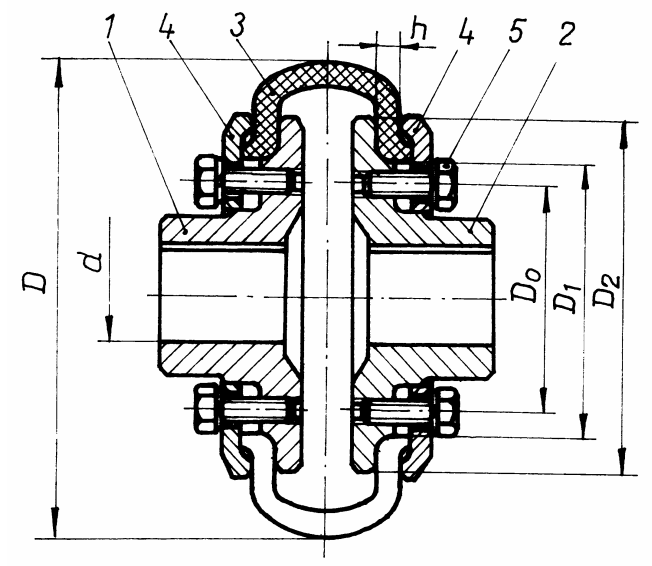


AUREL JULA

MIHAI LATEȘ

ORGANE DE MAȘINI



EDITURA UNIVERSITĂȚII TRANSILVANIA

Brașov - 2004

CUPRINS

<u>PREFATĂ</u>	3
1. INTRODUCERE	9
1.1. OBIECTUL ȘI IMPORTANȚA DISCIPLINEI ORGANE DE MAȘINI	9
1.2. SCURT ISTORIC AL DEZVOLTĂRII CONSTRUCȚIEI ȘI STUDIULUI ORGANELOR DE MAȘINI	11
1.3. CONȚINUTUL DISCIPLINEI ORGANE DE MAȘINI	13
2. ASAMBLĂRI	15
2.1. ASAMBLĂRI FILETATE	15
2.1.1. Caracterizare, domenii de folosire	15
2.1.2. Filete. Mod de generare, elemente geometrice, clasificare, caracterizare	16
2.1.2.1. Modul de generare al filetului.....	16
2.1.2.2. Parametrii geometrici ai filetului.....	17
2.1.2.3. Clasificarea filetelor.....	17
2.1.2.4. Caracterizarea principalelor tipuri de filete.....	18
2.1.3. Forțe și momente în asamblările filetate	20
2.1.3.1. Momentul la cheie.....	20
2.1.3.2. Momentul de înșurubare – deșurubare.....	21
2.1.3.3. Condiția de autofixare.....	23
2.1.3.4. Momentul de frecare pe suprafața de așezare a piuliței.....	23
2.1.4. Materiale și tehnologie	24
2.1.5. Calculul asamblărilor filetate	25
2.1.5.1. Forme și cauze de deteriorare.....	25
2.1.5.2. Calculul șuruburilor solicitate de o forță axială și de un moment de torsiune.....	26
2.1.5.3. Calculul spirei filetului.....	27
2.1.5.4. Calculul asamblărilor filetate încărcate transversal.....	28
2.1.6. Elemente constructive	30
2.1.6.1. Șuruburi, piulițe, șaibe.....	30
2.1.6.2. Asigurarea asamblărilor filetate împotriva autodesfacerii.....	33
2.2. ASAMBLĂRI PRIN PENE LONGITUDINALE	36
2.2.1. Caracterizare, clasificare, domenii de folosire	36
2.2.2. Asamblări prin pene paralele	36
2.2.3. Asamblări prin pene disc și cilindrice	39
2.2.3.1. Asamblări prin pene disc.....	39
2.2.3.2. Asamblări prin pene cilindrice.....	40
2.3. ASAMBLĂRI PRIN CANELURI	40
2.3.1. Caracterizare, clasificare, domenii de folosire	40
2.3.2. Asamblări canelate cu profil dreptunghiular	41
2.3.2.1. Caracterizare și clasificare.....	41
2.3.2.2. Materiale și tehnologie.....	42
2.3.2.3. Elemente de calcul.....	42
2.3.2.4. Algoritm de proiectare.....	43

2.4. ASAMBLĂRI PRIN ȘTIFTURI.....	44
2.4.1. Caracterizare, clasificare, domenii de folosire.....	44
2.4.2. Elemente de calcul.....	46
2.5. ASAMBLĂRI PRIN BOLȚURI.....	47
2.5.1. Caracterizare, clasificare, domenii de folosire.....	47
2.5.2. Elemente de calcul.....	47
2.5.3. Inele elastice de rezemare excentrice pentru arbori și alezaje.....	48
2.6. ASAMBLĂRI PRIN STRÂNGERE PROPRIE.....	49
2.6.1. Asamblări presate.....	49
2.6.1.1. Modul de realizare.....	49
2.6.1.2. Elemente de calcul.....	50
2.6.2. Asamblări fretate.....	53
3. ARCURI.....	55
3.1. CARACTERIZARE, DOMENII DE FOLOSIRE, CLASIFICARE.....	55
3.2. MATERIALE ȘI ELEMENTE DE TEHNOLOGIE.....	56
3.3. CARACTERISTICA ARCURILOR.....	56
3.4. ARCURI ELICOIDALE.....	58
3.4.1. Arcuri elicoidale cilindrice de compresiune.....	59
3.4.1.1. Caracterizare, elemente geometrice, caracteristica elastică.....	59
3.4.1.2. Calculul de rezistență și la deformații.....	60
3.4.2. Arcuri elicoidale cilindrice de tracțiune și de torsiune.....	63
3.4.2.1. Arcuri elicoidale cilindrice de tracțiune.....	63
3.4.2.2. Arcuri elicoidale cilindrice de torsiune.....	63
3.5. ALTE TIPURI DE ARCURI.....	64
3.5.1. Arcuri bară de torsiune.....	64
3.5.2. Arcuri spirale plane.....	65
3.5.3. Arcuri lamelare.....	66
3.5.4. Arcuri inelare.....	67
3.5.5. Arcuri disc.....	68
3.5.6. Arcuri din cauciuc.....	69
4. ARBORI ȘI OSII.....	71
4.1. CARACTERIZARE, DOMENII DE FOLOSIRE, CLASIFICARE.....	71
4.2. MATERIALE ȘI TEHNOLOGIE.....	74
4.3. CRITERII DE CALCUL. SCHEME DE CALCUL. FORȚE CARE ÎNCARCĂ ARBORII ȘI PUNCTELE LOR DE APLICAȚIE. SOLICITĂRI ȘI CICLURILE LOR DE VARIAȚIE.....	75
4.3.1. Criterii de calcul.....	75
4.3.2. Scheme de calcul, forțe care încarcă arborii și punctele lor de aplicație.....	75
4.3.3. Solicitări și ciclurile lor de variație.....	77
4.4. CALCULUL DE PREDIMENSIONARE.....	79
4.5. CALCULUL LA SOLICITĂRI COMPUSE.....	80
4.6. CALCULUL LA SOLICITĂRI VARIABLE.....	82
4.7. CALCULUL LA DEFORMAȚII DE ÎNCOVOIERE.....	84
4.8. ELEMENTE CONSTRUCTIVE.....	86
5. CUPLAJE.....	89

5.1. CARACTERIZARE. FUNCȚII ÎNDEPLINITE. CLASIFICARE.....	89
5.2. SARCINA DE CALCUL.....	91
5.3. CUPLAJE PERMANENTE FIXE.....	91
5.4. CUPLAJE PERMANENTE MOBILE RIGIDE.....	95
5.4.1. Cuplaje pentru compensarea abaterilor axiale.....	95
5.4.2. Cuplaje pentru compensarea abaterilor radiale.....	95
5.4.3. Cuplaje pentru compensarea abaterilor unghiulare.....	96
5.4.4. Cuplaje pentru compensarea abaterilor combinate.....	97
5.5. CUPLAJE PERMANENTE MOBILE ELASTICE.....	99
5.5.1. Cuplaje elastice cu elemente intermediare nemetalice.....	100
5.5.2. Cuplaje elastice cu elemente intermediare metalice.....	104
5.6. CUPLAJE INTERMITENTE.....	109
5.6.1. Cuplaje intermitente comandate.....	109
5.6.2. Cuplaje intermitente automate.....	115
5.6.2.1. Cuplaje limitatoare de sarcină (de siguranță).....	115
5.6.2.2. Cuplaje limitatoare de turație (centrifugale).....	120
5.6.2.3. Cuplaje limitatoare de sens (unisens).....	122
5.7. CUPLAJE COMBINATE ȘI CU FUNCȚII MULTIPLE.....	122
6. LAGĂRE CU RULMENȚI.....	125
6.1. CARACTERIZARE. DOMENII DE FOLOSIRE.....	125
6.2. CLASIFICAREA RULMENȚILOR. SIMBOLIZARE.....	126
6.3. CARACTERIZAREA PRINCIPALELOR TIPURI DE RULMENȚI.....	127
6.4. MONTAJE CU RULMENȚI.....	130
6.4.1. Scheme caracteristice de montaje cu rulmenți.....	130
6.4.2. Exemple de montaje cu rulmenți.....	131
6.5. MATERIALE ȘI ELEMENTE DE TEHNOLOGIE.....	134
6.6. CAUZELE IEȘIRII DIN FUNCȚIUNE ȘI CRITERIILE SIGURANȚEI ÎN FUNCȚIONARE ALE RULMENȚILOR.....	134
6.7. PROIECTAREA MONTAJELOR CU RULMENȚI.....	135
6.7.1. Alegerea și verificarea rulmenților rotitori ($n > 10$ rot/min), care funcționează la sarcină și turație constante.....	135
6.7.2. Alegerea și verificarea rulmenților nerotitori și a celor care se rotesc foarte lent ($n \leq 10$ rot/min).....	140
6.7.3. Fazele proiectării montajelor cu rulmenți rotitori ($n > 10$ rot/min), care funcționează la sarcină și turație constante.....	141
6.8. ELEMENTE CONSTRUCTIVE ȘI DE EXPLOATARE.....	141
6.8.1. Fixarea axială a inelelor rulmenților.....	141
6.8.2. Ajustaje și toleranțe pentru lagărele cu rulmenți.....	142
6.8.3. Reglarea jocului în lagărele cu rulmenți.....	143
6.8.4. Ungerea lagărelor cu rulmenți.....	144
6.8.4.1. Ungerea cu ulei.....	144
6.8.4.2. Ungerea cu unsoare consistentă.....	145
6.8.5. Etanșarea lagărelor cu rulmenți.....	145
6.8.6. Montarea și demontarea rulmenților.....	145
6.8.6.1. Montarea rulmenților.....	145

6.8.6.2. Demontarea rulmenților.....	146
7. LAGĂRE CU ALUNECARE.....	147
7.1. CARACTERIZARE. CLASIFICARE. DOMENII DE FOLOSIRE.....	147
7.2. LAGĂRE RADIALE HIDRODINAMICE.....	148
7.2.1. Realizarea filmului de lubrifiant autoportant.....	148
7.2.2. Regimuri de frecare.....	149
7.2.2.1. Tipuri de frecare.....	149
7.2.2.2. Regimuri de funcționare pentru lagărele radiale hidrodinamice.....	150
7.2.3. Elemente de calcul.....	150
7.2.3.1. Cauzele ieșirii din funcțiune a lagărelor cu alunecare.....	150
7.2.3.2. Calculul lagărelor cu frecare uscată, limită sau mixtă.....	151
7.2.3.3. Elemente de calcul pentru lagărele cu frecare fluidă.....	152
7.2.4. Elemente constructive și de exploatare.....	153
7.2.4.1. Corpul lagărului.....	154
7.2.4.2. Fusurile arborilor.....	154
7.2.4.3. Cuzineții.....	155
7.2.4.4. Ungerea lagărelor cu alunecare.....	156
7.2.4.5. Reglarea jocului radial din lagăr.....	158
7.3. LAGĂRE AXIALE HIDRODINAMICE.....	158
7.4. LAGĂRE HIDROSTATICE.....	160
7.5. LAGĂRE HIBRIDE.....	160
7.6. LAGĂRE CU LUBRIFIANȚI NECONVENȚIONALI.....	161
7.6.1. Lagăre lubrificate cu gaze.....	161
7.6.2. Lagăre lubrificate cu apă.....	161
8. ETANȘĂRI.....	163
8.1. CARACTERIZARE. DOMENII DE FOLOSIRE. CLASIFICARE.....	163
8.2. ETANȘĂRI CU CONTACT.....	164
8.2.1. Etanșări fixe.....	164
8.2.1.1. Etanșări fixe fără elemente intermediare.....	164
8.2.1.2. Etanșări fixe cu elemente intermediare.....	164
8.2.2. Etanșări mobile radiale.....	165
8.2.2.1. Etanșări mobile radiale pentru mișcarea de translație.....	166
8.2.2.2. Etanșări mobile radiale pentru mișcarea de rotație.....	167
8.2.3. Etanșări mobile axiale.....	168
8.3. ETANȘĂRI FĂRĂ CONTACT.....	169
8.4. ETANȘĂRI COMBINATE.....	170
BIBLIOGRAFIE.....	171

PREFAȚĂ

În procesul de formare a inginerilor, viitori specialiști de înaltă calificare, trebuie îmbinate armonios latura informativă cu cea formativă, un rol important în realizarea acestui deziderat revenind cursului de *Organe de mașini*. La acest curs, de cultură tehnică generală, pe lângă cunoașterea principalelor organe de mașini, ca părți componente ale mașinilor și utilajelor tehnologice, studenții își însușesc bazele proiectării, fiind primul curs la care se trece de la scheme teoretice de calcul la calculul și proiectarea unor piese și ansamblu cu destinație concretă.

Pentru reducerea la minim a duratei de acomodare a absolvenților din învățământul superior tehnic la cerințele impuse de viitoarele locuri de muncă, se impune o solidă pregătire fundamentală și în domeniul proiectării organelor de mașini. Totodată, disciplina de Organe de mașini trebuie să se axeze, pe cât posibil, pe problematica disciplinelor de specialitate specifice domeniilor în care studenții se pregătesc, această disciplină trebuind să conțină probleme specifice și cât mai multe exemple constructive din domeniile de specializare cărora se adresează.

Cursul de Organe de mașini cuprinde, de fapt, două părți mari, și anume: prima parte, în care sunt tratate organele de mașini universale, care face obiectul acestui volum; a doua parte, transmisii mecanice universale, care va fi tratată într-un alt volum.

Fiind un curs de sinteză, bazat pe cunoștințe deja însușite de studenți la discipline ca mecanica, rezistența materialelor, desenul tehnic, mecanisme, tehnologia materialelor, studiul metalelor, cursurile tehnice de prelucrări la rece, toleranțe etc., în cadrul său se elaborează metodici de proiectare pentru principalele organe de mașini, în concordanță cu condițiile concrete de funcționare a acestora în cadrul mașinilor. Aceste metodici sunt valabile și pentru organele de mașini din componența mașinilor și utilajelor studiate la disciplinele tehnice de specialitate, la care se stabilesc regimurile de funcționare ale acestora și, dependent de acestea, datele de proiectare.

Cursul conține o introducere, în care se prezintă obiectul și importanța disciplinei în pregătirea studenților, un scurt istoric al dezvoltării construcției și studiului organelor de mașini, precum și conținutul cursului și modul de structurare a diferitelor capitole.

În continuare, sunt prezentate asamblările demontabile (asamblările filetate, prin pene longitudinale, prin caneluri, prin știfturi, prin bolțuri, prin strângere proprie), arcurile, arborii și osiile, cuplajele, lagărele cu rulmenți, lagărele cu alunecare și etanșările. La sfârșitul cursului, este indicată bibliografia care a stat la baza elaborării acestuia, care poate fi utilizată pentru aprofundarea studiului diverselor organe de mașini.

În tratarea laturii teoretice, s-a pus accentul pe înțelegerea fenomenelor, pe întocmirea schemelor de calcul – cu luarea în considerare a ipotezelor simplificatoare și a factorilor de corecție, introduși ca urmare a adoptării acestor ipoteze.

La elaborarea acestei variante a cursului, care se apropie mai mult de prelegerile ținute studenților, în conformitate cu numărul mai redus de ore de curs în comparație cu anii precedenți, au stat variantele anterioare ale cursului, la care primul autor a colaborat ca prim autor sau în calitate de coautor, precum

și o îndelungată perioadă de predare a cursului, la diferite secții de specializare. O atenție deosebită a fost acordată rezultatelor cercetărilor efectuate în domeniu, în țară și străinătate, inclusiv cele ale colectivului disciplinelor de Organe de mașini și Mecanisme, de la Universitatea Transilvania din Brașov.

Un rol important în definirea obiectivelor și structurarea diferitelor capitole au avut Seminariile Naționale de Organe de Mașini, inițiate de colectivul disciplinei Organe de mașini de la Brașov, și care s-au desfășurat anual, în diferite centre universitare, începând cu anul 1981.

Având în vedere bogata literatură în domeniu (culegeri de probleme, îndrumare de laborator, îndrumare de proiectare, monografii, culegeri de standarde și norme, atlase – v. bibliografia suplimentară) elaborată de colectivul disciplinei Organe de mașini, de la Universitatea Transilvania din Brașov, pe parcursul câtorva decenii și în special în ultimii ani, din curs lipsesc trimiterile la standarde, precum și o serie de date numerice necesare proiectării, acesta fiind mult mai aerisit față de precedentele ediții.

1. INTRODUCERE

1.1. OBIECTUL ȘI IMPORTANȚA DISCIPLINEI ORGANE DE MAȘINI

Disciplina Organe de mașini – disciplină de cultură tehnică generală – își propune să contribuie la formarea inginerului, alăturând, în pregătirea tehnică a acestuia, aspectul informativ – de acumulare de cunoștințe – și aspectul formativ – de punere în valoare a capacității lui creatoare, prin inițierea în probleme de concepție și proiectare a organelor de mașini, ca părți componente ale mașinilor și utilajelor.

Însușirea cunoștințelor predate la disciplina Organe de mașini se bazează pe cunoștințele dobândite de studenți la discipline ca: matematica, fizica, mecanica, rezistența materialelor, mecanisme, desen tehnic, studiul metalelor, tehnologia materialelor, toleranțe și măsurători tehnice, disciplinele tehnologice de prelucrare la rece etc. Ca disciplină de sinteză, face legătura cu disciplinele tehnice de specialitate, care preiau metodicele de proiectare deduse la această disciplină, stabilindu-și datele de proiectare, pentru diversele mașini și utilaje cu destinație concretă, în funcție de regimurile de funcționare ale acestora.

Organele de mașini sunt părți componente ale mașinilor și utilajelor, care pot fi calculate, proiectate și executate separat, ținându-se seama de condițiile de funcționare ale acestora în cadrul ansamblului din care fac parte.

Din punct de vedere al complexității, organele de mașini pot fi:

- *simple* – formate dintr-o singură piesă (exemple: șurubul, piulița, arborele etc.);
- *compuse* – formate din mai multe piese, care constituie un element unitar din punct de vedere constructiv și funcțional (roți melcate, unele arcuri etc.).

Construcția organelor de mașini compuse este impusă de economia de materiale scumpe și/sau deficitare, de posibilitățile de execuție, de condițiile de montaj sau transport etc.

Din punct de vedere al domeniului de folosire, organele de mașini pot fi:

- cu *destinație universală* - organele de mașini cu destinație universală se întâlnesc în majoritatea mașinilor și utilajelor (exemple: șuruburi, piulițe, pene, arcuri, arbori, roți dințate etc.) și, de regulă, sunt standardizate și se execută de către firme specializate; cu studiul acestora se ocupă disciplina Organe de mașini;
- cu *destinație specială* - organele de mașini cu destinație specială se întâlnesc numai la anumite mașini (exemple: arbori cotiți, biele, pistoane etc.); cu studiul acestora se ocupă disciplinele tehnice de specialitate.

De regulă, mașinile și utilajele sunt divizate, după anumite criterii, în *ansamble* și *subansamble*, care – la rândul lor – sunt formate din organe de mașini.

Ansamblele reprezintă grupuri de mecanisme, cu rol funcțional bine determinat, reprezentând unități distincte din punct de vedere constructiv (exemple: cutiile de viteze, reductoarele de turație, diferențialele – din transmisiile autovehiculelor).

Subansamblele sunt complexe de organe de mașini, care păstrează anumite caracteristici de unitate funcțională, având un rol funcțional mai limitat decât ansamblele (exemplu: arborele unui reductor sau cutii de viteze, pe care sunt montate roțile dințate, rulmenții și alte piese auxiliare, necesare fixării axiale).

Funcționarea sigură și economică a unei mașini depinde de modul în care au fost calculate, proiectate și executate organele de mașini componente. Calculul și proiectarea acestora trebuie să se facă ținându-se seama de solicitările reale și de condițiile reale de funcționare în cadrul mașinii respective, problemele ce trebuie rezolvate fiind multiple și complexe. Din acest motiv, se va apela la ipoteze simplificatoare, prin care, însă, starea de încărcare acceptată în calcul trebuie să fie cât mai apropiată de cea reală, obținându-se schema de calcul; cu ajutorul acesteia, pe baza relațiilor de calcul din Rezistența materialelor – și de la alte discipline – și a metodicilor de calcul elaborate la disciplina Organe de mașini, se proiectează piesa, având în vedere și posibilitățile de execuție a acesteia.

Erorile care se fac neglijând unii factori se compensează prin folosirea normelor și standardelor existente, care reprezintă sintetizarea experienței de proiectare, execuție și exploatare a mașinilor. Prin calcul, se determină dimensiunile principale ale piesei, care – de regulă – se rotunjesc la valori standardizate; celelalte dimensiuni se adoptă constructiv, ținând seama de criterii tehnologice, de montaj, economice etc.

Pentru o proiectare corectă, este necesar să se respecte anumite condiții generale pe care trebuie să le îndeplinească organele de mașini, cum ar fi:

- îndeplinirea rolului funcțional;
- siguranță în exploatare;
- durată de funcționare rațională;
- soluția constructivă să fie tehnologică și economică;
- randament ridicat;
- silențiozitate în funcționare;
- respectarea standardelor în vigoare, a normelor de interschimbabilitate,
- unificare și tipizare;
- respectarea normelor de protecția muncii,
- asigurarea esteticii etc.

Etapele care trebuie parcurse la proiectarea organelor de mașini sunt:

- întocmirea schemei de calcul (organul de mașină calculat se simplifică la maxim și sarcinile exterioare și de legătură se consideră concentrate sau distribuite după legi cunoscute sau alese convențional;
- stabilirea secțiunilor periculoase, a sarcinilor care acționează în aceste secțiuni și a solicitărilor;
- alegerea materialului și a semifabricatului;
- calculul de predimensionare și standardizarea dimensiunilor rezultate;
- întocmirea desenului de execuție, care să corespundă, parțial, formei finale a piesei;

- calcule de verificare, în secțiunile periculoase;
- definitivarea desenului de execuție, conform normelor desenului tehnic, ținând seama și de rezultatele calculelor de verificare.

În concluzie, disciplina Organe de mașini se ocupă cu elaborarea principiilor și regulilor generale de proiectare a organelor de mașini, în concordanță cu principiile de proiectare a mașinilor. Rolul acestei discipline este de a forma, dezvolta și stimula capacitatea de creație a studenților, de a-i învăța să formuleze soluții și să-i facă să înțeleagă influența diferiților factori caracteristici ai mașinii asupra calculului, formei și dimensiunilor fiecărui organ de mașină component.

1.2. SCURT ISTORIC AL DEZVOLTĂRII CONSTRUCȚIEI ȘI STUDIULUI ORGANELOR DE MAȘINI [2, 8, 10]

Formele constructive ale organelor de mașini cunoscute în prezent sunt rodul gândirii și priceperii unor inventatori, de cele mai multe ori anonimi, și a transformărilor și perfecționărilor ce le-au fost aduse în diverse perioade istorice.

Prototipurile unor organe de mașini au fost cunoscute încă din antichitate. Dintre primele organe de mașini care au funcționat în condiții asemănătoare cu condițiile de funcționare din mașinile actuale pot fi amintite roata, osia și lagărul de la primele care de luptă și transport. Se cunoștea, de asemenea, folosirea scripetelui, în China antică și Egiptul antic, la construire pagodelor, respectiv a piramidelor. Din operele învățaților antici, rezultă că în acele timpuri erau cunoscute și folosite: pârghia, pana, manivelele, rolele și palanele, șurubul, reductoarele cu roți dințate și angrenajele melc – roată melcată.

În Evul mediu, o parte din realizările tehnice ale antichității au fost uitate, pentru ca în perioada Renașterii să apară lucrări în care sunt amintite, din nou, mecanisme și organe de mașini cunoscute mai înainte, precum și altele mai noi. *Leonardo da Vinci* (1452 – 1519) a avut preocupări referitoare la șuruburi, roți dințate cu știfturi rotative, angrenaje cu axe încrucișate, lagăre cu alunecare, lanțuri articulate etc. Există, de asemenea, date despre folosirea transmisiilor prin cabluri și prin curele, a transportoarelor cu melc și a cuplajelor.

Dezvoltarea construcției organelor de mașini a cunoscut un puternic avânt odată cu inventarea mașinii cu abur, la sfârșitul secolului al XVIII-lea, și a locomotivei cu abur, la începutul secolului al XIX-lea, când și-au găsit o largă întrebuințare îmbinările nituite; în prezent, locul acestora a fost luat de îmbinările sudate, ca urmare a avantajelor incontestabile pe care le prezintă.

Asamblările filetate s-au perfecționat continuu, elaborarea de către inventatorul englez *Whitworth*, în anul 1840, a filetului care îi poartă numele constituind prima încercare de standardizare în domeniul organelor de mașini.

Transmisiile prin curele și cabluri s-au folosit, la început, ca transmisii universale, pentru distribuirea energiei de la mașina cu abur – plasată la subsol – la diferite etaje ale fabricii (transmisiile prin cabluri), la arborii de transmisie, și de aici la diferitele mașini de lucru (transmisiile prin curele). În prezent, transmisiile prin cabluri nu se mai folosesc, iar cele prin curele se folosesc, pe scară largă, în special pentru acționarea mașinilor ușoare și mijlocii, de la motoare electrice individuale.

Lagărele cu rostogolire (cu rulmenți) au cunoscut o largă dezvoltare începând cu anul 1870, pe măsura dezvoltării construcției de biciclete.

Evoluția roților dințate este marcată de trecerea succesivă de la roțile cu știfturi la roți cu profil drept cu rotunjiri, profil înlocuit apoi cu profilul cicloidal, iar ulterior cu profilul evolventic. În locul roților din lemn, s-au folosit roțile cu dinți din fontă împănati în roata din lemn (sau invers), apoi roțile din fontă cu dantura neprelucrată, pentru ca în prezent să se ajungă la roțile dințate din oțel, cu dantura prelucrată mecanic, pe mașini unelte specializate, la pecizii foarte mari.

Datorită dezvoltării tehnicii mondiale, în prezent există o mare varietate de organe de mașini, executate de firme specializate, care se îmbogățește și se diversifică continuu.

Teoria și calculul organelor de mașini au fost elaborate pe măsura apariției și perfecționării construcțiilor. Primul cercetător în domeniu poate fi considerat *Leonardo da Vinci*, de la care se cunosc studii referitoare la: roți de curea, scripeți, osii, lagăre, șuruburi, roți dințate, frecare și uzare.

Prima încercare de descriere sistematică a organelor de mașini a fost făcută de *Leupold*.

Fenomenul de frecare a preocupat o serie de cercetători, ca: *Amontons*, *Coulomb*, *Stribek*, *Thomlinson*, iar mai recent *Vogelpohl*, *Bowden*, *Cameron*.

În secolul al XVIII-lea, marele matematician *Euler* a efectuat studii asupra angrenajelor, propunând introducerea danturii în evolventă. Tot *Euler* a stabilit relații între forțele din ramurile unui fir elastic înfășurat pe un cilindru, luând în considerare și frecarea, relații aplicabile și în calculul transmisiilor prin curele și a frânelor.

La sfârșitul secolului al XIX-lea, s-au pus bazele teoriei hidrodinamice a ungerii, cu aplicabilitate la studiul lagărelor cu alunecare, prin cercetările întreprinse de *Reynolds*, *Petrov*, *Tower*; contribuții în domeniu au adus și *Jukovski* și *Ceaplâghin*, iar mai recent *Mitchell*, *Sommerfeld*, *Folz*, *Diacikov*, *Korovcinski*, *Kingsbury*, *Füller*, *Vogelpohl*, *Frössel*, iar studii importante asupra lagărelor cu rostogolire a elaborat *Palmgreen*.

Multiplele probleme ridicate de roțile dințate au preocupat pe o serie de cercetători, printre care *Huygens*, *Willis*, *Lewis*, *Buckingham*, *Meritt*, *Thomas*, *Novikov*, *Kudriavțev*, *Petrușevici*, *Niemann*, *Fronius* ș.a.

