeata arcului este limitată de atingerea inelelor pe suprafețele lor frontale, evitându-se astfel suprasolicitarea acestora. Încărcarea arcului, până la această situație, trebuie evitată. Inelele de capăt lucrează numai pe câte o singură suprafață tronconică și din acest motiv, de cele mai multe ori, se montează semiinele.

Pentru calculul arcurilor inelare, se consideră că presiunea de strivire se repartizează uniform pe suprafețele în contact, iar tensiunile care apar în inele s-au determinat pe baza relațiilor de calcul pentru vase cu pereți subțiri [9].

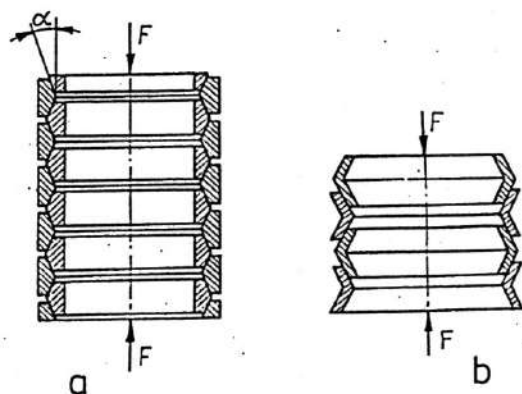


Fig. 11.56

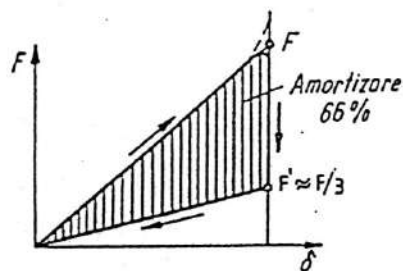


Fig. 11.57

Elementele geometrice ale arcurilor inelare sunt prezentate în fig. 11.58. Schemele de calcul prezentate în fig. 11.59 sunt la limita de solicitare, când inelele de același tip se ating frontal (fig. 11.59, *a* - faza de încărcare a arcului cu forța F ; fig. 11.59, *b* - faza de descărcare a arcului la forța de destindere F'). Metodologia de proiectare a arcurilor inelare este prezentată în tabelul 11.17.

În fig. 11.60 se prezintă două exemple de utilizare a arcurilor inelare în tehnică: *a* - tampon pentru preluarea și amortizarea șocurilor, utilizat la vehiculele pe șine; *b* - reazem elastic metalic, folosit la nave fluviale și maritime.

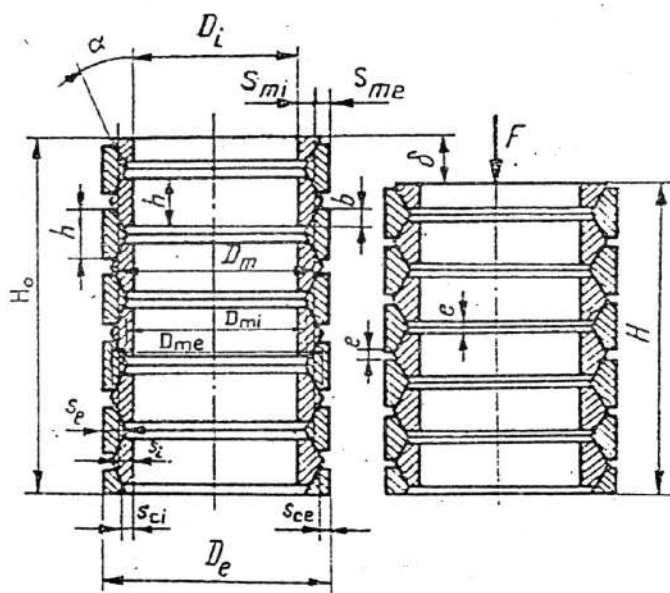


Fig. 11.58

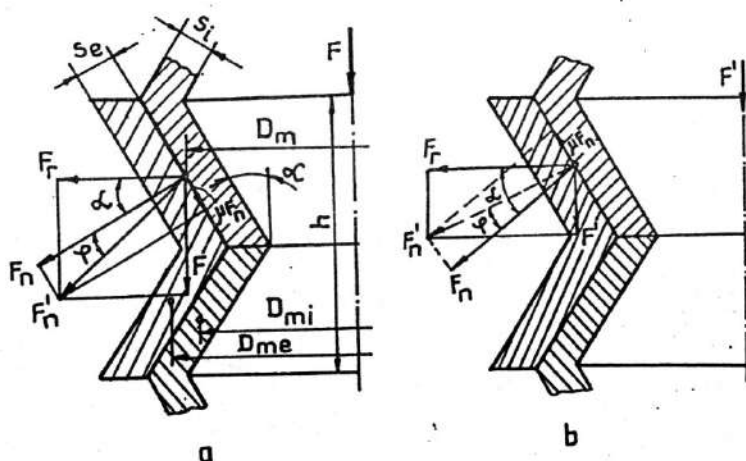


Fig. 11.59

Tabelul 11.17. Relații de calcul și recomandări pentru proiectarea arcurilor inelare [8, 14]

Elementul care se calculează	Simbol și unitate de măsură	Relații de calcul. Recomandări
DATE DE PROIECTARE		
Forța maximă	F, N	
Diametrul mediu al arcului	D_m, mm	
Condiții funcționale și tehnologice	—	Durata de funcționare, modul de obținere a inelelor etc.
ALEGEREA MATERIALULUI		
Simbol și STAS	—	Tabelul 11.1
Rezistența admisibilă	$\sigma_{at}, \sigma_{ac}, MPa$	Tabelul 11.18
Presiunea admisibilă dintre inele	p_a, MPa	$p_a = (0,1 \dots 0,2) \sigma_{at}$
CALCULUL DE REZISTENȚĂ		
Unghiul de înclinare a suprafețelor conice	α, grd	$\alpha = 14^\circ \dots 17^\circ$ $\alpha_{\min} = 12^\circ$ - pentru suprafețe prelucrate $\alpha_{\min} = 14^\circ$ - pentru suprafețe neprelucrate
Unghiul de frecare	φ, grd	$\varphi = 9^\circ$ - pentru inele masive, neprelucrate $\varphi = 8,5^\circ$ - pentru inele masive, prelucrate $\varphi = 7^\circ$ - pentru inele ușoare, prelucrate $\varphi < \alpha$ - pentru evitarea blocării
Aria transversală a inelului exterior (e), respectiv interior (i)	A_e, A_i, mm^2	$A_e = \frac{F}{\pi \sigma_{at} \tan(\alpha + \varphi)}$; $A_i = \frac{F}{\pi \sigma_{ac} \tan(\alpha + \varphi)}$ $A_e/A_i = 1 \dots 1,3$

Tabelul 11.17.(continuare)

Elementul care se calculează	Simbol și unitate de măsură	Relații de calcul. Recomandări
Grosimea medie a inelului exterior (e), respectiv interior (i)	s_{me}, s_{mi} , mm	$s_{me} = \frac{D_m \cdot p_a}{2 \cdot \sigma_{at}}$; $s_{mi} = \frac{D_m \cdot p_a}{2 \cdot \sigma_{ac}}$
Înălțimea inelelor	h , mm	$h = \frac{A_e}{s_{me}}$; $h > \frac{1}{6}(D_m + 2s_{me})$ $h = \frac{1}{5}(D_m + 2s_{me})$, recomandabil
Forța de destindere	F' , N	$F' = F \cdot \frac{[\tan(\alpha - \varphi)]}{[\tan(\alpha + \varphi)]}$
Diametrele medii ale inelului exterior (e), respectiv interior (i)	D_{me}, D_{mi} , mm	$D_{me} = D_m + s_{me}$ $D_{mi} = D_m - s_{mi}$
Verificarea inelelor la tracțiune, respectiv compresiune	σ_t, σ_c , MPa	$\sigma_t = \frac{F}{\pi A_e \tan(\alpha + \varphi)} \leq \sigma_{at}$ $\sigma_c = \frac{F}{\pi A_i \tan(\alpha + \varphi)} \leq \sigma_{ac}$
CALCULUL LA DEFORMAȚII		
Săgeata unui singur inel	δ_0 , mm	$\delta_0 = \frac{D_{me} \sigma_{at} + D_{mi} \sigma_{ac}}{2 E \tan \alpha}$ $E = (2,1 \dots 2,15) \cdot 10^5$ MPa Se recomandă $h/\delta_0 = 4,6 \dots 9$
Săgeata totală a arcului inelar	δ , mm	$\delta = (z - 1) \delta_0$ S-a introdus $(z - 1)$, deoarece inelele de capăt funcționează numai cu o suprafață conică; de obicei, la capete se montează semiinele (v. fig. 11.56 și 11.58)
Rigiditatea arcului inelar	c , N/mm	$c = \frac{2 \pi E \tan \alpha \tan(\alpha + \varphi)}{(z - 1) \left(\frac{D_{me}}{A_e} + \frac{D_{mi}}{A_i} \right)}$
CALCULUL ELEMENTELOR GEOMETRICE		
Diametrul exterior, respectiv interior al inelelor	D_e, D_i , mm	$D_e = D_m + 2 s_{me}$ $D_i = D_m - 2 s_{mi}$
Jocul dintre fețele frontale, la arcul complet comprimat	e , mm	$e \approx 0,005 (D_e + D_i)$ - inele neprelucrate $e \approx 0,0025 (D_e + D_i)$ - inele prelucrate
Grosimea efectivă a inelelor la capete (c), respectiv la mijloc	$s_{ce}, s_{ci}, s_{e}, s_{i}$, mm	$s_{ce} = s_{me} - (h/4) \tan \alpha$; $s_{ci} = s_{mi} - (h/4) \tan \alpha$ $s_e = s_{me} + (h/4) \tan \alpha$; $s_i = s_{mi} + (h/4) \tan \alpha$
Lungimea arcului complet comprimat (sub sarcina F)	H , mm	$H = \frac{1}{2}(z - 1)(h + e)$ - capete cu semiinele $H = (z + 1) \frac{h}{2} + (z - 1) \frac{e}{2}$ - cu inele întregi
Lungimea arcului în stare liberă	H_0 , mm	$H_0 = H + \delta$

Tabelul 11.18. Valorile rezistențelor admisibile σ_{at} și σ_{ac} pentru arcurile inelare [9]

Tipul inelului	Durata normală de funcționare	Durată redusă de funcționare	
		Inele neprelucrate	Inele prelucrate
Inel exterior, σ_{at} MPa	800	1000	1200
Inel interior, σ_{ac} MPa	1200	1300	1500

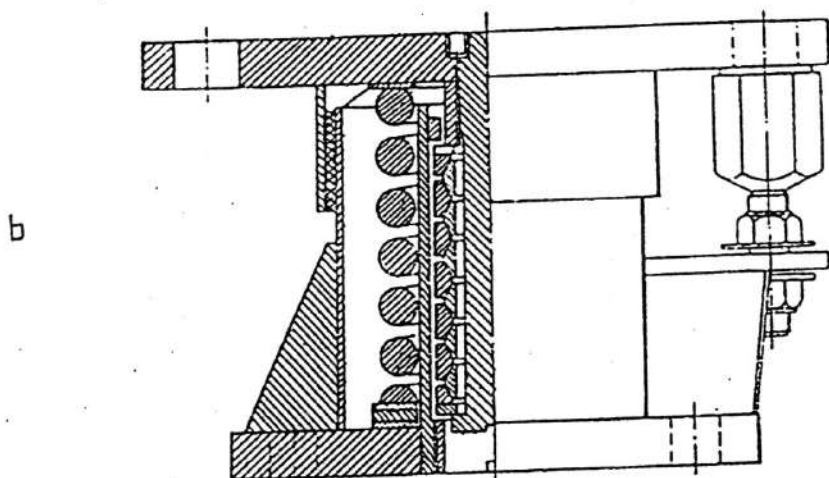
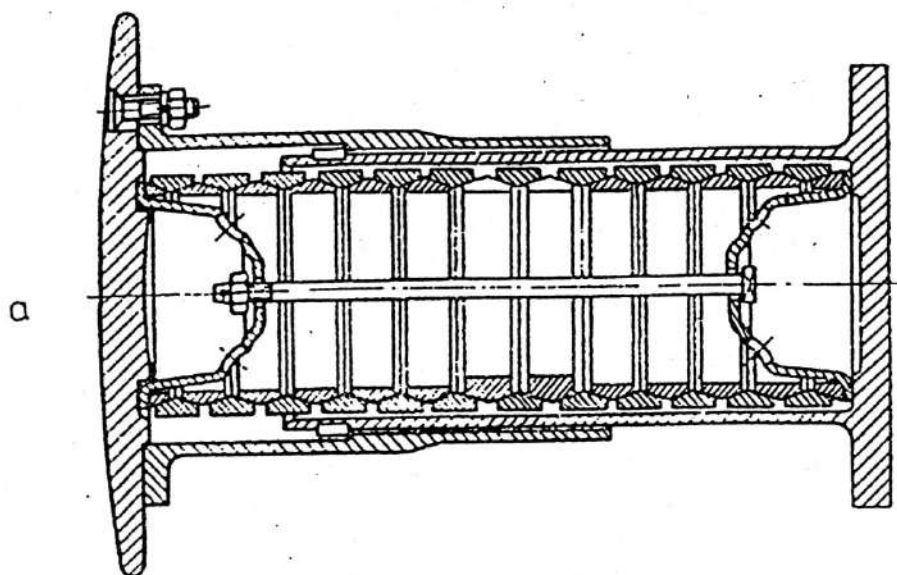


Fig. 11.60

11.9. Arcuri din cauciuc

Arcurile din cauciuc sunt utilizate pe scară largă, ca urmare a proprietăților deosebite pe care le au: capacitate mare de amortizare; construcție și tehnologie simple; cost redus; funcționare sigură și silențioasă. Aceste arcuri au o capacitate foarte mare de deformare elastică, ajungând să lucreze cu deformații la care legile liniare, caracteristice pieselor metalice, își pierd valabilitatea.

Materialul acestor arcuri este compus din cauciuc natural sau sintetic și elemente de adaos, cum ar fi: negru de fum, agenți vulcanizatori etc. Cauciucul sintetic este superior cauciucului natural în ceea ce privește rezistența mecanică, rezistența la uzare și la acțiunea agenților chimici (ulei, benzină etc.), având în general aceleași proprietăți elastice [8, 11].

La cauciuc, dependența dintre tensiunea σ și alungirea ϵ este, în general, neliniară (fig. 11.61, a). Suprafața dintre curba de încărcare și cea de descărcare definește lucrul mecanic consumat prin frecările interioare care apar în masa cauciucului. Alura curbei $\sigma = f(\epsilon)$ depinde, în special, de cantitatea materialelor de adaos, în sensul creșterii durtății și a gradului de amortizare cu creșterea conținutului de material de adaos [8, 11]. La încărcări și descărcări repetate, are loc o deplasare a caracteristicii arcului din cauciuc (fig. 11.61, b).

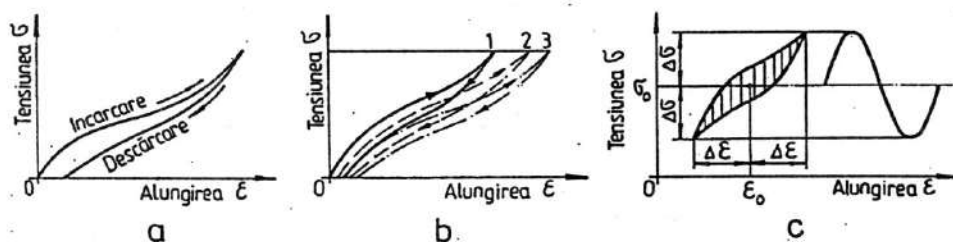


Fig. 11.61

Dependența dintre tensiune și deformație, pentru solicitări variabile ciclic, aplicate unei epruvete pretensionate cu tensiunea σ_0 , la deformația ϵ_0 , este prezentată în fig. 11.61, c.

Modulul de elasticitate longitudinală E fiind definit prin relația $E = \Delta\sigma/\Delta\epsilon$, rezultă că la cauciuc, datorită caracteristicii neliniare, $E \neq \text{const}$. De asemenea, modulul de elasticitate dinamic E_{din} diferă de cel static E :

$$E_{din} = K_{din} E, \quad (11.9)$$

unde $K_{din} = 1,1 \dots 1,4$ pentru cauciuc natural și $K_{din} = 1,5 \dots 2$ pentru cauciuc sintetic [8].

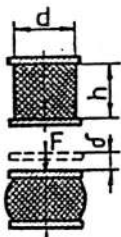
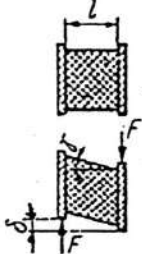
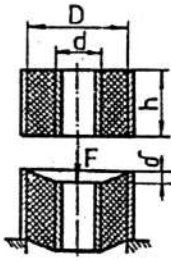
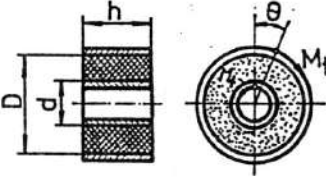
Capacitatea de amortizare a arcurilor din cauciuc se datorește frecărilor interne care apar în masa cauciucului, aceste arcuri putând amortiza până la 40% din energia primită. Frecările interne determină încălzirea arcului, în anumite situații fiind necesare măsuri de evacuare a căldurii rezultate.

Proprietățile cauciucului sunt influențate de mediul ambiant (temperatură, radiații, umiditate, agenți chimici etc.), sub acțiunea căruia cauciucul își înrăutățește proprietățile (îmbătrânește).

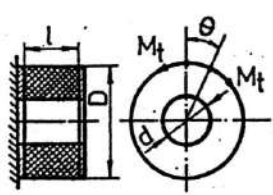
Datorită caracteristicii elastice neliniare, arcurile din cauciuc sunt utilizate, în general, pentru amortizarea șocurilor și vibrațiilor, la suspensiile mașinilor și instalațiilor stabile, a vehiculelor rutiere și feroviare, la schimbarea turației critice a unor organe de mașini, la compensarea erorilor de montaj sau funcționale ale unor lanțuri cinematice etc.

Calculul arcurilor din cauciuc este o problemă complexă, ca urmare a necunoașterii cu precizie a proprietăților cauciucului. În tabelul 11.19 sunt prezentate relațiile pentru calculul principalelor tipuri de arcuri simple din cauciuc, relații valabile numai în domeniul linear al caracteristicii elastice, adică în domeniul deformațiilor mici.

Tabelul 11.19. Relații de calcul pentru principalele tipuri de arcuri din cauciuc
[8, 9, 11, 14]

Tipul arcului și schema de solicitare	Relații de calcul. Recomandări
Arc cilindric solicitat la compresie 	$\sigma = \frac{4F}{\pi d^2} = \frac{\delta E_c}{h} \leq \sigma_a$ $\delta = \frac{4Fh}{\pi d^2 E_c}; \quad c = \frac{F}{\delta} = \frac{\pi d^2 E_c}{4h}$ $E_c = \psi G$ $\psi - \text{din fig. 11.62}; \quad \psi_f = \frac{d}{4h}; \quad G - \text{din fig. 11.63}$ Domeniul de valabilitate: $\delta \leq 0,2h$
Arc solicitat la forfecare 	$\tau = \frac{F}{A} \leq \tau_a; \quad \gamma = \frac{\tau}{G}$ $\delta = l \tan\left(\frac{\tau}{G}\right)$ $c = \frac{F}{l \tan\left(\frac{\tau}{G}\right)}$ Domeniul de valabilitate: $\delta \leq 0,35 l$
Arc - bușă solicitat la forfecare 	$\tau_{\max} = \frac{F}{\pi d h} \leq \tau_a$ $\delta = \frac{F}{2\pi h G} \ln\left(\frac{D}{d}\right)$ $c = \frac{2\pi h G}{\ln\frac{D}{d}}$ Domeniul de valabilitate: $\delta = 0,35 \left(\frac{D-d}{2}\right)$
Arc - bușă solicitat la torsiune (armat cu bușe metalice) 	$\tau_{\max} = \frac{2 M_t}{\pi d^2 h} \leq \tau_a$ $\theta = \frac{M_t}{\pi h G} \left(\frac{1}{d^2} - \frac{1}{D^2}\right)$ $c' = \frac{\pi h G}{\frac{1}{d^2} - \frac{1}{D^2}}$ Domeniul de valabilitate: $\theta \leq 40^\circ$

Tabelul 11.19 (continuare)

Tipul arcului și schema de solicitare	Relații de calcul. Recomandări
Arc - bucsă sollicitat la torsiune (armat cu discuri metalice)	 $\tau_{\max} = \theta \frac{D}{2l} G \leq \tau_a$ $\theta = \frac{32 M_t l}{\pi G (D^4 - d^4)}$ $c' = \frac{\pi G (D^4 - d^4)}{32l}$ Domeniul de valabilitate: $\theta \leq 20^\circ$

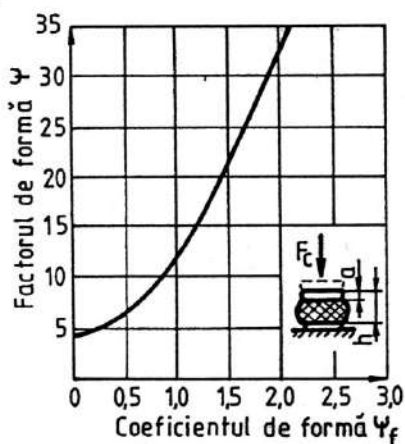


Fig. 11.62

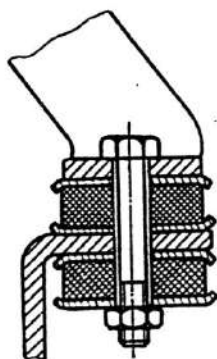


Fig. 11.64

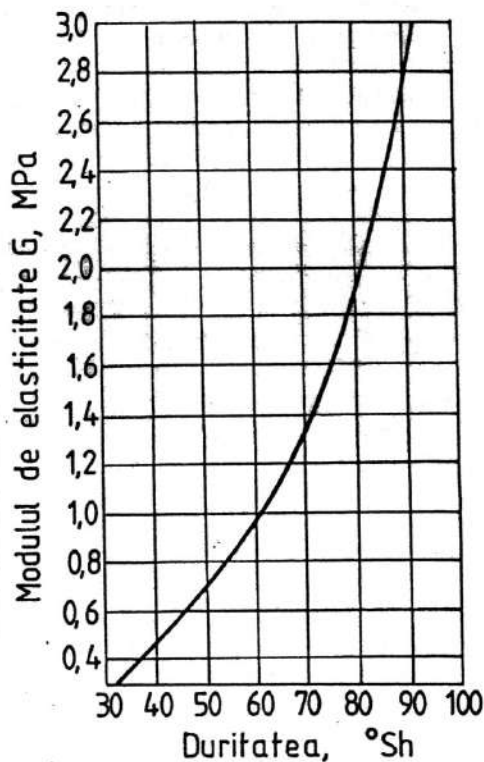


Fig. 11.63

Tabelul 11.20. Rezistențe admisibile pentru calculul arcurilor din cauciuc [8]

Natura solicitării		Rezistențe admisibile (valori orientative), MPa		
		Sarcini statice	Sarcini variabile	
			Cu șocuri rare	Ciclic
Tracțiune		1...2	1...1,5	0,5...1
Compresiune		3...5	2,5...5	1...1,5
Forfecare	paralelă	1...2	1...2	0,3...0,5
	cu rotire	2	2	0,3...1
Torsiune		2	2	0,3...0,5

Valorile rezistențelor admisibile pentru arcurile din cauciuc sunt influențate de calitatea cauciucului, de tipul armăturilor metalice pe care este fixat elementul elastic și de tipul solicitării. Rezistențele admisibile, pentru diferite solicitări, sunt prezentate în tabelul 11.20.

Îmbinarea elementului elastic din cauciuc cu armăturile metalice se realizează prin vulcanizare sau lipire cu adezivi sintetici. Rezistențele admisibile, la solicitarea de forfecare, pentru aceste îmbinări, se recomandă după cum urmează: $\tau_{f0} = 1,4...4$ MPa - pentru armături vulcanizate; $\tau_{f0} \leq 0,1$ MPa - pentru armături lipite [8].

Întrucât cauciucul este practic incompresibil, la proiectarea arcurilor din cauciuc trebuie asigurată variația liberă a formei arcului încărcat, cel puțin după o direcție. Se recomandă ca arcurile din cauciuc să fie astfel montate încât să poată prelua sarcini în ambele sensuri (fig. 11.64), evitându-se solicitarea la întindere.

Pentru diverse domenii de utilizare, există forme normalizate ale arcurilor din cauciuc, prezentate în cataloagele firmelor producătoare.

Pentru solicitarea de compresiune, sunt frecvent utilizate arcurile cave din cauciuc, prezentate în fig. 11.65 [8]: *a* - forma standard; *b* - arcul cu două secțiuni; *c* - arcul cu mai multe secțiuni; *d* - arcul cav sub formă de pagodă. În suspensia vehiculelor, aceste arcuri sunt folosite ca element elastic suplimentar (corector de rigiditate), ca element elastic principal sau ca tampon amortizor de șocuri. Comparativ cu arcurile metalice, arcurile cave din cauciuc nu necesită întreținere în exploatare, au capacitate mare de amortizare, pot fi proiectate cu caracteristică neliniară, sunt ușor de montat, au rezistență mare și histerzis redus. Prin utilizarea unor poziții de cauciuc cu duritate Shore diferită, se pot obține caracteristici elastice diferite, pentru aceleași tipodimensiuni de arcuri.

Fixarea arcului cav trebuie să asigure o solicitare perfect centrică a acestuia, exemple de fixare fiind prezentate în fig. 11.66.

Pentru atenuarea efectelor șocurilor și vibrațiilor, se folosesc diferite tipuri de tampeane din cauciuc, de felul celor prezentate în fig. 11.67 (*a* - pentru preluarea sarcinilor verticale și orizontale; *b* - pentru preluarea de sarcini numai verticale).

Reazemele elastice sunt elemente portante, din cauciuc, cu armături metalice, folosite la fixarea unor subansamble, agregate, mașini etc., îndeplinind și rolul de izolare a vibrațiilor.

Din punctul de vedere al modulului de izolare a vibrațiilor, reazemele elastice pot fi: active - împiedică transmiterea vibrațiilor de la sursa perturbatoare la mediul înconjurător; pasive - împiedică transmiterea vibrațiilor de la mediul înconjurător spre structura izolată; combinate - îndeplinesc ambele roluri.

Reazemele din fig. 11.68, *a* și *b* se utilizează pentru vibroizolarea mașinilor cu turații medii și mari, cel din fig. 11.68, *c* la montarea mașinilor fără fixare pe sol, iar cel din fig. 11.69 la fixarea motoarelor cu ardere internă.

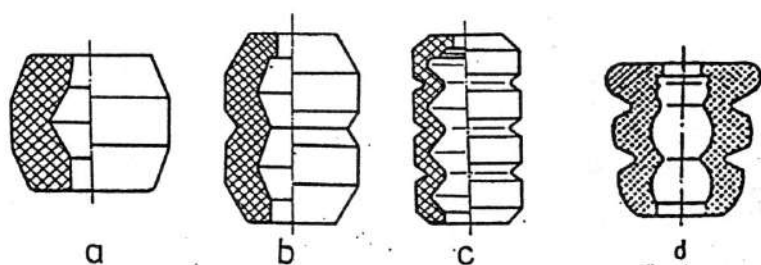


Fig. 11.65

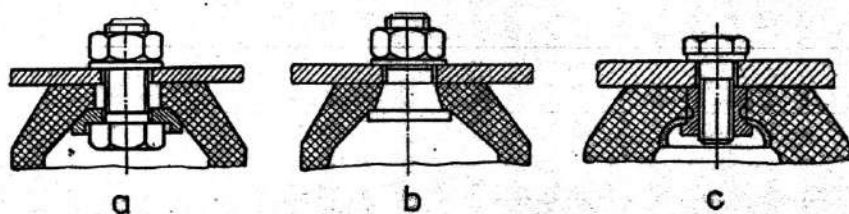


Fig. 11.66

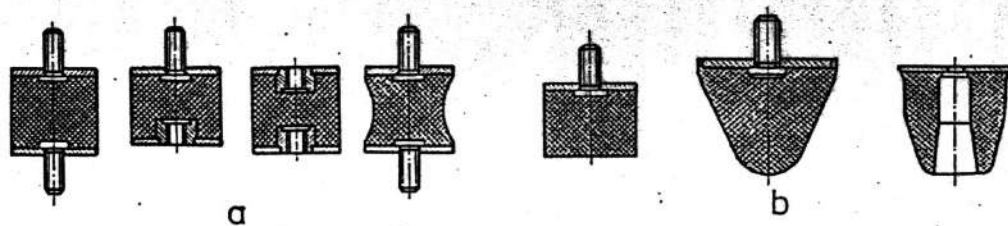


Fig. 11.67

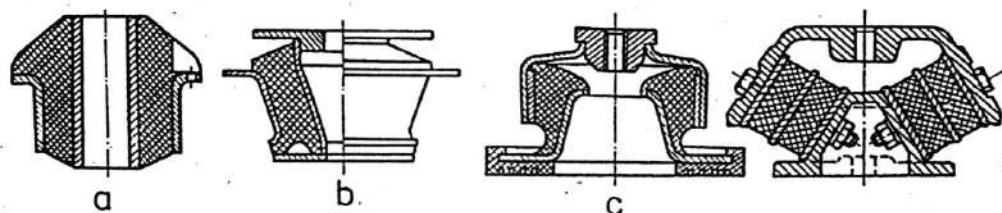


Fig. 11.68

Fig. 11.69

11.10. Amortizoare

Preluarea și amortizarea energiei vibrațiilor este unul dintre domeniile de utilizare a arcurilor. În situația în care pierderile realizate prin frecare în elementul elastic sunt insuficiente pentru sistemul mecanic pe care-l echipează, se impune folosirea *amortizoarelor* pentru disiparea rapidă a energiei vibrațiilor. De regulă, amortizoarele sunt realizate pentru destinații specifice: suspensii de vehicule rutiere și feroviare, suspensii de mașini unelte etc.

După principiul de funcționare, amortizoarele existente se pot grupa în trei categorii:

- amortizoare cu frecare în strat de fluid (amortizor vâcos);
- amortizoare cu frecare coulombiană;
- amortizoare cu pierderi prin curenți turbionari.

11.10.1. Amortizoare hidraulice vâscoase (cu frecare în strat de fluid)

Disiparea energiei la un astfel de amortizor se realizează, în principiu, prin: frecarea produsă de forfecarea unui fluid vâcos aflat între două elemente solide cu mișcare relativă între ele; forța rezistentă realizată la deplasarea fluidului printr-o conductă sau printr-un orificiu.

Principiul care și-a găsit o largă utilizare practică este cel la care forța rezistentă se datorește frecării vâscoase la trecerea fluidului prin orificii mici, soluția constructivă constituind-o *amortizorul telescopic*. Funcțional, aceste amortizoare sunt caracterizate prin cursa de comprimare și cursa de destindere, respectiv prin coeficienții de rezistență (a fluidului) la comprimare c_c și destindere c_d . Pentru $c_c = 0$, se obține un amortizor cu *simplu efect*, iar pentru $c_c \neq 0$, $c_d \neq 0$ un amortizor cu *dublu efect*, amortizor a cărui *caracteristică* este simetrică pentru $c_c = c_d$, respectiv asimetrică pentru $c_c < c_d$ (fig. 11.70). Soluția *caracteristică asimetrică* este folosită cu precădere la amortizoarele telescopice de automobile, la care $c_d = (2...5) c_c$.

Constructiv, amortizoarele hidraulice telescopice se pot realiza monotubulare sau bitubulare, diferențiate prin poziția camerei de compensare față de principalul element al amortizorului - pistonul.

Amortizorul telescopic monotubular (fig. 11.71) are camera de compensare dispusă axial, în prelungirea camerei funcționale (cilindrul principal), în care acționează pistonul principal 1. În acest piston sunt montate supapele de comprimare 2 și de destindere 3, supape formate din rondoale elastice, care obturează orificii realizate axial în corpul pistonului. În corpul monobloc 7 este plasat și pistonul separator 4, cu supapele de admisie 5 și cele de comunicare 6. În camera de compensare, perna de aer se găsește în contact direct cu lichidul din amortizor, ca în fig. 11.71, sau cele două medii pot fi separate printr-o membrană de cauciuc, fiind eliminat astfel fenomenul de emulsionare.

La deplasarea pistonului în sensul săgeții reprezentate cu linie continuă, lichidul din cilindrul principal este comprimat. O anumită cantitate pătrunde prin orificiile pistonului separator în camera de compensare (v. săgeata continuă), respectiv în spațiul de sub pistonul principal. Presiunea din cilindrul principal trebuie să învingă forțele rezistente la deplasarea fluidului prin aceste orificii. Pătrunderea fluidului în camera de compensare produce comprimarea suplimentară a pernei de aer. Coroborate, aceste fenomene conduc la amortizarea sarcinii cu șoc aplicată tijei pistonului principal. La destindere (săgeata reprezentată întrerupt), fluidul parcurge un traseu asemănător, folosind orificiile de trecere indicate prin săgeți reprezentate cu linie întreruptă.

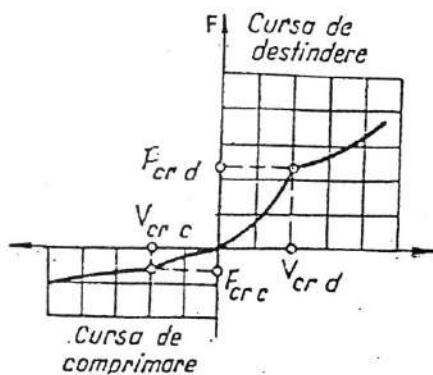


Fig. 11.70

Amortizorul telescopic bitubular are, comparativ cu amortizorul monotubular, unele avantaje, cum ar fi: lungime mai mică, inelul de etanșare nu este supus presiunii ridicate a fluidului etc. Un asemenea amortizor este compus din trei subansamble principale: pistonul principal, cu supapele de destindere și de comunicare; pistonul de separare, cu supapele de comprimare și de admisie; ghidajul, cu sistemul de etanșare. În fig. 11.72, *a* este prezentat ansamblul unui amortizor telescopic bitubular Woodhead-Honnoe [9], folosit ca amortizor la automobile. Pe tija pistonului 1 este montat pistonul principal 2, prezentat în detaliu în fig. 11.72, *b*, care se deplasează axial în cămașa cilindrului principal 3. De tija pistonului este montată, printr-un sistem elastic 4, masa suspendată a autovehiculului. Tubul rezervor 5 este fixat, prin intermediul capului inferior 6, de puntea mașinii. Pistonul de separare 7 este prezentat, în detaliu, în fig. 11.72, *c*.

În corpul principal 8 al pistonului sunt practicate axial găuri. Găurile plasate spre tija pistonului, împreună cu rondela 9 și 10, formează supapa de destindere. Pe rondela 10 sunt realizate, prin frezare, orificii calibrate (v. fig. 11.75), care creează rezistența vâscoasă la trecerea fluidului prin cilindrul principal 3. Cele două rondela sunt apăsată elastic pe piston prin intermediul arcului 11, a cărui forță de apăsare este reglată cu ajutorul piuliței 12. Supapa de comunicare este formată din arcul stelat 13 și rondela 14, care sunt plasate pe partea superioară a corpului pistonului și obturează găurile plasate spre cămașa cilindrului principal. Prin rondela 14, fluidul poate circula prin găurile plasate în piston spre tija acestuia.