Contribuții importante în domeniul ruperii materialelor și al comportării pieselor la oboseală și-au adus *Wöhler*, *Serensen*, *Friedmann*, *Ujik*, *Davidenko*, *Thum*, *Wunderlick*, iar *K. Bach* are contribuții în problema alegerii rezistenței admisibile și a calculului organelor de mașini.

În decursul timpului, prin eforturile cercetătorilor din întreaga lume, s-au obținut rezultate remarcabile în teoria și calculul majorității organelor de mașini.

Contribuții însemnate la studiul organelor de mașini și-au adus și cercetători din țara noastră, dintre care:

- ♦ *prof.dr.doc.șt.ing. Gheorghe Manea*, membru corespondent al Academiei Române, în domeniul lagărelor cu alunecare;
- ♦ *prof.dr.doc.șt.ing. Nicolae Popinceanu*, în domeniul calculului la contact;
- ♦ *prof.dr.doc.șt.ing. Dan Pavelescu*, în domeniul tribologiei;
- ♦ *prof.dr.ing. Gheorghe Rădulescu*, în domeniul angrenajelor;

- ♦ *prof.dr.ing. Nicolae Gheorghiu*, în domeniul transmisiilor mecanice;
- ♦ *prof.dr.ing. Ioan Drăghici*, în domeniul cuplajelor.

În prezent, se remarcă studiile în domeniile:

- ♦ **rulmenților**, la *Universitatea Tehnică Gh. Asachi din Iași* (prof.dr.ing. Mihai Gafițanu, prof.dr.ing. Spiridon Crețu ș.a.);
- ♦ **lagărelor cu alunecare**, la *Universitatea Politehnică din București* (prof.dr.ing. Mircea Pascovici ș.a.);
- ♦ în domeniul **tribologiei**, la *Universitatea Dunărea de Jos din Galați* (prof.dr.ing. Ion Crudu ș.a.), la *Universitatea Politehnică din București* (prof.dr.ing. Andrei Tudor și prof.dr.ing. Mircea Pascovici) și la *Universitatea Tehnică din Cluj-Napoca* (prof.dr.ing. Dorina Jichișan Mătieșan, prof.dr.ing. Dumitru Pop ș.a.);
- ♦ **angrenajelor** la *Universitatea Politehnică din București* (prof.dr.ing. George Dobre ș.a.), la *Universitatea Transilvania din Brașov*, la *Universitatea Petru Maior din Târgu Mureș* (prof.dr.ing. Vasile Boloș și prof.dr.ing. Codruța Boloș) și în alte centre universitare;
- ♦ **cuplajelor**, la *Universitatea Transilvania din Brașov*;
- ♦ **transmisiilor mecanice**, la *Universitatea Politehnică din Timișoara*, la *Universitatea Transilvania din Brașov* și din alte centre universitare.

1.3. CONȚINUTUL DISCIPLINEI ORGANE DE MAȘINI

În secolul al XIX-lea, când mașinile existau într-un număr mic și calculele acestora aveau un caracter limitat și bazat mai mult pe experiență, toate problemele construcției de mașini erau studiate într-un curs general de proiectare a mașinilor. Spre sfârșitul secolului respectiv, datorită dezvoltării construcției de mașini, a devenit necesară cunoașterea tot mai aprofundată a elementelor componente ale mașinilor, dezvoltându-se rapid cercetările în acest domeniu.

Dezvoltarea teoriei și calculului mașinilor a făcut nerațional sau chiar imposibil studiul general al mașinilor într-un singur curs. Din această cauză, cursul de proiectare a mașinilor a fost împărțit într-o serie de discipline tehnice generale și de specialitate, printre care și disciplina Organe de mașini. Primul curs de Organe de mașini a apărut în jurul anilor 1880, fiind elaborat de Bach, ediții succesive ale acestuia apărând până în primul deceniu al secolului al XX-lea.

Cercetările în domeniul organelor de mașini s-au materializat atât în practica construcției de mașini cât și în literatura tehnică, apărând – de-a lungul timpului – numeroase lucrări științifice, tratate, monografii, cursuri universitare, îndrumare de proiectare și de laborator, standarde, brevete de invenție etc. Printre cele mai complete cursuri de Organe de mașini, apărute în țară și străinătate, pot fi amintite cursurile profesorilor *G. Niemann* [11], *V. A. Dobrovolski*, *D. N. Rešetov* [14], *I. V. Kudreavțev*, *Gh. Manea* [10], *M. Gafițanu* ș.a.

Prezentul curs de Organe de mașini cuprinde următoarele capitole:

- Asamblări.

- Arcuri.
- Arbori și osii.
- Cuplaje.
- Lagăre cu rulmenți.
- Lagăre cu alunecare.
- Etanșări.

În tratarea fiecărui capitol, s-a urmărit – pe cât posibil – aceeași schemă de prezentare:

- caracterizare (definire, părți componente, avantaje și dezavantaje);
- domenii de folosire;
- materiale, semifabricate și elemente de tehnologie;
- elemente de teorie (stabilirea unor relații necesare calculului de proiectare);
- forme de distrugere și criteriile siguranței în funcționare;
- elemente de calcul (principiul de lucru, schema de calcul, relații de calcul, metodica de proiectare);
- elemente constructive și de exploatare.

2. ASAMBLĂRI [1, 2, 4, 6, 8, 10, 12, 14]

Asamblările se folosesc pentru legarea ansamblelor și subansamblelor mașinilor și utilajelor, pentru legarea elementelor componente ale ansamblelor și subansamblelor, a pieselor componente ale organelor de mașini compuse sau ale construcțiilor metalice.

Asamblările folosite în construcția de mașini se clasifică în asamblări nedemontabile (îmbinări) și asamblări demontabile.

Îmbinările nu permit demontarea decât prin distrugerea parțială sau totală a pieselor componente și pot fi obținute prin intermediul mijloacelor mecanice (îmbinări nituite, îmbinări prin coasere) sau prin folosirea forțelor de coeziune sau a celor de aderență fizico-chimică (îmbinări sudate, prin lipire sau încleiere). Îmbinările sunt, în general, mai ieftine comparativ cu asamblările demontabile și se folosesc, de regulă, când divizarea construcției este impusă de considerente tehnologice (posibilitatea, raționalitatea și economicitatea execuției).

Asamblările demontabile permit montarea și demontarea ulterioară, fără distrugerea organelor de asamblare și a pieselor asamblate, ori de câte ori este necesar. Deși, în general, sunt mai scumpe decât asamblările nedemontabile, de multe ori, datorită condițiilor impuse de realizarea pieselor compuse, a subansamblelor și ansamblelor (de montare, de întreținere, de deservire etc.), sunt folosite asamblările demontabile, care pot fi: filetate, prin pene longitudinale, prin caneluri, prin știfturi, prin bolțuri, prin strângere proprie etc.

2.1. ASAMBLĂRI FILETATE

2.1.1. Caracterizare, domenii de folosire

Asamblările filetate sunt asamblări demontabile, realizate prin intermediul a două piese filetate, conjugate, una filetată la exterior (șurub), iar piesa conjugată, filetată la interior, poate fi o piuliță sau o altă piesă cu rol funcțional de piuliță.

Aceste asamblări sunt folosite pe scară largă în construcția de mașini, datorită avantajelor pe care le prezintă:

- realizează forțe de strângere mari;
- sunt sigure în exploatare;
- sunt ieftine, deoarece se execută de firme specializate, în producție de masă;
- sunt interschimbabile;
- asigură condiția de autofixare.

Dezavantajele acestor tipuri de asamblări se referă, în principal, la:

- filetul, prin forma sa, este un puternic concentrator de tensiuni;
- nu se pot stabili cu precizie mărimile forțelor de strângere realizate;
- necesită asigurări suplimentare împotriva autodesfacerii.

Asamblările filetate dintre două sau mai multe piese se pot realiza în următoarele variante:

- ♦ cu șurub, montat cu joc, și piuliță (fig.2.1, a);

- ♦ cu șurub, montat fără joc, și piuliță (fig.2.1, *b*);
- ♦ cu șurub înșurubat în una din piese (fig.2.1, *c*);
- ♦ cu prezon și piuliță (fig.2.1, *d*).

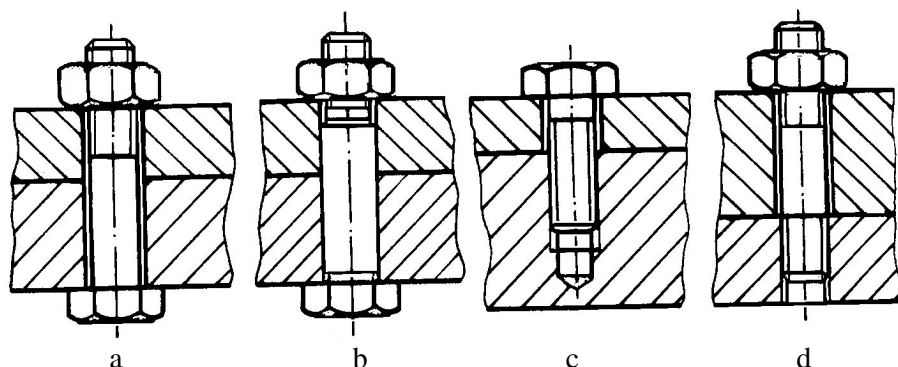


Fig. 2.1

Transmisiile șurub-piuliță sunt transmisii mecanice care transformă mișcarea de rotație în mișcare de translație, concomitant cu transmiterea unei sarcini. Acestea se folosesc în construcția mașinilor unelte și la mecanismele de ridicat, datorită avantajelor pe care le prezintă:

- transmit sarcini mari;
- au funcționare silențioasă;
- îndeplinesc condiția de autofrânare.

Cele mai importante dezavantaje se referă la:

- randament redus;
- construcție complicată a piulițelor cu autoreglare, care preiau jocul dintre spire.

Elementul determinant al transmisiilor șurub-piuliță este cupla elicoidală, care poate fi cu frecare de alunecare sau cu frecare de rostogolire (transmisii prin șuruburi cu bile). Transmisiile prin șuruburi cu bile au randament ridicat, dar nu asigură autofrânarea, fiind utilizate la mașini unelte și la unele mecanisme de direcție ale autovehiculelor.

Transformarea mișcării de rotație în mișcare de translație poate fi realizată prin:

- ▶ șurubul execută mișcarea de rotație, iar piulița mișcarea de translație (mașini unelte; cricuri cu pârgă etc.);
- ▶ șurubul execută ambele mișcări, de rotație și de translație (cricul simplu; cricul telescopic; șurubul secundar al cricului cu dublă acțiune; presele cu șurub acționate manual etc.);
- ▶ piulița execută mișcarea de rotație, iar șurubul mișcarea de translație (cricul cu piuliță rotitoare; șurubul principal al cricului cu dublă acțiune etc.);
- ▶ piulița execută ambele mișcări, de rotație și de translație (la construcții care necesită rigiditate mărită, obținută prin încastrarea șurubului).

2.1.2. Filete. Mod de generare, elemente geometrice, clasificare, caracterizare

Filetul reprezintă partea principală și definitorie a șurubului și piuliței.

2.1.2.1. Modul de generare al filetului

Dacă se înfășoară, pe o suprafață directoare – cilindrică sau conică, exterioară sau interioară – un plan înclinat cu unghiul β , se obține, pe acea suprafață, o linie elicoidală, numită elice directoare

(fig.2.2, a). Dacă pe elicea directoare alunecă un profil oarecare, numit profil generator, urma lăsată de acesta definește spira filetului (fig.2.2, b).

Înșurubarea – deșurubarea constă, practic, în deplasarea piuliței pe elicea directoare, care este, de fapt, un plan înclinat, înfășurat pe o suprafață de revoluție; rezultă, deci, analogia funcțională dintre înșurubare – deșurubare și urcarea, respectiv coborârea unui corp pe un plan înclinat.

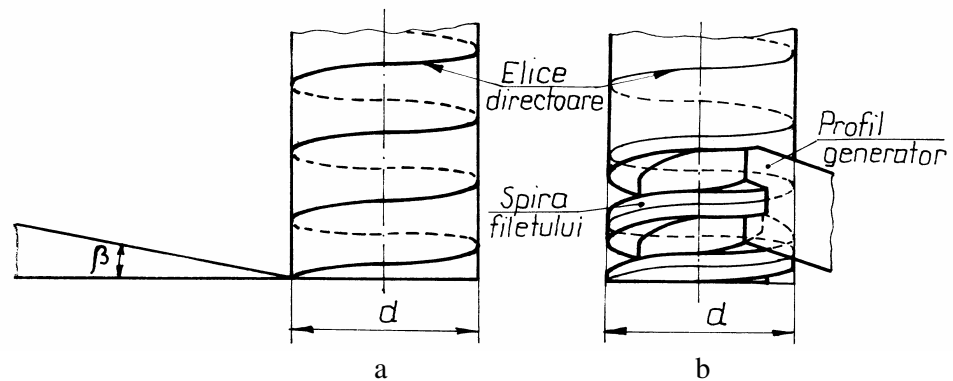


Fig. 2.2

2.1.2.2. Parametrii geometrici ai filetului

Parametrii geometrici ai filetelor sunt standardizați și prezentați în fig.2.3 (pentru filetul triunghiular metric), semnificația acestora fiind următoarea: d, D – diametrul exterior (nominal) al filetului șurubului, respectiv al piuliței; d_2, D_2 – diametrul mediu al filetului, adică diametrul cilindrului pe a cărui generatoare plinul și golul sunt egale; d_1, D_1 – diametrul interior al filetului șurubului, respectiv al piuliței; p – pasul filetului, adică distanța dintre punctele omologe a două spire vecine; H – înălțimea profilului generator; H_1 – înălțimea efectivă a spirei filetului șurubului; H_2 – înălțimea utilă, adică înălțimea de contact dintre spirele filetelor șurubului și piuliței; α – unghiul profilului generator al filetului; β – unghiul de înclinare al spirei filetului; este variabil, fiind funcție de cilindrul pe care se consideră, deoarece pasul filetului rămâne același, lungimea de înfășurare modificându-se (fig.2.4).

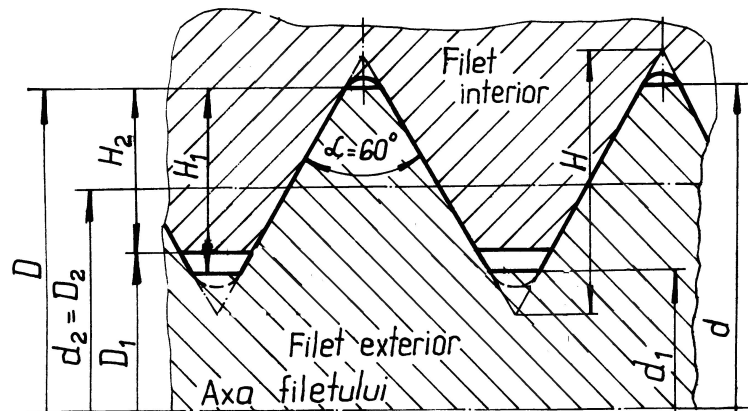


Fig. 2.3

În calcule, se consideră unghiul de înclinare corespunzător diametrului mediu d_2 , determinat cu relația

$$\beta_2 = \arctg \frac{p}{\pi d_2}. \quad (2.1)$$

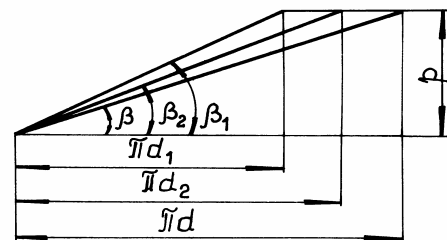


Fig. 2.4

2.1.2.3. Clasificarea filetelor

Clasificarea filetelor se face după o serie de criterii, prezentate în continuare:

- În funcție de *destinație*, se deosebesc filete de fixare (la asamblări filetate), filete de mișcare (la transmisii șurub-piuliță), filete de măsurare (la aparate de măsură) și filete de reglare (pentru poziționarea relativă a unor elemente).

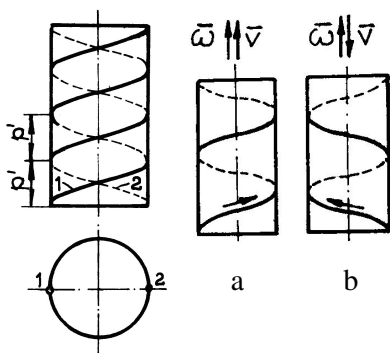


Fig. 2.5

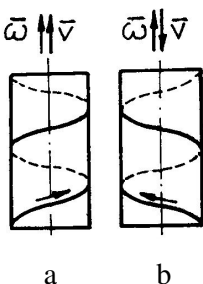


Fig. 2.6

- În funcție de *numărul de începuturi*, filetele pot fi cu un început (în general), cu două sau mai multe începuturi (la filetele de mișcare). Filetele cu mai multe începuturi (fig.2.5) au un randament mai ridicat, dar există pericolul neîndeplinirii condiției de autofrânare. În cazul filetelor cu mai multe începuturi, între pasul real p al unei spire și pasul aparent p' al filetului (v. fig.2.5) există relația $p = i p'$, în care i reprezintă numărul de începuturi; la aceste filete, cursa (deplasarea corespunzătoare unei rotații complete) este mai mare.
- În funcție de *sensul de înfășurare al spirei*, se deosebesc filete obișnuite, cu sensul de înfășurare dreapta (fig. 2.6, a) și filete cu sensul de înfășurare stânga (fig. 2.6, b), utilizate atunci când acest sens este impus de condițiile de funcționare.
- În funcție de *sistemul de măsurare*, filetele pot avea dimensiunile măsurate în milimetri (de regulă, în construcția de mașini) sau în țoli (la mașini din import și la țevi).
- În funcție de *forma suprafeței directoare*, se deosebesc filete cilindrice și filete conice (folosite când se impun condiții de etanșare sau de compensare a jocurilor apărute datorită uzurii).
- În funcție de *mărimea pasului filetului*, se deosebesc filete cu pas mare, cu pas normal și cu pas fin. Filetele cu pas mare îmbunătățesc viteza deplasării axiale la acționare, dar există pericolul neîndeplinirii condiției de autofrânare. Filetele cu pas fin (utilizate ca filete de măsurare sau reglare și la piese cu pereți subțiri) măresc rezistența piesei filetate, asigură îndeplinirea condiției de autofixare, dar micșorează rezistența spirei.
- În funcție de *profilul spirei filetului*, se deosebesc filete triunghiulare, filete pătrate, filete trapezoidale, filete rotunde și filete ferăstrău.

2.1.2.4. Caracterizarea principalelor tipuri de filete

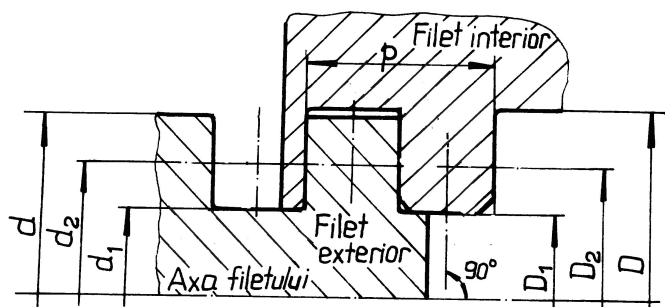


Fig. 2.7

Filetele triunghiulare sunt folosite ca filete de fixare, deoarece asigură o bună autofixare. Profilul filetului este un triunghi echilateral ($\alpha=60^\circ$), pentru filete metrice (v. fig.2.3) și un triunghi isoscel ($\alpha=55^\circ$), pentru filetul Whitworth, măsurat în țoli. Filetele metrice se pot executa cu pas normal

(simbolizate prin **M d**) sau cu pas fin (simbolizate prin **M d_{xp}**). Forma fundului filetului șurubului poate fi dreaptă sau rotunjită (v. fig.2.3), rotunjire ce micșorează concentratorul de tensiuni, mai ales în cazul acționării unor sarcini variabile. Filetul în țoli – pentru țevi – care se execută cu pas fin, cu fundul și vârful filetului rotunjite, fără joc la fundul filetului, este folosit pentru fixare – etanșare. Se notează prin **G** și diametrul interior al țevii, în țoli (de exemplu, pentru o țeavă cu diametrul interior de 3/4", notația va fi **G 3/4**).

Filetul pătrat (fig.2.7) se utilizează ca filet de mișcare, profilul filetului fiind un pătrat ($\alpha=0^\circ$) cu latura egală cu jumătate din pasul filetului. Deși are cel mai ridicat randament, se utilizează numai pentru transmiterea unor sarcini mici, deoarece spira are rigiditate și rezistență reduse. Un alt dezavantaj al filetului pătrat îl constituie centrarea nu prea bună a piuliței față de șurub. Se execută numai prin strunjire, cu productivitate relativ scăzută; poate avea pas mare, normal sau fin (se simbolizează prin **Pt d_{xp}**).

Filetul trapezoidal (fig.2.8) se utilizează ca filet de mișcare, profilul filetului fiind un trapez, obținut prin țesirea unui triunghi isoscel, cu unghiul $\alpha=30^\circ$. Are randamentul mai redus decât filetul pătrat și se utilizează pentru transmiterea unor sarcini mari, spira filetului fiind mai rigidă și mai rezistentă decât a filetului pătrat. Asigură o centrare mai bună între piuliță și șurub, motiv pentru care acest profil este cel mai frecvent utilizat la transmisiile șurub-piuliță. Se execută cu pas mare, normal sau fin (se simbolizează prin **Tr d_{xp}**), putând fi prelucrat și prin frezare, cu productivitate mare.

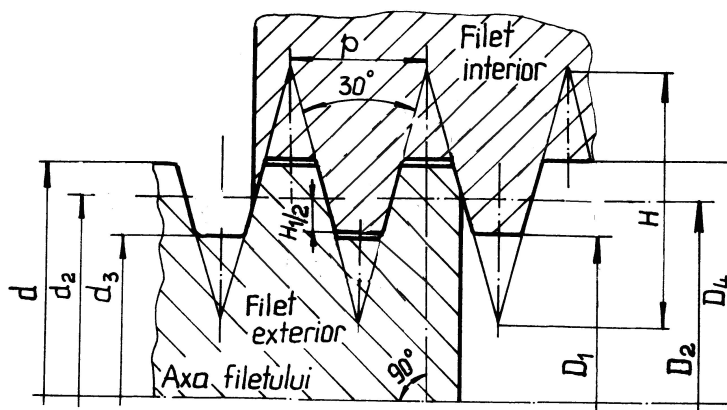


Fig. 2.8

Filetul rotund (fig.2.9) are profilul format din drepte racordate cu arce de cerc, fiind obținut din profilul trapezoidal ($\alpha=30^\circ$), prin rotunjirea vârfului și fundului filetului. Acest profil asigură filetului o rezistență sporită la oboseală, fiind utilizat – datorită acestui avantaj – ca filet de mișcare, în cazul unor sarcini variabile, în condiții grele de exploatare

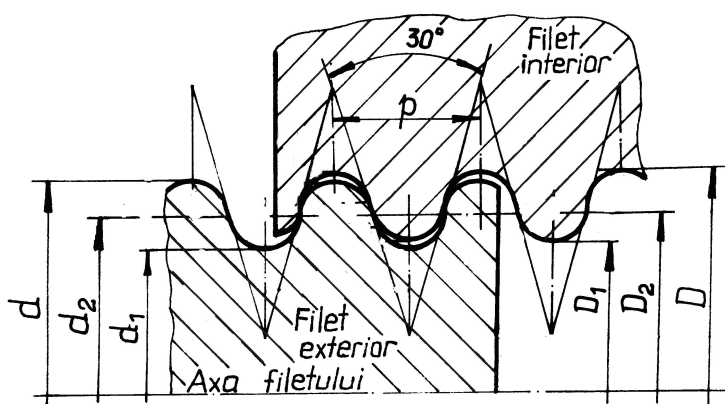


Fig. 2.9

(cuplele vehiculelor feroviare, armături hidraulice etc.). Se execută cu pas mare, normal sau fin, fiind simbolizat prin **R d_{xp}**.

Un caz particular al filetului rotund îl constituie *filetul Edison*, format numai din arce de cerc (lipsește porțiunile rectilinii), al cărui profil are, comparativ cu al filetului rotund, înălțimea mai

mică. Se obține prin deformarea plastică a pieselor cu pereți subțiri și se utilizează la instalații electrice (becuri, siguranțe etc.).

Filetul ferăstrău (fig.2.10) se utilizează ca filet de mișcare, profilul filetului fiind o combinație între profilul pătrat, trapezoidal și rotund; cumulează avantajele acestora: randament relativ ridicat, spiră rigidă și rezistentă, concentrator redus de tensiuni la baza spirei. Dezavantajul

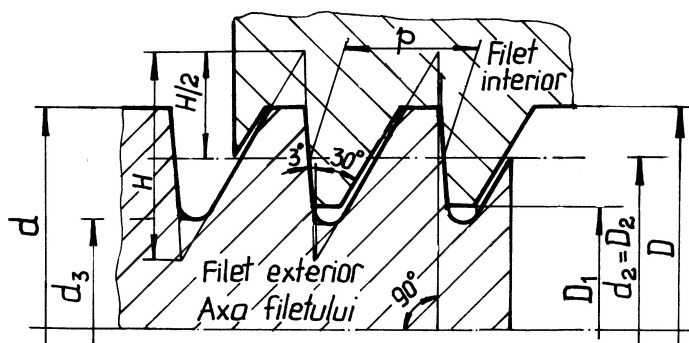


Fig.2.10

acestui filet constă în transmiterea sarcinii într-un singur sens. Se utilizează în cazul unor sarcini mari, cu șoc (dispozitive de strângere ale laminoarelor, în construcția preselor etc.). Se execută cu pas mare, normal sau fin (se simbolizează prin **S dxp**), înclinarea de 3° a flancului activ al spirei permițând executarea filetului șurubului prin frezare.

2.1.3. Forțe și momente în asamblările filetate

2.1.3.1. Momentul la cheie

La strângerea sau desfacerea, cu cheia, a unei asamblări filetate (fig.2.11), asupra elementelor componente acționează atât sarcini exterioare cât și sarcini de legătură (reacțiuni în cuple). Sarcina exterioară este momentul la cheie (momentul motor) M_m , determinat cu relația

$$M_m = F_m L, \quad (2.2)$$

în care F_m reprezintă forța exterioară, care acționează la capătul cheii, de lungime L .

Ca urmare a strângerii piuliței, în asamblarea filetată apare o forță axială F , care întinde tija șurubului și comprimă piesele asamblate.

Sub acțiunea forței F , în asamblările filetate apar două momente rezistente: $M_{înș(deș)}$ - momentul de înșurubare sau deșurubare, care apare în cupla elicoidală; M_f - momentul de frecare (de pivotare), care apare între piesa rotitoare (capul șurubului sau piulița) și suprafața pe care aceasta se sprijină. Momentul de înșurubare (deșurubare) acționează asupra șurubului și piuliței, iar momentul de frecare acționează asupra piuliței (sau la unele asamblări asupra capului șurubului) și asupra piesei pe care aceasta se sprijină.

Sub acțiunea momentului motor și a momentelor rezistente, elementul motor (piulița) este în echilibru; se poate scrie, deci, relația de echilibru de momente

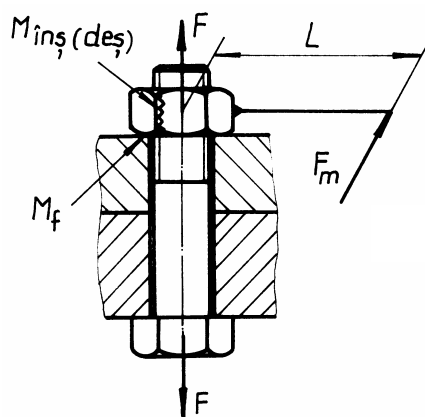


Fig. 2.11

$$M_m = M_{înş (deş)} + M_f. \quad (2.3)$$

2.1.3.2. Momentul de înşurubare – deşurubare

Din modul de generare al filetului, rezultă echivalența dintre fenomenele ce apar la înşurubare – deşurubare şi urcarea, respectiv coborârea unui corp pe un plan înclinat. Această analogie (fig.2.12) se face cu respectarea următoarelor condiții:

- unghiul planului înclinat este egal cu unghiul mediu de înclinare al spirei filetului β_2 ;
- greutatea corpului de pe planul înclinat este egală cu forța axială care încarcă asamblarea F .

Schema de calcul (v. fig.2.12) este întocmită pentru filetul pătrat ($\alpha=0^\circ$); forțele care acționează asupra elementului de piuliță, respectiv asupra corpului de pe planul înclinat au următoarele semnificații:

- ♦ H, H' - forța tangențială care, aplicată la brațul $d_2/2$, crează momentul de înşurubare, respectiv deşurubare şi este egală cu forța care urcă, respectiv care coboară corpul pe planul înclinat;
- ♦ N - reacțiunea normală a planului înclinat;
- ♦ F_f - forța de frecare, care se opune deplasării corpului pe planul înclinat ($F_f = \mu N$, μ fiind coeficientul de frecare);
- ♦ R - reacțiunea cu frecare ($\bar{R} = \bar{N} + \mu \bar{N}$), care face unghiul φ cu normala, $\varphi = \arctg \mu$ fiind denumit unghi de frecare.

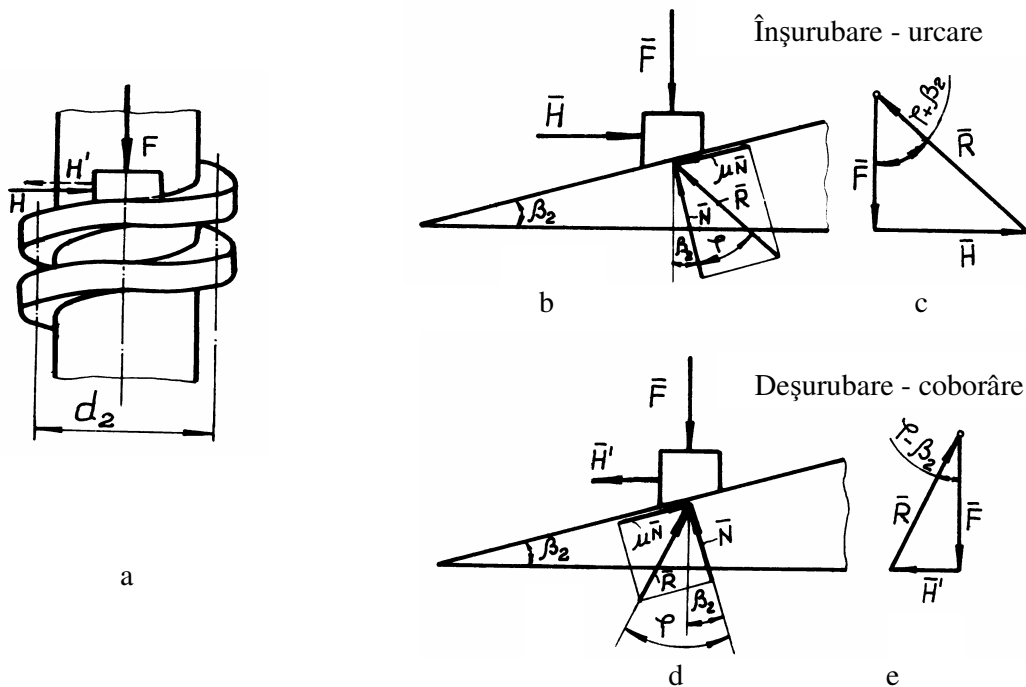


Fig. 2.12

Condiția de echilibru a corpului, în mișcarea uniformă de urcare pe planul înclinat (fig.2.12, b), este reprezentată de ecuația

$$\sum \bar{F} = \bar{0}; \quad \bar{F} + \bar{H} + \bar{R} = \bar{0}. \quad (2.4)$$

Poligonul forțelor (fig.2.12, c), construit pe baza ecuației (2.4), permite determinarea mărimii forței de împingere a corpului pe planul înclinat

$$H = F \operatorname{tg}(\beta_2 + \varphi), \quad (2.5)$$

respectiv a momentului de înșurubare

$$M_{ins} = H \frac{d_2}{2} = F \frac{d_2}{2} \operatorname{tg}(\varphi + \beta_2). \quad (2.6)$$

Ecuția de echilibru a corpului, în mișcarea uniformă de coborâre pe planul înclinat (fig.2.12, d), este

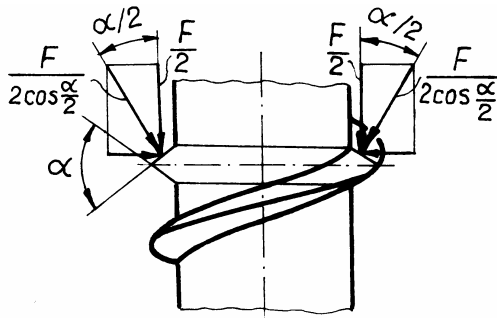


Fig. 2.13

$$\sum \bar{F} = \bar{0}; \quad \bar{F} + \bar{H}' + \bar{R} = \bar{0}. \quad (2.7)$$

Pe baza acestei ecuații, s-a construit poligonul forțelor, prezentat în fig. 2.12, e. Mărimea forței H' rezultă din poligonul forțelor

$$H' = F \operatorname{tg}(\varphi - \beta_2), \quad (2.8)$$

iar expresia momentului de deșurubare devine

$$M_{des} = H' \frac{d_2}{2} = F \frac{d_2}{2} \operatorname{tg}(\varphi - \beta_2). \quad (2.9)$$

În cazul filetelor cu unghiul dintre flancuri $\alpha \neq 0$, forța axială F nu mai este normală la suprafața de contact dintre spire, ca în cazul filetelor pătrate (caz pentru care s-au realizat calculele anterioare).

În această situație, forța de frecare se determină în funcție de forța normală pe flancul spirei (fig.2.13), rezultând

$$F_f = 2 \frac{F}{2 \cos \frac{\alpha}{2}} \mu = \mu' F, \quad (2.10)$$

unde $\mu' = \frac{\mu}{\cos \frac{\alpha}{2}}$ reprezintă coeficientul de frecare aparent; valoarea acestuia crește cu mărimea

unghiului α . Acest fapt determină utilizarea filetelor metrice ($\alpha = 60^\circ$) ca filete de fixare.

Corespunzător coeficientului de frecare aparent μ' , se definește și unghiul de frecare aparent φ' , care se determină cu relația

$$\varphi' = \operatorname{arctg} \mu' = \operatorname{arctg} \left(\mu / \cos \frac{\alpha}{2} \right). \quad (2.11)$$

Relațiile (2.6) și (2.9) pot fi generalizate pentru toate tipurile de filete, sub forma:

$$M_{ins} = F \frac{d_2}{2} \operatorname{tg}(\varphi' + \beta_2), \quad (2.12)$$

$$M_{des} = F \frac{d_2}{2} \operatorname{tg}(\varphi' - \beta_2). \quad (2.13)$$

Din relațiile (2.6) și (2.9), respectiv (2.12) și (2.13), rezultă inegalitatea $M_{des} < M_{ins}$.

2.1.3.3. Condiția de autofixare

Din punct de vedere fizic, condiția de autofixare este îndeplinită dacă asamblarea filetată nu se desface sub acțiunea forței axiale care o încarcă sau, în cazul planului înclinat, corpul nu coboară sub acțiunea propriei greutate (v. fig.2.12, *d*). Deci, pentru a desface asamblarea, trebuie să se acționeze, din exterior, cu un moment de deșurubare.

Din punct de vedere matematic, acționarea din exterior cu un moment de deșurubare este echivalentă cu inegalitatea $M_{des} > 0$. Impunând această condiție, în care se introduce expresia momentului de deșurubare, dată de relația (2.13), rezultă

$$M_{des} = F \frac{d_2}{2} \operatorname{tg} (\varphi' - \beta_2) > 0 \quad (2.14)$$

și deci

$$\varphi' > \beta_2, \quad (2.15)$$

inegalitate care exprimă îndeplinirea condiției de autofixare.

Condiția (2.15) este valabilă doar în cazul unor solicitări statice; în cazul unor solicitări dinamice, chiar dacă este îndeplinită condiția de autofixare, se produce, în timp, autodesfacerea asamblării, ca urmare a unor fenomene complexe, cum ar fi: șocuri și vibrații, micșorarea frecării între suprafețele în contact etc., motiv care impune o asigurare suplimentară a acestor asamblări împotriva autodesfacerii.

2.1.3.4. Momentul de frecare pe suprafața de așezare a piuliței

Momentul de frecare este un moment de pivotare, suprafața de frecare fiind o coroană circulară, dimensiunile acesteia depinzând de soluția constructivă existentă: diametrul interior d_0 este egal cu diametrul găurii de trecere, iar diametrul exterior este egal cu deschiderea cheii S , ambele standardizate (fig.2.14).

Momentul de frecare se determină adoptând următoarele ipoteze simplificatoare:

- coeficientul de frecare este constant ($\mu_1 = \text{const.}$);
- presiunea se distribuie uniform pe suprafața de contact adică

$$p = \frac{F}{\frac{\pi}{4} (S^2 - d_0^2)} = \text{const.} \quad (2.16)$$

Momentul de frecare elementar dM_f rezultă, ținând seama de schema de calcul din fig.2.14, *b*, egal cu

$$dM_f = dF_f r = \mu_1 p dA r = \mu_1 p 2\pi r^2 dr. \quad (2.17)$$

Ținând seama de ipotezele adoptate, momentul de frecare se obține prin integrarea relației momentului de frecare elementar

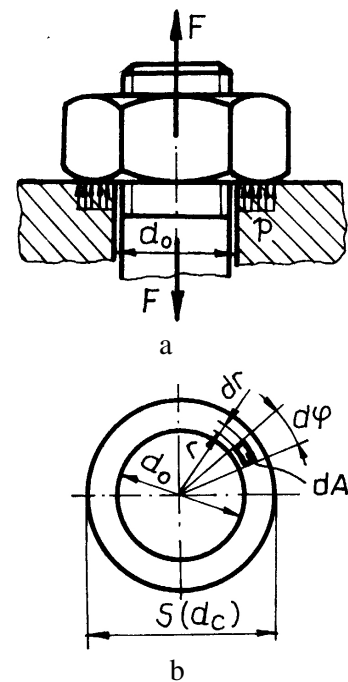


Fig. 2.14

$$M_f = \int_A dM_f = 2\pi\mu_1 p \int_{\frac{d_0}{2}}^{\frac{S}{2}} r^2 dr = \frac{\pi}{12} \mu_1 p (S^3 - d_0^3). \quad (2.18)$$

Înlocuind relația (2.16) în (2.18), se obține

$$M_f = \frac{1}{3} \mu_1 F \frac{S^3 - d_0^3}{S^2 - d_0^2}. \quad (2.19)$$

Prin înlocuire în relația (2.3) a relațiilor (2.2), (2.12), (2.13) și (2.19), rezultă

$$M_m = F_m L = F \left[\frac{d_2}{2} \operatorname{tg}(\varphi' \pm \beta_2) + \frac{1}{3} \mu_1 \frac{S^3 - d_0^3}{S^2 - d_0^2} \right]. \quad (2.20)$$

Pentru valori medii statistice ale parametrilor din relația (2.20) și utilizând chei standardizate ($L \approx 12d$), rezultă că $F \approx 80F_m$, adică la șuruburile de diametre mici există pericolul rușii tije șurubului, în timpul strângerii; în asemenea situații, se recomandă utilizarea cheilor dinamometrice sau a cheilor limitative, realizându-se – în acest fel – un control al momentului aplicat asupra piuliței.

Relația (2.20) permite determinarea unuia din cei trei parametri, F , F_m sau L , când se cunosc sau se impun ceilalți doi: dacă se cunosc dimensiunile și materialul șurubului de fixare, se poate determina, din condiția de rezistență a acestuia, forța F și apoi forța F_m , utilizând pentru strângere chei standardizate.

2.1.4. Materiale și tehnologie

Materialele pentru organele de asamblare se aleg, în principal, în funcție de condițiile funcționale. Șuruburile uzuale, la care nu se cunoaște anticipat domeniul de folosire, se execută din OL 37 sau OL 42; pentru șuruburile la care este necesară o rezistență mai mare, se recomandă utilizarea oțelurilor OL 50, OLC 35, OLC 45 sau a oțelurilor pentru automate AUT 20, AUT 30 etc. Șuruburile puternic solicitate, precum și cele de importanță deosebită, se execută din oțeluri aliate, 40 Cr 10, 33 MoCr 11, 13 CrNi 30, tratate termic. În afară de oțeluri, șuruburile și piulițele se mai execută și din metale ușoare, aliaje neferoase sau materiale plastice.

Oțelurile folosite în construcția șuruburilor și piulițelor de fixare sunt împărțite, în funcție de caracteristicile mecanice ale acestora, în mai multe grupe, fiecare grupă conținând materiale cu caracteristici apropiate. Conform STAS, fiecare grupă de oțeluri pentru șuruburi este simbolizată prin două cifre, despărțite de un punct (de ex.: **4.8**; **6.6**; **8.8** etc), iar pentru piulițe printr-o cifră (de ex.: **4**; **6**; **8** etc). De fapt, cifrele indică caracteristicile mecanice ale materialelor din grupa respectivă; astfel, prima cifră a grupei pentru șuruburi și cifra grupei pentru piulițe, înmulțite cu 100, dau rezistența limită de rupere a materialelor din grupa respectivă, iar înmulțind cu 10 produsul celor două cifre ale grupei pentru șuruburi, rezultă limita de curgere a oțelurilor din respectiva grupă (de ex., pentru grupa 6.8: $\sigma_{r \min} = 6 \cdot 100 = 600$ MPa; $\sigma_{02} = 6 \cdot 8 \cdot 10 = 480$ MPa).

Șaibele plate se execută din OL 34, AUT 08 etc., iar șaibele Grower și alte șaibe elastice se execută din oțel de arc OLC65A.

Tehnologia de execuție a filetelor se alege, în primul rând, în funcție de seria de fabricație. În cazul unor unicate sau serii mici, se recomandă filetarea cu filiera pentru șurub și cu tarodul pentru piuliță sau filetarea ambelor piese prin strunjire, cu cuțit de filetat.

În cazul unor serii de fabricație mai mari, filetarea se poate face pe strung, cu scule speciale (cuțit pieptene sau cuțit disc), pe mașini automate sau prin rulare; rularea asigură o mare productivitate și păstrează continuitatea fibrelor materialului.

Organele de asamblare filetate, cu destinație generală, se execută de firme specializate.

2.1.5. Calculul asamblărilor filetate

2.1.5.1. Forme și cauze de deteriorare

Cercetările experimentale și analiza asamblărilor filetate distruse au condus la concluzia că formele de deteriorare a organelor de asamblare filetate sunt: ruperea tijei șurubului și distrugerea filetului piuliței sau șurubului. Cauza principală care conduce la ruperi este oboseala materialului, datorită acțiunii unor sarcini variabile și este favorizată de existența unor puternici concentratori de tensiuni. În cazul unor sarcini statice, ruپرile se produc mai rar și apar, de regulă, ca urmare a prelucrării mecanice necorespunzătoare a pieselor filetate sau a montării și demontării incorecte a acestora.

În figura 2.15 este prezentată distribuția tensiunilor, în lungul tijei șurubului unei asamblări filetate, și – corespunzător acestei distribuții neuniforme – frecvența ruperilor tijei șurubului, în diferitele secțiuni periculoase. Considerând ca tensiune de bază tensiunea σ_0 din tija nefiletată a șurubului, în secțiunile cu concentratori de tensiuni apar valori ale tensiunilor de până la 5 ori mai mari decât tensiunea de bază. Cea mai mare tensiune ($5\sigma_0$) și, ca urmare, cea mai mare frecvență a ruperilor apare în zona primei spire a șurubului în contact cu piulița. Concentrarea tensiunilor în această zonă se explică prin distribuția neuniformă a sarcinii între spirele în contact ale șurubului și piuliței comprimate, prima spiră preluând peste 1/3 din sarcină, iar a zecea spiră mai puțin de 1/100 din această sarcină. În plus, tensiunile care apar în tija șurubului au valori maxime în zona de la fundul filetului, acestea provocând și ruپرile spirelor filetului.

Alte zone cu frecvența ruperilor mare sunt: zona de trecere de la porțiunea filetată a tijei la porțiunea nefiletată, concentratorul de tensiuni fiind reprezentat de ieșirea filetului; zona de trecere de la tijă la capul șurubului, concentratorul de tensiuni din această zonă fiind tocmai diferența de dimensiuni.

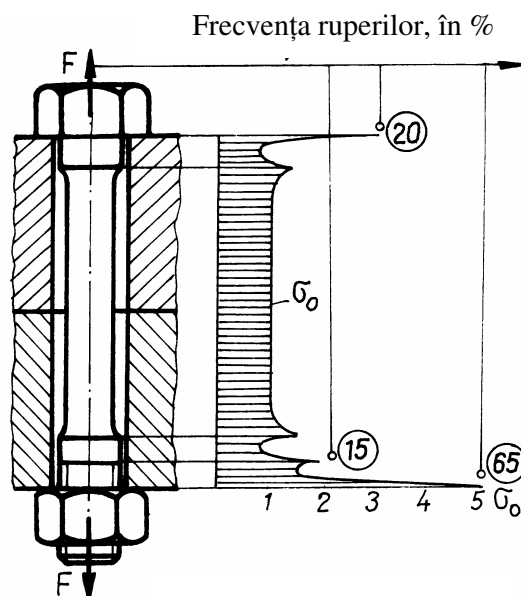


Fig. 2.15

Organele de mașini filetate se pot deteriora și datorită unor sarcini suplimentare, cauzate de impreciziile de execuție și montaj.

Pentru a se preîntâmpina deteriorarea organelor de asamblare filetate, trebuie să se calculeze, conform regimului de solicitare, atât tija șurubului cât și spirele filetului; în plus, trebuie luate măsuri tehnologice și constructive pentru diminuarea concentratorilor de tensiuni.

2.1.5.2. Calculul șuruburilor solicitate de o forță axială și de un moment de torsiune

Această situație de solicitare a șuruburilor, frecvent întâlnită în practică, cuprinde șuruburile de fixare montate cu joc – în timpul montajului (v. fig.2.15).

Tija șurubului este solicitată la tracțiune sau compresiune, de către forța din șurub și la torsiune, de către momentul de torsiune, care poate fi moment de înșurubare sau momentul de frecare.

Tensiunea de tracțiune (compresiune) se stabilește cu relația

$$\sigma_{t, c} = \frac{4F}{\pi d_1^2}, \quad (2.21)$$

iar tensiunea de torsiune cu relația

$$\tau_t = \frac{M_t}{W_p} = \frac{16M_t}{\pi d_1^3}. \quad (2.22)$$

Tensiunile de tracțiune (compresiune) și torsiune apărând simultan, se determină o tensiune echivalentă, după teorei a III-a de rupere, rezultând

$$\sigma_e = \sqrt{\sigma_{t, c}^2 + 4\tau_t^2} = \sqrt{\left(\frac{4F}{\pi d_1^2}\right)^2 + 4\left(\frac{16M_t}{\pi d_1^3}\right)^2} = \frac{4F}{\pi d_1^2} \sqrt{1 + 4\left(\frac{4M_t}{F d_1}\right)^2} \quad (2.23)$$

sau

$$\sigma_e = \beta \frac{4F}{\pi d_1^2} = \beta \sigma_{t, c} \leq \sigma_{at, c}. \quad (2.24)$$

În relația (2.24), coeficientul β indică aportul tensiunii de torsiune la tensiunea echivalentă, valoarea acestui coeficient depinzând de natura momentului de torsiune care solicită tija șurubului, după cum urmează:

- dacă momentul de torsiune este un moment de înșurubare, situație întâlnită în cazul șuruburilor de fixare montate cu prestrângere, valoarea coeficientului β este $\beta \approx 1,3$;
- dacă momentul de torsiune este un moment de frecare de alunecare sau de rostogolire, coeficientul β ia valori în intervalul $\beta = 1 \dots 1,1$, cu valori minime în cazul frecării de rostogolire și valori maxime în cazul frecării de alunecare.

Relația (2.24), cu luarea în considerare a valorii coeficientului β , pentru șuruburile de fixare montate cu prestrângere, permite ca tija acestora să fie calculată numai la tracțiune, dar cu o forță majorată – numită forță de calcul ($F_c = \beta F$) – rezultând

$$\sigma_t = \frac{4F_c}{\pi d_1^2} = \frac{4 \cdot 1,3F}{\pi d_1^2} \leq \sigma_{at}, \quad (2.25)$$

pentru verificare și

$$d_1 = \sqrt{\frac{4\beta F}{\pi\sigma_{at}}}, \quad (2.26)$$

pentru dimensionare.

Rezistența admisibilă σ_{at} se determină în funcție de materialul șurubului și de importanța asamblării, cu relația

$$\sigma_{at} = \frac{\sigma_{02}}{c}, \quad (2.27)$$

în care σ_{02} este tensiunea limită de curgere a materialului șurubului, iar c este un coeficient de siguranță, dependent de mărimea șurubului (la șuruburi mari, valori mici, iar la șuruburi mici, valori mari) și de importanța asamblării (cu atât mai mare cu cât importanța asamblării este mai mare) cu valori $c = 1,2 \dots 5$.

2.1.5.3. Calculul spirei filetului

Calculul spirei filetului are ca scop să preîntâmpine deterioarea spirelor filetului, datorită solicitărilor de strivire, încovoiere sau forfecare.

Calculul spirei filetului se face pe baza unor ipoteze simplificatoare:

- sarcina axială exterioară F acționează în axa șurubului;
- sarcina axială exterioară F se repartizează uniform pe spirele în contact dintre șurub și piuliță;
- sarcina ce revine unei spire F/z se repartizează uniform pe suprafața de contact a acesteia;
- se neglijează unghiul de înclinare al spirei filetului ($\beta_2 = 0$);
- se neglijează unghiul profilului spirei filetului ($\alpha = 0$).

Solicitarea la strivire. Suprafața de strivire a unei spire este o coroană circulară, cu diametrul exterior egal cu diametrul nominal al șurubului d , iar diametrul interior egal cu diametrul interior al filetului piuliței D_1 (fig.2.16).

Tensiunea de strivire a spirei filetului se determină cu relația

$$\sigma_s = \frac{F/z}{\frac{\pi}{4}(d^2 - D_1^2)} = \frac{4F}{z\pi(d^2 - D_1^2)} \leq \sigma_{as}. \quad (2.28)$$

Solicitarea la încovoiere. Pentru acest calcul, se consideră spira ca o grindă încastrată, cu sarcina în consolă (fig.2.17, a). Sarcina F/z este rezultanta presiunilor de contact și se consideră concentrată la raza $d_2/2$, iar secțiunea periculoasă este secțiunea de încastrare a spirei pe tija șurubului sau în corpul piuliței (suprafața laterală a unui cilindru); prin desfășurarea cilindrului corespunzător diametrului de încastrare a spirei, se obține un dreptunghi (fig.2.17, b).

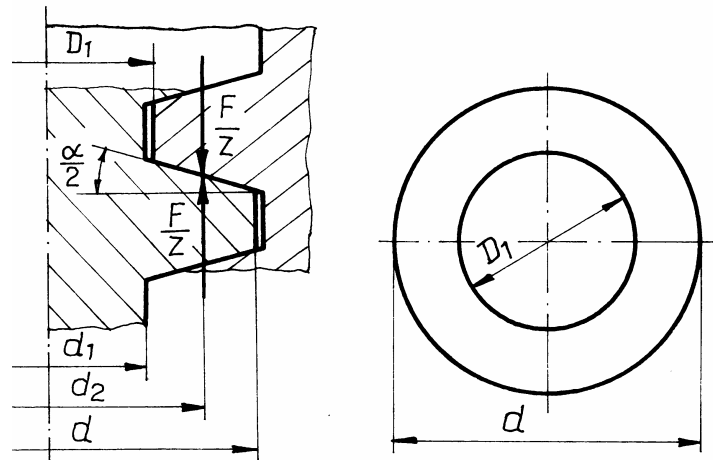
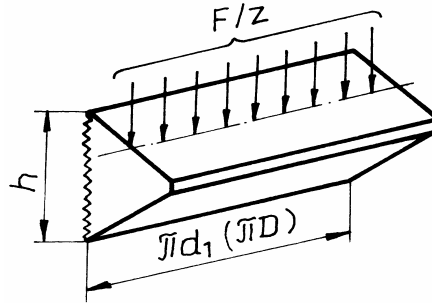
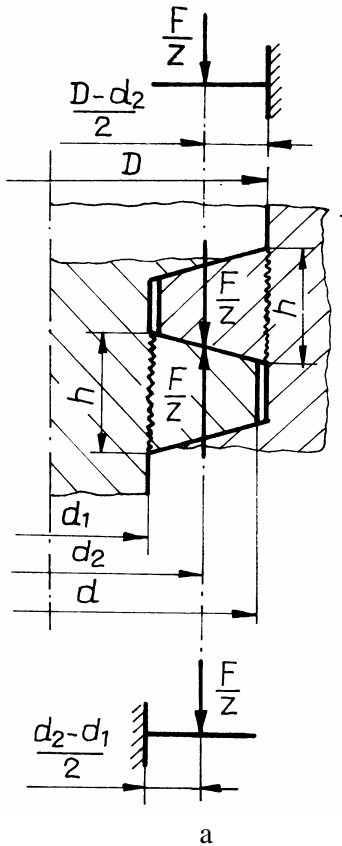


Fig. 2.16

Dacă șurubul și piulița sunt executate din același material, se verifică la încovoiere spira filetului șurubului, cu relația

$$\sigma_i = \frac{M_i}{W_z} = \frac{\frac{F}{z} \frac{d_2 - d_1}{2}}{\frac{\pi d_1 h^2}{6}} = \frac{3F (d_2 - d_1)}{\pi d_1 h^2 z} \leq \sigma_{ai}. \quad (2.29)$$

Dacă piulița se execută dintr-un material mai slab decât al șurubului, se verifică spira piuliței, cu relația



b
Fig.2.17

$$\sigma_i = \frac{M_i}{W_z} = \frac{\frac{F}{z} \frac{D - d_2}{2}}{\frac{\pi D h^2}{6}} = \frac{3F (D - d_2)}{\pi D h^2 z} \leq \sigma_{ai}. \quad (2.30)$$

Rezistența admisibilă la încovoiere depinde de materialul șurubului, respectiv piuliței, luând valorile $\sigma_{ai} = 60 \dots 80$ MPa - pentru oțel și $\sigma_{ai} = 40 \dots 45$ MPa - pentru bronz sau fontă.

Solicitarea la forfecare este o solicitare de mică importanță. Tensiunea de forfecare, pentru spira filetului șurubului, se determină cu relația

$$\tau_f = \frac{F}{A} = \frac{F}{\pi d_1 h z} \leq \tau_{af}. \quad (2.31)$$

Pentru spira filetului piuliței, expresia tensiunii de forfecare este

$$\tau_f = \frac{F}{A} = \frac{F}{\pi D h z} \leq \tau_{af}. \quad (2.32)$$

Rezistența admisibilă la forfecare depinde de materialul șurubului, respectiv piuliței, luând valorile $\tau_{af} = 50 \dots 65$ MPa - pentru oțel și $\tau_{af} = 30 \dots 35$ MPa - pentru bronz sau fontă.

2.1.5.4. Calculul asamblărilor filetate încărcate transversal

La aceste asamblări, sarcina exterioară acționează perpendicular pe axele șuruburilor. În funcție de modul de montare a șuruburilor, în practică se întâlnesc două cazuri distincte, și anume:

- șuruburi montate cu joc;
- șuruburi montate fără joc (șuruburi de păsuire).

Asamblări filetate încărcate transversal, cu șuruburi montate cu joc. În cazul acestor asamblări (fig.2.18), sarcina exterioară Q se transmite de la o tablă la alta prin contact cu frecare. Asamblarea funcționează corect dacă sub acțiunea forței exterioare Q între table nu apare o deplasare relativă. Matematic, acest principiu de funcționare se exprimă prin inegalitatea

$$F_f \geq Q, \quad (2.33)$$

în care F_f reprezintă forța de frecare dintre table.

Pentru îndeplinirea inegalității (2.33), șuruburile se montează cu prestrângere, în tija acestora apărând forța de întindere F_0 , iar în asamblare forța de compresiune F_0 .

În cazul unei asamblări realizate cu z șuruburi, fiecare prestrâns cu forța F_0 , rezultă pentru forța de frecare relația

$$F_f = \mu F_0 z i, \quad (2.34)$$

în care μ este coeficientul de frecare dintre table, z este numărul de șuruburi și i este numărul de perechi de suprafețe de frecare ($i = 2$, pentru asamblarea din fig.2.18).

Introducând relația (2.34) în inegalitatea (2.33) și impunând un coeficient de siguranță la alunecarea tablelor β , rezultă forța necesară de prestrângere pentru un șurub

$$F_0 = \beta \frac{Q}{\mu z i}. \quad (2.35)$$

Tija șurubului este solicitată la tracțiune, iar în timpul montajului și la torsiune, de către momentul de înșurubare; relația de verificare este

$$\sigma_t = \frac{4 \cdot 1,3 F_0}{\pi d_1^2} \leq \sigma_{at}, \quad (2.36)$$

iar pentru dimensionare

$$d_1 = \sqrt{\frac{4 \cdot 1,3 F_0}{\pi \sigma_{at}}}. \quad (2.37)$$

Relația (2.35) permite tragerea unor concluzii deosebit de importante. Astfel, pentru $z = 1$, $i = 1$, $\beta = 1$ și $\mu = 0,2$, rezultă $F_0 = 5Q$, adică forța de prestrângere este mare comparativ cu sarcina de transmis, conducând la șuruburi de diametre mari, ceea ce reprezintă un dezavantaj al acestor asamblări; avantajul lor constă în faptul că necesită o precizie de prelucrare scăzută, datorită montajului cu joc al șuruburilor.