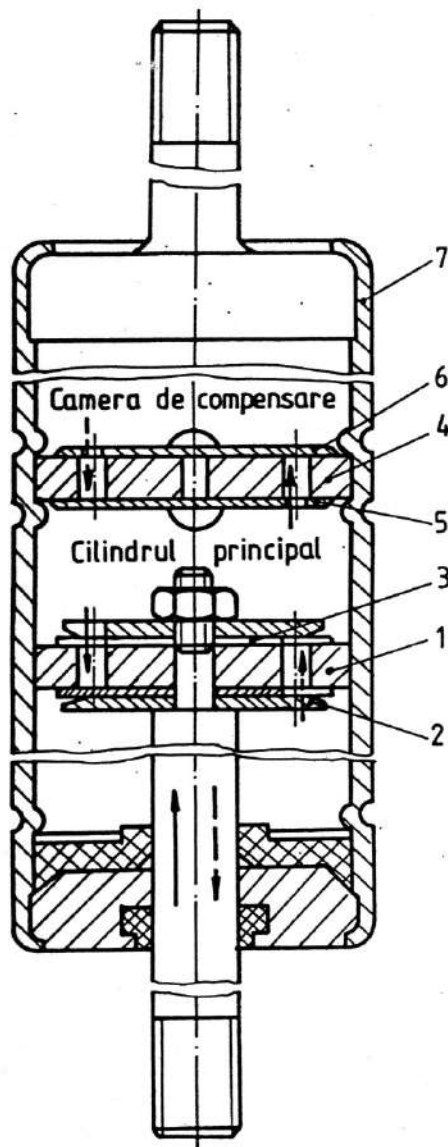


Fig. 11.71

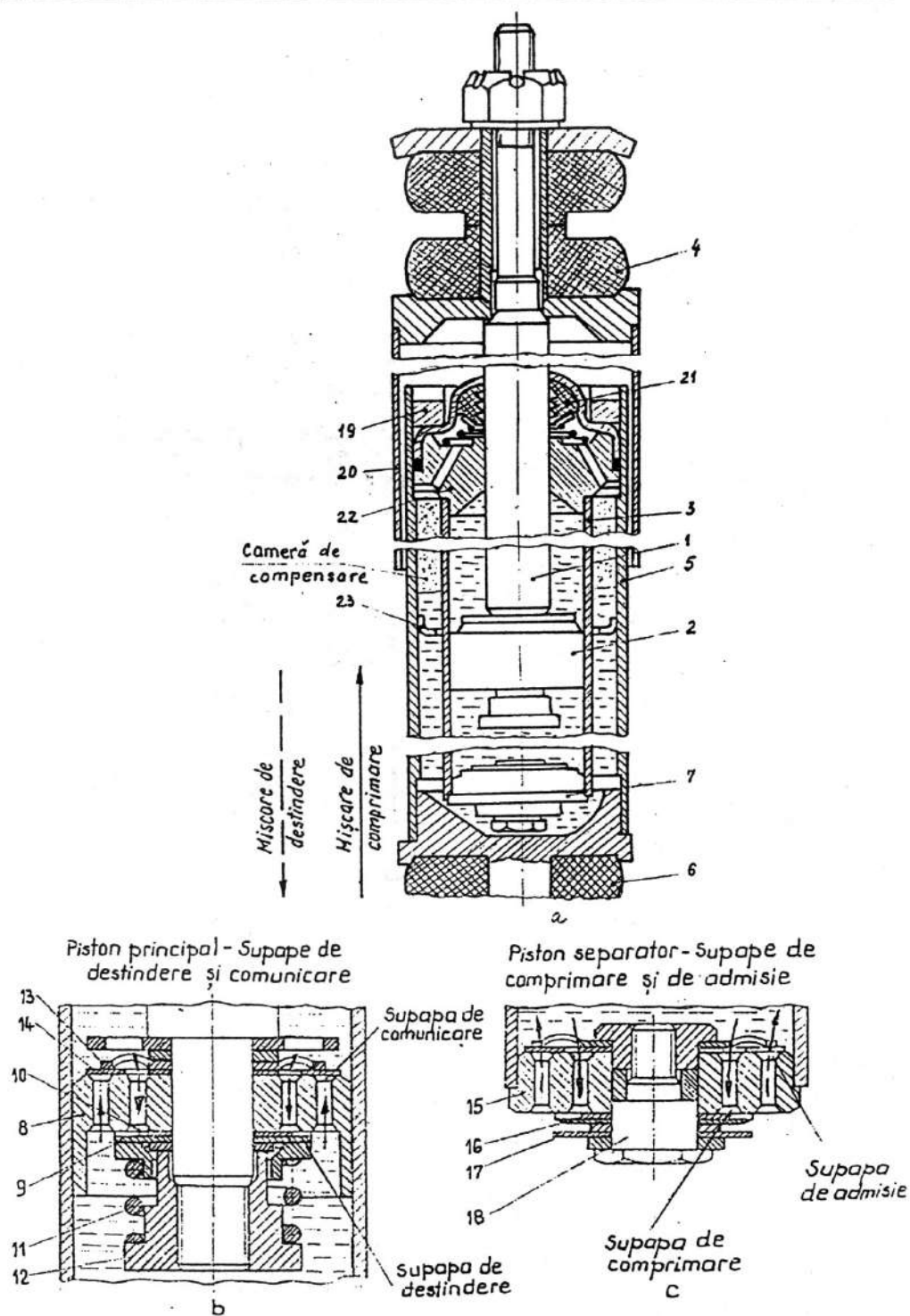


Fig. 11.72

În pistonul separator (fig. 11.72, c) sunt prevăzute supapele de comprimare și de admisie. Ca și la pistonul principal, și aici sunt executate găuri axiale în corpul pistonului separator, obturate pe cele două fețe de rondela. Supapa de comprimare este formată din găurile plasate spre axa pistonului, rondela de închidere 16 și rondela obturatoare 17. Supapa de admisie este identică cu cea de comunicare a pistonului principal, rondela de închidere fiind fixate axial prin sistemul șurub-piuliță 18. Cilindrul principal 3 este fixat radial față de tubul rezervor 5 prin intermediul bușei 19. Protecția tijei 1 a pistonului este asigurată de tubul exterior 20, iar etanșarea tijei față de fluidul din cilindrii 3 și 5 se realizează prin sistemul de etanșare 21, format dintr-un inel de cauciuc cu zimți interiori. Cauciucul, rezistent la hidrocarburi, are forma unui inel ce prezintă la interior niște buzunărașe speciale în care se adună lichidul ras de pe tijă în timpul deplasării acesteia. Numărul mare de buzunărașe îmbunătățește etanșarea, dar mărește frecarea, fapt pentru care acest număr se limitează la trei.

Ghidarea axială a tijei pistonului este realizată prin ghidajul 22, pe care sunt fixați cilindrii 3 și 5. Între acești cilindri, în zona superioară, este un rezervor de aer care, la cursa de comprimare, se comprimă suplimentar, în perna de aer mărindu-se progresiv presiunea și obținându-se astfel amortizarea. Inelul 23 are rolul de a reduce emulsionarea lichidului.

Amortizarea se realizează atât prin trecerea forțată a fluidului prin orificiile calibrate din pistonul principal și cel separator, cât și prin comprimarea suplimentară a pernei de aer din camera de compensare, plasată în partea superioară a spațiului dintre cilindrii 3 și 5. La mișcarea de comprimare, indicată printr-o săgeată reprezentată prin linie continuă, fluidul parcurge un traseu, prin orificiile celor două pistoane, indicat tot prin săgeți reprezentate prin linie continuă (v. fig. 11.72, a, b și c). Astfel, fluidul dintre cele două pistoane trece atât prin supapa de comunicare (din pistonul principal) în zona dintre ghidajul 22 și pistonul principal 2, cât și prin supapa de comprimare din pistonul separator 7. Presiunea din fluidul existent între cilindrii 3 și 5 crește, acționând asupra pernei de aer din camera de compensare, în care va crește, de asemenea, presiunea. La mișcarea de destindere, fluidul parcurge traseul indicat cu săgeți reprezentate cu linie întreruptă. Trecerea fluidului prin supapele de admisie din pistonul separator este posibilă datorită presiunii din camera de compensare și a micșorării presiunii în spațiul dintre cele două pistoane.

Înlocuirea camerei de compensare laterale cu o pernă elastică de gaz sub presiune simplă construcția, permite mărirea diametrului pistonului și deci se poate micșora presiunea în fluid - la preluarea aceleiași forțe - oferind și o funcționare mai silențioasă a supapelor. În plus, lichidul din amortizor nu emulsionază, deoarece este permanent supus presiunii gazului. Aceste caracteristici sunt specifice *amortizoarelor telescopice hidropneumatice*.

În fig. 11.73 este prezentat amortizorul hidropneumatic De Carbon [9]. În camera de compensare 1, gazul (azot) este introdus la o presiune de 2,5 MPa. Această cameră este separată de lichidul din cilindrul de lucru 8 printr-un piston flotant 2. Tijă 4, pe care este montat pistonul principal 3, este protejată de tubul exterior 5, centrată în cilindrul de lucru prin ghidajul 6 și etanșată prin sistemul de etanșare 7. Deplasarea pistonului 3 provoacă și deplasarea pistonului flotant 2, ceea ce conduce la mărirea presiunii gazului în camera de compensare, la comprimarea fluidului, și la micșorarea acestei presiuni, prin destinderea gazului, la cursa de destindere. În pistonul 3 sunt prevăzute supape, care sunt formate dintr-un sistem de șaibe flotante, ce permit scurgerea fluidului în ambele sensuri (fig. 11.73, b și c). Datorită rigidității diferite a șaibelor la periferie (fig. 11.73, b) și spre centru (fig. 11.73, c), se obține o caracteristică asimetrică a amortizorului (v. și fig. 11.70).

Prinderea amortizoarelor, de orice tip, se realizează, în general, prin intermediul elementelor de cauciuc. În fig. 11.74 sunt prezentate câteva din cele mai folosite soluții pentru prinderea amortizorului la cele două capete - tijă, respectiv cilindrul de lucru. Cauciucul utilizat trebuie să aibă bune proprietăți mecanice, iar tensiunile, în timpul funcționării, trebuie să fie limitate la 3...4 MPa [9].

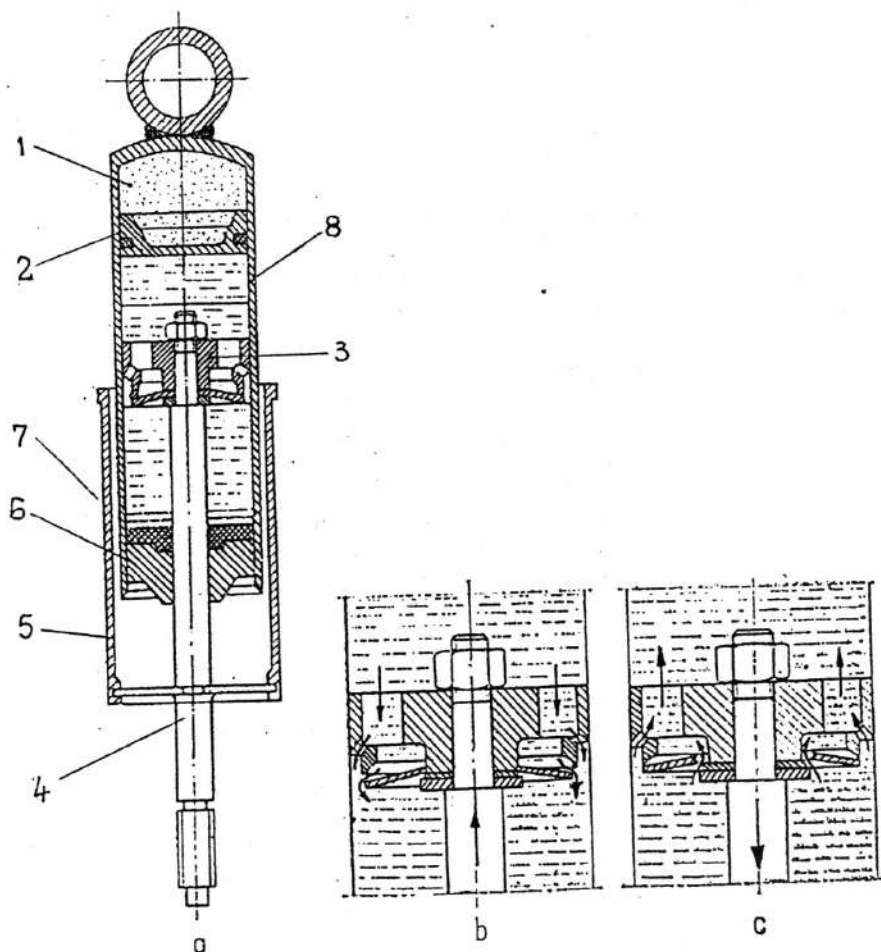


Fig. 11.73

Rondelele obturatoare ale supapelor de destindere și comprimare au forme ca cele prezentate în fig. 11.75. Numărul fanțelor calibrate drepte (fig. 11.75, *a*) sau rotunjite (fig. 11.75, *b*) și dimensiunile acestora depind de caracteristica de amortizare impusă amortizorului. Rondelele supapelor de comunicare și de admisie au forma prezentată în fig. 11.76, *a*, iar arcurile care presează aceste rondele au forma stelată din fig. 11.76, *b* și *c*.

Elementele elastice (arcurile) împreună cu elementele de disipare a energiei vibrațiilor (amortizoarele) se utilizează în cadrul suspensiilor, care reprezintă un ansamblu de elemente interpușe între o masă suspendată și un element bază, în vederea reducerii amplitudinii mișcării existente între masă și elementul bază.

Un exemplu de suspensie este cel prezentat în fig. 11.77, unde se prezintă o suspensie de tip Mc-Pherson (suspensia față a unui autoturism). Din figură rezultă atât folosirea în paralel a arcurilor elicoidale și a amortizorului, cât și sistemul de fixare a suspensiei între mașină și puntea automobilului.

Calculul și proiectarea amortizoarelor trebuie corelate cu parametrii celorlalte elemente ale suspensiei în care sunt încorporate.

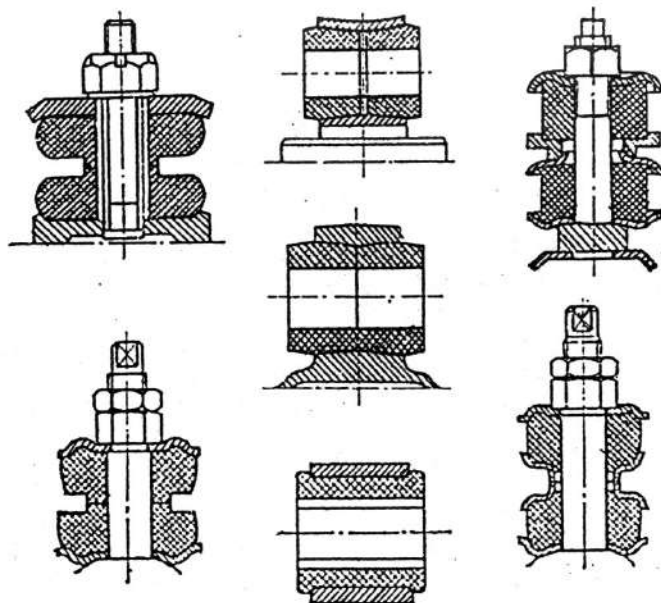


Fig. 11.74

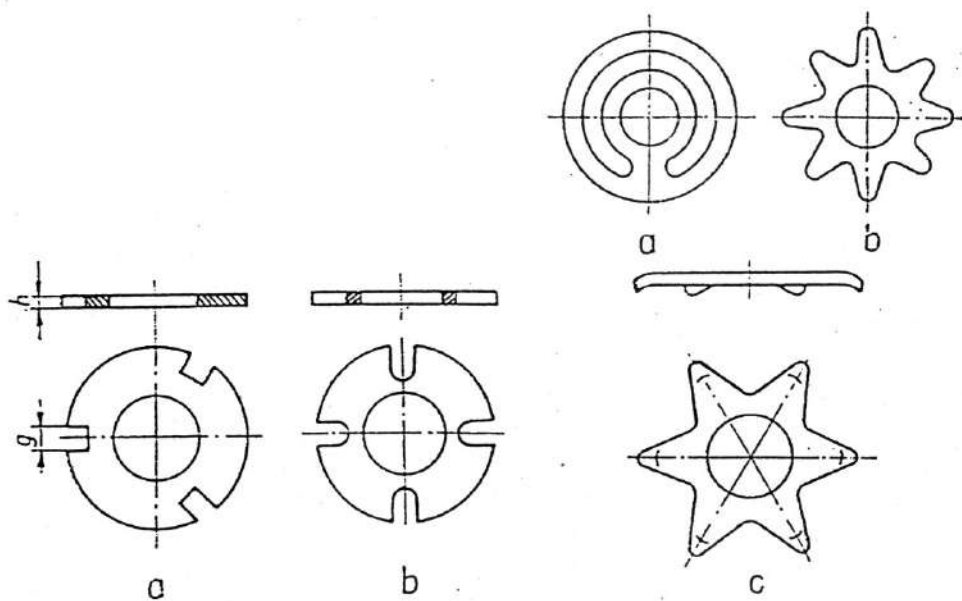


Fig. 11.75

Fig. 11.76

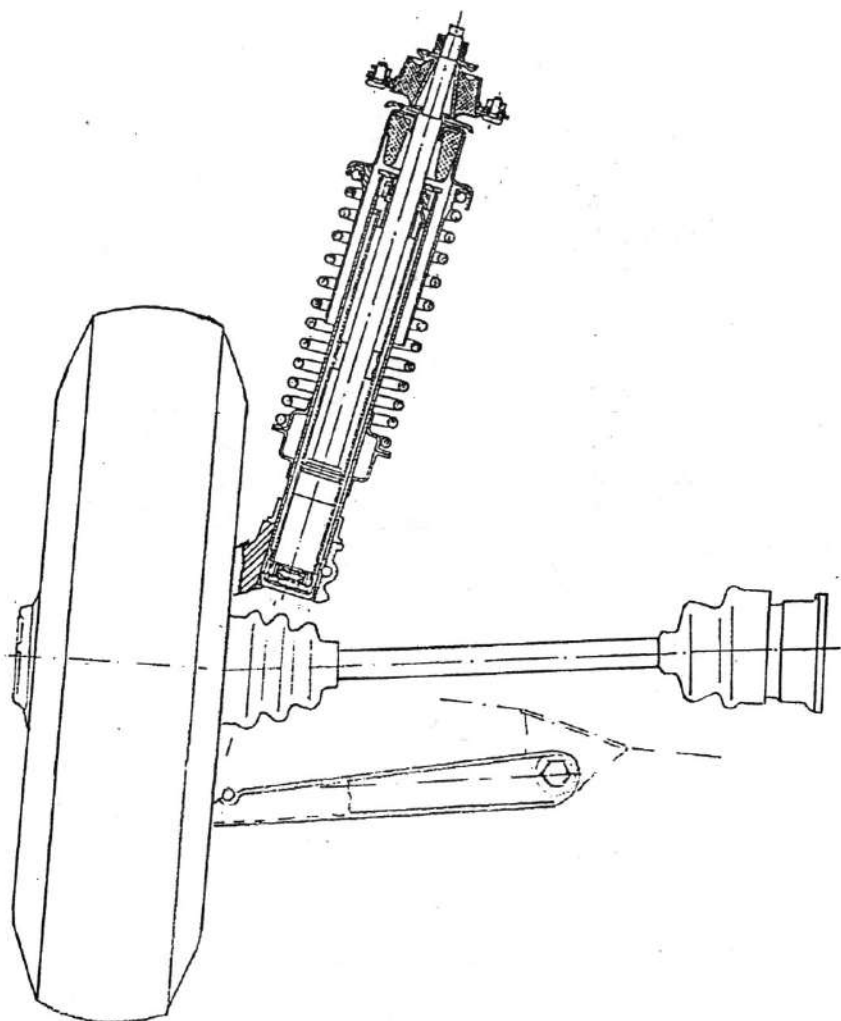


Fig. 11.77

Etapele care trebuie parcurse la calculul și proiectarea amortizoarelor hidraulice telescopice sunt [9]:

- stabilirea caracteristicii externe de amortizare;
- stabilirea dimensiunilor constructive de bază (suprafața exterioară a tubului rezervor; dimensionarea canalelor circulare din piston; determinarea parametrilor orificiilor drosel; caracteristica hidraulică și mecanică a supapelor de destindere și de comprimare).