Pentru a preîntâmpina solicitarea suplimentară a șuruburilor la încovoiere, prin alunecarea relativă a tablelor, se iau unele măsuri constructive: montarea unei bucșe sau a unui inel, în alezajul pieselor de asamblat; montarea, în planul de separație al tablelor, a unui știft sau a unei pene paralele; executarea, în planul de separație, a unui prag. La aceste construcții, sarcina exterioară se transmite de la o tablă la cealaltă prin intermediul bucșei, inelului, știftului, penei paralele, respectiv pragului.

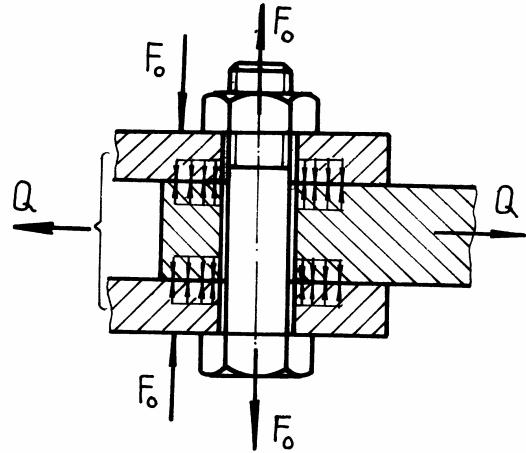


Fig. 2.18

Asamblări filetate încărcate transversal, cu șuruburi montate fără joc. Șuruburile montate fără joc, numite și șuruburi de păsuire, se caracterizează prin faptul că tija nefiletată a șurubului este mai mare în diametru decât tija filetată a acestuia. Sarcina exterioară Q se transmite, prin contact direct fără frecare, de la o tablă la tija nefiletată a șuruburilor și, în mod similar, de la tija nefiletată a șuruburilor la cealaltă tablă (fig.2.19).

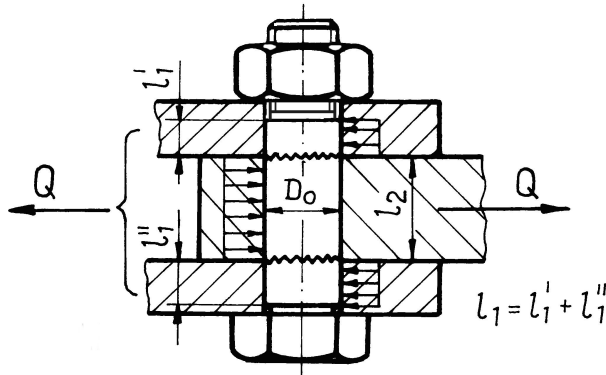


Fig. 2.19

Tija nefiletată a șuruburilor este solicitată la forfecare, iar suprafețele de contact dintre șurub și table sunt solicitate la strivire.

Solicitarea principală este solicitarea la forfecare; condiția de rezistență la forfecare are expresia

$$\tau_f = \frac{Q}{A} = \frac{4Q}{\pi D_0^2 z i} \leq \tau_{af}, \quad (2.38)$$

în care z reprezintă numărul de șuruburi, iar i - numărul secțiunilor de forfecare ($i = 2$,

pentru asamblarea din fig. 2.19).

Pentru dimensionare, din relația (2.38), rezultă diametrul tijei nefiletate a șuruburilor

$$D_0 = \sqrt{\frac{4Q}{\pi z i \tau_{af}}}, \quad (2.39)$$

în funcție de care se alege un șurub standardizat.

Solicitarea la strivire este mai puțin importantă, efectuându-se doar un calcul de verificare la această solicitare. Relația de verificare este

$$\sigma_s = \frac{Q}{A} = \frac{Q}{D_0 l_{min} z} \leq \sigma_{as}, \quad (2.40)$$

unde l_{min} reprezintă lungimea minimă de contact dintre tija șurubului și table ($l_{min} = \min(l_1, l_2)$).

Comparativ cu asamblările cu șuruburi montate cu joc, în cazul asamblărilor prin șuruburi montate fără joc, se obțin șuruburi de dimensiuni mai mici (fiind calculate doar la forța Q), dar tehnologia este mai pretențioasă (tije șuruburilor se rectifică, iar găurile se alezează).

Rezistența admisibilă la forfecare τ_{af} se alege în funcție de materialul șurubului. Astfel: $\tau_{af} = (0,2 \dots 0,3) \sigma_{02}$ – pentru sarcini variabile și $\tau_{af} = 0,4 \sigma_{02}$ – pentru sarcini statice.

Rezistența admisibilă la strivire se alege în funcție de materialul piesei mai puțin rezistente (șurub sau table) $\sigma_{as} = (0,3 \dots 0,4) \sigma_{02}$.

2.1.6. Elemente constructive

2.1.6.1. Șuruburi, piulițe, șaibe

Șuruburile cu cap se pot clasifica după forma constructivă a capului, tijei și vârfului.

Principalele forme constructive ale capului șuruburilor sunt prezentate în fig.2.20, cel mai frecvent utilizat fiind șurubul cu cap hexagonal (fig.2.20, a, b, c), deoarece necesită cel mai redus spațiu pentru manevrare – cu cheia fixă – la montare, respectiv la demontare.

La montări și demontări repetate se utilizează șuruburile cu cap pătrat (fig.2.20, *d*), deoarece suprafața de contact dintre capul șurubului și cheie este mai mare și se asigură o durabilitate ridicată a șurubului.

Capul șuruburilor poate fi prevăzut cu prag intermediar (v. fig.2.20, *b*), pentru micșorarea concentratorului de tensiuni reprezentat de trecerea de la diametrul tijei la capul șurubului sau cu guler (v. fig.2.20, *c*), în cazul asamblării unor piese din materiale moi (lemn, aluminiu etc.), pentru micșorarea presiunii pe suprafața de așezare.

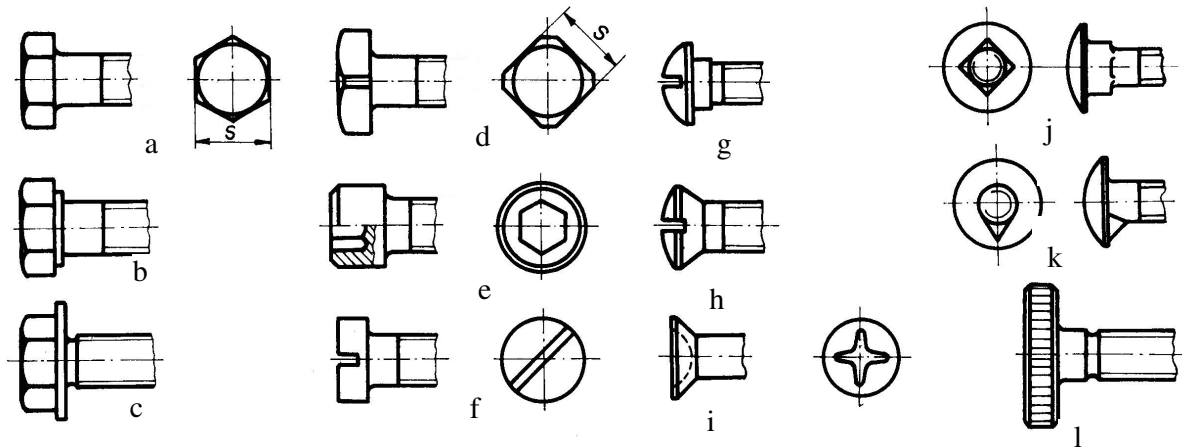


Fig.2.20

Când se impune un aspect exterior cât mai estetic al asamblării, se recomandă utilizarea șuruburilor cu cap cilindric (fig.2.20, *e* și *f*), semirotund (fig.2.20, *g*), semiînecat (fig.2.20, *h*) sau înecat (fig.2.20, *i*), care se introduce, de regulă, parțial sau total, într-un locaș executat în piesa de asamblat. Șuruburile cu cap cilindric sunt prevăzute, pentru antrenare, cu hexagon interior (v. fig.2.20, *e*) – în cazul unor forțe de strângere mari – sau cu creștătură pentru șurubelniță (v. fig.2.20, *f*) – în cazul unor forțe de strângere mici. La cele cu hexagon interior, rezistența cheii este mai redusă decât a tijei șurubului, eliminându-se astfel posibilitatea ruperii acestuia. Șuruburile cu cap semirotund, semiînecat și înecat sunt prevăzute cu locaș (creștătură) pentru șurubelniță obișnuită (v. fig.2.20, *g* și *h*), iar în cazul unor montări și demontări frecvente, cu locaș pentru șurubelniță în formă de cruce (v. fig.2.20, *i*), acestea folosindu-se la dimensiuni mici și la forțe de strângere mici. La automobile se folosesc și șuruburi cu cap cilindric cu locaș pentru șurubelniță cu șase creștături (la dispozitivele de închidere a ușilor).

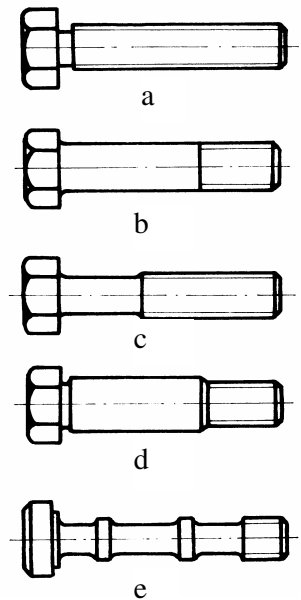


Fig. 2.21

Pentru a nu permite rotirea șurubului, la strângerea piuliței cu cheia, șuruburile cu cap bombat sunt prevăzute cu o porțiune de formă pătrată (fig.2.20, *j*) sau cu o proeminență sub formă de nas (fig.2.20, *k*), care deformează materialul piesei asamblate.

La forțe de strângere mici, se folosesc șuruburile cu cap striat (fig.2.20, *l*), care se strâng cu mâna.

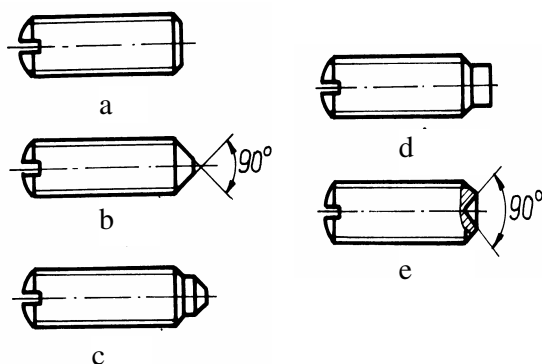


Fig. 2.22

nefiletată subțire și lungă, prevăzută cu porțiuni de ghidare.

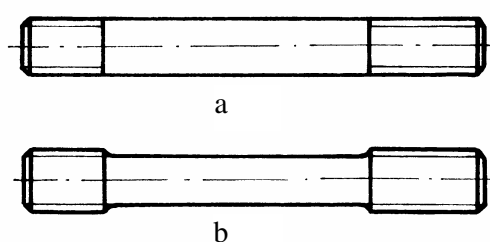


Fig. 2.23

Forma *vârfului șuruburilor* este aceeași cu a știfturilor filetate, și anume: a - drept; b - conic; c - cu cep și vârf conic; d - cu cep cilindric; e - cu gaură conică (v. fig.2.22).

Știfturile filetate au filet pe toată lungimea și sunt folosite pentru a împiedica deplasarea relativă a două piese, ele fiind solícitate la compresiune (fig.2.22).

Prezoanele (fig.2.23) sunt șuruburi filetate la ambele capete și se utilizează în cazul în care materialul piesei nu asigură o durabilitate suficientă filetului, la montări și demontări repetate. Prezoanele pot avea tija nefiletată de același diametru cu tija filetată (fig.2.23, a) sau mai mică (fig.2.23, b), lungimea de înșurubare, în piesă, fiind funcție de materialul piesei (oțel, fontă, aluminiu etc.).

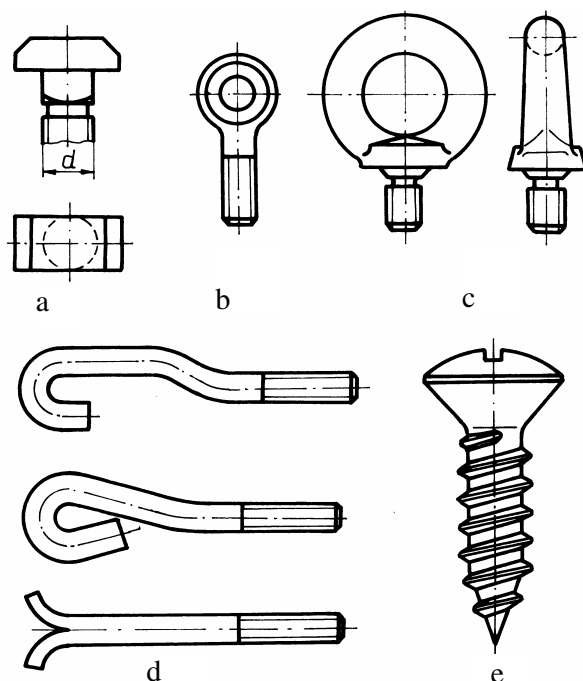


Fig. 2.24

piulițe; șuruburile autofiletante pentru lemn (fig.2.24, e).

Forma *tije șuruburilor* depinde de modul de montare și de felul solícitării acestora, principalele forme constructive fiind prezentate în fig. 2.21.

Tija șurubului (fig.2.21) poate fi: a - filetată pe toată lungimea; b - filetată pe o porțiune, cu tija nefiletată egală în diametru cu diametrul nominal al filetului; c - filetată pe o porțiune, cu tija nefiletată subțiată (șuruburi elastice); d - filetată pe o porțiune, cu tija nefiletată îngroșată (șuruburi de păsuire); e - filetată pe o porțiune, cu tija

Șuruburile speciale, destinate unor situații specifice, cuprind: șuruburile cu cap ciocan (fig.2.24, a) și șuruburile cu ochi (fig.2.24, b), utilizate la dispozitive; inele șurub de ridicare (fig.2.24, c), utilizate la ridicarea și manevrarea subansamblelor și ansamblelor, cu ajutorul macaralelor; șuruburile pentru fundații (fig.2.24, d), utilizate pentru fixarea ansamblelor pe fundație, un capăt al acestora îngropându-se în betonul fundației, iar celălalt fiind prevăzut cu filet, pentru montarea unei

Piulițele se execută într-o mare varietate de forme constructive, principalele fiind prezentate în fig. 2.25: a - hexagonale obișnuite; b - hexagonale cu guler; c - pătrate; d - crenelate, utilizate pentru asigurarea asamblării filetate cu șplinturi; e - înfundate, pentru protejarea filetului; f - cu suprafață de așezare sferică, pentru autocentrarea piuliței pe șurub; g - canelate, pentru fixarea axială a inelelor de rulmenți; h - cu găuri axiale, pentru strângere cu chei speciale; i - cu găuri frontale, pentru strângere cu chei speciale; j - fluture, pentru strângere cu mâna; k - striate, pentru strângere cu mâna.

Șaibele (fig. 2.26) se folosesc pentru micșorarea presiunii pe suprafața de sprijin a piuliței, respectiv a capului șurubului, sau pentru așezarea corectă a acestora, când suprafața de sprijin nu este prelucrată corespunzător (fig.2.26, a) sau este înclinată (șaibe pentru profile I și, respective, L) – fig.2.26 b și c.

2.1.6.2. Asigurarea asamblărilor filetate împotriva autodesfacerii

Deși filetele șuruburilor de fixare (metrice, cu profil triunghiular) îndeplinesc condiția de autofixare, sarcinile variabile și cu șoc, vibrațiile și diferențele de temperatură au ca efect reducerea frecării din asamblare și autodesfacerea acestora în timp; pentru a se evita acest fenomen, asamblările filetate se asigură suplimentar împotriva autodesfacerii.

La baza soluțiilor constructive de asigurări, utilizate în construcția de mașini, stau următoarele principii:

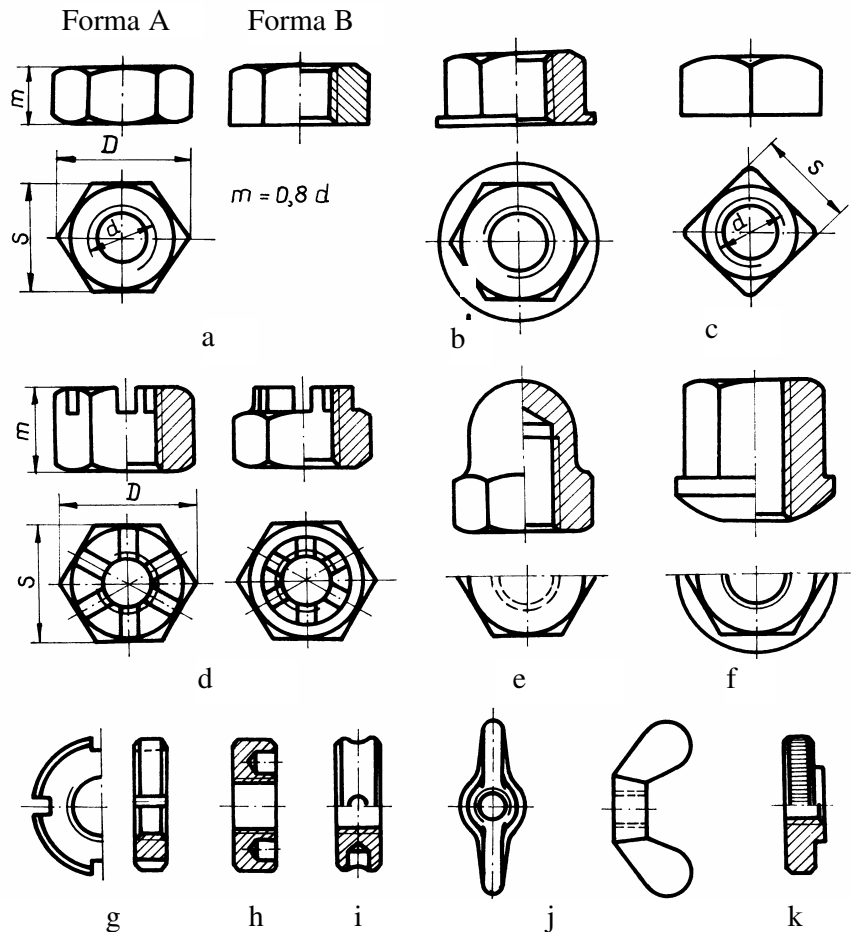


Fig. 2.25

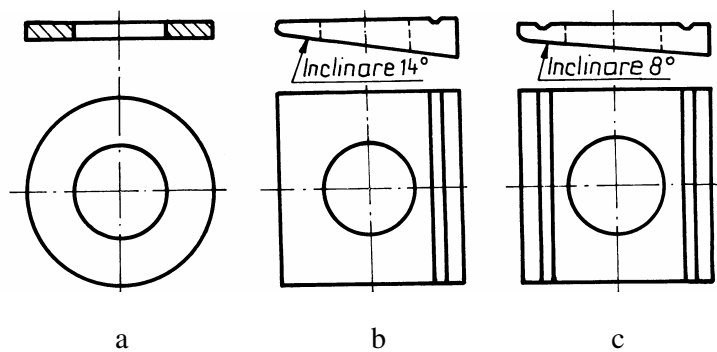


Fig.2.26

- mărirea forței de frecare dintre elementele asamblării;
- utilizarea de elemente suplimentare, care împiedică rotirea piuliței față de șurub;
- deformării locale ale materialului șurubului și/sau piuliței sau aplicarea de adaos de material (de regulă puncte de sudură).

Mărirea forței de frecare dintre elementele asamblării poate fi obținută prin mărirea forței de apăsare axiale sau radiale, a coeficientului de frecare sau prin mărirea simultană a forței de apăsare și a coeficientului de frecare.

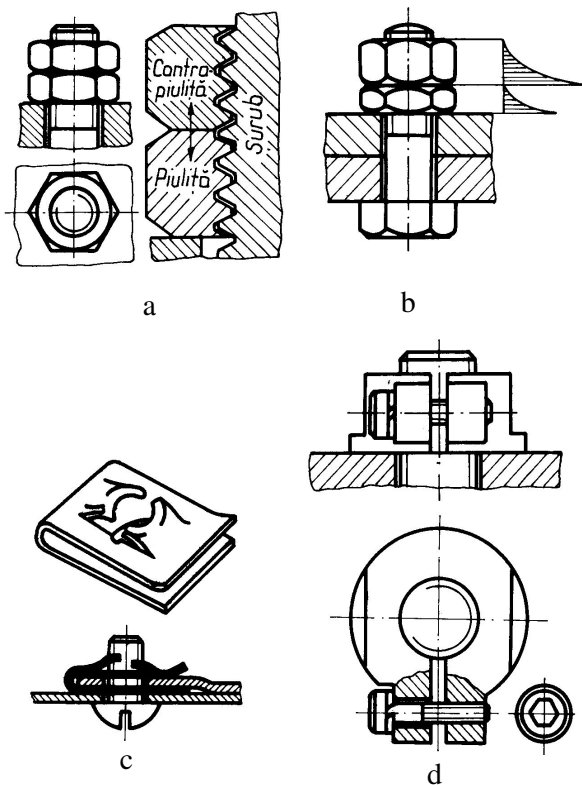


Fig.2.27

Unul din cele mai vechi mijloace de asigurare îl constituie folosirea unei contrapiulițe rigide (fig.2.27, a) sau, în ultimul timp, a unei contrapiulițe elastice. La strângerea cu cheia a contrapiuliței, șurubul se alungește suplimentar, spirele piuliței și ale contrapiuliței apăsând – în sensuri opuse – asupra spirelor șurubului (v. fig.2.27, a), mărindu-se, în acest fel, forța axială din asamblare. Contrapiulița este mai încărcată decât piulița (fig.2.27, b), deci ar trebui să aibă o înălțime mai mare; pentru evitarea inversării lor la montaj, piulița și contrapiulița se execută de înălțimi egale. Această asigurare este neeconomică, datorită dublării numărului de piulițe și a măririi lungimii șurubului. În cazul piuliței elastice, executată din oțel de arc, forța axială suplimentară este obținută prin deformarea elastică a contrapiuliței.

În cazul în care este necesară o forță de strângere mică, de exemplu la asamblarea caroseriilor din tablă ale automobilelor, piulița și contrapiulița se înlocuiesc cu o piuliță din tablă, cu autoasigurare (fig.2.27, c). Acest tip de piuliță,

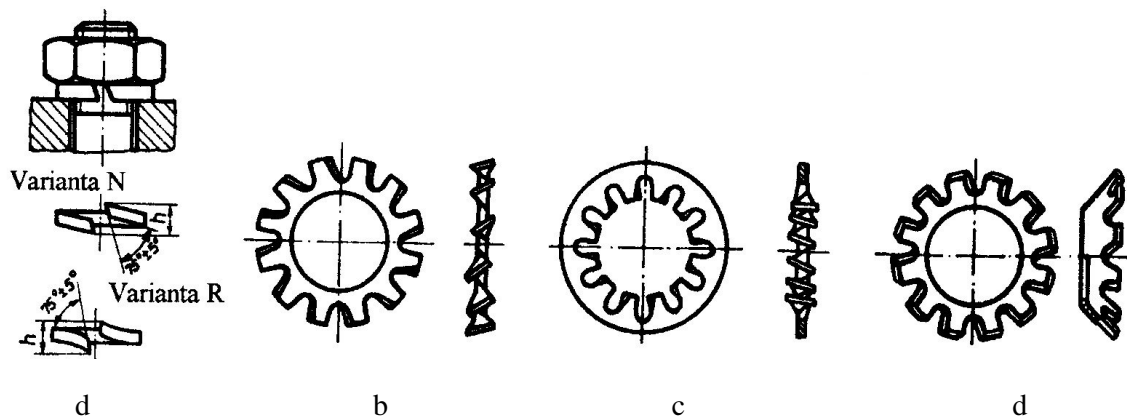


Fig.2.28

executată din oțel de arc, se deformează elastic la înșurubarea șurubului și creează o forță axială în tija acestuia; dinții piuliței, care îndeplinesc rolul de filet, se comprimă și apasă pe filetul șurubului.

Mărirea frecării poate fi obținută și prin creșterea forței radiale de apăsare a piuliței pe șurub. O astfel de asigurare se obține prin utilizarea unei piulițe secționate (fig.2.27, *d*), strânsă cu ajutorul unui șurub, sau prin utilizarea unei piulițe care are la interior montat un inel din material plastic.

Mărirea concomitentă a forței axiale și a coeficientului de frecare dintre piuliță și piesa pe care aceasta se sprijină se obține prin utilizarea șaibelor elastice. Cea mai uzuală șaibă elastică este șaiba Grower (fig.2.28, *a*), cu capete netede – varianta **N** – sau cu capete răsfârnte – varianta **R**. Șaibele elastice pot avea dinți exteriori (fig.2.28, *b*) sau interiori (fig.2.28, *c*) și pot fi plane (v. fig.2.28, *b* și *c*) sau conice (fig.2.28, *d*).

Utilizarea de elemente suplimentare, care împiedică rotirea piuliței față de șurub (șaibe plate, șplinturi etc.). Șaibele plate de asigurare își realizează funcția prin deformare (pentru fixarea șaibei în piesa pe care se sprijină și pentru împiedicarea rotirii șurubului sau piuliței față de șaibă),

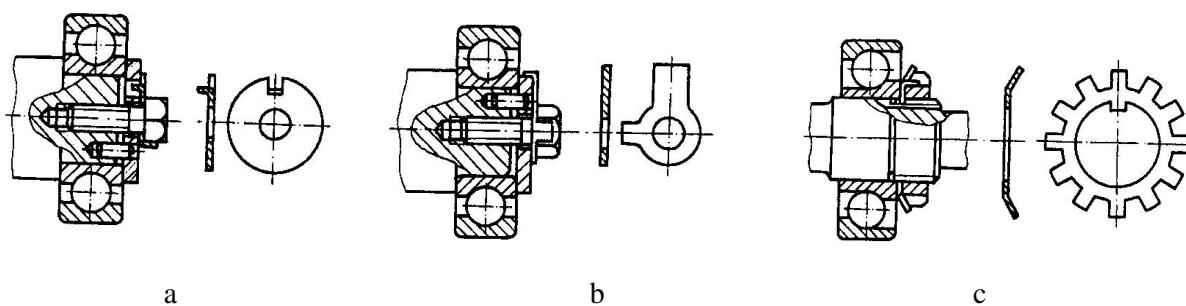


Fig.2.29

fiind prevăzute cu nas sau aripioare (fig.2.29); piulițele canelate, folosite la fixarea axială a inelelor de rulmenți, se asigură cu o *șaiabă specială* (fig.2.29, *c*). Asigurarea cu piuliță crenelată și *șplint* se

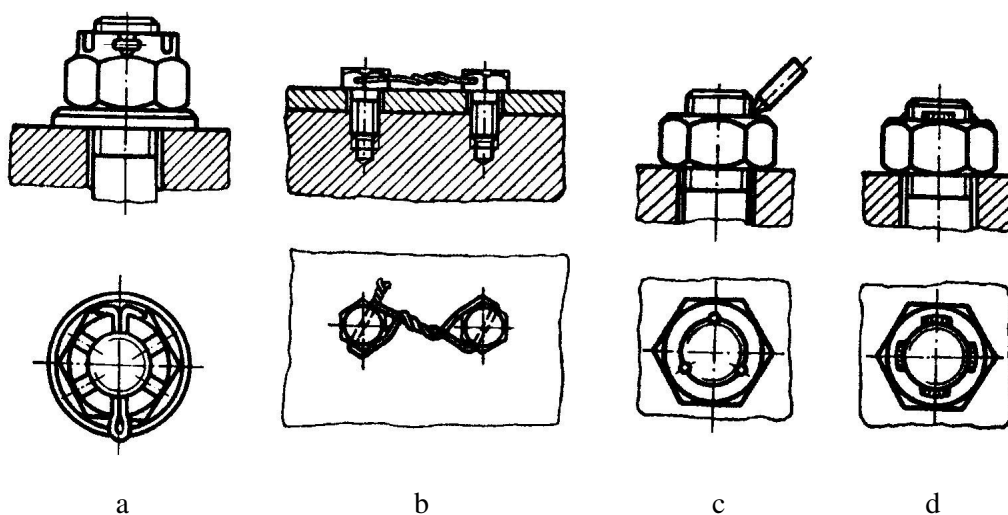


Fig.2.30

bazează pe fixarea piuliței pe șurub cu ajutorul unui șplint, care trece printr-o gaură transversală din

șurub și printre crenelurile piuliței (fig.2.30, a). Grupurile de șuruburi apropiate se pot asigura prin legare cu ajutorul unei sârme (fig.2.30, b).

Deformații locale ale materialului șurubului și/sau piuliței sau aplicarea de adaos de material. Filetul șurubului și piuliței se pot deforma local prin chernăruire, prin deformarea locală a materialului șurubului și/sau piuliței, sau prin aplicarea de adaos de material – piulița poate fi sudată de șurub; aceste metode se aplică atunci când asamblarea nu trebuie demontată ulterior, transformând asamblarea filetată demontabilă într-o asamblare nedemontabilă (fig.2.30, c, respectiv d).

2.2. ASAMBLĂRI PRIN PENE LONGITUDINALE

2.2.1. Caracterizare, clasificare, domenii de folosire

Pene longitudinale sunt organe de asamblare demontabile, utilizate în asamblări de tip arbore – butuc, cu scopul transmiterii unui moment de torsiune și a unei mișcări de rotație și uneori cu rolul de a ghida deplasarea axială a butucului față de arbore.

Pene longitudinale se montează în canale prelucrate numai în butuc sau parțial în butuc și parțial în arbore, direcția de montare fiind paralelă cu axa asamblării.

Asamblările prin pene longitudinale sunt utilizate la fixarea pe arbori a roților dințate, a roților de lanț sau de curea, a semicuplajelor etc.

În funcție de modul de montare, se deosebesc pene longitudinale montate cu strângere și pene longitudinale montate fără strângere (liber). Penele longitudinale montate cu strângere se folosesc rar, doar în cazul turațiilor mici și mijlocii, când nu se impun condiții severe de coaxialitate. Penele longitudinale montate liber se folosesc pe scară largă în construcția transmisiilor mecanice; din categoria asamblărilor prin pene longitudinale montate fără strângere fac parte asamblările prin pene paralele, prin pene disc și prin pene cilindrice.

2.2.2. Asamblări prin pene paralele

Penele paralele au secțiunea dreptunghiulară, între fața superioară a penei și fundul canalului din butuc fiind prevăzut un joc radial, necesar realizării montajului (fig.2.31).

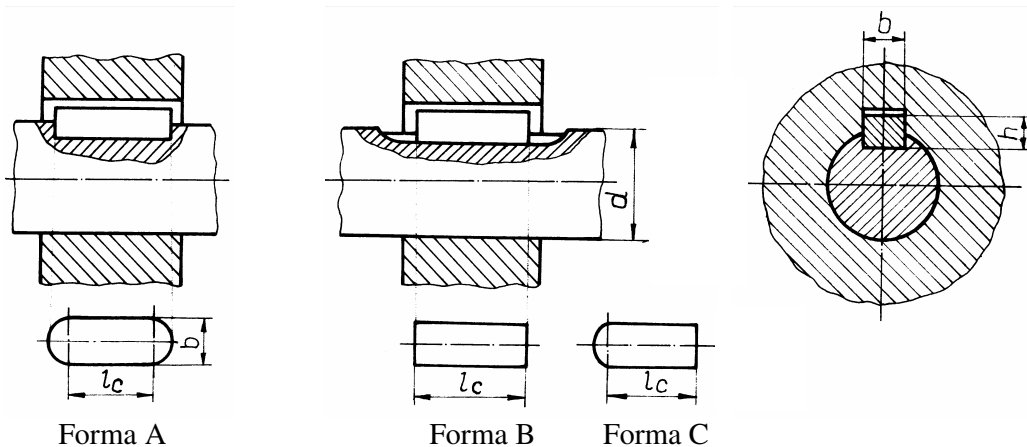


Fig.2.31

Penele paralele sunt executate în trei variante constructive: cu capete rotunde – forma A; cu capete drepte – forma B; cu un capăt drept și unul rotund – forma C (v. fig. 2.31), variantă utilizată doar pentru capetele de arbori.

Canalul din arbore se execută cu freză deget la penele paralele cu capete rotunde (forma A sau C) și cu freză disc la penele cu capete drepte (forma B). Canalul din butuc – sub forma unui canal deschis – se execută prin mortezare sau prin broșare, când numărul pieselor justifică costul broșei.

După rolul funcțional, asamblările prin pene paralele se împart în asamblări fixe și asamblări mobile. La asamblările fixe, se folosesc pene paralele obișnuite, iar la asamblările mobile, pene paralele cu găuri de fixare, care se execută în aceleași forme ca și penele paralele obișnuite (fig.2.32). La asamblările mobile, penele se fixează pe arbori prin intermediul a două șuruburi, pentru a anihila tendința de smulgere a penei din locașul executat în arbore. Lungimea acestor pene se alege în funcție de deplasarea necesară a butucului. Folosirea șuruburilor trebuie limitată la cazurile strict necesare, prezența găurilor micșorând rezistența la oboseală a arborelui.

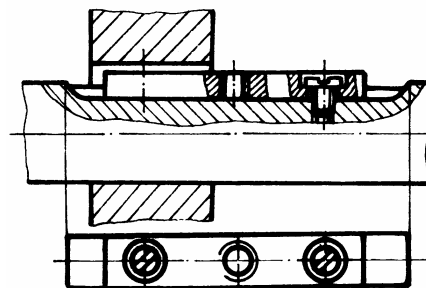


Fig. 2.32

Penele paralele se execută din OL60 sau din alte oțeluri, cu rezistența minimă la rupere de 590 MPa.

Sarcina exterioară (momentul de torsiune) se transmite prin contactul direct, fără frecare, dintre arbore și pană, respectiv dintre pană și butuc, contacte care se realizează pe fețele laterale ale penei. Ca urmare, suprafețele în contact sunt sollicitate la strivire, iar pana la forfecare (solicitare mai puțin importantă).

Ipotezele utilizate pentru calculul asamblărilor prin pene paralele se referă la următoarele aspecte (fig.2.33):

- presiunea pe fețele active (laterale) ale penei este distribuită uniform;
- pana este montată cu jumătate din înălțimea sa în canalul din arbore și cu cealaltă jumătate în canalul executat în butuc;
- brațul forței rezultante F , care acționează asupra fețelor active ale penei, este egal cu $d/2$.

Condiția de rezistență la strivire este

$$\sigma_s = \frac{F}{A} = \frac{2M_t}{d} \cdot \frac{1}{\frac{h}{2}l_c} = \frac{4M_t}{dhl_c} \leq \sigma_{as} \quad , \quad (2.41)$$

de unde rezultă lungimea de calcul necesară a penei

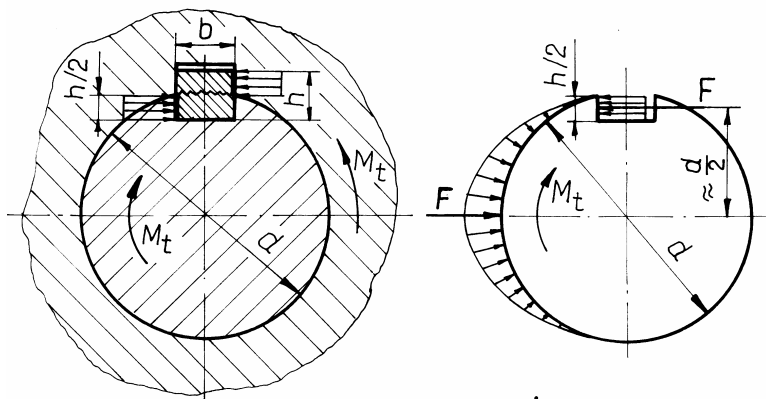


Fig. 2.33

$$l_c = \frac{4M_t}{dh\sigma_{as}}. \quad (2.42)$$

Verificarea penei la solicitarea de forfecare se efectuează cu relația

$$\tau_f = \frac{F}{A} = \frac{2M_t}{d} \frac{1}{bl_c} \leq \tau_{af}. \quad (2.43)$$

În relațiile (2.41)... (2.43), s-au notat cu: M_t – momentul de torsiune transmis de asamblare; d – diametrul arborelui; b – lățimea penei; h – înălțimea penei; l_c – lungimea de calcul a penei; σ_{as} – rezistența admisibilă la strivire a materialului mai slab; τ_{af} – rezistența admisibilă la forfecare a materialului penei.

La asamblările fixe, rezistența admisibilă la strivire recomandată este: $\sigma_{as} = 100...120$ MPa, pentru sarcini constante, fără șocuri; $\sigma_{as} = 65...100$ MPa, pentru sarcini pulsatorii; $\sigma_{as} = 35...50$ MPa, pentru sarcini alternante, cu șocuri.

În cazul asamblărilor mobile, pentru a se evita expulzarea lubrifianului dintre suprafețele în mișcare relativă, se recomandă valori ale presiunii admisibile $p_a = 10...30$ MPa.

Deoarece condiția de rezistență la forfecare a fost folosită la stabilirea lățimilor indicate în standard, iar lungimea penei se determină din condiția de rezistență la strivire, verificarea penei la forfecare nu mai este necesară.

Pentru micșorarea efectelor concentratorilor de tensiuni, penele se execută cu muchiile teșite, iar canalele de pană se execută cu racordări.

Algoritmul de calcul a unei asamblări prin pană paralelă, pentru care se cunosc sarcina exterioară (momentul de torsiune M_t) care încarcă asamblarea, caracterul sarcinii (statică sau variabilă), tipul asamblării (fixă sau mobilă) și uneori diametrul arborelui d și lungimea butucului, presupune următoarele etape:

- se determină, dacă nu se cunoaște, din condiția de rezistență la torsiune, diametrul arborelui

$$d = \sqrt[3]{\frac{M_t}{0,2\tau_{at}}}, \quad (2.44)$$

unde $\tau_{at} = 15 ... 55$ MPa este rezistența admisibilă la torsiune, cu valori relativ mici, pentru a se ține seama de faptul că arborele este solicitat și la încovoiere (se lucrează cu valori inferioare la arbori lungi, la care solicitarea de încovoiere este mai pronunțată și cu valori superioare la arbori scurți și rigizi);

- în funcție de diametrul d se aleg, din standardul de pene paralele, dimensiunile secțiunii transversale ale penei (b și h);
- se calculează, din condiția de rezistență la strivire (v. relația (2.42)), lungimea de calcul necesară l_c și apoi lungimea totală a penei ($l = l_c + b$ – pentru pana de forma A, $l = l_c$ – pentru pana de forma B, $l = l_c + b/2$ – pentru pana de forma C), alegându-se o lungime standardizată. Dacă lungimea de calcul rezultă mai mare decât lungimea butucului, se montează două pene identice, dispuse la 180° , cu lungimea $l_c/2$. Dacă lungimea $l_c/2$ este mai mare decât lățimea butucului, se aleg asamblări prin caneluri. Dacă este cunoscută

lungimea butucului, se alege o lungime standardizată a penei – în funcție de lungimea butucului – și se verifică asamblarea la solicitarea de strivire, cu relația (2.41);

- în cazul în care arborele este executat dintr-un material mai rezistent decât pana, asamblarea se verifică la forfecare, cu relația (2.43).

2.2.3. Asamblări prin pene disc și cilindrice

2.2.3.1. Asamblări prin pene disc

Penele disc au forma unui segment de disc; partea inferioară a penei se introduce într-un canal, de aceeași formă, executat în arbore, iar partea superioară, cu fața dreaptă, în canalul din butuc (fig.2.34).

Penele disc necesită executarea unui canal adânc în arbore (acesta ducând la micșorarea rezistenței la încovoiere a arborelui), fapt care determină utilizarea acestor tipuri de pene cu precădere la montarea roților pe capetele arborilor, deoarece aceste porțiuni sunt mai puțin solicitate la încovoiere; principalele domenii de utilizare se referă la: construcția de mașini unelte, de autovehicule, mașini gricole etc.

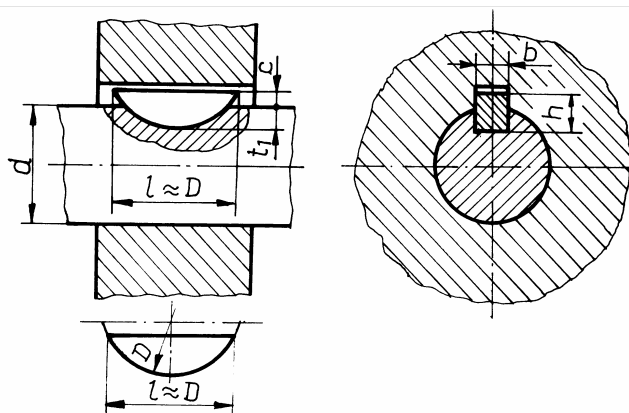


Fig. 2.34

Canalul de pană din arbore se execută prin frezare cu freză disc, iar canalul din butuc prin mortezare sau broșare, în cazul producțiilor de serie mare.

Sarcina exterioară (momentul de torsiune M_t) se transmite prin contactul direct, fără frecare, dintre pană și arbore pe de o parte și dintre pană și butuc pe de altă parte. Ca urmare, ca și în cazul asamblărilor prin pene paralele, suprafețele în contact sunt solicitate la strivire, iar pana la forfecare. În fig.2.35 este prezentată schema de calcul a asamblării prin pană disc.

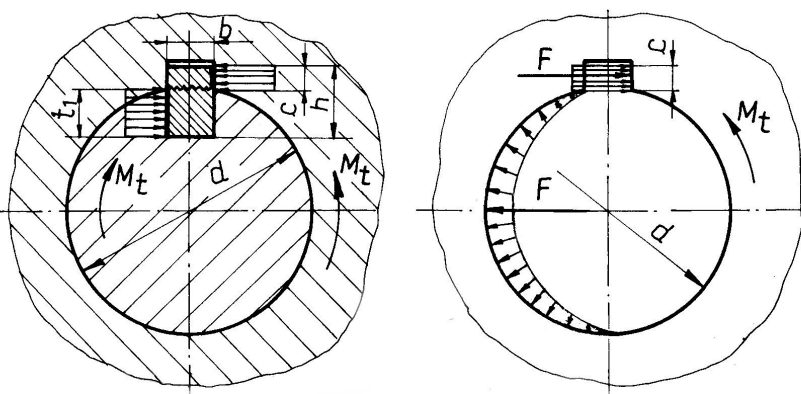


Fig. 2.35

Dimensiunile penei se aleg, din standardul pentru pene disc, în funcție de diametrul d al arborelui, iar asamblarea se verifică la solicitarea de strivire, cu relația

$$\sigma_s = \frac{2M_t}{d} \frac{1}{lc} = \frac{2M_t}{d} \frac{1}{D(h-t_1)} \leq \sigma_{as} \quad (2.45)$$

iar la solicitarea de forfecare, cu relația

$$\tau_f = \frac{2M_t}{d} \frac{1}{lb} = \frac{2M_t}{d} \frac{1}{Db} \leq \tau_{af} \quad (2.46)$$

În relațiile (2.45) și (2.46), s-au notat cu: M_t – momentul de torsiune transmis de asamblare; d – diametrul arborelui; b – lățimea penei; h – înălțimea penei; D – diametrul discului penei; t_l – adâncimea canalului din arbore; σ_{as} – rezistența admisibilă la strivire a materialului mai slab; τ_{af} – rezistența admisibilă la forfecare a materialului penei.

Valorile rezistențelor admisibile sunt aceleași ca și în cazul asamblărilor prin pene paralele.

2.2.3.2. Asamblări prin pene cilindrice

Penele cilindrice sunt știfturi cilindrice montate longitudinal, locașul pentru știft fiind executat jumătate în arbore și jumătate în butuc (fig.2.36). Domeniul utilizării asamblărilor prin pene cilindrice este limitat: în cazul amplasării butucilor pe capete de arbori, pentru momente de torsiune mici; în cazul ajustajelor presate, ca elemente de siguranță.

Asamblările prin pene cilindrice se verifică la solicitarea de strivire și de forfecare, conform schemei de calcul din fig.2.36, cu relațiile:

$$\sigma_s = \frac{2M_t}{d} \frac{1}{\frac{d'}{2} l z} = \frac{4M_t}{d d' l z} \leq \sigma_{as} \quad (2.47)$$

$$\tau_f = \frac{2M_t}{d} \frac{1}{d' l z} \leq \tau_{af} \quad (2.48)$$

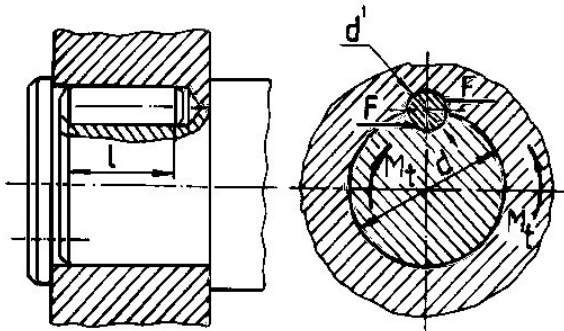


Fig. 2.36

în care: M_t este momentul de torsiune transmis de asamblare; d – diametrul arborelui; d' – diametrul penei; l – lungimea penei; z – numărul de pene; σ_{as} – rezistența admisibilă la strivire a materialului mai slab; τ_{af} – rezistența admisibilă la forfecare a materialului penei.

2.3. ASAMBLĂRI PRIN CANELURI

2.3.1. Caracterizare, clasificare, domenii de folosire

Asamblările prin caneluri sunt asamblări de tip arbore-butuc, destinate transmiterii unui moment de torsiune și a unei mișcări de rotație. Aceste asamblări pot fi considerate ca asamblări prin pene paralele multiple, solidare cu arborele și uniform distribuite pe periferia acestuia.

În comparație cu asamblările prin pene paralele, asamblările prin caneluri prezintă o serie de avantaje:

- capacitate 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;
- rezistență la oboseală mai mare, datorită reducerii concentratorilor de tensiune;
- centrare și ghidare precisă a pieselor asamblate.

Dezavantajele asamblărilor prin caneluri constau în:

- tehnologie de execuție mai complicată;
- precizie de execuție mărită și, implicit, cost mai ridicat.

Clasificarea asamblărilor prin caneluri se realizează după criteriile prezentate în continuare:

- Destinație: asamblări fixe sau mobile. Asamblările mobile permit deplasarea axială a butucului pe arbore și se folosesc în cutiile de viteze cu roți baladoare.

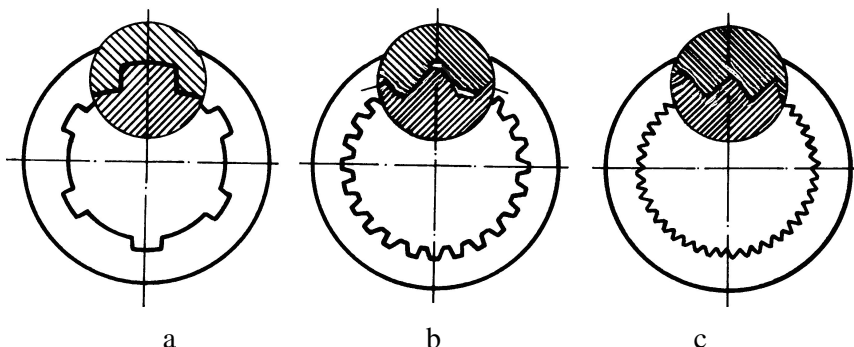


Fig. 2.37

- Forma proeminențelor: cu profil dreptunghiular (fig.2.37, a), cu profil în evolută (fig.2.37, b), cu profil triunghiular (fig.2.37, c). În cazul în care asamblările cu profil triunghiular au un număr mare de proeminențe, cu înălțime redusă, acestea se numesc asamblări cu dinți (zimți).

2.3.2. Asamblări canelate cu profil dreptunghiular

2.3.2.1. Caracterizare și clasificare

Asamblările prin caneluri cu profil dreptunghiular – la care flancurile proeminențelor arborilor sunt paralele cu planul median al acestora – sunt cel mai frecvent folosite.

Asamblările prin caneluri cu profil dreptunghiular se împart, după modul de centrare, în trei categorii:

- cu centrare exterioară (pe diametrul exterior), la care contactul dintre butuc și arbore are loc pe periferia proeminențelor arborelui, cu diametrul exterior D , între celelalte suprafețe existând mici jocuri (fig.2.38, a); se folosește în cazul în care butucul nu este tratat, rectificarea suprafețelor funcționale fiind ușor de realizat;

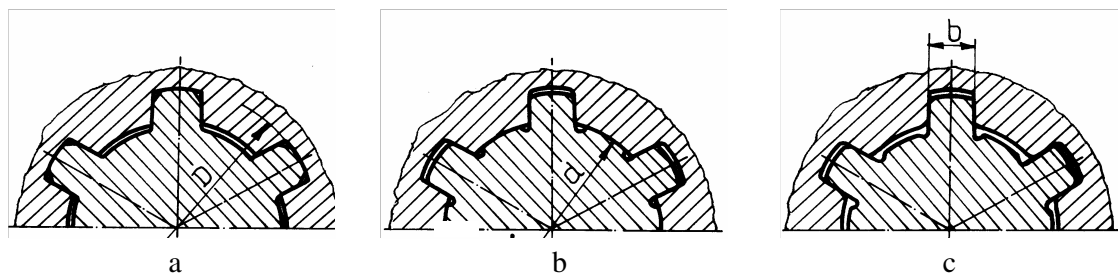


Fig. 2.38

- cu centrare interioară (pe diametrul interior), la care contactul dintre butuc și arbore are loc pe periferia arborelui cu diametrul interior d (fig.2.38, b); este cea mai frecvent folosită, fiind și 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.2.38, c); nu asigură centrarea precisă a pieselor asamblate,

dar repartizarea sarcinii între proeminențe este mai uniformă, folosindu-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 a transmite sarcina și modul de cuplare, în trei serii.

- Seria ușoară include canelurile utilizate în cazul în care momentul de torsiune transmis de asamblare, în raport cu cel transmis de arborele cu diametrul d , este inferior. Canelurile din seria ușoară sunt destinate asamblărilor fixe.
- Seria mijlocie include canelurile utilizate în cazul în care momentul de torsiune transmis de asamblare, în raport cu cel transmis de arborele cu diametrul d , este egal. Canelurile din seria mijlocie sunt destinate asamblărilor fixe sau mobile, la care cuplarea se realizează în gol.
- Seria grea include canelurile utilizate în cazul în care momentul de torsiune transmis de asamblare, în raport cu cel transmis de arborele cu diametrul d , este egal. Canelurile din seria grea sunt destinate asamblărilor mobile, la care cuplarea se realizează sub sarcină.

2.3.2.2. Materiale și tehnologie

Arborii și butucii canelați se execută, de regulă, din oțel. În cazul asamblărilor mobile, aceștia se supun unui tratament termic sau termochimic, în vederea creșterii durității superficiale și implicit a rezistenței la uzură. După tratament, suprafețele de centrare se rectifică.

Arborii canelați se execută prin frezare, prin metoda divizării (cu ajutorul capului divizor) sau prin rulare. Frezarea cu ajutorul capului divizor, din cauza erorilor de divizare și a uzurii sculei, nu este indicată pentru fabricația precisă sau producția de serie mare, întrucât și productivitatea este scăzută. La procedeul de prelucrare prin rulare, scula este o freză melc; se obțin arbori canelați mai preciși și într-un timp mai scurt.

Butucii canelați pot fi prelucrați prin mortezare sau broșare (numai în cazul producției de serie mare, care să justifice costul ridicat al broșei).

2.3.2.3. Elemente de calcul

Sarcina exterioară (momentul de torsiune) se transmite de la arbore la butuc (sau invers) prin contactul direct, fără frecare, ce are loc pe fețele laterale ale proeminențelor arborelui și butucului canelat.

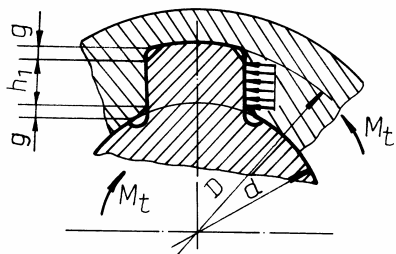


Fig. 2.39

Solicitările care apar în asamblarea canelată sunt: strivirea suprafețelor în contact (flancurilor active), care este de fapt solicitarea principală; forfecarea proeminențelor.

Calculul asamblărilor prin caneluri este standardizat, schema de calcul fiind prezentată în fig.2.39. Ca ipoteze de calcul se consideră:

- presiunea este repartizată uniform pe flancurile active;
- din cauza impreciziilor de execuție, nu se poate realiza o distribuție uniformă a sarcinii pe toate proeminențele, fiind necesară introducerea unui coeficient de corecție, denumit coeficient de reducere a suprafeței portante; în majoritatea cazurilor, se adoptă pentru acest

coeficient valoarea 0,75, considerându-se că numai 75% din caneluri participă efectiv la transmiterea sarcinii.

Suprafața portantă necesară pentru transmiterea momentului de torsiune nominal M_{tn} se determină din condiția de rezistență la strivire

$$S' = \frac{M_{tn}}{r_m} \frac{1}{\sigma_{as}}, \quad (2.49)$$

unde raza medie are expresia

$$r_m = \frac{D + d}{4}. \quad (2.50)$$

Suprafața portantă efectivă a flancurilor tuturor canelurilor, corespunzătoare unității de lungime de contact dintre arbore și butuc, se determină cu relația

$$s' = 0,75zh_1 = 0,75z \left(\frac{D - d}{2} - 2c \right), \quad (2.51)$$

în care: 0,75 este coeficientul datorat neuniformității distribuției sarcinii pe cele z proeminente; h_1 – înălțimea efectivă de contact; D – diametrul exterior; d – diametrul interior; c – înălțimea teșiturii ($c = g$ – conform notațiilor din standarde).

Lungimea minimă necesară a butucului canelat este

$$L_{nec} = \frac{S'}{s'}. \quad (2.52)$$

Valoarea rezistenței admisibile la strivire este indicată în standardul cu algoritmul de calcul, în funcție de felul asamblării, modul de cuplare și condițiile de lucru; în cazul asamblărilor mobile, se pune problema strivirii peliculei de lubrifianț ($\sigma_s \rightarrow p$ și $\sigma_{as} \rightarrow p_a$).

2.3.2.4. Algoritm de proiectare

Cunoscând momentul de torsiune nominal ($M_{tn} = M_t$), felul asamblării (fixă sau mobilă), modul de cuplare (în gol sau sub sarcină) și condițiile de lucru (ușoare, mijlocii sau grele), calculul asamblărilor canelate presupune următoarele etape:

- determinarea, dacă nu se cunoaște, a diametrului interior al arborelui canelat, din condiția de rezistență la torsiune

$$d = \sqrt[3]{\frac{M_t}{0,2\tau_{at}}}, \quad (2.53)$$

unde $\tau_{at} = 20 \dots 35$ MPa este rezistența admisibilă la torsiune, convențională, mult micșorată, pentru a se ține seama de faptul că arborele este supus și solicitării de încovoiere (se lucrează cu valori inferioare la arbori lungi, la care solicitarea de încovoiere este mai pronunțată și cu valori superioare la arbori scurți și rigizi);

- în funcție de felul asamblării (fixă sau mobilă) și de modul de cuplare (în gol sau sub sarcină), se alege seria asamblării canelate;

- din standardul seriei alese, în funcție de diametrul calculat d , se aleg: diametrul interior d , diametrul exterior D , lățimea b , numărul de caneluri z , înălțimea teșiturii $c = g$ și modul de centrare;
- se determină, în continuare, suprafața portantă necesară S' , cu relația (2.49), suprafața portantă efectivă s' , corespunzătoare unității de lungime de contact, cu relația (2.51) și lungimea minimă necesară a butucului canelat L_{nec} , cu relația (2.52); dacă se cunoaște lungimea butucului canelat, se efectuează un calcul de verificare, cu relația

$$\sigma_s = \frac{M_m}{\frac{D+d}{4} \cdot 0,75z \left(\frac{D-d}{2} - 2c \right) L} \leq \sigma_{as} \quad (2.54)$$

2.4. ASAMBLĂRI PRIN ȘTIFTURI

2.4.1. Caracterizare, clasificare, domenii de folosire

Știfturile sunt organe de asamblare demontabile, utilizate în următoarele scopuri:

- asigurarea poziției relative precise a două piese (știfturile de centrare);
- transmiterea unor sarcini relativ mici (știfturile de fixare);
- asigurarea elementelor componente ale unei transmisii mecanice împotriva suprasarcinilor (știfturile de siguranță); aceste știfturi se foarfecă la o valoare stabilită a suprasarcinii, fiind întâlnite la cuplajele de siguranță cu știfturi de forfecare.