11.10.2. Amortizoare cu frecare coulombiană

La aceste amortizoare, forța de amortizare este forța de frecare dintre elemente între care tinde să existe o mișcare relativă. Pentru o suprafață de contact plană, dintre două elemente de

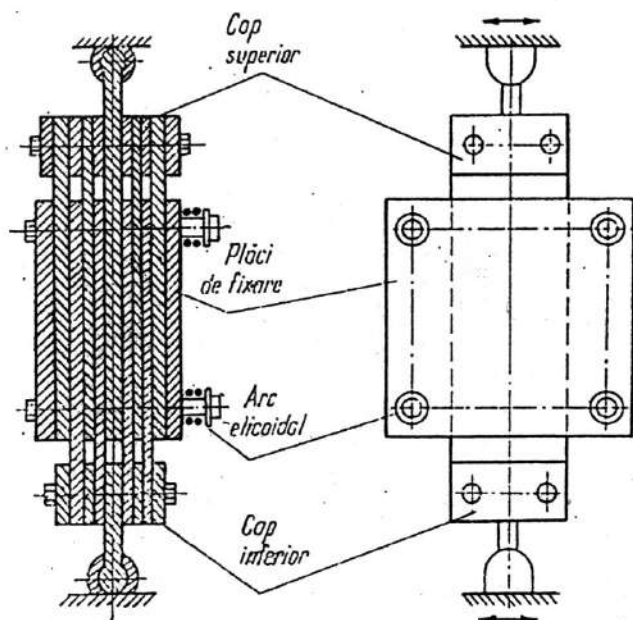


Fig. 11.78

arie A , pe care este dezvoltată o presiune p , iar coeficientul de frecare este μ , forța de amortizare este

$$F_f = \mu p A. \quad (11.10)$$

Un exemplu de amortizor coulombian unidirecțional este prezentat în fig. 11.78 [9]. Cele două capete ale amortizorului sunt fixate, prin articulații sferice, de elementele între care trebuie amortizate șocurile și vibrațiile. Pe fiecare din cele două capete sunt montate un anumit număr de plăci, care alternează între ele și formează un ansamblu de suprafețe în contact. Forța de apăsare este realizată prin arcuri elicoidale și transmisă plăcilor în contact prin intermediul unor plăci de fixare. Prin modificarea numărului plăcilor și/sau prin înlocuirea arcurilor, se poate realiza amortizarea dorită.

11.10.3. Amortizoare cu curenți turbionari

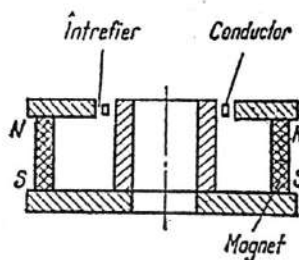


Fig. 11.79

Aceste amortizoare sunt utilizate pentru sisteme de masă redusă și frecvență proprie scăzută. Principalul model de funcționare a unui asemenea amortizor este prezentat în fig. 11.79 [9]. În câmpul magnetic radial, creat de un magnet cilindric, se mișcă o bobină scurtcircuitată. Amortizarea este realizată de forța rezistentă de rotație a bobinei, mărimea acesteia fiind direct proporțională cu viteza bobinei (conductorului).

Bibliografie

1. Chișiu, A. ș.a. *Organe de mașini*. București, Editura Didactică și Pedagogică, 1981 și 1982.
2. Decker, K.H. *Maschinenelemente*. München, Carl Hanser Verlag, 1971.
3. Deutsch, I. *Rezistența materialelor*. Editura Didactică și Pedagogică, București, 1976.
4. Drăghici, I. ș.a. *Suspensii și amortizoare*. București, Editura Tehnică, 1970.
5. Drăghici, I. ș.a. *Calculul și construcția cuplajelor*. București, Editura Tehnică, 1978.
6. Drăghici, I. ș.a. *Organe de mașini*. Vol. I. Universitatea din Brașov, 1973 și 1980.
7. Drăghici, I. ș.a. *Organe de mașini*. Probleme. București. Editura Didactică și Pedagogică, 1980.
8. Drăghici, I. ș.a. *Îndrumar de proiectare în construcția de mașini*. Vol. I. București, Editura Tehnică, 1981.
9. Gafițanu, M. ș.a. *Organe de mașini*. Vol. I. București, Editura Tehnică, 1981.
10. Horovitz, B. *Organe de mașini*. Editura Didactică și Pedagogică, București, 1969.
11. Jula, A. ș.a. *Organe de mașini*. Vol. I. Universitatea din Brașov, 1986.
12. Juvinall, R.C. și Marshek, K.M. *Fundamentals of Machine Component Design*. Second Edition. John Wiley & Sons, New York - Chichester - Brisbane - Toronto - Singapore, 1991.
13. Manea, G.H. *Organe de mașini*. Vol. I. Editura Tehnică, București, 1970.
14. Matek, W. ș.a. *Raloff/Matek. Maschinenelemente. Normung. Berechnung. Gestaltung*. Braunschweig/Wisbaden, Friedr. Vieweg & Sohn, 1987.
15. Niemann, G. *Maschinenelemente*. Vol. I. Berlin - Heidelberg - New York, Springer Verlag, 1975.
16. Ponomariov, S.D. ș.a. *Calculul de rezistență în construcția de mașini*. Vol. I și II. București, Editura Tehnică, 1960 și 1963.
17. Rădulescu, C.D. ș.a. *Organe de mașini*. Vol. I. Universitatea din Brașov, 1981.
18. Schnorr, A. *Handbuch für Tellerfedern*. Adolf Schnorr GmbH + Co.K.G. Postfach 600162.D-71050 Sindelfingen Stuttgarter Str. 37.
19. Shigley, J.E. *Mechanical Engineering Design*. First Metric Edition. Mc Graw-Hill Book Company, Singapore, 1986.
20. *** *Manualul inginerului mecanic. Mecanisme. Organe de mașini. Dinamica mașinilor*. București, Editura Tehnică, 1976.

12

ARBORI ȘI OSII

12.1. Generalități

Arborii și osiile sunt organe de mașini care îndeplinesc, în primul rând, rolul de susținere a altor organe de mașini aflate în mișcare de rotație; suplimentar, arborii îndeplinesc și rolul de transmitere a mișcării și puterii între organele pe care le susțin. Larga utilizare a arborilor și osiilor în construcția de mașini (arbori pentru transmisii mecanice, mașini-unelte, mașini electrice, osii pentru autovehicule rutiere și feroviare) implică o atenție deosebită acordată proiectării și execuției acestora.

În figura 12.1 este prezentată o clasificare a arborilor și osiilor. Deoarece arborii cotiți sunt tratați separat în cursurile de specialitate, în continuare se vor trata numai arborii și osiile cu axa dreaptă.

12.2. Materiale

Materialele pentru arbori și osii se aleg în corelație cu condițiile de funcționare impuse și tehnologia de execuție adoptată; o importanță deosebită trebuie acordată, de asemenea, solicitărilor și cerințelor de durabilitate impuse fusurilor (tronsoanelor arborilor sau osiilor care intră în componența lagărelor).

În condițiile unor solicitări ușoare, fără condiții speciale impuse fusurilor, se utilizează oțeluri carbon obișnuite: OL 42, OL 50, OL 60 (STAS 500/2-80). Pentru solicitări medii, unde este necesară durificarea superficială a suprafeței fusurilor sau a suprafețelor active ale canelurilor, se utilizează oțeluri carbon de calitate pentru tratament termic: OLC 35, OLC 45, OLC 50, OLC 60 (STAS 880-88). Pentru arbori puternic solicitați, unde se impun și condiții suplimentare de gabarit și greutate, se utilizează oțeluri aliate: 42 MoCr 11, 40 CrNi 12, 51 VMnCr 11, 35 Mn 16, 34MoCrNi 16 (STAS 791-88).

Pentru condiții de duritate ridicată a fusurilor sau a suprafețelor active ale canelurilor, arborii se execută din oțeluri de cementare: oțeluri carbon de calitate: OLC 25 (STAS 880-88); oțeluri aliate: 18 MnCr 11, 21 MoMnCr 12, 17 MoCrNi 14, 17 CrNi 16, 19 CrNi 10, 17 MoCrNi 14 (STAS 791-88).

Prin utilizarea unor oțeluri aliate se pot obține, în urma calculelor de rezistență, arbori elastici cu diametre reduse, care însă să nu satisfacă cerințele de rigiditate impuse; în același timp și prețul de cost poate fi ridicat. O analiză judicioasă a aspectelor funcționale în corelație cu cele tehnico-economice va conduce, în final, pe proiectant la alegerea materialului optim.

Arborii de dimensiuni mari și cu forme complexe se execută din fontă cu grafit nodular (SR ISO 1083:1993) sau fonte maleabile (SR ISO 5922:1995).

Pentru osii funcționând în condiții grele de solicitare se utilizează oțeluri aliate: OC 01 (STAS 1947-90).

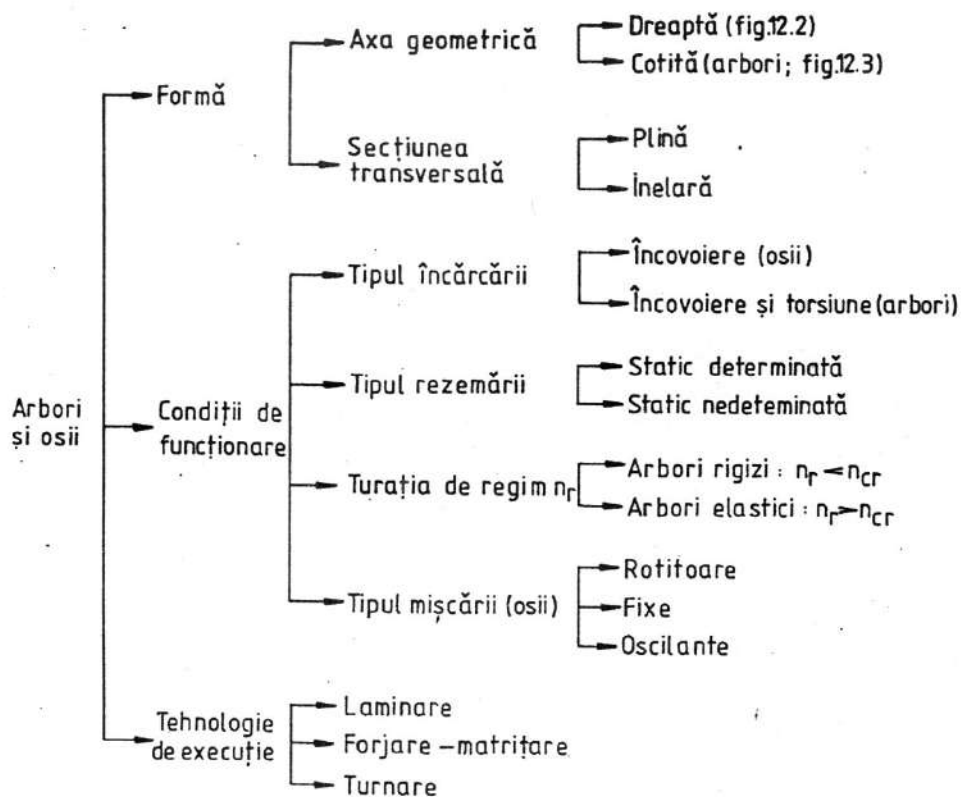


Fig. 12.1

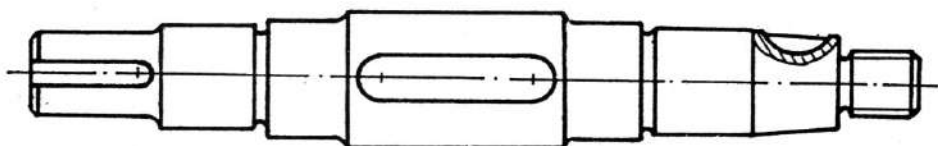


Fig. 12.2

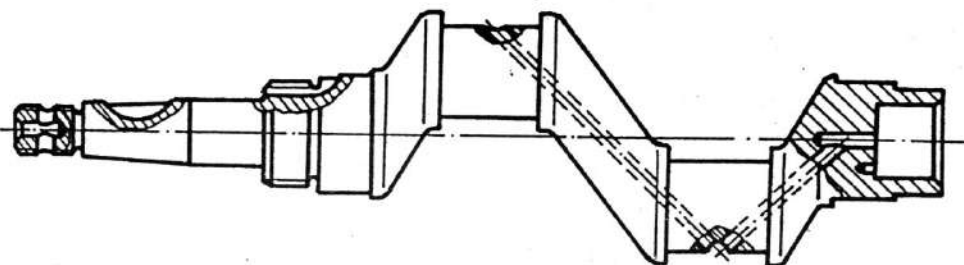


Fig. 12.3

Alegerea semifabricatului și a tehnologiei de execuție se realizează în corelație cu rolul funcțional și seria de fabricație. Arborii de dimensiuni mici și medii se execută din bare laminate rotunde, cu forjare ulterioară sau prelucrare mecanică, în timp ce arborii de dimensiuni mari se obțin prin forjare în lingouri și prelucrare mecanică ulterioară. Pentru serii mari, arborii de dimensiuni mici se execută prin forjare în matriță. Tehnologia de fabricație are o mare importanță asupra comportării în exploatare a arborilor; astfel arborii executați prin matrițare sau forjare cu fibraj continuu, precum și cei din fontă realizați prin turnare prezintă o rezistență ridicată la oboseală.

12.3. Criterii de calcul

Osiile, fiind supuse numai la încovoiere, se calculează la rezistență numai pentru această solicitare. În continuare se vor prezenta criteriile de calcul pentru arbori, care sunt supuși unor sarcini complexe (încovoiere și torsiune), osiile fiind tratate ca un caz particular.

Calculul de proiectare trebuie să considere simultan atât aspectele de rezistență ale arborilor, cât și condițiile impuse organelor montate pe aceștia.

Algoritmul de calcul al arborilor cuprinde următoarele etape:

- stabilirea datelor inițiale de proiectare: destinație, poziție (orizontal sau vertical), rezemare, turație, sarcini, valori impuse pentru deformații sau vibrații, gabarit;
- predimensionarea pe baza unui calcul aproximativ de rezistență la rupere considerând solicitările de torsiune și încovoiere, sau, mai rar, din considerente de deformații sau turații critice;
- proiectarea formei considerând diametrele de bază calculate la predimensionare, precum și condițiile de funcționare, execuție și montaj;
- verificarea la rupere prin oboseală, la deformații (rigiditate) și vibrații.

12.4. Predimensionarea arborilor

Sistemul de forțe se determină considerând interacțiunea arbore-organe susținute (roți, cuplaje) – lagăre. La arbori cu gabarit mare – rotoarele mașinilor rotative, electrice, hidraulice, termice – se consideră în calcul, pe lângă greutatea proprie, și greutatea organelor susținute.

În faza inițială nu se cunoaște amplasamentul lagărelor și a organelor susținute de arbore, respectiv, lungimile tronsoanelor. Considerând numai solicitarea de torsiune cu un moment M_t , se calculează un diametru preliminar al arborelui cu relația:

$$d_p = [16M_t / (\pi\sigma_{at})]^{1/3} \quad (12.1)$$

Solicitarea de încovoiere fiind inițial neglijată, pentru tensiunea admisibilă la solicitarea de torsiune se adoptă valori reduse: $\sigma_{at} = (15 \dots 25)$ MPa.

În anumite cazuri, diametrul preliminar al arborelui se calculează din condiții limitative impuse deformațiilor la torsiune sau încovoiere, dar, în aceste cazuri trebuie cunoscute date preliminare privind lungimile tronsoanelor.

Cu diametrul preliminar stabilit se determină, în corelație cu rolul funcțional și pe baza unor recomandări constructive (tabelul 12.1), lungimea totală a arborelui, respectiv, lungimile tronsoanelor. Sarcinile active și reacțiunile din reazeme se consideră simplificat sub forma unor forțe concentrate, poziția acestora pe tronsoanele respective făcându-se în corelație cu tipul interacțiunilor dintre arbore și elementele susținute, respectiv, lagăre.

Astfel, pentru organele montate pe arbore se poate utiliza schematizarea din fig. 12.4 (a – lungimi de contact mari și distribuții neuniforme ale tipurilor de contact datorită montajului sau rigidității organelor montate; b – lungimi de contact mici). Pentru lagărele cu rulmenți se

pot utiliza schematizările din fig. 12.5...12.7, iar în cazul lagărelor cu alunecare schematizările din fig. 12.8, *a* (lagăre scurte și rigide cu $l/d = 0,25 \dots 0,75$) sau fig. 12.8, *b* (lagăre lungi și elastice cu $l/d > 0,75$).

Tabelul 12.1. Recomandări constructive privind lungimile preliminare ale tronsoanelor arborilor reductoarelor

Dimensiunea	Recomandări
Lungimea tronsonului pe care se montează roțile dințate sau de acționare (curea, lanț)	Se adoptă egală cu lățimea roților
Distanța de la roata dințată la peretele carcasei	(10...5) mm
Lungimea fusurilor	Egală cu lățimea rulmentului adoptat din catalog în funcție de d_p
Distanța dintre două roți dințate montate pe aceeași axă	(10...15) mm
Distanța dintre lagărele unui arbore în consolă	(2,5...3) d_p
Distanța de la rulment la marginea interioară a peretelui carcasei	(5...15) mm
Lățimea capacelor de etanșare	(15...20) mm
Distanța de la cuplaj la capacul lagărului	Se adoptă în funcție de tipul cuplajului
Distanța de la roțile de acționare (curea, lanț) la capacul lagărului	(15...20) mm

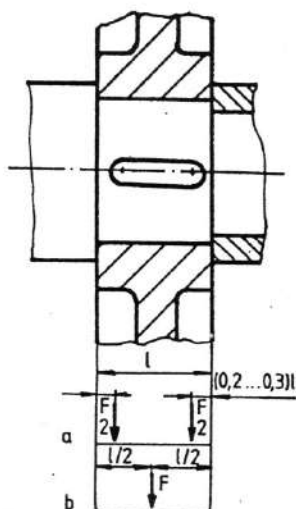


Fig. 12.4

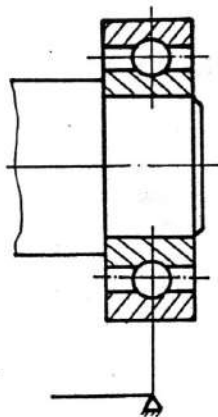


Fig. 12.5

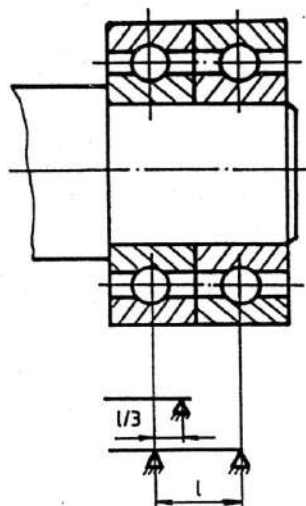


Fig. 12.6

Metodica de predimensionare a arborilor, considerând solicitarea complexă de torsiune și încovoiere, cuprinde următoarele etape:

1. Stabilirea schemei de încărcare și de rezemare a arborelui; dacă solicitările acționează în plane diferite se utilizează două scheme de încărcare determinate prin proiecția fiecărei sarcini în două plane perpendiculare pe axa arborelui (fig. 12.9).

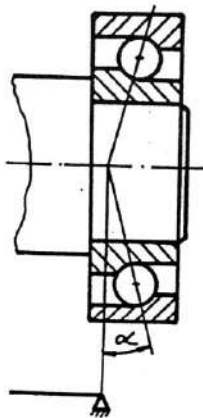


Fig. 12.7

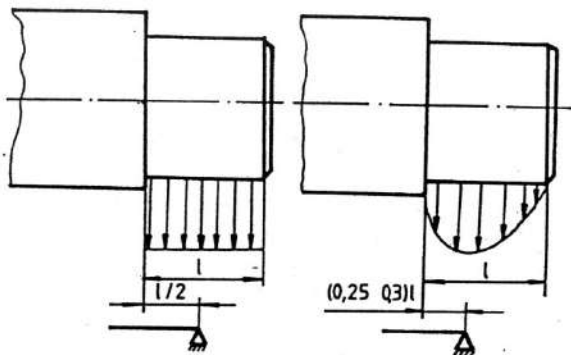


Fig. 12.8

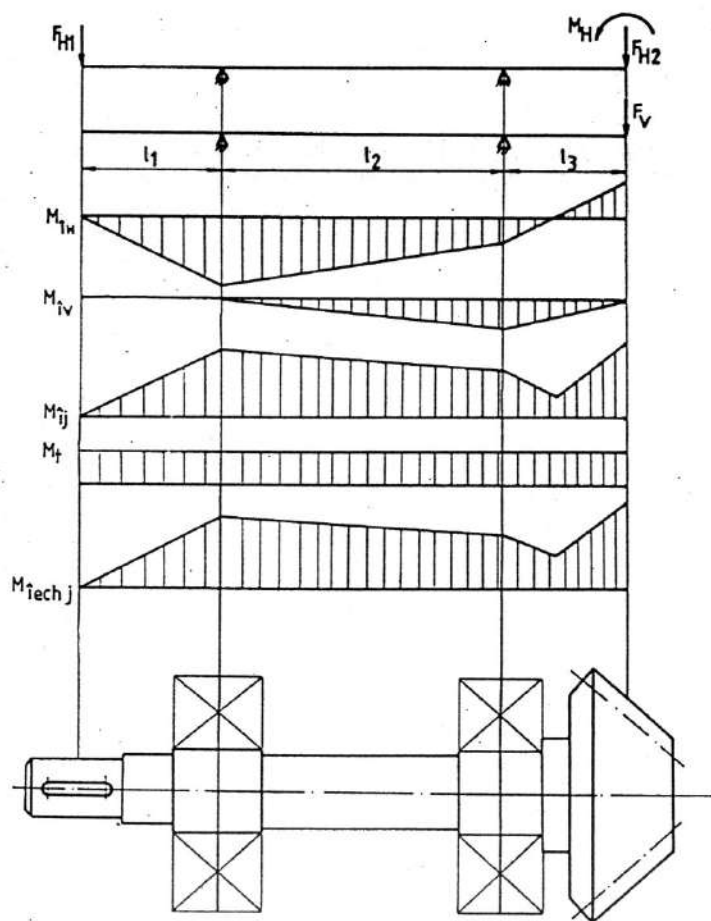


Fig. 12.9

2. Determinarea reacțiunilor din reazeme; pentru arborii sprijiniți pe mai multe lagăre – static nedeterminați – calculul este mai dificil, putându-se utiliza metode simplificate recomandate în literatura de specialitate.

3. Calculul momentelor încovoietoare M_{IH} și M_{IV} și trasarea diagramelor corespunzătoare pentru schemele de încărcare ale arborelui în cele două plane perpendiculare considerate.

4. Calculul momentului încovoietor rezultat prin sumarea geometrică, punct cu punct, a componentelor momentelor M_{IH} și M_{IV} cu relația

$$M_{Ij} = \left(M_{IHj}^2 + M_{IVj}^2 \right)^{1/2}; j = 1, 2, \dots, n. \quad (12.2)$$

5. Trasarea diagramei de variație a momentului de torsiune M_t de-a lungul axei arborelui.

6. Considerând ipoteza tensiunii tangențiale maxime drept criteriu de rupere, se calculează, punct cu punct, momentul echivalent încovoiere $M_{(ech)j}$ cu relația

$$M_{(ech)j} = \left[M_{Ij}^2 + (\alpha M_t)^2 \right]^{1/2} \quad (12.3)$$

în care α este un coeficient care ia în considerare modul diferit de variație a tensiunilor corespunzătoare solicitărilor de încovoiere, respectiv torsiune. Valoarea coeficientului α este dată de raportul dintre rezistența admisibilă a materialului arborelui la oboseala de încovoiere pentru ciclul alternant simetric, σ_{afIII} și una dintre rezistențele admisibile ale materialului arborelui la solicitarea de încovoiere, σ_{afI} , σ_{afII} sau σ_{afIII} după cum modul de variație al tensiunilor corespunzătoare solicitării de torsiune este static, pulsant, respectiv alternant simetric (valori pentru aceste rezistențe admisibile sunt date în tabelul 12.2); în mod frecvent, $\alpha = \sigma_{afIII} / \sigma_{afI}$.

Tabelul 12.2. Rezistențe admisibile la oboseală de încovoiere pentru predimensionarea arborilor și osiilor [7]

Materialul	Rezistența la rupere R_m , MPa	Valori, în MPa, pentru regimurile de solicitare I, II și III		
		σ_{afI}	σ_{afII}	σ_{afIII}
Oțeluri carbon	400	130	70	40
	500	170	75	45
	600	200	95	55
	700	230	110	65
Oțeluri aliate	800	270	130	75
	900	330	150	90
Oțeluri turnate	400	100	50	30
	500	120	70	40

7. Alegerea materialului și determinarea rezistențelor admisibile.

8. Calculul diametrelor tronsoanelor arborelui în secțiunile cu valori maxime ale momentului încovoietor echivalent cu relația

$$d_j = \left[32 M_{(ech)j} / (\pi \sigma_{afIII}) \right]^{1/3} \quad (12.4)$$

Dimensiunile calculate se compară cu dimensiunile preliminare calculate; la diferențe mari, calculul trebuie reconsiderat.

În cazul utilizării lagărelor cu alunecare se impune efectuarea unui calcul de uzare a fusurilor. Acest aspect va fi tratat detaliat la capitolul de lagăre cu alunecare.

12.5. Proiectarea formei

Având diametrele secțiunilor de bază calculate cu metodologia prezentată, forma constructivă finală a arborilor sau osiilor se stabilește în corelație cu cerințele impuse de rolul funcțional, tehnologia de execuție și montaj; în același timp se urmărește realizarea unor fiabilități ridicate relativ la comportarea la oboseală, deformații și vibrații.

Rolul funcțional al arborelui sau osiei impune, de regulă, numărul și forma tronsoanelor, în timp ce tehnologia de execuție și montaj și condițiile de rezistență impun aspecte constructive: sistemul de antrenare, fixare și rezemare a organelor montate, forma zonelor de trecere între două tronsoane cu diametre diferite, forma capetelor etc.

Diametrele tronsoanelor de montaj se adoptă din șirul numerelor normale (STAS 75-80). Diametrele finale ale fusurilor se adoptă în corelație cu tipul de lagăr adoptat. La lagărele cu rulmenți, acestea sunt impuse de diametrul interior al rulmenților și de tipul de ajustaj adoptat. Fixarea axială a inelului interior al rulmenților și a organelor montate pe arbore poate impune modificări constructive suplimentare. Astfel se pot utiliza soluții cu umeri de sprijin și piulițe speciale (fig. 12.10), cu șaibe prinse frontal cu șuruburi (fig. 12.11), cu inele elastice de siguranță (fig. 12.12).

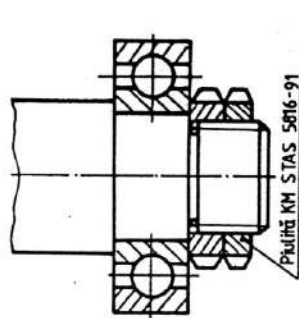


Fig. 12.10

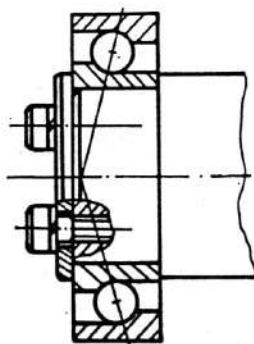


Fig. 12.11

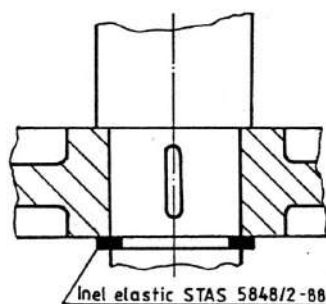


Fig. 12.12

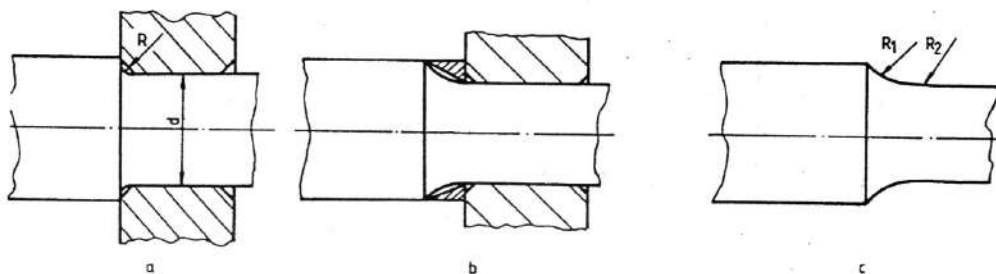


Fig. 12.13

Canalele de pană slăbesc rezistența arborelui; se recomandă, pentru compensare, mărirea diametrului tronsoanelor respective cu 4 % în cazul utilizării unei singure pene sau cu 10 % în cazul utilizării a două pene dispuse diametral. De asemenea, dacă arborile are canale de pană pe tronsoane diferite, se recomandă dispunerea acestora pe aceeași generatoare.

Zonele de trecere între tronsoane cu diametre diferite constituie puternice concentratoare de tensiune, cu efecte negative asupra rezistenței la oboseală. Soluțiile constructive pentru aceste zone de trecere trebuie să asigure, simultan, atât cerințele funcționale, tehnologice sau de montaj, cât și o reducere a concentratorilor de tensiune pentru creșterea rezistenței arborelui sau osiei la oboseală.

La soluțiile cu rază de racordare, rezistența la oboseală a arborelui sau osiei crește cu scăderea saltului de diametru și cu creșterea valorii razei R (fig. 12.13); pentru arbori puternic solicițați se recomandă: $R > 0,1 d$. Valoarea razei R se adoptă în corelație cu raza de racordare sau teșitura piesei montate (fig. 12.13, a); dacă totuși acestea limitează valoarea razei R , se utilizează inele intermediare interpuse între piesă și umăr (fig. 12.13, b). Pentru arbori puternic solicițați se recomandă soluția din fig. 12.13, c cu două raze de curbură.

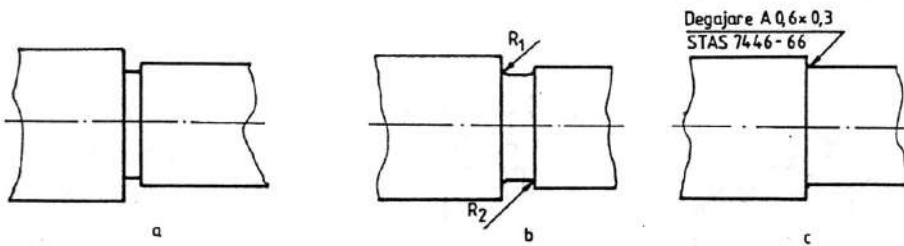


Fig. 12.14

Soluțiile cu canale circulare (fig. 12.14) permit accesul facil al pietrei de rectificat și o rezemare precisă a pieselor montate, dar scad rezistența la oboseală. Soluția din fig. 12.14, a introduce un puternic concentrator de tensiune, fiind utilizată, de regulă, pe tronsoanele de capăt ale arborilor sau osiilor, unde momentele de încovoierie sunt mici. Soluțiile din figura 12.14, b și c reduc considerabil efectul concentratorului de tensiune asupra rezistenței la oboseală; în tabelul 12.3 sunt date valori uzuale ale dimensiunilor degajărilor pentru rectificare conform STAS 7466-66.

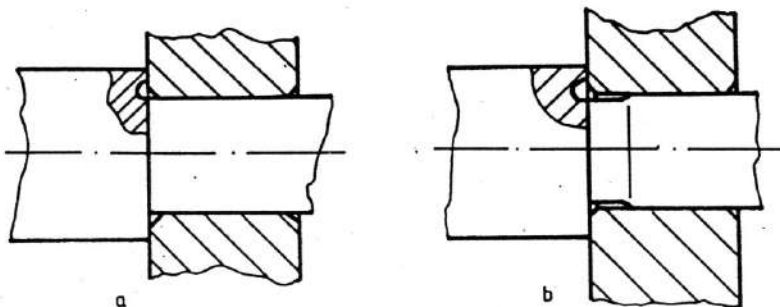


Fig. 12.15

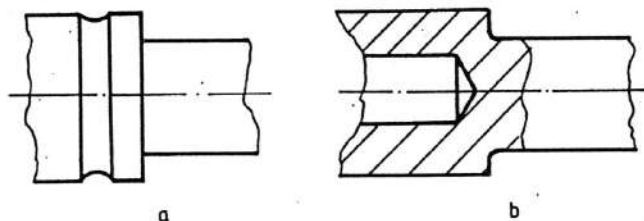


Fig. 12.16

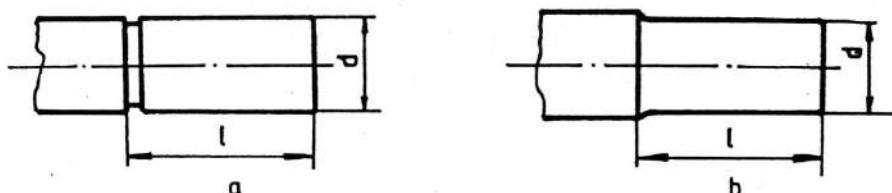


Fig. 12.17

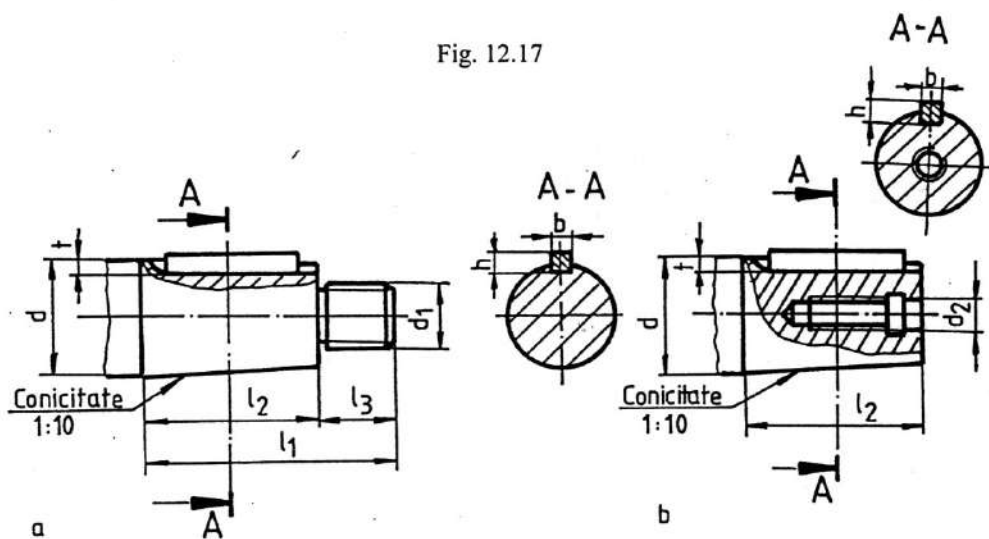


Fig. 12.18

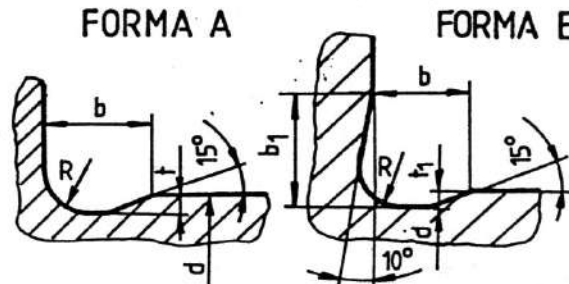
Soluțiile cu degajări interioare (fig. 12.15) sunt cele mai recomandate atât din punctul de vedere al poziționării pieselor pe arbore, cât și al rezistenței la oboseală.

Rezistența la oboseală a arborilor și osiilor în zonele de trecere între tronsoane se poate mări și prin îndepărtare de material din tronsonul cu diametru mai mare: canale de descărcare (fig. 12.16, a), găuri (fig. 12.16, b).