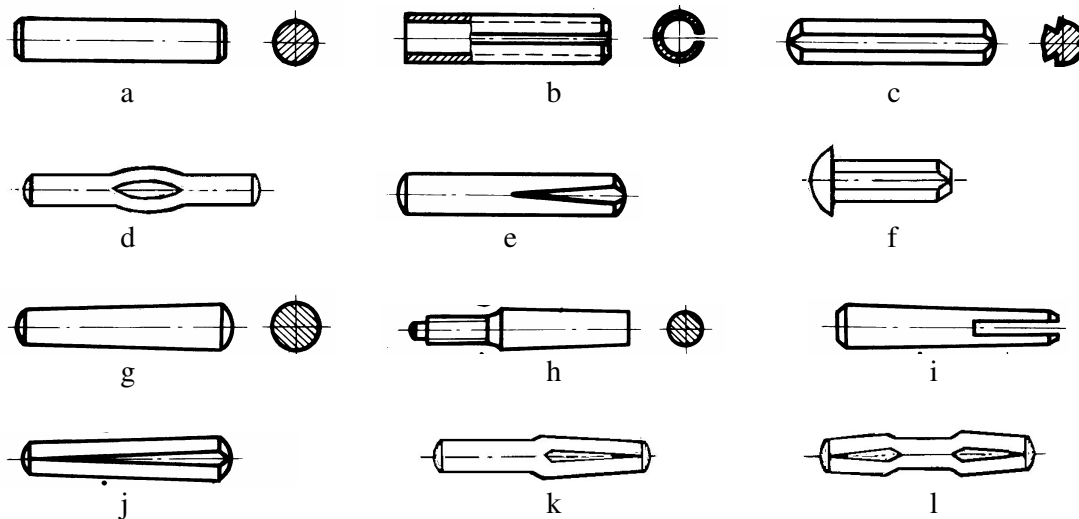


Fig. 2.40

Știfturile se pot clasifica după formă, în știfturi cilindrice, conice sau conico-cilindrice, iar după forma suprafeței exterioare, în știfturi cu suprafață netedă sau crestată.

Principalele tipuri de știfturi sunt prezentate în fig.2.40

Știfturile cilindrice pline (fig.2.40, a) se montează cu strângere, domeniul de folosire al acestora fiind limitat, datorită micșorării strângerii – în urma montărilor și demontărilor repetate – și a

necesității unor precizii de execuție ridicate, atât la prelucrarea știftului cât și a alezajului pieselor asamblate. Se folosesc pentru fixare și mai rar pentru centrare. Se execută în trei variante: cu capete sferice, teșite sau drepte și sunt standardizate.

Știfturile cilindrice tubulare (fig.2.40, *b*) se execută din bandă de oțel de arc, prin rulare. Datorită elasticității mari, obținută prin călire, pot fi montate în găuri cu toleranțe mari, preluând bine sarcinile cu șoc și rezistând la montări și demontări repetate, fără ca strângerea să se micșoreze.

Știfturile conice netede (fig.2.40, *g*) sunt folosite, în special, pentru centrare și se execută cu capete sferice sau teșite, având conicitatea 1/50, și sunt standardizate. În cazul găurilor înfundate, se folosesc știfturile conice prevăzute cu cep filetat (fig.2.40, *h*), demontarea realizându-se cu ajutorul unei piulițe. Știfturile conice permit montări și demontări repetate, folosindu-se pentru centrarea carcaselor reductoarelor sau pentru transmiterea unor sarcini mici, în cazul asamblărilor de tip arbore-butuc.

Știfturile conice cu capăt spintecat (fig.2.40, *i*) permit desfacerea ușoară a capătului spintecat, după montarea știftului, protejând, în acest fel, asamblarea împotriva ieșirii știftului. Se folosesc în cazul solicitărilor variabile, a vibrațiilor și la asamblarea pieselor aflate în mișcare de rotație, la viteze mari.

Știfturile crestate realizează o fixare sigură și durabilă, putând prelua și sarcini dinamice, fără ca strângerea să se micșoreze; nu necesită mijloace suplimentare de asigurare și nici execuție foarte precisă, folosindu-se, în special, pentru transmiterea sarcinilor. Se execută cu trei crestături, dispuse la 120°, pe toată lungimea (fig.2.40, *c*, *j* și *f*) sau numai pe o porțiune din lungime (fig.2.40, *d*, *k* și *l*), crestăturile obținându-se prin refulare. La montaj, știftul se introduce forțat în alezajul pieselor care trebuie asamblate; materialul refulat la realizarea crestăturii se deformează elasto-plastic în sens invers, apăsând puternic asupra pereților găurii (fig.2.41).

În fig.2.42 sunt prezentate câteva exemple de utilizare a asamblărilor prin știfturi: *a* – centrarea a două piese prin intermediul știfturilor conice netede; *b* – asamblarea a două piese prin intermediul unui știft conic cu cep filetat; *c* – asamblarea a două piese prin intermediul unui știft conic spintecat la un capăt; *d* – asamblarea unei roți dințate conice pe arbore prin intermediul unui știft conic crestat pe întreaga lungime.

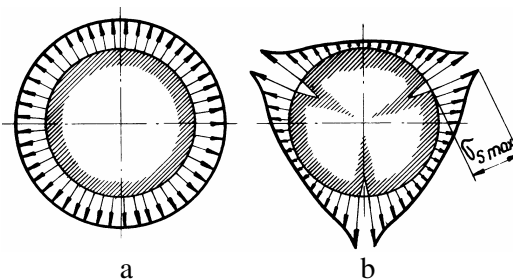


Fig. 2.41

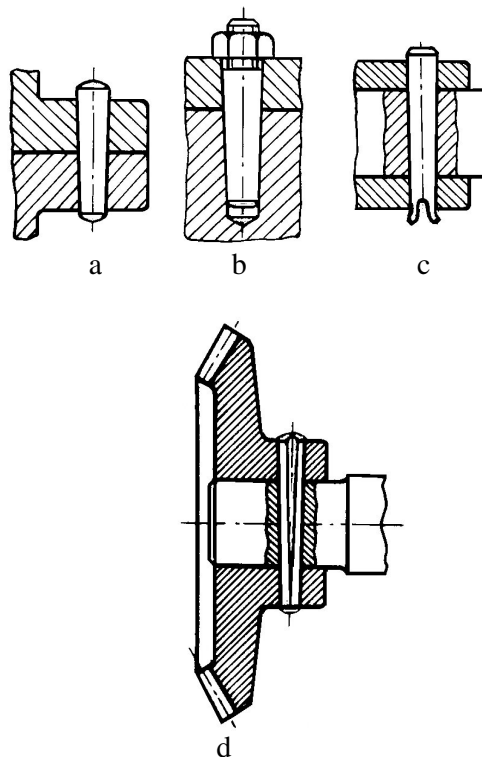


Fig. 2.42

Știfturile se execută din OL 50, OL 60, OLC 15, OLC35, OLC 45 etc., uneori tratându-se termic, pentru mărirea durității superficiale.

2.4.2. Elemente de calcul

Dimensiunile știfturilor se aleg constructiv, din gama de valori existentă în standarde. Pentru știfturile de fixare, trebuie să se efectueze calculul de verificare la solicitări; schema de calcul este prezentată în fig.2.43 și este întocmită în ipoteza montării știftului cu strângere în butuc și cu joc în arbore. În acest sens, s-a admis distribuția uniformă a presiunii între știft și butuc și distribuția triunghiulară a presiunii între știft și arbore.

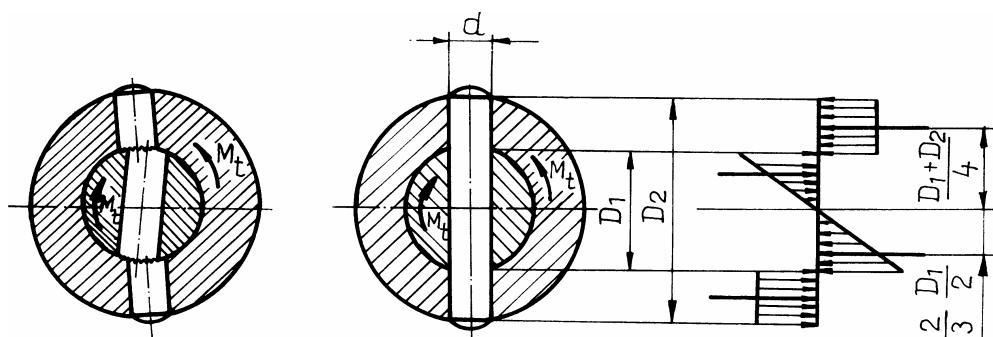


Fig. 2.43

Sarcina exterioară (momentul de torsiune M_t) se transmite prin contact direct, fără frecare, de la arbore la știft și de la știft la butuc (sau invers), solicitările principale care apar în asamblare fiind forfecarea știftului și strivirea suprafețelor în contact.

Verificarea știftului la forfecare se efectuează cu relația

$$\tau_f = \frac{F}{A} = \frac{2M_t}{D_1} \cdot \frac{1}{2\pi d^2} = \frac{4M_t}{\pi d^2 D_1} \leq \tau_{af}. \quad (2.55)$$

Verificarea suprafețelor de contact dintre știft și butuc la strivire se efectuează cu relația

$$\sigma_s = \frac{F_2}{A} = \frac{M_t}{\frac{D_1 + D_2}{4}} \cdot \frac{1}{2d \left(\frac{D_2 - D_1}{2} \right)} = \frac{4M_t}{d(D_2^2 - D_1^2)} \leq \sigma_{as}. \quad (2.56)$$

Condiția de rezistență la strivire, a suprafețelor de contact dintre știft și arbore, ținând seama de distribuția triunghiulară a presiunii (în calcule se consideră o tensiune medie de strivire

$$\sigma_{smed} = \frac{\sigma_s + 0}{2}, \text{ este}$$

$$\sigma_s = \frac{F_1}{A} = 2 \cdot \frac{M_t}{\frac{2}{3} \frac{D_1}{2}} \cdot \frac{1}{2 \frac{d}{2} D_1} = \frac{6M_t}{dD_1^2} \leq \sigma_{as}. \quad (2.57)$$

În relațiile (2.55), ..., (2.57), s-au folosit notațiile: M_t - momentul de torsiune care solicită asamblarea; d - diametrul știftului; D_1 - diametrul arborelui; D_2 - diametrul exterior al butucului; τ_{af} - rezistența admisibilă la forfecare a știftului; σ_{as} - rezistența admisibilă la strivire a materialului mai slab.

De regulă, diametrul știftului se alege constructiv, în funcție de diametrul arborelui $d=(0,2...0,3)D_1$, iar apoi se verifică asamblarea la solicitări.

Rezistențele admisibile recomandate sunt: $\sigma_{as} < 0,8 \sigma_{02}$; $\tau_{af} = (0,2 \dots 0,3) \sigma_{02}$; $p_a = 10 \dots 13 \text{ MPa}$ (σ_{02} reprezintă limita de curgere a materialului).

2.5. ASAMBLĂRI PRIN BOLȚURI

2.5.1. Caracterizare, clasificare, domenii de folosire

Bolțurile sunt știfturi cilindrice de dimensiuni mai mari, folosite ca elemente de legătură în articulații. Din punct de vedere constructiv, bolțurile pot fi: fără cap (fig.2.44, a, b, c); cu cap mic sau mare (fig.2.44, d, e, f, g, h); cu suprafața lisă (fig.2.44, a); cu găuri pentru șplinturi (fig.2.44, c, d, f, h); cu canale pentru inele elastice de rezemare excentrice pentru arbori (fig.2.44, b, e); cu cep filetat (fig.2.44, g).

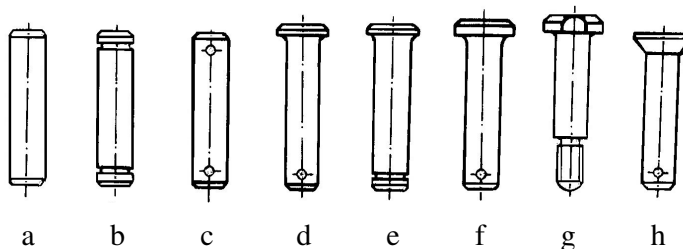


Fig. 2.44

Bolțurile se execută din OL 50, OL 60, OLC 15, OLC 35, OLC 45 etc., uneori tratându-se termic pentru mărirea durității superficiale; bolțurile sunt standardizate.

2.5.2. Elemente de calcul

Sarcina exterioară (forța F) se transmite de la tirant la bolț și de la bolț la furcă (sau invers) prin contact direct, fără frecare. Solicitățile care apar în asamblare sunt: forfecarea și încovoierea bolțului (în cazul unui joc radial mărit între bolț și tirant) și strivirea suprafețelor în contact; solicitarea de încovoiere este neimportantă și, ca urmare, calculul se realizează pentru forfecare și strivire. Schema de calcul este prezentată în fig.2.45, considerându-se ca ipoteze de calcul faptul că bolțul este montat cu strângere în furcă și cu joc în tirant.

Condiția de rezistență la forfecare se exprimă prin relația

$$\tau_f = \frac{F}{\frac{\pi d^2}{4}} = \frac{2F}{\pi d^2} \leq \tau_{af} \quad (2.58)$$

În relația (2.58), semnificația notațiilor utilizate este: τ_f – tensiunea efectivă de forfecare; F – forța din asamblare; d – diametrul bolțului; τ_{af} – rezistența admisibilă la forfecare.

Condițiile de rezistență la strivire se referă la:

- strivirea suprafeței de contact dintre bolț și furcă (în acest caz se strivește materialul piesei mai slabe)

$$\sigma_s = \frac{F}{2bd} \leq \sigma_{as} \quad (2.59)$$

- strivirea peliculei de lubrifiant dintre bolț și tirant (în scopul micșorării frecărilor și uzurii, între bolț și tirant trebuie să existe o peliculă de lubrifiant)

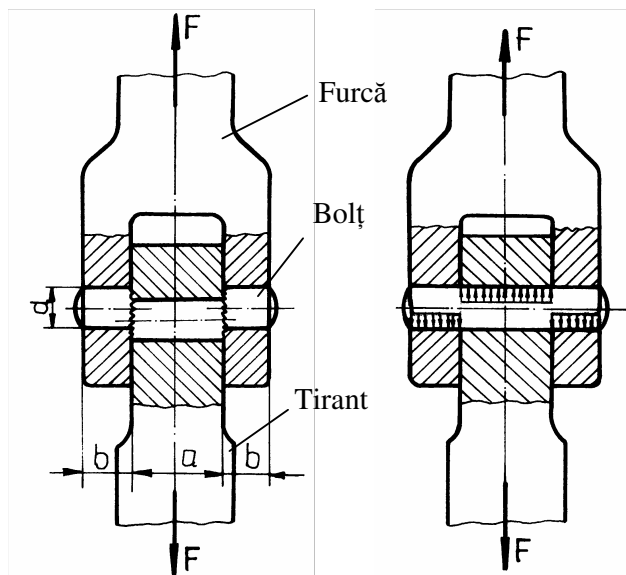


Fig. 2.45

$$p = \frac{F}{ad} \leq p_a \quad (2.60)$$

În relațiile (2.59) și (2.60), semnificația notațiilor utilizate este: σ_s – tensiunea efectivă de strivire; b – lățimea ochiului furcii; a – lățimea tirantului; σ_{as} – rezistența admisibilă la strivire; p – presiunea care apare în pelicula de lubrifianț; p_a – presiunea admisibilă a peliculei de lubrifianț.

Rezistențele admisibile recomandate sunt: $\sigma_{as} < 0,8 \sigma_{02}$; $\tau_{af} = (0,2 \dots 0,3) \sigma_{02}$; $p_a = 10 \dots 13 \text{ MPa}$ (σ_{02} reprezintă limita de curgere a materialului).

2.5.3. Inele elastice de rezemare excentrice pentru arbori și alezaje

Inelele elastice de rezemare excentrice pentru arbori și alezaje se folosesc pentru a împiedica deplasarea axială relativă a pieselor asamblate. În figurile 2.46 și 2.47 sunt prezentate exemple de utilizare a inelelor elastice de rezemare excentrice pentru arbori și, respectiv, alezaje.

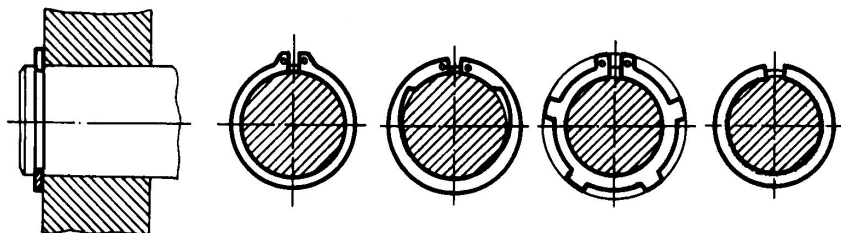


Fig. 2.46

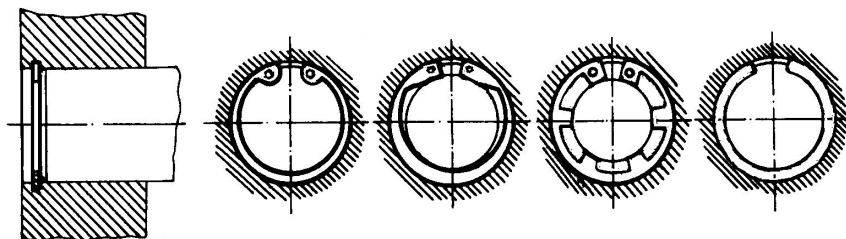


Fig. 2.47

Standardele prevăd variante constructive de inele elastice de rezemare excentrice pentru arbori și, respectiv, alezaje, în variantele cu urechi (pentru diametre până la 165 mm) și fără urechi (pentru diametre peste 165 mm); acestea sunt prezentate în fig.2.48 și, respectiv, fig.2.49.

Inelele elastice se execută prin ștanțare, din tablă de oțel de arc, și preiau forțe axiale relativ mari.

Valorile acestor forțe sunt indicate în standarde și se aleg în funcție de tipodimensiunea inelului.

Pentru aplicații în care forțele axiale sunt neglijabile, se folosesc inele de siguranță din sârmă (fig.2.50)

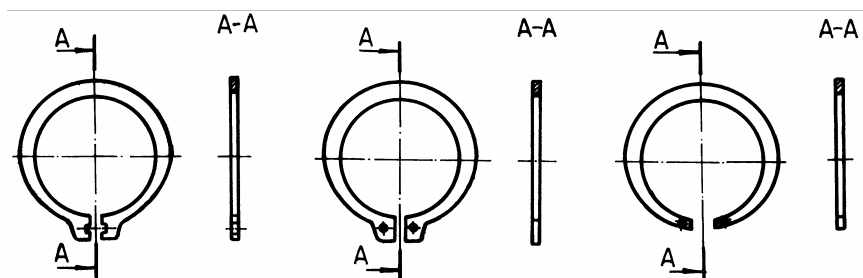


Fig. 2.48

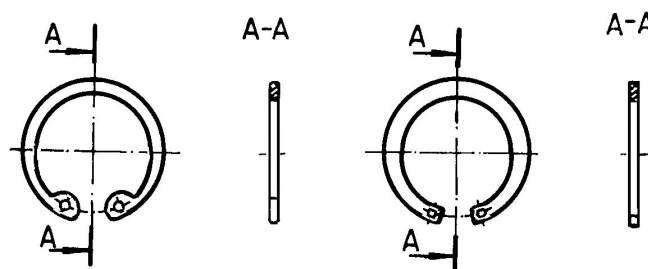


Fig. 2.49

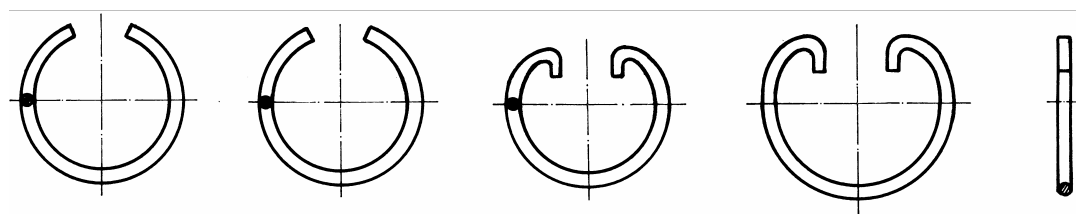


Fig. 2.50

2.6. ASAMBLĂRI PRIN STRÂNGERE PROPRIE

2.6.1. Asamblări presate

2.6.1.1. Modul de realizare

Asamblările presate sunt asamblări de tip arbore-butuc la care piesa cuprinsă (arborele) și cea cuprinzătoare (butucul) formează un ajustaj presat, executat pe baza toleranțelor prevăzute în standarde.

În timpul procesului tehnologic de presare – la asamblarea dintre un manșon cilindric (butuc), având diametrul interior (inițial) d_b și o bucsă cilindrică (arbore), cu diametrul exterior (inițial) $d_a > d_b$ – se produce o mărire a diametrului alezajului butucului, cu cantitatea Δb și o micșorare a

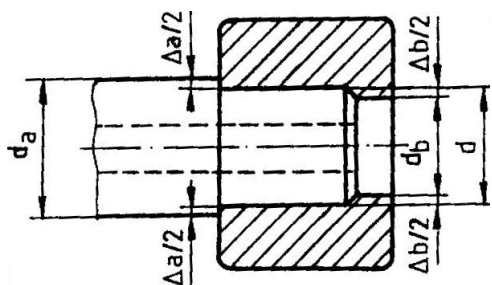


Fig. 2.51

diametrului arborelui, cu cantitatea Δa . După montare, se ajunge la un diametru final (comun) d al suprafețelor de contact, mărimea acestuia fiind cuprinsă între cele două diametre inițiale, $d_b < d < d_a$ (fig.2.51).

Strângerea se calculează ca diferența dintre diametrele inițiale ale pieselor asamblate

$$S = d_a - d_b = \Delta a + \Delta b. \quad (2.61)$$

În general, asamblările presate se obțin fără o încălzire prealabilă a pieselor, operația de presare executându-se cu ajutorul unor piese hidraulice – pentru piese mari, și cu ajutorul unor prese manuale – în cazul pieselor de dimensiuni mici. Prin ungerea suprafețelor de contact, se micșorează forța axială necesară presării.

Piesele ce se assemblează sunt prevăzute cu rotunjiri, teșituri sau cu porțiuni cilindrice – care formează ajustaje libere – necesare pentru centrarea și ghidarea acestora în timpul presării (fig.2.52).

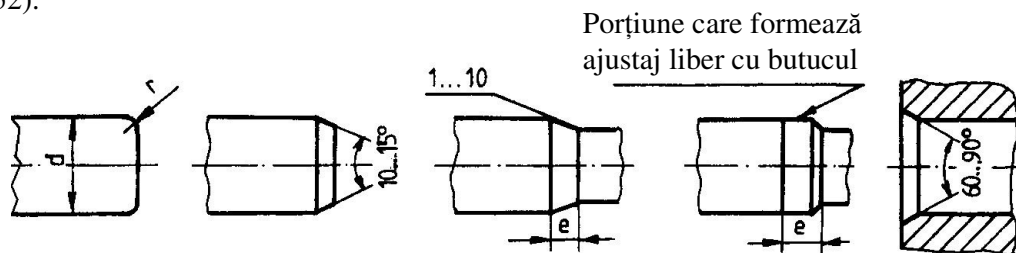


Fig. 2.52

Montarea se poate ușura prin încălzirea ușoară a piesei cuprinzătoare sau prin răcirea piesei cuprinse (presare mixtă), asamblările obținute, în acest fel, fiind mai rezistente, deoarece suprafețele

în contact nu se distrug, la montaj, în aceeași măsură ca la presarea la rece.

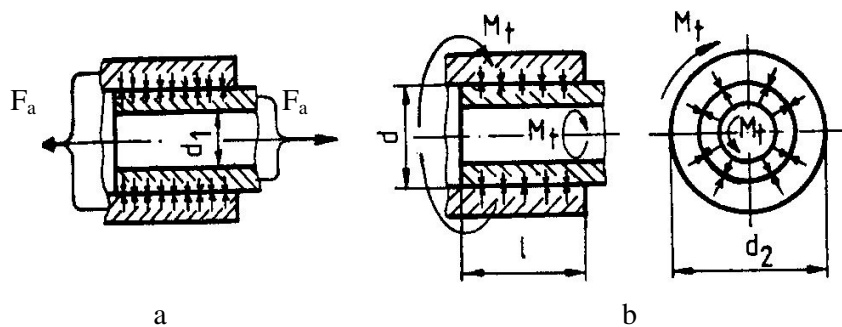


Fig. 2.53

serie de etape; în fig. 2.53 este prezentată schema de calcul a unei asamblări presate solicitată: de o forță axială (fig.2.53, a); de un moment de torsiune (fig.2.53, b).

Principiul de transmitere a sarcinii exterioare, în cazul asamblărilor presate, este acela al contactului direct cu frecare. Etapele de calcul a asamblărilor presate sunt prezentate în continuare.

Calculul presiunii necesare. Presiunea necesară p – care trebuie să ia naștere în urma deformațiilor elastice ale pieselor, la montaj – se determină din condiția ca sarcina exterioară să se transmită integral prin frecare:

2.6.1.2. Elemente de calcul

Calculul asamblărilor presate se efectuează, în ipoteza menținerii materialului pieselor în domeniul elastic, într-o

- pentru asamblarea solicitată de forța axială F_a (v. fig.2.53, a)

$$F_a = \mu \pi d l p \text{ și deci } p \geq \frac{F_a}{\mu \pi d l}; \quad (2.62)$$

- pentru asamblarea solicitată de momentul de torsiune M_t (v. fig.2.53, b)

$$M_t \leq \mu \pi d l p \frac{d}{2} \text{ și deci } p \geq \frac{M_t}{\mu \pi d^2 l}. \quad (2.63)$$

În relațiile (2.62) și (2.63), s-a notat cu: d – diametrul suprafețelor de contact ale pieselor asamblate; l – lungimea de contact dintre piese; μ – coeficientul de frecare de alunecare, a cărui valoare depinde de materialele pieselor asamblării și de starea de ungere a suprafețelor.

Calculul strângerii teoretice necesare. Strângerea teoretică necesară se calculează cu relația lui Lamé, stabilită pentru suprafețe cilindrice netede,

$$S = p \left(\frac{K_a}{E_a} + \frac{K_b}{E_b} \right) d 10^3 [\mu\text{m}]. \quad (2.64)$$

Coeficienții adimensionali K_a și K_b se determină cu relațiile:

$$K_a = \frac{d^2 + d_1^2}{d^2 - d_1^2} - \nu_a; \quad (2.65)$$

$$K_b = \frac{d_2^2 + d^2}{d_2^2 - d^2} + \nu_b. \quad (2.66)$$

În relațiile (2.64) ... (2.66), s-a notat cu: d - diametrul nominal al ajustajului, d_1 - diametrul interior al piesei cuprinse; d_2 - diametrul exterior al piesei cuprinzătoare; $\nu_{a,b}$ - coeficientul de contracție transversală al materialului arborelui, respectiv butucului; $E_{a,b}$ – modulul de elasticitate longitudinală al materialului arborelui, respectiv butucului.

Calculul strângerii corectate necesare. Strângerea teoretică necesară trebuie corectată, pentru a ține seama de condițiile reale de execuție, montaj și exploatare ale asamblării. Strângerea corectată necesară se determină cu relația

$$S_c = S + S_n + S_t + S_d, \quad (2.67)$$

în care:

- S_n ține seama de faptul că neregularitățile existente, inițial, pe suprafețele pieselor se distrug în timpul presării. Diametrele d'_a și d'_b ale arborelui și, respectiv, butucului, se măsoară peste vârfurile neregularităților; după distrugerea neregularităților, în timpul presării, aceste diametre vor avea mărimile d_a și, respective, d_b (fig.2.54) Corecția S_n se calculează cu relația

$$S_n \approx 1,2 (R_{a \max} + R_{b \max}) [\mu\text{m}], \quad (2.68)$$

în care $R_{a \max}$ și $R_{b \max}$ reprezintă înălțimile maxime ale neregularităților suprafețelor

arborelui, respectiv butucului, dependente de felul prelucrării suprafeței ($R_{\max} = 6R_a$, unde

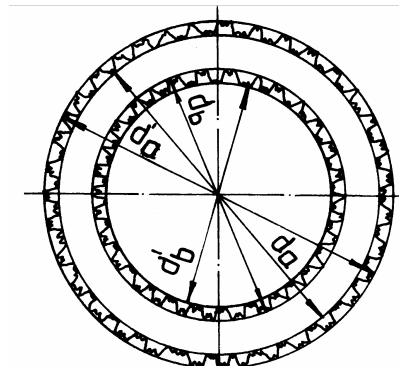


Fig. 2.54

R_a este rugozitatea suprafeței). Această corecție este foarte importantă pentru piese de diametre mici și cu rugozități mari ale suprafețelor.

- S_t compensează efectul dilatațiilor termice diferite ale pieselor asamblate, care apar în timpul funcționării, și se calculează cu relația

$$S_t = [\alpha_b(t_b - t_0) - \alpha_a(t_a - t_0)]d10^3 [\mu\text{m}], \quad (2.69)$$

în care: $\alpha_{a,b}$ sunt coeficienții de dilatare termică liniară ai materialului arborelui, respectiv butucului; $t_{a,b}$ - temperatura de funcționare a arborelui, respectiv butucului, t_0 - temperatura la care s-a făcut măsurarea diametrelor d_a și d_b . Dacă temperatura în timpul funcționării asamblării este aceeași sau apropiată de temperatura la care s-a făcut măsurarea, S_t nu intervine în calcul.

- S_d ține seama de deformațiile elastice ale pieselor, sub acțiunea sarcinilor exterioare, iar valoarea ei este egală cu valoarea deformațiilor pieselor; de regulă se neglijează.

Alegerea ajustajului standardizat și a toleranțelor de execuție ale pieselor. În funcție de valoarea strângerii corectate necesare S_c , se alege tipul ajustajului cu strângere, iar în funcție de acesta și de diametrul nominal d al ajustajului, se aleg – din standarde – toleranțele de execuție ale celor două piese ce urmează să se assembleze.

Pentru realizarea asamblărilor presate, se recomandă următoarele câmpuri de toleranță, în sistemul alezaj unitar:

- $H6/s5$; $H7/s6$; $H8/s7$ – pentru ajustaje cu strângeri mari;
- $H6/t5$; $H7/t6$; $H7/t7$ – pentru ajustaje cu strângeri foarte mari;
- $H6/u5$; $H7/u6$; $H8/u7$ – pentru ajustaje cu strângeri extrem de mari.

În urma prelucrării pieselor, pot rezulta diametre cuprinse între $d_{a \min}$ și $d_{a \max}$, pentru arbore și între $d_{b \min}$ și $d_{b \max}$, pentru butuc. Strângerile maximă, minimă și medie se determină cu relațiile (fig.2.55):

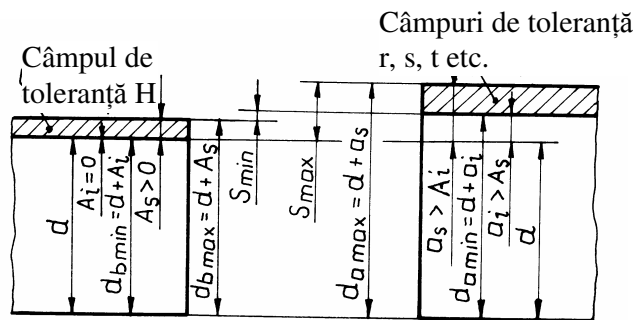


Fig. 2.55

$$S_{\max} = (d_{a \max} - d_{b \min}) 10^3 [\mu\text{m}], \quad (2.70)$$

$$S_{\min} = (d_{a \min} - d_{b \max}) 10^3 [\mu\text{m}], \quad (2.71)$$

$$S_{\text{med}} = \frac{S_{\max} + S_{\min}}{2}. \quad (2.72)$$

Pentru ca toate asamblările realizate - dintr-un lot de piese (arbori și butuci) executate în cadrul aceluiași câmp de toleranță – să fie bune, trebuie îndeplinită condiția $S_{\min} \geq S_c$. De regulă, se admite ca strângerea minimă a ajustajului ales să fie mai mică decât strângerea corectată

necesară, deoarece procentul asamblărilor cu strângere minimă este extrem de mic; întrucât predomină asamblările cu strângeri medii, condiția devine $S_{\text{med}} > S_c$. Dacă nu este îndeplinită condiția, se alege un alt ajustaj, cu strângere mai mare sau mai mică.

Verificarea asamblării la deformații plastice. Datorită unor strângeri prea mari, piesele asamblate se pot deforma plastic; din această cauză, se impune o verificare la deformații plastice a

celor două piese asamblate. Verificarea la deformații plastice are rolul de a asigura menținerea deformației pieselor asamblate în domeniul elastic și constă în impunerea condiției ca tensiunile care apar în piesele asamblate să nu depășească tensiunile de curgere ale materialelor.

Verificarea deformațiilor pieselor asamblate. Este necesar să se calculeze deformațiile elastice rezultate în urma presării – la interiorul piesei cuprinse și la exteriorul piesei cuprinzătoare – deoarece aceste deformații pot provoca defecțiuni în funcționarea ansamblului din care face parte asamblarea presată. Astfel, la presarea rulmenților (inelenelor interioare) pe fusurile arborilor, se modifică jocul radial din rulment, putându-se ajunge, în cazuri limită, la blocarea lagărului; același lucru se poate întâmpla și la presarea inelului exterior al rulmentului în alezajul carcasei. Deformațiile elastice diametrice ale pieselor asamblate se calculează cu relația lui Hooke, din teoria elasticității.

Calculul forțelor axiale, necesare la presare și la depresare. Forța necesară la presare se calculează cu relația

$$F_p = \mu_1 \pi l p, \quad (2.73)$$

iar forța necesară la depresare, cu relația

$$F_d = \mu_2 \pi l p, \quad (2.74)$$

în care, μ_1 și μ_2 sunt coeficienții de frecare la presare, respectiv depresare, dependenți de cuplul de materiale al asamblării și de starea de ungere a suprafețelor; au valori diferite și diferite de valorile coeficientului de frecare de calcul μ .

2.6.2. Asamblări fretate

La asamblările fretate – realizate prin încălzirea piesei cuprinzătoare (butucul) sau prin răcirea piesei cuprinse (arborele) – se obțin strângeri sporite față de asamblările presate la rece, micșorându-se considerabil forțele axiale, necesare la montaj.

Temperatura de încălzire a butucului, respectiv de răcire a arborelui, se determină ținând seama de strângerea maximă S_{max} a ajustajului ales, de coeficientul de dilatare termică liniară $\alpha_{a,b}$, de diametrul nominal al ajustajului d și de temperatura mediului ambiant t_0 .

Dacă se consideră încălzirea butucului, condiția de montaj, fără necesitatea unei forțe axiale de presare, este

$$S_{max} + j = \alpha_b (t - t_0) d 10^3, \quad (2.75)$$

temperatura necesară de încălzire a butucului rezultând

$$t = \frac{S_{max} + j}{\alpha_b d} 10^{-3} + t_0 [^{\circ}\text{C}]. \quad (2.76)$$

Dacă se consideră răcirea arborelui, condiția devine

$$S_{max} + j = \alpha_a (t_0 - t) d 10^3. \quad (2.77)$$

respectiv

$$t = t_0 - \frac{S_{max} + j}{\alpha_a d} 10^{-3} [^{\circ}\text{C}]. \quad (2.78)$$

La valorile calculate ale temperaturilor se mai adaugă câteva zeci de grade, având în vedere răcirea, respectiv încălzirea piesei în timpul manipulării. În relațiile (2.75) ... (2.78), prin j s-a notat jocul care trebuie să existe între piese, în urma încălzirii butucului, respectiv răcirii arborelui.

3. ARCURI [1, 2, 4, 6, 8, 10, 14]

3.1. CARACTERIZARE, DOMENII DE FOLOSIRE, CLASIFICARE

Arcurile sunt organe de mașini care, prin forma lor și prin proprietățile elastice deosebite ale materialelor din care sunt executate, se deformează elastic, sub acțiunea unor sarcini exterioare, în limite relativ mari. În timpul deformării elastice, arcurile înmagazinează lucrul mecanic efectuat de sarcina exterioară sub formă de energie de deformație, având posibilitatea să-l restituie în perioada de revenire la starea lor inițială.

Domeniile de folosire ale arcurilor sunt diverse și se referă, în principal, la:

- ♦ *amortizarea șocurilor și vibrațiilor* (suspensiile autovehiculelor, limitatoare de cursă, cuplaje elastice, cârlige de macara, fundații de mașini etc.);
- ♦ *acumularea de energie*, care urmează să fie restituită ulterior sistemului din care arcul face parte (ceasuri cu arc, arcuri motoare de la diverse mecanisme etc.);
- ♦ *exercitarea unei forțe elastice permanente* (cuplaje de siguranță prin fricțiune, ambreiaje prin fricțiune, arcuri de întinzătoare etc.);
- ♦ *reglarea sau limitarea forțelor sau a debitelor* (prese, cuplaje de siguranță, robinete de reglare etc.);
- ♦ *măsurarea forțelor și momentelor*, prin utilizarea dependenței dintre sarcină și deformația arcului (chei dinamometrice, dinamometre, cântare, aparate de măsură, standuri de încercare etc.);
- ♦ *modificarea frecvenței proprii* a unor organe de mașini sau a unor sisteme mecanice.

Clasificarea arcurilor se realizează după o serie de criterii, prezentate în continuare:

- după *forma constructivă*, se deosebesc: arcuri elicoidale, arcuri bară de torsiune, arcuri spirale plane, arcuri în foi, arcuri inelare, arcuri disc, arcuri bloc;
- după *modul de acționare a sarcinii exterioare*, arcurile pot fi: de compresiune, de tracțiune, de încovoiere, de torsiune;
- după *solicitarea principală a materialului*, se deosebesc arcuri solicate la: tracțiune-compresiune, încovoiere, torsiune;
- după *natura materialului* din care este executat arcul, se deosebesc: arcuri metalice, arcuri nemetalice;
- după *variația rigidității*, arcurile pot fi: cu rigiditate constantă, cu rigiditate variabilă (progresivă sau regresivă);
- după *forma secțiunii* arcului, se deosebesc arcuri cu secțiune rotundă, inelară, dreptunghiulară (sau pătrată), profilată.

3.2. MATERIALE ȘI ELEMENTE DE TEHNOLOGIE

Principalele calități ale materialelor din care se execută arcurile se referă, în principal, la: rezistență ridicată la rupere, limită ridicată de elasticitate, rezistență mare la oboseală. În unele domenii de folosire, materialelor pentru arcuri li se impun o serie de caracteristici speciale, ca: rezistență la temperaturi ridicate; rezistență la coroziune; lipsa proprietăților magnetice; dilatație termică redusă; comportare elastică independentă de temperatură etc.

Oțelurile folosite în construcția arcurilor pot fi oțeluri carbon de calitate (OLC 55A, OLC 65A, OLC 75A, OLC 85A) sau oțeluri aliate cu Cr, Mn, Si, V, W. 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 standarde.

Materialele neferoase sunt utilizate, în special, pentru arcurile care lucrează în câmpuri electrice. Cele mai utilizate materiale neferoase pentru arcuri sunt alama și bronzul, dar și anumite aliaje speciale (Monel, Monel K, Inconel, Inconel X etc.).

Materialele nemetalice utilizate în construcția arcurilor sunt cauciucul, pluta etc.

Calitatea arcurilor este condiționată atât de material cât și de tehnologia de execuție a acestora și de tratamentul termic aplicat.

Ca semifabricate pentru arcurile elicoidale se folosesc sârme, bare, benzi etc. Arcurile cu secțiuni mici (diametrul sârmei 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 numai unei operații de revenire. Arcurile înfășurate la cald și arcurile înfășurate la rece dar mai puternic solicitate se călesc după înfășurare.

Pentru arcurile supuse la solicitări variabile, calitatea suprafeței este un factor determinant în ceea ce privește durabilitatea. Mărirea rezistenței la oboseală se poate realiza prin: evitarea decarburării stratului superficial, în timpul tratamentului termic; rectificarea fină a suprafeței, după tratamentul termic final, pentru eliminarea stratului de oxid; durificarea stratului superficial (când rectificarea nu este posibilă), cu jet de alicie; protejarea arcului împotriva coroziunii, prin acoperiri.

3.3. CARACTERISTICA ARCURILOR

Caracteristica unui arc este curba care reprezintă dependența dintre sarcina care acționează asupra arcului (forță sau moment) și deformația (săgeată sau unghi) produsă de aceasta, pe direcția de acțiune a sarcinii; în acest sens, caracteristica arcurilor poate fi exprimată prin relațiile:

$$F=F(\delta); M_t=M_t(\theta), \quad (3.1)$$

în care δ reprezintă deformația liniară a arcului pe direcția forței F (săgeata), iar θ – deformația unghiulară a arcului pe direcția momentului de torsiune M_t (rotirea). Graficul caracteristicii arcului (fig.3.1) redă imaginea variației rigidității c a unui arc, definită prin panta curbei care exprimă dependența sarcină – deformația, când sarcina este o forță (fig.3.1, a) sau un moment (fig.3.1, b):

$$c = \operatorname{tg} \alpha = \frac{F}{\delta}; \quad c' = \operatorname{tg} \alpha = \frac{M_t}{\theta}. \quad (3.2)$$

Caracteristica liniară (v. fig.3.1) este întâlnită la arcuri fără frecări (sau cu frecări neglijabile), executate din materiale care respectă legea lui *Hooke*. Aceste arcuri sunt caracterizate prin rigiditate constantă.

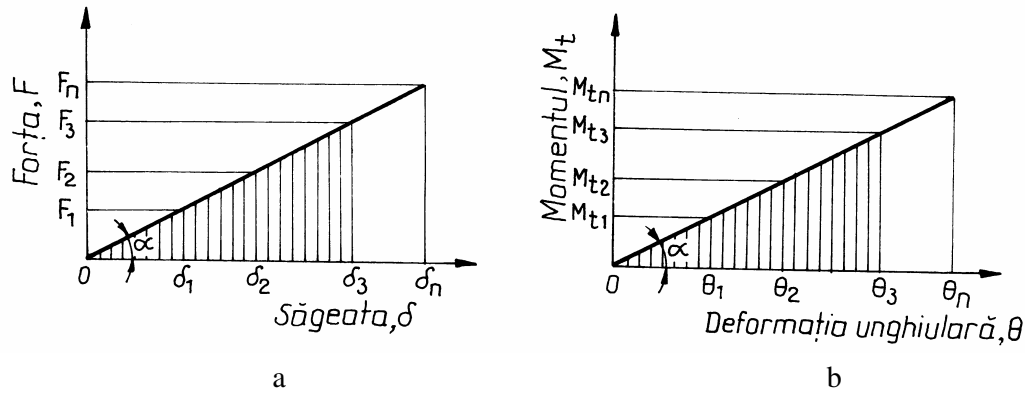


Fig. 3.1

Ținând seama de faptul că lucrul mecanic elementar este determinat prin expresia $dL = Fd\delta$, suprafața cuprinsă între caracteristica arcului și abscisă reprezintă lucrul mecanic de deformare al arcului, înmagazinat prin deformarea sa. Astfel, în fig.3.1, a, suprafața hașurată este echivalentă cu lucrul mecanic de deformare al arcului supus acțiunii forței F_3 . Rezultă că, în ipoteza caracteristicii liniare, expresia lucrului mecanic de deformare – în cazul când sarcina exterioară este o forță – este

$$L = \frac{1}{2} F\delta = \frac{1}{2} c\delta^2, \quad (3.3)$$

iar pentru cazul în care sarcina exterioară este un moment de torsiune,

$$L = \frac{1}{2} M_t \theta = \frac{1}{2} c' \theta^2. \quad (3.4)$$

Arcurile cu rigiditate constantă au cea mai largă utilizare în practică. Există, însă, și arcuri cu rigiditate variabilă, la care caracteristica este o curbă (fig.3.2). În acest caz, rigiditatea arcului este dată de relația

$$c = \tan \alpha = \frac{\partial F}{\partial \delta} \neq \text{const.}; \quad c' = \tan \alpha = \frac{\partial M_t}{\partial \theta} \neq \text{const.} \quad (3.5)$$

La arcurile cu *rigiditate progresivă* (arcuri tari), panta curbei care reprezintă caracteristica este crescătoare (derivata a doua a curbei este pozitivă), iar la arcurile cu *rigiditate regresivă* (arcuri moi) această pantă este descrescătoare (derivata a doua a curbei este negativă).

Lucrul mecanic de deformare, înmagazinat de aceste arcuri, este dat de relațiile (în funcție de tipul sarcinii exterioare, forță sau moment de torsiune):

$$L = \int_0^{\delta_n} F d\delta; \quad L = \int_0^{\theta_n} M_t d\theta. \quad (3.6)$$

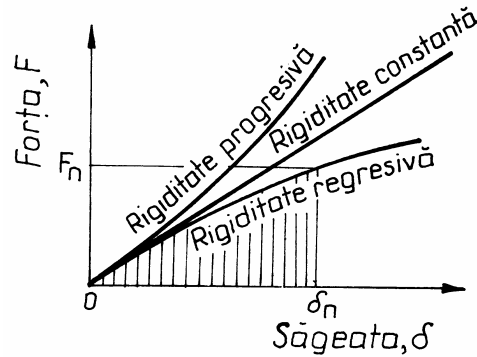


Fig. 3.2

Dacă nu există frecări între elementele componente ale arcului sau frecări interioare ale materialului, caracteristica arcului la descărcare coincide cu cea de la încărcare.

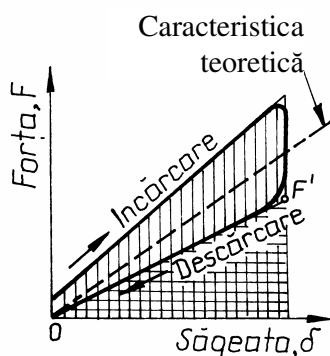


Fig.3.3

La arcurile compuse din elemente suprapuse (arcuri în foi, arcuri inelare), la încărcare trebuie învinsă, în primul rând, frecarea dintre elementele componente și numai după aceea forța provoacă deformarea arcului (fig.3.3). Ca urmare, caracteristica de încărcare se situează deasupra caracteristicii teoretice. La descărcare, în primul moment, frecarea se opune revenirii arcului, forța scăzând până la valoarea F' , fără ca săgeata să se modifice. După ce forța exterioară scade sub valoarea F' , denumită *forță de destindere*, arcu începe să își reducă săgeata, caracteristica de descărcare situându-se sub caracteristica teoretică. În acest caz, al existenței frecărilor, caracteristica arcului este cu *buclă histerezis*.

Raportul dintre lucrul mecanic cedat de arc L_c (suprafața de sub caracteristica de descărcare, hășurată orizontal și vertical în fig.3.3) și lucrul mecanic absorbit de arc L , sub acțiunea forței exterioare (suprafața de sub caracteristica de încărcare, hășurată vertical în fig.3.3), definește randamentul arcului, exprimat analitic prin raportul

$$\eta_a = \frac{L_c}{L}. \quad (3.7)$$

Suprafața închisă de bucla histerezis reprezintă *lucrul mecanic consumat prin frecare*, iar suprafața de sub caracteristica de descărcare reprezintă *lucrul mecanic de deformare*.

3.4. ARCURI ELICOIDALE

Arcurile elicoidale au o largă utilizare în construcția de mașini și se execută din sârmă sau bare de diferite secțiuni, înfășurate după o elice, pe o anumită suprafață directoare.

Arcurile elicoidale se clasifică după o serie de criterii, prezentate în continuare:

- după *forma secțiunii spirei*, arcurile elicoidale pot fi: cu secțiune rotundă (fig.3.4, *a* și *c*), cu secțiune pătrată (fig.3.4, *b*), cu secțiune dreptunghiulară (fig.3.4, *d*) sau cu secțiune profilată;
- după *forma suprafeței directoare* (a corpului de înfășurare), arcurile elicoidale pot fi: cilindrice (fig.3.4, *a* și *b*), conice (fig.3.4, *c* și *d*), dublu conice, paraboloidale, hiperboloidale, prismatice etc;
- după *modul de acționare a sarcinii*, se deosebesc arcuri elicoidale de compresiune (fig.3.4, *a*, ..., *d*), de tracțiune (fig.3.4, *e*) și de torsiune (fig.3.4, *f*).

Sub acțiunea unei forțe axiale exterioare, spirele arcurilor elicoidale de compresiune sau de tracțiune sunt solícitate, în principal, la torsiune. Arcurile elicoidale de torsiune au un capăt fix și sunt solícitate de un moment de torsiune; ca urmare, spira arcului este solícitată, în principal, la încovoiere.

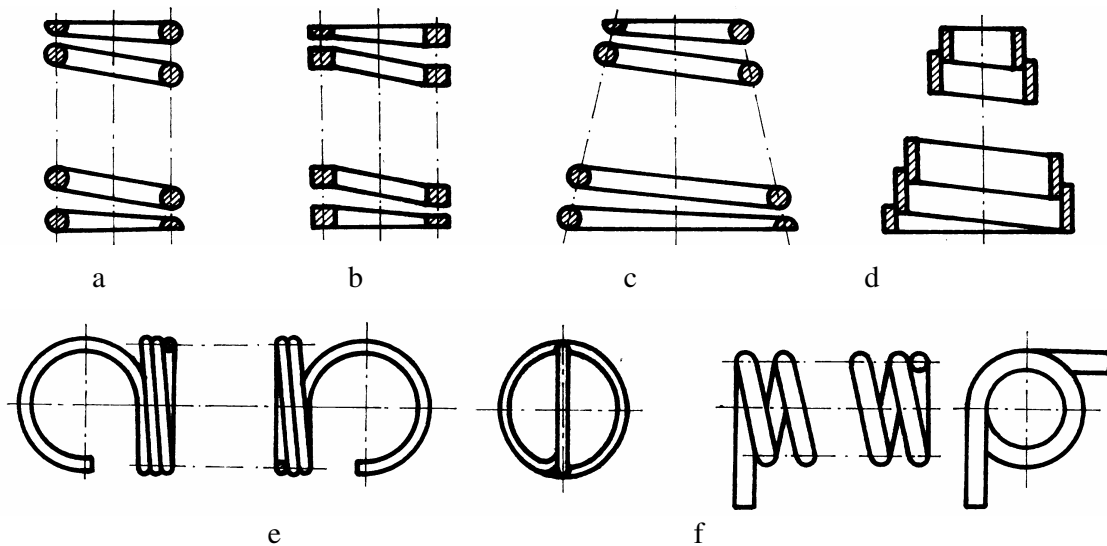


Fig.3.4

3.4.1. Arcuri elicoidale cilindrice de compresiune

3.4.1.1. Caracterizare, elemente geometrice, caracteristica elastică

Elementele geometrice caracteristice unui arc elicoidal cilindric de compresiune, cu secțiunea spirei rotundă, sunt prezentate în fig.3.5 și se referă la:

- d - diametrul spirei;
- D_i - diametrul interior de înfășurare;
- D_m - diametrul mediu de înfășurare;
- D - diametrul exterior de înfășurare;
- t - pasul spirei;
- H_0 - lungimea arcului în stare liberă;
- α_0 - unghiul de înclinare al spirei în stare liberă.

Unghiul de înclinare al spirei ia valori în intervalul $6 \dots 9^\circ$, iar raportul $D_m/d=i$, denumit indicele arcului, are valorile:

- ♦ pentru arcuri înfășurare la rece, în intervalul $4 \dots 16$;
- ♦ pentru arcuri înfășurare la cald, în intervalul $4 \dots 10$.

Numărul total de spire n_t ale unui arc elicoidal de compresiune se determină cu relația $n_t = n + n_r$, în care n reprezintă numărul de spire active (care participă la deformația elastică a arcului), iar n_r este numărul spirelor de reazem (de capăt). Numărul spirelor de reazem se determină astfel:

- $n_r = 1,5$, dacă $n \leq 7$;
- $n_r = 1,5 \dots 3,5$, dacă $n > 7$.

Pentru dispunerea centrică a sarcinii, suprafața de așezare a arcurilor elicoidale cilindrice de compresiune trebuie să fie perpendiculară pe axa de simetrie a arcului; în aceste sens, suprafețele de

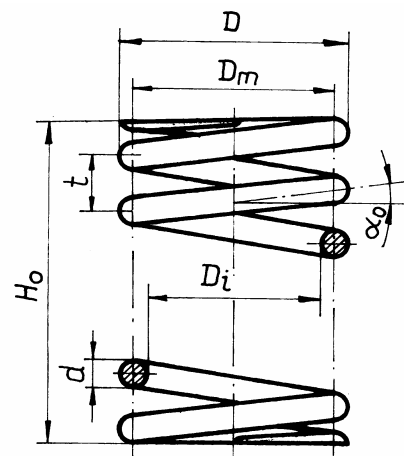


Fig.3.5

așezare ale arcurilor elicoidale de compresiune se prelucurează plan, perpendicular pe axa arcului; spirele de capăt, prelucrate astfel, nu se deformează elastic.

Caracteristica elastică a unui arc elicoidal cilindric de compresiune este prezentată în fig.3.6, utilizându-se notațiile:

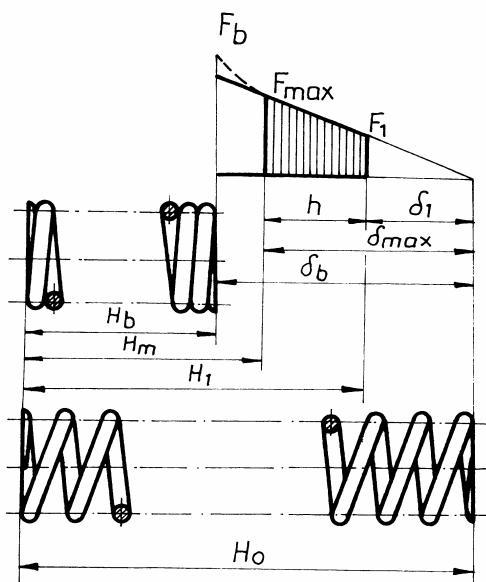


Fig.3.6

- H_0 – lungimea arcului în stare liberă;
- F_1 – forța inițială, de precomprimare (de montaj), care se alege în funcție de destinația arcului;
- δ_1, H_1 – săgeata, respectiv lungimea arcului montat pretensionat cu forța F_1 ;
- F_{max} – forța maximă de funcționare;
- δ_{max}, H_{max} – săgeata, respectiv lungimea arcului corespunzătoare forței F_{max} ;
- h – cursa de lucru a arcului;
- F_b – forța limită de blocare a arcului;
- δ_b, H_b – săgeata, respectiv lungimea arcului blocat (comprimat spiră pe spiră).

Ca urmare a neuniformității pasului spirelor, porțiunea finală a caracteristicii, la sarcini apropiate de F_b , poate deveni neliniară. Pentru a

asigura arcului o caracteristică liniară, se recomandă ca $F_{max} \leq (0,8 \dots 0,9) F_b$.

Ținând seama de toleranțele diametrului sârmei de arc, pentru a se evita contactul între spirele active, jocul Δ dintre spire, corespunzător sarcinii maxime de funcționare, trebuie să fie de cel puțin $0,1d$.

Pentru obținerea unei caracteristici elastice neliniare (progresive) a arcurilor elicoidale, sunt utilizate: arcuri elicoidale conice; arcuri elicoidale cilindrice cu pas variabil; arcuri elicoidale cilindrice cu pas variabil și/sau diametrul sârmei variabil.

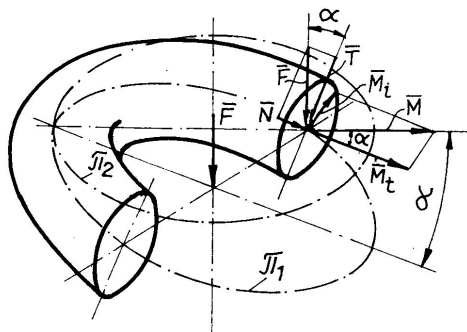


Fig.3.7

Diametrul sârmei poate varia liniar (sârmă conică) sau parabolic, către ambele extremități ale sârmei sau numai către una din extremități.

3.4.1.2. Calculul de rezistență și la deformații

Calculul arcurilor, în general, se realizează parcurgându-se următoarele etape principale: *calculul de rezistență, calculul la deformații, calculul rigidității arcului, calculul lucrului mecanic de deformație.*

Schema pentru calculul de rezistență al arcului elicoidal cilindric de compresiune cu spira rotundă este prezentată în fig.3.7. Spira arcurilor elicoidale de compresiune (sau de tracțiune) este o bară curbă, solicitată de forța F , orientată după axa arcului (v. fig.3.7). Axa spirei este cuprinsă în planul π_1 , înclinat față de planul perpendicular pe axa arcului π_2 cu unghiul α .

Forța axială F se reduce, în centrul unei secțiuni normale pe axa spirei, la torsorul format din vectorul forță F , paralel cu axa arcului și vectorul moment M , perpendicular pe aceasta. Componentele acestor vectori, cuprinse în planul secțiunii normale și cele cuprinse în planul perpendicular pe această secțiune, sunt:

- momentul de torsiune $M_t = F \cos \alpha \frac{D_m}{2}$;
- momentul de încovoiere $M_i = F \sin \alpha \frac{D_m}{2}$;
- forța tăietoare $T = F \cos \alpha$;
- forța normală $N = F \sin \alpha$.