Dacă arborele are mai multe suprafețe active, un montaj ușor poate fi asigurat atât prin formă, cât și prin prescrierea unor toleranțe corespunzătoare. Dacă se utilizează sistemul arbore unitar, dificultățile de montaj se evită prin tronsoane cu salturi de 2 mm pe diametru; în cazul utilizării sistemului alezaj unitar arborele poate rămâne cu diametrul nominal constant, un

montaj ușor fiind asigurat de o prescriere corespunzătoare a toleranțelor. Forma și dimensiunile capetelor de arbori sunt date în STAS 8724-71 și 8724/4-71. Pentru diametre nominale uzuale în tabelele 12.4 și 12.5 sunt date caracteristici constructive pentru capete cilindrice (fig. 12.17), respectiv conice (fig. 12.18).

Tabelul 12.3. Dimensiuni pentru degajări pentru rectificare (extras din STAS 7466-66)



R	t + 0,1	b	≈ b ₁	t ₁ + 0,05	d	
					Pentru piese solicitate obișnuit	Pentru piese solicitate oscilant
0,1	0,1	0,5	0,8	0,1	până la 1,6	—
0,2	0,1	1	0,9	0,1	1,6 – 3	—
0,4	0,2	2	1,1	0,1	3 – 10	—
0,6	0,2	2	1,2	0,1	10 – 18	—
0,6	0,3	2,5	2	0,2	18 – 80	—
1	0,4	4	3,1	0,3	Peste 80	—
1	0,2	2,5	1,7	0,1	—	18 – 50
1,6	0,3	4	3	0,2	—	50 – 80
2,5	0,4	5	4,6	0,3	—	80 – 125
4	0,5	7	6,1	0,3	—	Peste 125

Tabelul 12.4. Dimensiuni pentru capete cilindrice de arbori (extras din STAS 8724/2-71; v. fig. 12.17)

d		l		d		l	
Nominal	Abateri limită	Seria lungă	Seria scurtă	Nominal	Abateri limită	Seria lungă	Seria scurtă
6	+0,006 -0,002	16	-	35	+0,018 +0,002	80	58
7	+0,007 -0,002			38			
8		40					
9		42					
10		23	20	45		110	82

Tabelul 12.4 (continuare)

<i>d</i>		<i>l</i>		<i>d</i>		<i>l</i>	
Nominal	Abateri limită	Seria lungă	Seria scurtă	Nominal	Abateri limită	Seria lungă	Seria scurtă
11	+ 0,008 - 0,003	23	20	48	+ 0,018	110	82
12		30	25	50	+ 0,002		
14				55			
16				56			
18			40	28	60		
19	+ 0,009 - 0,004			63	+ 0,030 + 0,011	140	105
20				65			
22		50	36	70			
24				71			
25		60	42	75			
28				80			
30				85			
32	+ 0,018 + 0,002	80	58	90	+ 0,013	170	130

Tabelul 12.5. Dimensiuni pentru capete conice de arbore
(extras din STAS 8724/4-71; v. fig. 12.18)

Diametrul nominal, <i>d</i>	<i>l</i> ₁		<i>l</i> ₂		<i>l</i> ₃	Filet <i>d</i> ₁	Filet <i>d</i> ₂	<i>l</i> × <i>h</i>	<i>t</i>		
	Lung	Scurt	Lung	Scurt					Lung	Scurt	
6	16	-	19	-	6	M4	-	-	-	-	
7	20		12		8	M6					
8											
9											
10	28				15	8					
11	30		18	12	M8 × 1	M4		1,7			
12								3 × 3	2,3		
14									2,5	2,2	
16	40	28	28	16	12	M10 × 1,25	M5	4 × 4	3,2	2,9	
18											
19											
20	50	36	36	22	14	M12 × 1,25	M6	5 × 5	3,4	3,1	
22											
24											
											3,9

Tabelul 12.5 (continuare)

Diametrul nominal, d	l_1		l_2		l_3	Filet d_1	Filet d_2	$l \times h$	t	
	Lung	Scurt	Lung	Scurt					Lung	Scurt
25	60	42	42	24	18	M16 × 1,5	M8	5 × 5	4,1	3,6
28									4,5	3,9
30	80	58	58	36	22	M20 × 1,5	M10	6 × 6	5,0	4,4
32										
35										
38	110	82	82	51	28	M24 × 2	M12	10 × 8	7,1	6,4
40										
42										
45						M30 × 2	M16	12 × 8		
48										
50										
55	M36 × 3	M20	14 × 9	7,6	6,9					
56										
60	110	105	105	70	35	M42 × 3	M21	16 × 10	8,6	7,8
63										
65						M48 × 3	M21	18 × 11	9,6	8,8
70										
71										
75	170	130	130	90	40	M56 × 4	M30	20 × 12	10,8	9,8
80										
85						M61 × 4		22 × 14	12,3	11,3
90										

12.6. Verificarea la oboseală

Verificarea la oboseală constă în determinarea coeficienților de siguranță în secțiunile cu concentratori de tensiune – considerând, în primul rând, solicitarea compusă încovoiere-torsiune pentru arbori, respectiv solicitarea de încovoiere pentru osii – utilizând metoda prezentată detaliat în cap. 4 (se calculează coeficienții de siguranță pentru fiecare componentă de tensiune în parte, respectiv un coeficient global).

Pentru valori ale coeficienților de asimetrie $R > 0$ este necesară, suplimentar, determinarea coeficienților de siguranță la suprasarcini, considerând limita de curgere:

$$c_{\sigma 0,2} = \sigma_{0,2} / \sigma_{\max}; \quad c_{\tau 0,2} = \tau_{0,2} / \tau_{\max} \quad (12.5)$$

Pentru condiții medii de solicitare coeficienții de siguranță admisibili $c_a = 1,5 \dots 2,5$ [7]; în cazul unor solicitări și caracteristici de material cunoscute precis, respectiv al unui calcul exact, $c_{a \min} = 1,3$.

12.7. Verificarea la deformații

În timpul funcționării, sub acțiunea solicitărilor exterioare, arborii sunt supuși unor deformații de încovoiere (flexionale), de răsucire (torsionale) și axiale, în timp ce osiile prezintă, de regulă, numai deformații de încovoiere. Verificarea la deformații a arborilor și osiilor este impusă de asigurarea unei funcționări corecte a organelor sau subansamblelor montate (în cazul arborilor: roți, cuplaje) și a lagărelor.

Verificarea se face, de regulă, numai pentru deformațiile flexionale și torsionale, influența deformațiilor axiale asupra funcționării transmisiilor sau lagărelor fiind considerată nesemnificativă.

12.7.1. Verificarea la deformații flexionale

Verificarea la deformații a arborilor și osiilor în secțiunile care interesează se face cu relația

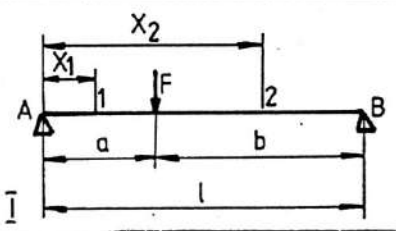
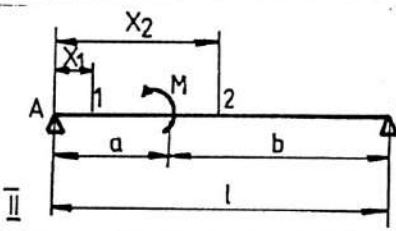
$$f_j < f_{aj}; \quad \varphi_j \leq \varphi_{aj}, \quad (12.6)$$

unde f_j , φ_j reprezintă valorile efective ale săgeții, respectiv rotirii în secțiunea j , iar f_{aj} , φ_{aj} – valorile admisibile.

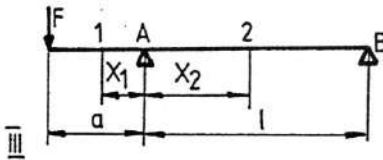
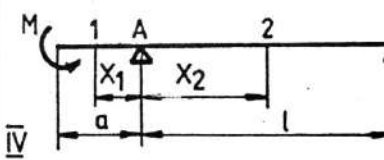
Dacă sarcinile acționează în mai multe plane se determină deformațiile f_j^H și f_j^V în două plane perpendiculare, respectiv, orizontal H și vertical V.

În calculele de proiectare interesează, în mod deosebit, săgeata maximă a arborelui sau osiei, săgețile și rotirile din zonele pieselor montate, rotirile din lagăre.

Tabelul 12.6. Relații pentru determinarea deformațiilor flexionale pentru arbori sprijiniți pe două reazeme [7]

Deformația flexională	Schema de încărcare a arborelui	
		
φ_A	$\bar{F} ab(1+b)$	$\bar{M} (a^3 + 3a^2b - 2b^3)$
φ_B	$-\bar{F} ab(2a+b)$	$-\bar{M} (3ab^2 + b^3 - 2a^3)$
$f_{F(M)}$	$\bar{F} 2a^2b^2$	$-\bar{M} 2abl(b-a)$
$\varphi_{F(M)}$	$\bar{F} 2ab(b-a)$	$-\bar{M} 2(a^3 + b^3)$
f_1	$\bar{F} [ab(a+2b)x_1 - bx_1^3]$	$\bar{M} [(a^3 + 3a^2b - 2b^3)x_1 - lx_1^3]$
φ_1	$\bar{F} [ab(1+b) - 3bx_1^2]$	$\bar{M} (a^3 + 3a^2b - 2b^3 - 3lx_1^2)$
f_2	$\bar{F} [(2a^2b + ab^2)(1-x_2) - a(1-x_2)^3]$	$-\bar{M} [l(1-x_2)^3 - (3ab^2 + b^3)] - 2a^3(1-x_2)$
φ_2	$\bar{F} [3a(1-x_2)^2 - ab(1-a)]$	$\bar{M} [3ab^2 + b^3 - 2a^3 - 3l(1-x_2)^2]$

Tabelul 12.6. (continuare)

Deformația flexională	Schema de încărcare a arborelui	
		
φ_A	$-\bar{F} 2 a l^2$	$-\bar{M} 2 l^3$
φ_B	$-\bar{F} a l^2$	$\bar{M} l^3$
$f_F (M)$	$\bar{F} 2 a l^2 (a+1)$	$\bar{M} a l^2 (3a+2l)$
$\varphi_F (M)$	$-\bar{F} a l (3a+2l)$	$-\bar{M} 2 l^2 (3a+l)$
f_1	$\bar{F} l (2 a l x_1 + 3 a x_1^2 - x_1^3)$	$\bar{M} l^2 (2 l x_1 + 3 x_1)$
φ_1	$-\bar{F} l (2 a l + 6 a x_1 - 3 x_1^2)$	$-\bar{M} 2 l^2 (l + 3 x_1)$
f_2	$-\bar{F} a (x_2^3 + 2 l^2 x_2 - 3 l x_2^2)$	$-\bar{M} l (x_2^3 + 2 l^2 x_2 - 3 l x_2^2)$
φ_2	$-\bar{F} a (6 l x_2 - 2 l^2 - 3 x_2^2)$	$\bar{M} l (6 l x_2 - 2 l^2 - 3 x_2^2)$
Notații: $\bar{F} = \frac{F}{6 E I l}$; $\bar{M} = \frac{M}{6 E I l^2}$; $I = \pi d_e^4 / 64$; $d_e = \left(l / \sum_{i=1}^n l_i / d_i^4 \right)^{1/4}$ (cazul I și II); $d_e = \left[(l+a) / \sum_{i=1}^n l_i / d_i^4 \right]^{1/4}$ (cazul III și IV); n este numărul de tronsoane cilindrice cu diametrul d_i și lungimea l_i ale arborelui real.		

Pentru arborii sau osile simple, deformațiile f_j^H și f_j^V se determină prin metoda suprapunerii efectelor cu relațiile:

$$f_j^H = \sum_{k=1}^{m_1} f_j^H(F_k); \quad f_j^V = \sum_{k=1}^{m_2} f_j^V(F_k), \quad (12.7)$$

unde $f_j^H(F_k), f_j^V(F_k)$ sunt săgețile produse de sarcina F , în planele orizontal, respectiv vertical, iar m_1, m_2 – numărul sarcinilor din cele două plane. Săgețile $f_j(F_k)$ se pot calcula cu relațiile din tabelul 12.6, determinate considerând un arbore cilindric echivalent cu diametrul d_e având aceeași lungime cu arborele real în trepte cu diametrele d_i și lungimile l_i .

În cazul arborilor în trepte încărcăți cu sarcini complexe pentru determinarea săgeților f_j^H și f_j^V se utilizează metoda integralelor lui Mohr [7]. Pentru planele orizontal, respectiv vertical, adoptate convențional, succesiunea etapelor este următoarea (fig. 12.19):

a. Sub desenul arborelui, se trasează diagrama momentelor încovoietoare reale M_r în corelație cu sarcinile F_k care încarcă arborele în planul respectiv.

b. În secțiunea j , unde urmează a se calcula săgeata f_j , se aplică o forță unitară $F_k = 1$ și se trasează diagrama de momente încovoietoare M_{yj} în corelație cu această forță.

c. Se determină momentele valorilor $(M_r)_i$ respectiv, $(M_{yj})_i$ în punctele i de delimitare a tronsoanelor arborelui.

d. Săgeata în secțiunea j este dată de relația

$$f_j = \sum_{i=1}^n \int \frac{(M_r)_i \cdot (M_{yj})_i}{EI_i} ds \quad (12.8)$$

care este o sumă de integrale de suprafață, unde I_i este momentul de inerție axial al tronsonului i iar E – modulul de elasticitate longitudinal al materialului arborelui.

e. Pentru determinarea rotirilor în reazem se aplică, succesiv, în fiecare câte un moment unitar $M'_{1,2} = 1$ și se trasează diagramele de momente corespunzătoare.

f. Se determină valorile momentelor $(M'_1)_i$, $(M'_2)_i$ în punctele i de delimitare a tronsoanelor arborelui.

g. Rotirile în reazeme se calculează cu relația

$$\varphi_{1,2} = \sum_{i=1}^n \int \frac{(M_r)_i \cdot (M'_{1,2})_i}{EI_i} ds \quad (12.9)$$

În tabelul 12.7 sunt date valorile integralelor din relațiile (12.8) și (12.9), momentele încovoietoare care intervin considerându-se cu semn algebric.

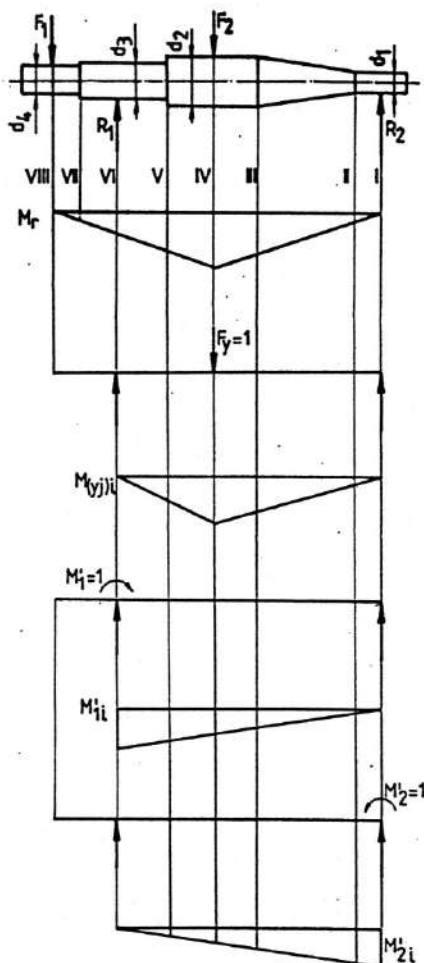


Fig. 12.19

Tabelul 12.7. Valoarea integralelor de suprafață pentru calculul deformațiilor flexionale

Diagrama de momente	Tronsonul de arbore	$\int_s \frac{M_r M_y}{EI} ds$, respectiv $\int_s \frac{M_r M'}{EI} ds$
	Cilindric cu diametrul d	$\frac{a}{0,294 E d^4} [M_1 (2M'_1 + M'_2) + M_2 (2M'_2 + M'_1)]$
	Tronconic cu diametrele capetelor d_1 și d_2	$\frac{a}{0,294 E d_1^3 d_2^3} [2d_2^2 M_1 M'_1 + d_1 d_2 (M_1 M'_1 + M'_1 M_2) + 2d_1^2 M'_2 M_2]$

Tabelul 12.7 (continuare)

Diagrama de momente	Tronsonul de arbore	$\int_s \frac{M_r M_y}{EI} ds$, respectiv $\int_s \frac{M_r M'}{EI} ds$
	Cilindric	$\frac{a}{0,098 E d^4} (M'_1 + M'_2) M_2$
	Tronconic	$\frac{a}{0,294 E d_1^3 d_2^3} [2 d_2^2 M'_1 + d_1 d_2 (M'_1 + M'_2) + 2 d_1^2 M'] M$
	Cilindric	$\frac{a}{0,294 E d^4} M' (M_1 + 2 M_2)$
	Tronconic	$\frac{a}{0,294 E d_1^2 d_2^3} [d_2 M_1 M' + 2 d_1 M_2 M']$
	Cilindric	$\frac{a}{0,147 E d^4} M M'$
	Tronconic	$\frac{a}{0,147 E d_1 d_2^2} M M'$
	Cilindric	$\frac{a}{0,294 E d^4} M M'$
	Tronconic	$\frac{a}{0,294 E d_1^2 d_2^2} M M'$

Observație: Când se calculează săgețile, se înlocuiește M' prin M_y .

Valorile admisibile ale deformațiilor flexionale (săgeți sau rotații) depind de condițiile de funcționare impuse arborelui sau osiei și organelor acționate, de tipul lagărelor; uzual: $f_a = (2...3) 10^{-4} l$ și $\varphi_a = 10^{-4}$ rad, cu l – lungimea dintre lagăre. La mijlocul lățimii unei roți dințate montate pe arbore, $f_a = (0,01 \dots 0,03)$ m și $\varphi_a = 0,9 \times 10^{-4}$ rad.

Rotirea admisă în lagăre depinde de tipul acestuia: $\varphi_a = 10^{-3}$ rad – lagăre cu alunecare; $\varphi_a = 1,6 \times 10^{-3}$ rad – rulmenți cu role conice; $\varphi_a = 2,5 \times 10^{-3}$ rad – rulmenți cu role cilindrice; $\varphi_a = 10^{-2}$ rad – rulmenți cu bile; $\varphi_a = 5 \times 10^{-2}$ rad – rulmenți oscilanți cu role butoi sau cu bile.

12.7.2. Verificarea la deformații torsionale

Verificarea la deformații torsionale a arborilor se face cu relația

$$\theta \leq \theta_a, \quad (12.10)$$

unde θ este deformația unghiulară de torsiune pe toată lungimea arborelui, iar θ_a – deformația admisibilă.

Dacă un arbore are m tronsoane cu diametrele d_i și lungimile l_i , fiecare fiind solicitat de un moment M_{ti} , deformația totală θ se calculează ca o sumă a deformațiilor

$$\theta_i = M_{ti} l_i / (G I_{pi}) \quad (12.11)$$

cu relația

$$\theta = \sum_{i=1}^m \theta_i, \quad (12.12)$$

unde G este modulul de elasticitate transversal al materialului arborelui iar I_{pi} – momentul de inerție polar al tronsonului i .

Valorile admisibile θ_a depind de tipul ansamblului în care se montează arborii: $\theta_a = 1,5 \times 10^{-3}$ rad/m – arborii mașinilor – unelte care susțin roți dințate; $\theta_a = (4,4 \dots 5,8) 10^{-3}$ rad/m – arborii mecanismelor de deplasare a podurilor rulante; $\theta_a = 0,13 \dots 0,23$ rad/m – arborii diferențialelor autovehiculelor.

12.8. Verificarea la vibrații

Condițiile de funcționare (tipul transmisiilor și natura acționării) implică sarcini exterioare perturbatoare de anumite frecvențe, sub acțiunea cărora arborele poate prezenta vibrații flexionale, torsionale sau longitudinale. Principala problemă a proiectantului o constituie evitarea suprapunerii uneia dintre frecvențele proprii de vibrație ale arborelui cu una dintre frecvențele perturbatoare. În această situație se produce fenomenul de *rezonanță*: amplitudinea vibrațiilor arborelui crește continuu, cu consecințe negative asupra stabilității dinamice, zgomotului și preciziei, putând conduce, în final, chiar la ruperea arborelui.

Verificarea arborilor la vibrații constă în determinarea frecvențelor proprii de vibrație ale arborelui f_1, f_2, \dots, f_n și compararea acestora cu frecvențele $f_1^*, f_2^*, \dots, f_p^*$ ale sarcinilor perturbatoare; o funcționare sigură a arborelui este realizată atunci când este îndeplinită condiția: $1,2 f_i < f_j^* < 0,8 f_i$.

Considerat ca un sistem cu masa distribuită, arborele are un număr infinit de frecvențe proprii pentru oricare din cele trei tipuri de vibrații posibile. Rezolvarea completă a dinamicii sistemului format de arbore și piesele montate este dificilă, necesitând calcule laborioase care se justifică în anumite cazuri. În majoritatea cazurilor sistemul prezintă amplitudini considerabile numai pentru un număr limitat de frecvențe proprii. Din acest motiv este suficientă determinarea primelor frecvențe proprii și, în multe cazuri, numai a primei frecvențe proprii, numită *frecvența proprie fundamentală* (f_0).

Pentru arborii cu forme simple, frecvențele proprii se pot determina prin metode exacte. În cazul arborilor cu forme complicate supuși unor încărcări complexe, sistemul vibratoriu se încadrează cu un sistem echivalent, accesibil aplicării unor metode aproximative de rezolvare.

Noile cerințe de creștere a puterii, turației și preciziei impuse sistemelor rotative din domeniile de vârf ale construcției de mașini implica utilizarea unor arbori supli și elastici, capabili să funcționeze în siguranță și care să prezinte, în același timp, o stabilitate dinamică ridicată la frecvențe de rotație peste frecvența proprie fundamentală. Pentru realizarea acestor condiții, verificarea arborilor capătă noi dimensiuni, impunându-se realizarea unui calcul cât mai exact.

În general, vibrațiile flexionale, torsionale și axiale sunt în interdependență, frecvențele proprii de vibrație ale arborelui și deplasările corespunzătoare condiționându-se reciproc. Abordarea simultană a acestor vibrații este dificilă, astfel că, în continuare, verificarea arborilor se va face considerând separat fiecare tip de vibrație.

12.8.1. Verificarea la vibrații flexionale

Vibrațiile flexionale (transversale) pot avea cauze multiple: imprecizia de execuție sau montaj incorect al arborelui pe lagăre, excentricități și centrări imprecise ale organelor montate pe arbore, defecte de material.

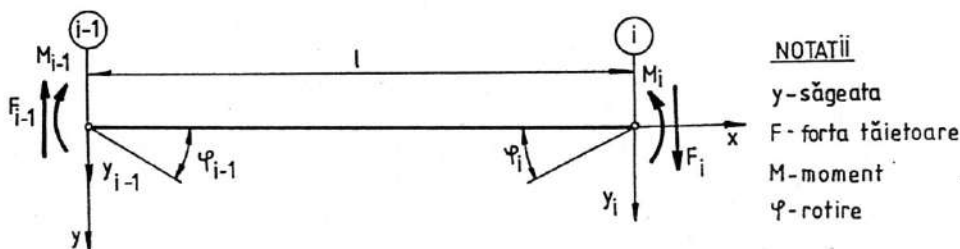


Fig. 12.20

Arbore cu secțiunea variabilă. Pentru un tronson al arborelui (fig. 12.20), utilizând ecuația fibrei medii deformate și considerând sarcina distribuită care deformează grinda din forțele de inerție, ecuația de mișcare a vibrațiilor transversale este dată de relația [2]

$$\frac{\partial^4 y}{\partial x^4} + \frac{\rho A \partial^2 y}{E I_z \partial t^2} = 0, \quad (12.13)$$

unde: ρ este densitatea materialului arborelui; A – secțiunea tronsonului; t – timpul.

Dacă se consideră vibrațiile transversale ale tronsonului ca deplasări armonice în timp de forma

$$y(x, t) = Y(x) \sin(\omega t + \theta) \quad (12.14)$$

ecuația de mișcare exprimată de relația (12.13) devine:

$$\frac{d^4 Y(x)}{dx^4} - \frac{\rho A}{E I_z} \omega^2 Y(x) = 0 \quad (12.15)$$

unde $Y(x)$ este amplitudinea mișcării.

Utilizând notația

$$\alpha^4 = \frac{\rho A}{E I_z} \omega^2, \quad (12.16)$$

soluția generală a ecuației (12.15) este dată de relația

$$Y(x) = Y(0)S(\alpha x) + \frac{1}{\alpha} Y'(0)T(\alpha x) + \frac{1}{\alpha^2} Y''(0)U(\alpha x) + \frac{1}{\alpha^3} Y'''(0)V(\alpha x), \quad (12.17)$$

unde $S(\alpha x)$, $T(\alpha x)$, $U(\alpha x)$, $V(\alpha x)$ sunt funcțiile Krilov [2], amplitudinile deplasărilor și tensiunilor din secțiunea x provocate de vibrațiile transversale, fiind legate de funcția $Y(x)$ prin relațiile

$$y_x = Y(x); \varphi_x = Y'(x); M_x = -EIY''(x); F_x = -EIY'''(x). \quad (12.18)$$

care, pentru $x = 0$, devin:

$$y_{i-1} = Y(0); \varphi_{i-1} = Y'(0); M_{i-1} = -EIY''(0); F_{i-1} = -EIY'''(0). \quad (12.19)$$

Derivatele soluției generale a amplitudinii $Y(x)$ sunt date de relațiile:

$$Y(x) = \alpha Y(0)V(\alpha x) + Y'(0)S(\alpha x) + \frac{1}{\alpha} Y''(0)T(\alpha x) + \frac{1}{\alpha^2} Y'''(0)U(\alpha x);$$

$$Y'(x) = \alpha^2 Y(0)U(\alpha x) + \alpha Y'(0)V(\alpha x) + Y''(0)S(\alpha x) + \frac{1}{\alpha} Y'''(0)T(\alpha x); \quad (12.20)$$

$$Y''(x) = \alpha^3 Y(0)T(\alpha x) + \alpha^2 Y'(0)U(\alpha x) + \alpha Y''(0)V(\alpha x) + Y'''(0)S(\alpha x).$$

Combinând relațiile (12.15) cu (12.18) și (12.20), se obțin, considerând $x = l$, expresiile deplasărilor și sarcinilor din secțiunea (i) în funcție de cele din secțiunea ($i-1$):

$$y_i = y_{i-1}S(\alpha l) + \frac{\varphi_{i-1}}{\alpha} T(\alpha l) - \frac{M_{i-1}}{EI\alpha^2} U(\alpha l) - \frac{F_{i-1}}{EI\alpha^3} V(\alpha l);$$

$$\varphi_i = \alpha y_{i-1}V(\alpha l) + \varphi_{i-1}S(\alpha l) - \frac{M_{i-1}}{EI\alpha} T(\alpha l) - \frac{F_{i-1}}{EI\alpha^2} U(\alpha l); \quad (12.21)$$

$$M_i = -\alpha^2 EI y_{i-1}U(\alpha l) - \alpha EI \varphi_{i-1}V(\alpha l) + M_{i-1}S(\alpha l) + \frac{F_{i-1}}{\alpha} T(\alpha l);$$

$$F_i = -\alpha^3 EI y_{i-1}T(\alpha l) - \alpha^2 EI \varphi_{i-1}U(\alpha l) + \alpha M_{i-1}V(\alpha l) + F_{i-1}S(\alpha l).$$

Acest grup de relații se poate înlocui cu relația matrice

$$\begin{bmatrix} y_i \\ \varphi_i \\ M_i \\ F_i \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} S(\alpha l) & \frac{1}{\alpha} T(\alpha l) & -\frac{U(\alpha l)}{\alpha^2 EI} & -\frac{V(\alpha l)}{\alpha^3 EI} \\ \alpha V(\alpha l) & S(\alpha l) & -\frac{T(\alpha l)}{\alpha EI} & -\frac{U(\alpha l)}{\alpha^2 EI} \\ -\alpha^2 EIU(\alpha l) & -\alpha EIV(\alpha l) & S(\alpha l) & \frac{T(\alpha l)}{\alpha} \\ -\alpha^3 EIT(\alpha l) & -\alpha^2 EIU(\alpha l) & \alpha V(\alpha l) & S(\alpha l) \end{bmatrix} \begin{bmatrix} y_{i-1} \\ \varphi_{i-1} \\ M_{i-1} \\ F_{i-1} \end{bmatrix} \quad (12.22)$$

sau, simplificat, printr-o relație de forma

$$[m]_i = [M_T] \cdot [m]_{i-1}, \quad (12.23)$$

unde $[m]_{i-1}$ reprezintă matricele deplasărilor și tensiunilor (vectorii de stare) în secțiunile (i), respectiv, ($i-1$), iar $[M_T]$, matricea de transfer între cele două secțiuni.

Fiecărei frecvențe proprii a arborelui îi corespunde o formă de vibrație numită *mod propriu de vibrație*.

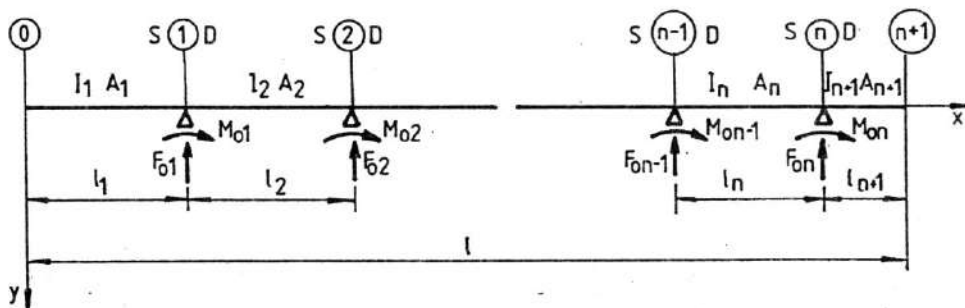


Fig. 12.21

Dacă un arbore cu secțiune variabilă sprijinit pe (n) reazeme (fig. 12.21) prezintă vibrații flexionale după un mod propriu de vibrație, în fiecare reazem acționează reacțiunile F_{0i} , respectiv, M_{0i} . În aceste condiții între vectorii de stare din dreapta (D), respectiv stânga (S), unei secțiuni oarecare există relația

$$[m]_i^D = \begin{bmatrix} y_i \\ \varphi_i \\ M_i \\ F_i \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} y_i \\ \varphi_i \\ M_i - M_{0i} \\ F_i - F_{0i} \end{bmatrix}^S \quad (12.24)$$

Reacțiunile din reazeme pot fi exprimate cu relațiile [8]:

$$F_{0i} = y_i K_{yi}; \quad M_{0i} = \varphi_i K_{\varphi i}, \quad (12.25)$$

unde K_{yi} , $K_{\varphi i}$ sunt valorile absolute ale rigidităților dinamice ale lagărelor (rulmenți) pe direcția radială, respectiv unghiulară.

Înlocuind relația (12.25) în relația (12.24), se obține succesiv:

$$[m]_i^D = \begin{bmatrix} y_i \\ \varphi_i \\ M_i - \varphi_i K_{\varphi i} \\ F_i - y_i K_{yi} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & -K_{\varphi i} & 1 & 0 \\ -K_{yi} & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} y_i \\ \varphi_i \\ M_i \\ F_i \end{bmatrix} = [M_K]_i [m]_i^S. \quad (12.26)$$

Relația (12.23) scrisă pentru un tronson oarecare al arborelui devine:

$$[m]_i^S = [M_T]_i \cdot [m]_{i-1}^D. \quad (12.27)$$

Aplicând relația (12.26) și (12.27) pentru toate tronsoanele arborelui se obține succesiv:

$$\begin{aligned} [m]_1^S &= [M_T]_1 \cdot [m]_0; \\ [m]_2^S &= [M_T]_2 \cdot [m]_1^0 = [M_T]_2 [M_K]_1 \cdot [m]_1^S = [M_T]_2 [M_K]_1 [M_T]_1 \cdot [m]_0; \end{aligned} \quad (12.28)$$

$$[m]_{n+1} = [M_T]_{n+1} \cdot [m]_n^D = [M_T]_{n+1} [M_K]_n [M_T]_n \dots [M_T]_2 [M_K]_1 [M_T]_1 [m]_0.$$

Cu notația

$$[M] = [M_T]_{n+1} [M_K]_n [M_T]_n \dots [M_T]_2 [M_K]_1 [M_T]_1 [m]_0, \quad (12.29)$$

relația (12.28) devine $[m]_{n+1} = [M] \cdot [m]_0,$ (12.30)

exprimând legătura dintre vectorii de stare din secțiunile (0), respectiv, ($n+1$).

Din relația (12.30) scrisă sub forma

$$\begin{bmatrix} y_{n+1} \\ \varphi_{n+1} \\ M_{n+1} \\ F_{n+1} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} m_{11} & m_{12} & m_{13} & m_{14} \\ m_{21} & m_{22} & m_{23} & m_{24} \\ m_{31} & m_{32} & m_{33} & m_{34} \\ m_{41} & m_{42} & m_{43} & m_{44} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} y_0 \\ \varphi_0 \\ M_0 \\ F_0 \end{bmatrix}, \quad (12.31)$$

se determină pulsațiile proprii ale arborelui în corelație cu condițiile la limită impuse în reazeme și în secțiunile de trecere între tronsoane.

De exemplu, la un ax principal pentru mașina de rectificat, forța tăietoare și momentul se pot considera nule în secțiunea ($n+1$). În acest caz, dezvoltând relația (12.31) după termenii nuli ai vectorului de stare din secțiunea ($n+1$), se obține sistemul de ecuații

$$m_{31} y_0 + m_{32} \varphi_0 = 0; \quad m_{41} y_0 + m_{42} \varphi_0 = 0, \quad (12.32)$$

a cărui condiție de compatibilitate

$$\begin{vmatrix} m_{31} & m_{32} \\ m_{41} & m_{42} \end{vmatrix} = 0 \quad (12.33)$$

sau

$$m_{31} \cdot m_{42} - m_{41} \cdot m_{32} = 0. \quad (12.34)$$

reprezintă ecuația pulsațiilor proprii de vibrație ale axului. Evident că această metodologie de calcul necesită un volum mare de muncă, justificată însă acolo unde condițiile de stabilitate dinamică impuse arborilor sunt deosebite: axul principal pentru mașina de rectificat, arbori pentru mașini electrice rotative.

Calculul se poate simplifica dacă, de exemplu, se consideră săgețile din rezeme nule iar rotirile și momentele încovoietoare din stânga, respectiv, dreapta reazemelor, aceleași.

Pentru un arbore cu secțiune constantă, problema se simplifică mult, soluția ecuației (12.17) determinându-se considerând condițiile la limită în corelație cu tipul de reazeme al arborelui:

- pentru reazem rigid, săgeata este nulă;
- pentru reazem încastrat, rotirea, respectiv săgeata, sunt nule;
- pe capătul liber sau articulat, momentul încovoietor este nul;
- pe capătul liber forța tăietoare este nulă.

Considerând astfel un sistem de rezemare pentru un arbore, condițiile limită exprimate prin relația (12.18) introduse în relația (12.22) conduc la obținerea unui sistem de ecuații omogene, a cărui condiție de compatibilitate reprezintă ecuația pulsațiilor proprii de vibrație având drept necunoscută mărimea α .

Mărimile α determinate din această ecuație introduse în relația (12.16) permit determinarea frecvențelor proprii de vibrație ale arborelui cu relația

$$f = \frac{\alpha^2}{2\pi} [EI/(\rho A)]^{1/2}. \quad (12.35)$$

În tabelul 12.8 sunt date modurile proprii de vibrație și ecuația pulsațiilor proprii cu primele trei soluții pentru arbori cu secțiune constantă sprijiniți pe două reazeme.

În calculele obișnuite, valorile frecvențelor proprii de vibrație ale arborilor se determină prin metode aproximative (Ritz, Rayleigh [2]).

Cu metode Rayleigh se determină, în general, frecvența proprie fundamentală a arborelui sau osiei. Pentru sistemele conservative aflate în vibrație după un mod propriu principal lui, metoda Rayleigh stabilește egalitatea dintre energia cinetică maximă și energia potențială maximă.

$$W_{c \max} = W_{p \max}. \quad (12.36)$$

Dacă se consideră vibrațiile transversale ale arborilor sau osiei ca deplasări armonice în timp date de relația (12.14), energiile cinetică maximă și potențială maximă sunt date de relațiile

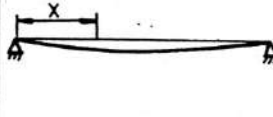


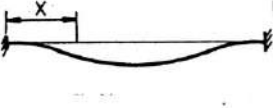
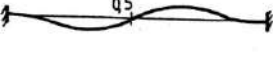


$$W_{c \max} = \frac{\rho \omega^2}{2} \int_0^l A(x) Y^2(x) dx; \quad (12.37)$$

$$W_{p \max} = \frac{E}{2} \int_0^l I(x) \left[\frac{d^2 Y(x)}{dx^2} \right]^2 dx, \quad (12.38)$$

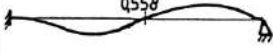




unde l , $A(x)$, $I(x)$ reprezintă lungimea arborelui, respectiv aria și momentul de inerție ale secțiunii transversale x .

Dacă se consideră ca funcție a amplitudinilor $Y(x)$ forma deformată statică a arborelui, se obține prin înlocuirea relațiilor (12.37) și (12.38) în (12.36), pulsația proprie fundamentală

Tabelul 12.8. Moduri proprii de vibrație și soluții ale ecuației pulsațiilor proprii pentru arbori cu secțiunea constantă de lungime l sprijiniți pe două rezeme

Tipul rezemării	Modul propriu de vibrație		Condiții limită impuse	Ecuația pulsațiilor proprii	αl
	Nr.	Forma și poziția nodurilor			
Articulație-articulație	1		$X=0 \begin{cases} Y=0 \\ Y''=0 \end{cases}$ $X=l \begin{cases} Y=0 \\ Y''=0 \end{cases}$	$\sin \alpha l = 0$ $\alpha l = n\pi$	3,1416
	2				6,283
	3				9,425
Încăstrare-încăstrare	1		$X=0 \begin{cases} Y=0 \\ Y'=0 \end{cases}$ $X=l \begin{cases} Y=0 \\ Y'=0 \end{cases}$	$\cos \alpha l \cdot \cosh \alpha l = 1$ $\alpha l = (2n+1)\pi/2$	4,730
	2				7,853
	3				10,996
Încăstrare-articulație	1		$X=0 \begin{cases} Y=0 \\ Y'=0 \end{cases}$ $X=l \begin{cases} Y=0 \\ Y'''=0 \end{cases}$	$\tan \alpha l = \tanh \alpha l$ $\alpha l = (4n+1)\pi/4$	3,927

Tabelul 12.8 (continuare)

Tipul rezemării	Modul propriu de vibrație		Condiții limită impuse	Ecuția pulsațiilor proprii	αl
	Nr.	Forma și poziția nodurilor			
Încăstrare- articulație	2		$X=0 \begin{cases} Y=0 \\ Y'=0 \end{cases}$ $X=l \begin{cases} Y=0 \\ Y''=0 \end{cases}$	$\tan \alpha l = \tanh \alpha l$ $\alpha l = (4n+1)\pi/4$	7,069
	3				10,210
Încăstrare- capăt liber	1		$X=0 \begin{cases} Y=0 \\ Y'=0 \end{cases}$ $X=l \begin{cases} Y''=0 \\ Y'''=0 \end{cases}$	$\cos \alpha l \cdot \cosh \alpha l = -1$ $\alpha l = (2n-1)\pi/2$	1,875
	2				4,694
	3				7,855

$$\omega_0 = \left[\frac{E \int_0^l I(x) \left[\frac{d^2 Y(x)}{dx^2} \right]^2 dx}{\rho \int_0^l A(x) Y^2(x) dx} \right]^{1/2}, \quad (12.39)$$

superioară ca valoare celei reale.

Pentru un arbore în trepte cu n tronsoane cilindrice cu lungimile l_i pulsația proprie fundamentală

$$\omega_0 = \left[\frac{E \sum_{i=1}^n \int_0^{l_i} I_i \left[\frac{d^2 Y(x)}{dx^2} \right]^2 dx}{\rho \sum_{i=1}^n \int_0^{l_i} A_i Y^2(x) dx} \right]^{1/2}. \quad (12.40)$$

La un arbore cu mase atașate (fig. 12.22), în calculul energiei cinetice maxime trebuie considerată și energia cinetică acumulată de acesta. În aceste condiții pulsația proprie fundamentală este dată de relația

$$\omega_0 = \left[\frac{\int_0^l I(x) \left[\frac{d^2 Y(x)}{dx^2} \right]^2 dx}{\rho \int_0^l A(x) Y^2(x) dx + \sum_{i=1}^m M_i Y^2(x_i)} \right]^{1/2}, \quad (12.41)$$

unde m este numărul maselor atașate M_i .

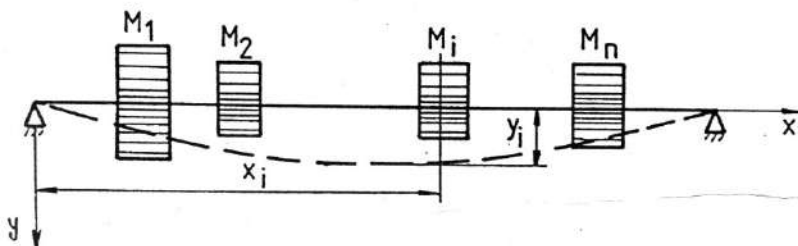


Fig. 12.22

12.8.2. Verificarea la vibrații torsionale

Vibrațiile torsionale ale arborilor apar, în special, datorită variației periodice a momentului de torsiune în timpul funcționării. Ca și în cazul vibrațiilor flexionale, frecvențele proprii de vibrație în cazul vibrațiilor torsionale se determină utilizând metode exacte sau aproximative în corelație cu condițiile de precizie și funcționare impuse arborelui.

Arborele cu secțiunea constantă. Ecuația de mișcare a vibrațiilor torsionale ale arborelui este dată de relația [2]

$$GI_p \frac{\partial^2 \varphi}{\partial x^2} = J \frac{\partial^2 \varphi}{\partial t^2}, \quad (12.42)$$

unde $J = \rho I_p$ este momentul de inerție masic și ρ – masa specifică a materialului.

Dacă se consideră vibrațiile torsionale ale arborelui ca deplasări armonice în timp de forma

$$\varphi(x, t) = \Phi(x) \sin(\omega t + \theta), \quad (12.43)$$

ecuația de mișcare exprimată de relația (12.42) devine:

$$\frac{d^2 \Phi}{dx^2} + \omega^2 \frac{J}{GI_p} \Phi = 0. \quad (12.44)$$

Utilizând notația

$$\alpha^2 = \omega^2 \frac{J}{GI_p}, \quad (12.45)$$

soluția generală a ecuației (12.44) este

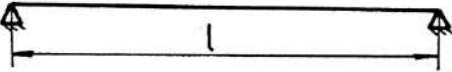
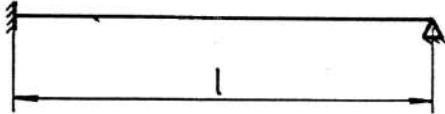
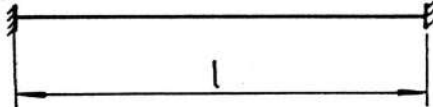
$$Y(x) = C_1 \sin \alpha x + C_2 \cos \alpha x, \quad (12.46)$$

constantele $C_{1,2}$ determinându-se în corelație cu condițiile la limită ale arborelui (de exemplu, pentru un capăt liber condiția de limită este $d\Phi(x)/dx = 0$, iar pentru un capăt încâstrat, $\varphi(x, t) = 0$).

Ca și în cazul vibrațiilor transversale, din condiția de compatibilitate a sistemului de ecuații omogene obținut prin impunerea condițiilor la limită ecuației (12.46), se obține ecuația pulsațiilor proprii având drept necunoscută mărimea α .

În tabelul 12.9 sunt date, pentru câteva cazuri de rezemare, pulsațiile proprii pentru vibrații torsionale la arbori cu secțiunea constantă.

Tabelul 12.9. Pulsații proprii pentru vibrații torsionale la arbori cu secțiune constantă [7]

Tipul rezemării	Pulsația proprie ω_n ($n = 1, 2, 3, \dots$)
Liber la ambele capete 	$\omega_n = \frac{n\pi}{l} \sqrt{G/\rho}$
Încăstrat la un capăt 	$\omega_n = \frac{2n+1}{2} \frac{\pi}{l} \sqrt{G/\rho}$
Încăstrat la ambele capete 	$\omega_n = \frac{n\pi}{l} \sqrt{G/\rho}$

Arbori cu secțiunea variabilă. Deoarece utilizarea metodei exacte prezentată anterior este dificilă, frecvențele proprii de vibrație se determină pentru un arbore echivalent cu secțiunea constantă, condiția de echivalență fiind cea de egalitate a rigidităților. Lungimea totală L_e a arborelui echivalent cu diametrul d_e se determină cu relația

$$L_e = \sum_{i=1}^m l_i (d_0/d_i)^4, \quad (12.47)$$

unde l_i , d_i sunt lungimile, respectiv diametrele celor m tronsoane ale arborelui iar d_0 diametrul tronsonului de lungime maximă a arborelui (obișnuit, $d_0 = d_e$).

Arbori cu mase atașate. Frecvențele proprii de vibrație se pot determina cu metoda exactă, calculele fiind însă laborioase. Pentru simplificarea calculelor, se admite că masele atașate sunt suficient de rigide pentru a le putea neglija elasticitatea, arborii în trepte se înlocuiesc cu arbori echivalenți de diametru constant, condițiile la limită impuse permitând determinarea constantelor din relația (12.46).

Condițiile limită se stabilesc în corelație cu următoarele observații:

– momentul de torsiune într-un capăt al arborelui unde există atașat un disc este dat de relația

$$M_i = J_D \partial^2 \varphi / \partial t^2; \quad (12.48)$$

– deformația unghiulară a capetelor adiacente pentru două porțiuni succesive este

aceeași, iar diferența dintre momentele de torsiune din cele două capete este egală cu produsul dintre momentul de inerție al discului atașat și accelerația sa unghiulară.

Dacă momentul de inerție al arborelui este mic în comparație cu momentele de inerție ale discurilor masa arborelui se poate neglija.

Obișnuit, frecvențele proprii de vibrație ale unui arbore cu mase atașate se pot determina cu aproximație utilizând metoda Holzer.

Considerând un arbore cu n discuri atașate (fig. 12.23) prin adunarea ecuațiilor de echilibru dinamic al discurilor, de forma

$$J_i \ddot{\varphi}_i = k_{i-1}(\varphi_{i-1} - \varphi_i) - k_i(\varphi_i - \varphi_{i+1}), \quad (12.49)$$

unde k este rigiditatea la torsiune, se obține relația

$$\sum_{i=1}^n J_i \ddot{\varphi}_i = 0. \quad (12.50)$$

Dacă arborele execută vibrații după un mod propriu, pentru sistemul de ecuații (12.49) se caută soluții de forma

$$\varphi_i = \Phi_i \sin(\omega t + \theta), \quad (12.51)$$

care, înlocuite în relația (12.50), conduc la relația

$$\sum_{i=1}^n J_i \Phi_i = 0. \quad (12.52)$$

Prin înlocuirea soluțiilor (12.51) în sistemul (12.49), se obține sistemul de ecuații cu necunoscutele Φ_i

$$J_i \Phi_i \omega^2 + k_{i-1}(\Phi_{i-1} - \Phi_i) - k_i(\Phi_i - \Phi_{i+1}), \quad (12.53)$$

a cărei condiție de compatibilitate (determinantul nul) reprezintă ecuația pulsațiilor proprii. Deoarece rezolvarea acestei condiții este de multe ori dificilă, uzual, se folosește o metodă aproximativă. Din ecuațiile sistemului (12.53) se exprimă amplitudinile Φ_i ale vibrațiilor astfel:

$$\Phi_2 = \Phi_1 - \frac{\omega^2}{k_1} J_1 \Phi_1;$$

$$\Phi_3 = \Phi_2 - \frac{\omega^2}{k_1} (J_1 \Phi_1 + J_2 \Phi_{21});$$

$$\Phi_i = \Phi_{i-1} - \frac{\omega^2}{k_{i-1}} \sum_{j=1}^{i-1} J_j \Phi_j.$$

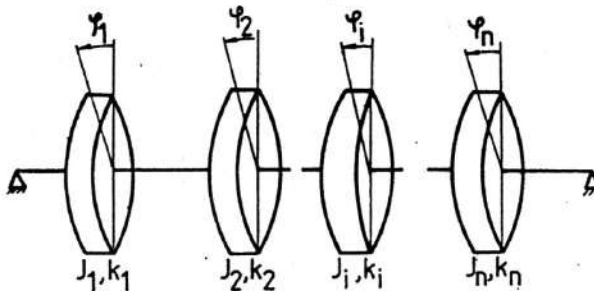


Fig. 12.23

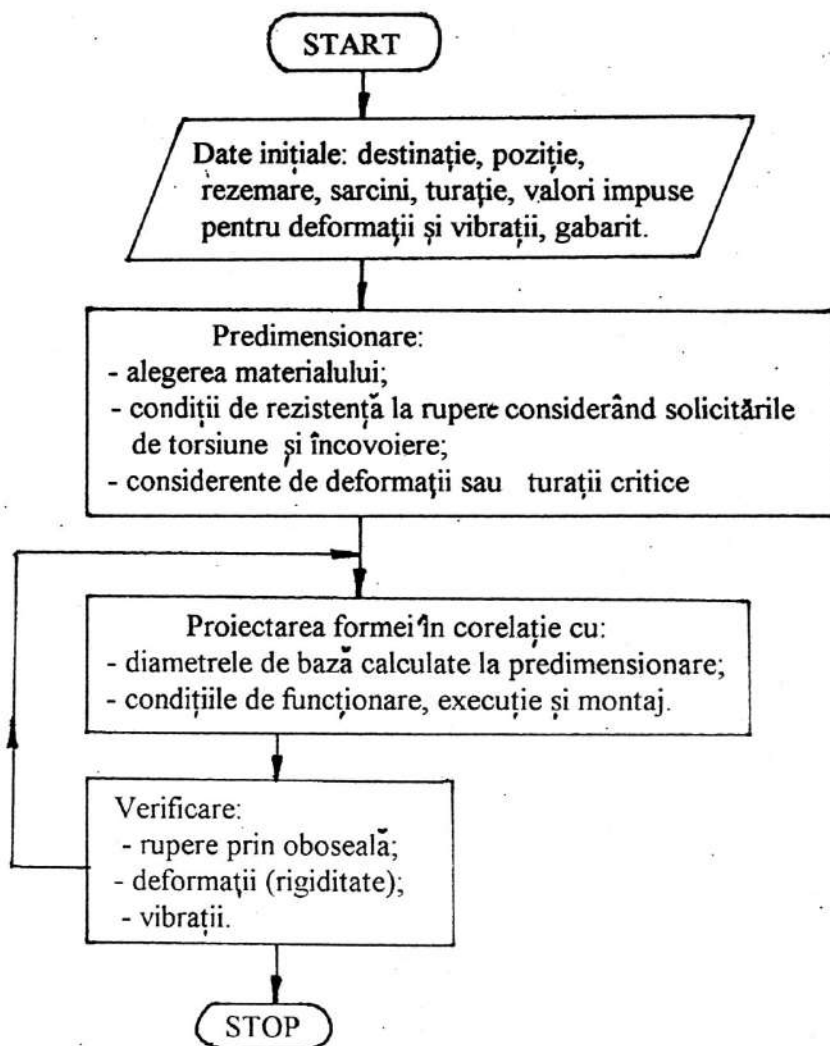


Fig. 12.24

Se alege o valoare arbitrară pentru amplitudinea Φ_1 și se calculează amplitudinile $\Phi_2, \Phi_3, \dots, \Phi_n$ din relația (12.54). Valorile Φ , astfel obținute se introduc în relația (12.52), care se anulează numai dacă ω este o pulsație proprie. Practic, se reprezintă grafic variația cu ω a relației (12.52), punctele în care curba intersecțiază abscisa reprezentând pulsațiile proprii ale sistemului. Prin înlocuirea pulsațiilor proprii în relația (12.53), se obțin formele modurilor proprii de vibrații.

Sucesiunea etapelor în proiectarea unui arbore este prezentată, sintetic, în schema bloc din fig. 12.24.

Bibliografie

1. Buzdugan, Gh. ș.a. *Calculul de rezistență al pieselor de mașini*. București, Ed. Tehnică, 1979.
 2. Buzdugan, Gh. ș.a. *Vibrațiile sistemelor mecanice*. București, Ed. Academiei RSR, 1975.
 3. Chișiu, Al. ș.a. *Organe de mașini*. București, Ed. Didactică și Pedagogică, 1981.
 4. Decker, K. H. *Maschinenelemente*. Munchen, C. Hauser Verlag, 1985.
 5. Drăghici, I. ș.a. *Organe de mașini*. Vol. I. Brașov, Litografia Univ. "Transilvania" Brașov, 1980.
 6. Gafițanu, M. ș.a. *Organe de mașini*. Vol. I. Iași, Litografia Univ. Tehnice "Gh. Asachi", 1980.
 7. Gafițanu, M. ș.a. *Organe de mașini*. Vol. I. București, Ed. Tehnică, 1981.
 8. Hagi, G. D. *Cercetări teoretice și experimentale privind creșterea fiabilității rulmenților de turație ridicată pentru mașini-unelte cu considerarea pretensionării*. Teză de doctorat, Iași, 1994.
 9. Jula, Al. ș.a. *Organe de mașini*. Vol. I. Brașov, Litografia Univ. "Transilvania" Brașov, 1986.
 10. Manea, Gh. *Organe de mașini*. Vol. I. București, Ed. Tehnică, 1970.
 11. Moldovean, Gh., Bostan, I. *Proiectarea arborilor drepți din transmisiile mecanice*. Brașov, Litografia Univ. "Transilvania" Brașov, 1995.
 12. Moldovean, Gh. ș.a. *Calculul și proiectarea formei arborilor drepți*. Brașov, Ed. Lux Libris, 1998.
 13. Pavelescu, D. ș.a. *Organe de mașini*. Vol. I. București, Ed. Didactică și Pedagogică, 1985.
 14. Reșetov, D. N. *Detali mașin*. Moskva, Ed. Masionostroenie, 1989.
 15. Ripianu, A., Crăciun, I. *Osii, arbori drepți și arbori cotiți*. București, Ed. Tehnică, 1977.
-



Pasiunea și interesul pentru muncă și pentru ceea ce se creează prin această muncă înseamnă cheia și secretul prin care proiectarea capătă formele frumoase ale calității.

În lucrarea "Organe de mașini" sunt cuprinse principalele date necesare proiectării oricărei mașini și utilaj. Cartea este utilă pentru toți cei ce se pregătesc în acest domeniu, precum și inginerilor proiectanți, datorită bogatului material tabelar și grafic conținut.

Inginerie mecanică

ISBN 973-31-1400-6

ISBN 973-31-1409-X