Deoarece unghiul de înfășurare are valori mici, iar tensiunea produsă de forța tăietoare T este neglijabilă, în calcule se poate considera spira ca fiind solicitată doar de momentul de torsiune

$$M_t = F \frac{D_m}{2}. \quad (3.8)$$

Neglijarea influenței unghiului de înfășurare α echivalează cu tratarea arcului elicoidal ca o bară dreaptă, obținută prin desfășurarea arcului, supusă acțiunii momentului M_t , care determină tensiunea

$$\tau_t = \frac{M_t}{W_p} = \frac{F \frac{D_m}{2}}{\frac{\pi d^3}{16}} = \frac{8FD_m}{\pi d^3}. \quad (3.9)$$

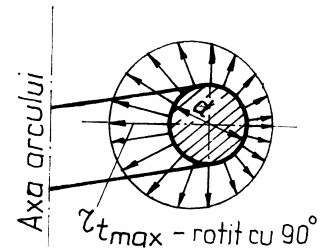


Fig.3.8

Datorită curburii spirei, tensiunea tangențială τ_t nu este uniform distribuită pe întreaga periferie a secțiunii acesteia; valoarea maximă τ_{tmax} apare în partea interioară a spirei (fig.3.8) și se determină cu relația

$$\tau_{tmax} = k \tau_t, \quad (3.10)$$

în care k reprezintă coeficientul de formă al arcului, dependent de indicele i al acestuia și se poate determina cu relația

$$k = 1 + \frac{1,6}{i}, \quad (3.11)$$

sau alege din diagrame.

Ținând seama de relația (3.9), relația (3.10) devine

$$\tau_{tmax} = k \frac{8FD_m}{\pi d^3} = k \frac{8Fi}{\pi d^2} \leq \tau_{at}. \quad (3.12)$$

Prin explicitarea mărimii d , relația (3.12) devine

$$d = \sqrt[3]{\frac{8kFD_m}{\pi \tau_{at}}} = \sqrt[3]{\frac{8kFi}{\pi \tau_{at}}}, \quad (3.13)$$

această relație este utilizată în calculul de dimensionare al spirei arcului.

Rezistențele admisibile la torsiune τ_{at} se aleg în funcție de materialul arcului, tratamentul termic aplicat, caracterul sarcinii (statică sau oscilantă), condițiile de funcționare, importanța arcului în cadrul ansamblului din care face parte, având valori cuprinse în intervalul $\tau_{at} = 500 \dots 800$ MPa.

Calculul la deformății constă în determinarea deformației arcului, corespunzătoare unei anumite încărcări. Deformația arcului elicoidal cilindric de compresiune (săgeata) este reprezentată de spațiul parcurs de forța F (fig.3.9, a), ca urmare a răsucirii cu unghiul θ a barei de lungime $l = \pi D_m n$ (fig.3.9, b), care reprezintă arcul desfășurat, n fiind numărul spirelor active. Răsucirea spirei arcului se calculează cu relația

$$\theta = \frac{M_t l}{GI_p} = \frac{F \frac{D_m}{2} \pi D_m n}{G \frac{\pi d^4}{32}} = \frac{16 F D_m^2 n}{G d^4}, \quad (3.14)$$

iar deformația arcului este egală cu

$$\delta = \theta \frac{D_m}{2} = \frac{8 F D_m^3 n}{G d^4}, \quad (3.15)$$

în care G reprezintă modulul de elasticitate transversal și I_p – momentul de inerție polar al secțiunii spirei arcului.

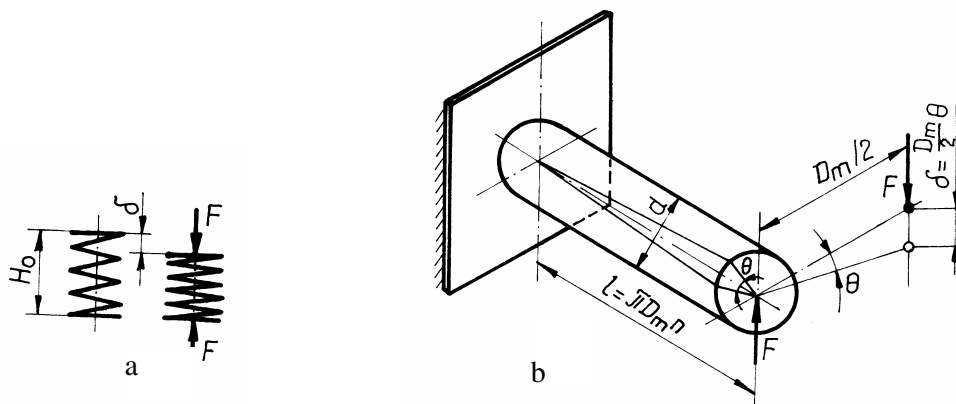


Fig. 3.9

Relația (3.15) se poate exprima sub forma

$$\delta = \frac{8 F i^3 n}{G d}. \quad (3.16)$$

Prin relația (3.16) se stabilește influența hotărâtoare a indicelui arcului asupra săgeții sale, arcurile cu indice mare fiind mai ușor deformabile.

Calculul rigidității arcului se realizează pornind de la relația generală (3.2). Prin particularizare, în cazul arcului elicoidal cilindric de compresiune, se obține valoarea rigidității

$$c = \frac{G d^4}{8 D_m^3 n} = \frac{G d}{8 i^3 n}, \quad (3.17)$$

ceea ce înseamnă că rigiditatea arcului este dependentă doar de geometria acestuia și de caracteristicile materialului din care este executat.

Caracteristica arcului fiind liniară, lucrul mecanic de deformăție se exprimă prin relația

$$L = \frac{F \delta}{2} = \frac{4 D_m^3 n}{G d^4} F^2 = \frac{4 i^3 n}{G d} F^2, \quad (3.18)$$

δ fiind dat de relația (3.15), respectiv (3.16).

3.4.2. Arcuri elicoidale cilindrice de tracțiune și de torsiune

3.4.2.1. Arcuri elicoidale cilindrice de tracțiune

La arcurile elicoidale cilindrice de tracțiune, sarcina se aplică prin intermediul ochiurilor de prindere, de forma unor cârlige (fig.3.10, *a ... d*) sau prin intermediul unor piese separate (fig.3.10, *e* și *f*).

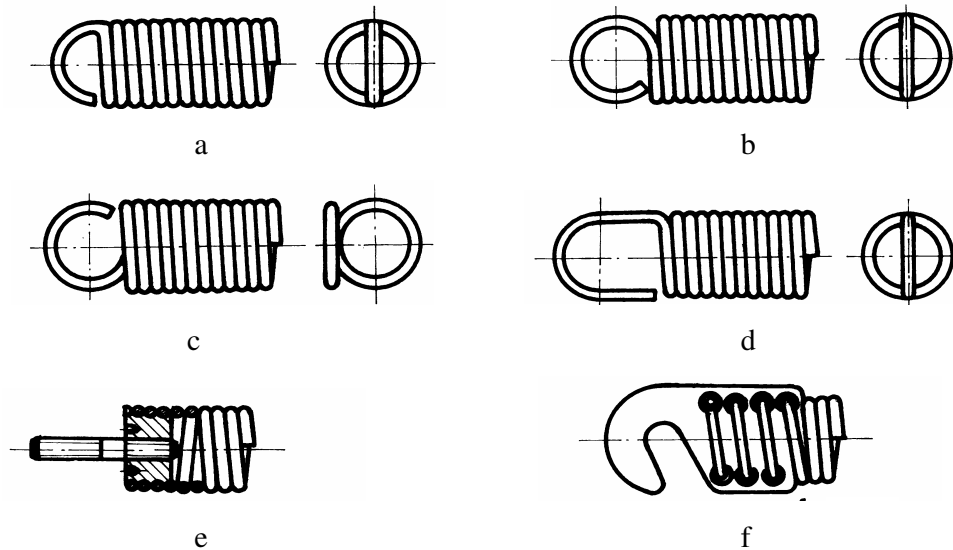


Fig. 3.10

Teoretic, arcurile elicoidale cilindrice de tracțiune au caracteristica elastică identică cu cea a arcurilor de compresiune. Aceste arcuri se înfășoară strâns. Ca urmare, spirele nu numai că sunt în contact, ci uneori se și apasă reciproc, datorită unei forțe inițiale de pretensionare F_0 , care pentru a începe deformarea elastică a arcului trebuie depășită de forța exterioară F .

Caracteristica elastică a unui arc elicoidal cilindric de tracțiune cu pretensionare este reprezentată în fig.3.11, notațiile utilizate având următoarele semnificații:

- H_0 – lungimea arcului în stare liberă;
- F_0 – forța de pretensionare;
- F_1 – forța de montaj;
- δ_1 , H_1 – săgeata, respectiv lungimea arcului montat;
- F_{max} – forța maximă de funcționare;
- δ_{max} , H_{max} – săgeata, respectiv lungimea arcului corespunzătoare forței F_{max} ;
- h – cursa de lucru a arcului;

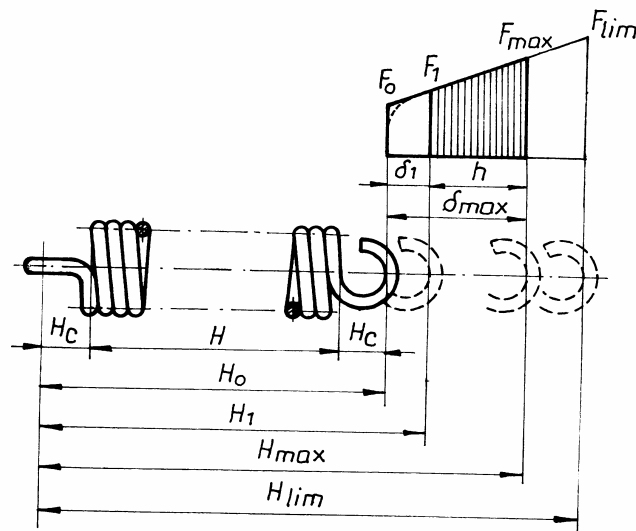


Fig.3.11

- F_{lim} – forța limită, la care tensiunile din arc se apropie de limita de curgere a materialului; deformarea ulterioară a arcului trebuie stopată prin limitatoare speciale;
- δ_{lim}, H_{lim} – săgeata, respectiv lungimea arcului corespunzătoare forței F_{lim} .

Datorită imperfecțiunilor tehnologice, apăsarea inițială dintre spire nu este uniformă. Ca urmare, este posibil ca la începutul încărcării caracteristica arcului să nu fie liniară. Calculul acestor arcuri este asemănător cu al arcurilor elicoidale cilindrice de compresiune.

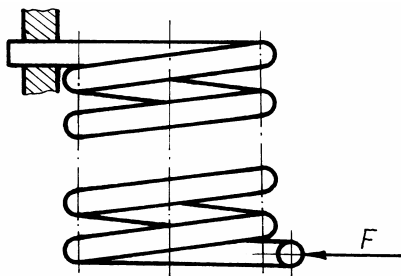


Fig. 3.12

3.4.2.2. Arcuri elicoidale cilindrice de torsiune

Arcurile elicoidale cilindrice de torsiune diferă ca formă de arcurile elicoidale cilindrice de tracțiune-compresiune doar prin spirele de capăt (fig.3.12), care sunt astfel construite încât permit încărcarea arcului cu momente de torsiune.

Deoarece spirele sunt solicate – în principal – la încovoiere, arcurile elicoidale de torsiune se mai numesc și *arcuri flexionale*. La aplicarea unui moment de torsiune, spirele au tendința de a-și micșora diametrul de înfășurare.

Aceste arcuri sunt întâlnite la mecanismele de zăvorâre, la unele tipuri de cuplaje etc.

3.5. ALTE TIPURI DE ARCURI

3.5.1. Arcuri bară de torsiune

Arcul bară de torsiune are forma unei bare drepte, de secțiune constantă pe toată lungimea de lucru, sollicitată de momente de torsiune, date de forțe aplicate la capetele levierelor (fig.3.13). Caracterul de arc al acestor bare este dat de proprietățile elastice ale materialului din care sunt executate și care asigură revenirea barei la starea inițială, după încetarea acțiunii momentului de torsiune.

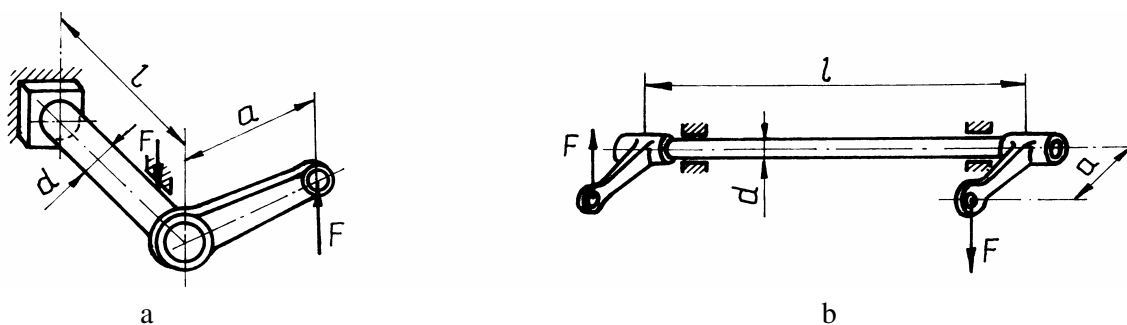


Fig. 3.13

Secțiunea arcului bară de torsiune poate avea diferite forme geometrice, simple sau compuse. Secțiunea barelor simple poate fi rotundă, inelară, pătrată, dreptunghiulară, hexagonală etc. Barele compuse pot fi alcătuite din mai multe bare de secțiune rotundă sau dintr-un pachet de lamele cu secțiune dreptunghiulară. Cel mai frecvent se utilizează bara de torsiune cu secțiunea rotundă, care asigură utilizarea cea mai rațională a materialului (tensiunea tangențială este distribuită uniform pe întregul contur al secțiunii). Secțiunea rotundă prezintă și avantajul unei tehnologii de execuție mai

simple, asigurând rectificarea cu ușurință a suprafeței cilindrice, operație necesară pentru mărirea rezistenței la oboseală.

Încărcarea barelor de torsiune se realizează cu ajutorul unor leviere (pârghii), dispuse la unul (v. fig.3.13, *a*) sau la ambele capete ale acestora (v. fig.3.13, *b*), asupra cărora acționează forța exterioară.

Capetele de încastrare și cele pe care se assemblează levierul se pot realiza cu aplatisare, $d_c = 1,6d$ și $d_1 = 1,2d$ (fig. 3.14, *a*), cu contur hexagonal (fig. 3.14, *b*), cu contur pătrat (fig. 3.14, *c*), canelate (fig. 3.14, *d*) etc. Între porțiunea de lucru - cu diametrul d - și capetele barei, se prevăd raze de racordare mari ($r \approx 2d$), astfel încât să se micșoreze concentratorul de tensiune și să se mărească rezistența la oboseală. În același scop, suprafața barei se rectifică și se acordă o atenție deosebită tratamentului termic.

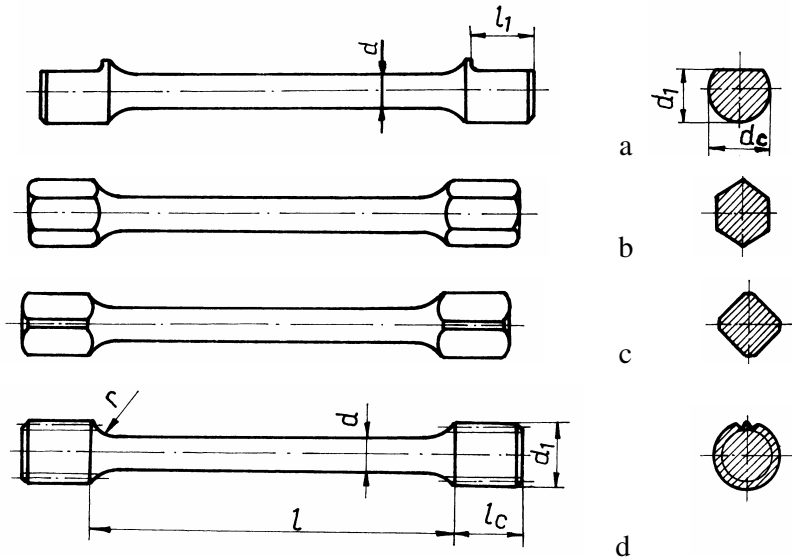


Fig.3.14

Pentru evitarea solicitării la încovoiere a barelor de torsiune, acestea se montează în reazeme (lagăre cu alunecare), amplasate cât mai aproape de levierul de acționare.

Arcurile bară de torsiune prezintă o serie de avantaje: dimensiuni de gabarit relativ reduse; montaj și întreținere ușoare; lipsa frecărilor interioare; tehnologie de prelucrare relativ simplă; capacitate portantă mare. Ca urmare a acestor avantaje, arcurile bară de torsiune au utilizări multiple: la suspensia unor autovehicule; la cuplaje elastice; la chei dinamometrice; la aparate de măsură; la instalațiile de încercare a diferitelor mecanisme etc.

Barele de torsiune se execută din oțeluri pentru arcuri, o atenție deosebită acordându-se tratamentului termic și rectificării. Calculul acestora se face la solicitarea de torsiune, după care se efectuează un calcul la deformații.

3.5.2. Arcuri spirale plane

Arcurile spirale plane se execută din panglică de oțel pentru arcuri, cu secțiunea constantă, de formă dreptunghiulară sau, mai rar, de altă formă. Panglica se înfășoară după o spirală plană, în mod frecvent fiind folosită spirala lui *Arhimede* (fig.3.15). Capătul interior *A* al arcului *1* se încastră în arborele de încărcare *2*, iar capătul exterior *B* se încastră în carcasa *3* a aparatului. Antrenarea arcului se poate realiza de către arbore, când carcasa este fixă, sau invers.

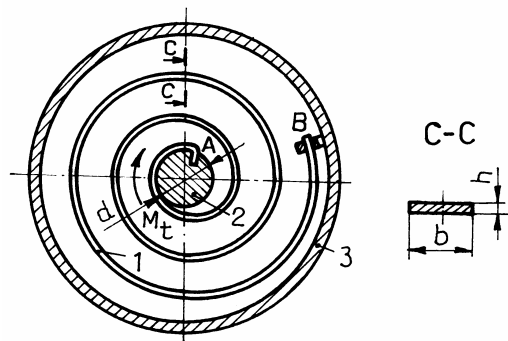


Fig.3.15

Arcul spiral plan acumulează energie la armare, pe care o poate reda ulterior, într-un anumit timp. Din acest motiv, acest arc este folosit ca element motor la mecanismele de ceasornic, la aparatele de măsură etc. Larga utilizare a arcurilor spirale plane se datorește elasticității mari a panglicii de oțel, care permite acumularea unei cantități relativ mari de energie.

În cazul fixării rigide a capetelor arcului, în arbore și în carcasă, spira arcului (panglica elastică) este solicitată la încovoiere.

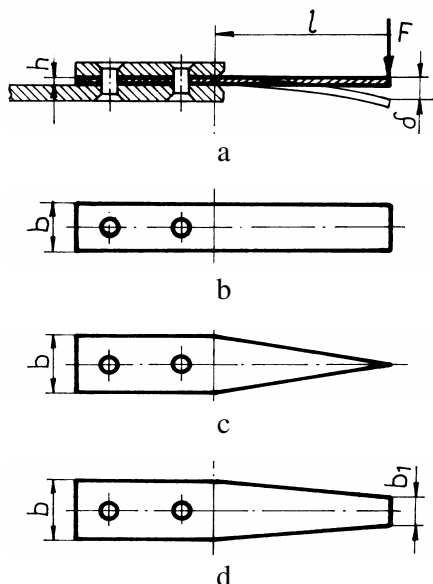


Fig.3.17

3.5.3. Arcuri lamelare

Arcurile lamelare pot fi alcătuite dintr-o singură lamelă (*arcuri monolamelare*) sau din mai multe lamele suprapuse, funcționând simultan (*arcuri în foi*). Aceste arcuri sunt solicitate la încovoiere.

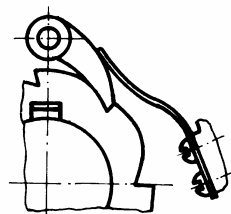


Fig.3.16

Arcurile monolamelare

sunt alcătuite dintr-o singură lamelă (foaie), încastrată, de regulă, la un capăt și liberă la celălalt capăt, unde este aplicată forța exterioară. Aceste arcuri sunt folosite ca arcuri de apăsare, în construcția aparatelor și instrumentelor de măsură, a diferitelor mecanisme și dispozitive, cum ar fi: unele mecanisme cu clichet

(fig.3.16), mecanismele de zăvorâre etc. Mai des întâlnite sunt arcurile monolamelare dreptunghiulare, triunghiulare și trapezoidale (fig.3.17, b, c și d). Grosimea lamelei, de cele mai multe ori, este constantă. Fibra medie a lamelei poate fi o dreaptă sau o curbă.

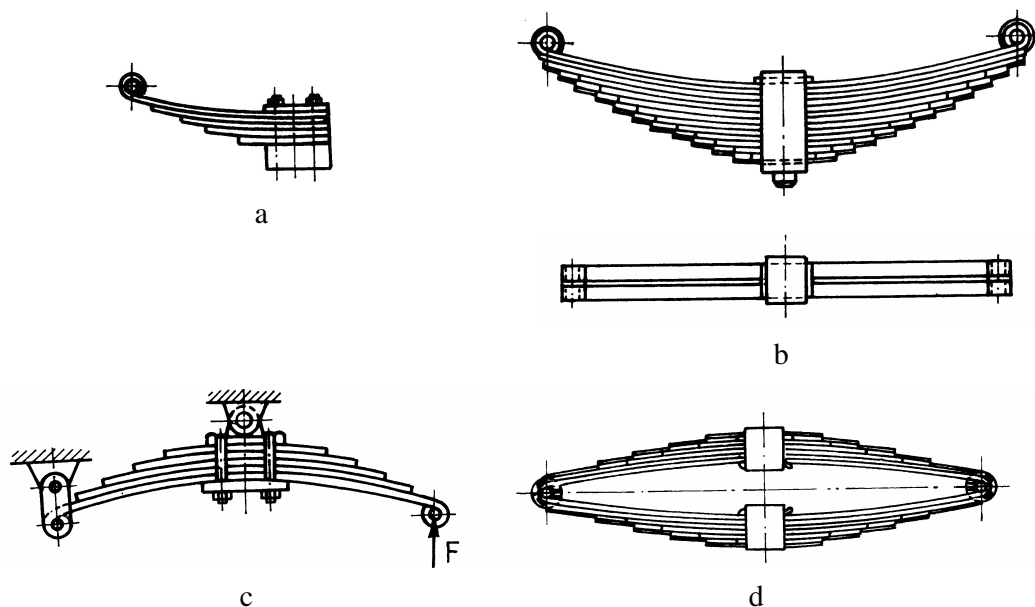


Fig.3.18

Arcurile monolamelare se execută din oțeluri pentru arcuri, laminate la cald.

Arcurile în foi sunt compuse din mai multe lamele, de lungimi diferite, suprapuse și asamblate la mijloc cu o brățară de strângere, denumită *bridă* sau *legătură de arc*, astfel încât toate lamelele participă simultan la preluarea sarcinii exterioare.

Ca urmare a tehnologiei de execuție relativ simple, a montării ușoare și a posibilității de a prelua, pe lângă sarcinile verticale, și sarcini orizontale (longitudinale și transversale), arcurile în foi sunt folosite în suspensia vehiculelor (automobile, tractoare, remorci, vagoane, locomotive etc.) sau ca elemente de amortizare la ciocanele mecanice de forjă, la tampoanele ascensoarelor etc.

Variantele uzuale de arcuri în foi sunt: *arcul cu un singur braț* sau *sfertul de arc* (fig.3.18, *a*); *arcul cu două brațe* (fig.3.18, *b*), denumit și *semieliptic*; *arcul cantilever* (fig.3.18, *c*), variantă a arcului cu două brațe, la care sarcina se transmite prin una din extremități; *arcul închis* sau *dublu* (fig.3.18, *d*), numit și *eliptic*, format din două arcuri deschise suprapuse.

3.5.4. Arcuri inelare

Arcurile inelare se compun din mai multe inele exterioare și interioare, suprapuse axial, alternant, cu contact pe suprafețele conice (fig.3.19). Ansamblul de inele este montat într-o carcasă telescopică, care permite comprimarea și destinderea axială a arcului.

Arcurile inelare lucrează numai la compresiune. Sub acțiunea forței exterioare, inelele alunecă reciproc, pe suprafețele conice de contact; inelele exterioare sunt întinse, iar cele interioare comprimate. Datorită deplasării relative a inelelor, între acestea apar forțe de frecare mari, lucrul mecanic de frecare putând să reprezinte 60 ... 70% din lucrul mecanic al forței exterioare. Restul de 30 ... 40% din lucrul mecanic al forței exterioare este înmagazinat sub formă de lucru mecanic de deformare, pe care arcul îl restituie la destindere. Din acest motiv, arcul inelar reprezintă soluția optimă de arc tampon, având o capacitate mare de amortizare a șocurilor și totodată o construcție simplă, cu dimensiuni de gabarit reduse. Asemenea arcuri sunt utilizate la tampoanele vehiculelor de cale ferată, la tampoanele macaralelor, la amortizoarele ciocanelor mecanice etc.

Unghiul α de înclinare a suprafețelor conice (fig.3.19, *a*) trebuie să fie mai mare decât unghiul de frecare, pentru a se evita înțepenirea arcului. Datorită frecării mari dintre inele, caracteristica arcului inelar conține o buclă histerezis relativ mare.

Săgeata arcului este limitată de atingerea inelelor pe suprafețele lor frontale, putând fi evitată, astfel, suprasolicitarea lor; se recomandă să nu se ajungă la această situație extremă. Săgeata totală reprezintă o însumare a deplasărilor inelelor în direcție axială. Pentru mărirea elasticității, se folosesc arcuri inelare tronconice, de forma celor din figura 3.19, *b*.

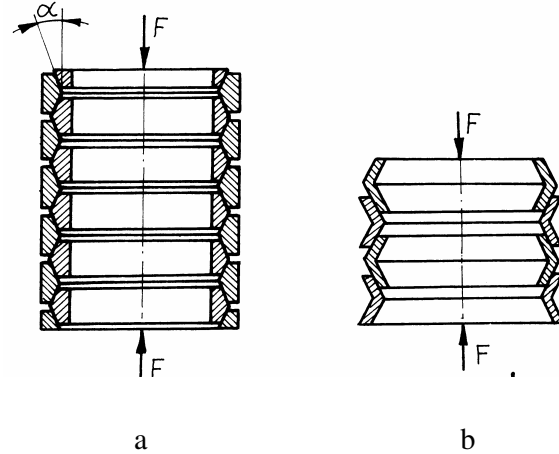


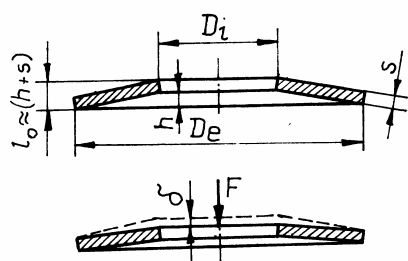
Fig. 3.19

Inelele se execută prin forjare, la dimensiuni mari, respectiv prin matrițare, la dimensiuni mici. Suprafețele funcționale ale inelelor (suprafețele conice de contact) se prelucurează prin aşchiere.

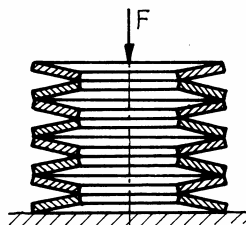
3.5.5. Arcuri disc

Arcurile disc sunt formate dintr-una sau mai multe plăci elastice inelare, de formă tronconică, supuse la sarcini axiale de compresiune (fig.3.20). Forma și principalele dimensiuni ale unui arc disc sunt prezentate în figura 3.20, a.

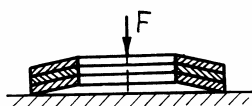
Arcul disc este caracterizat, în stare nedeformată, prin parametrii: D_i – diametrul interior; D_e –



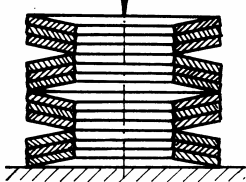
a



b



c



d

Fig.3.20

- în coloană, prin așezarea alternantă a discurilor (fig. 3.20 b), mărindu-se elasticitatea;
- în pachete de discuri suprapuse pe aceeași parte (fig. 3.20, c), rigiditatea obținută fiind mai mare și frecările mai pronunțate;
- în coloană de pachete (fig. 3.20, d), cu rigiditate intermediară celor două moduri de compunere prezentate anterior.

Avantajele arcurilor disc se referă, în principal, la: dimensiuni de gabarit reduse; preiau sarcini mari, la săgeți relative mici; amortizează șocurile și vibrațiile; rigiditatea poate fi modificată atât prin dimensiunile discurilor cât și prin modul de așezare a acestora; prezintă siguranță în exploatare (deteriorarea unui disc nu scoate arcul din uz, ci schimbă doar caracteristica).

Arcurile disc se utilizează ca arcuri tampon la instalațiile de matrițat sau ștanțat, la fundația mașinilor grele, la tampoanele unor vehicule etc., acolo unde trebuiesc preluate șocuri rare și mari sau sarcini statice foarte mari, cu deformații relativ mici.

Discurile se execută prin ștanțare, din tablă de oțel de arc. Inițial, au forma unor discuri plane, iar ulterior sunt bombate conic, prin presare la cald, și tratate termic.

3.5.6. Arcuri din cauciuc

Arcurile din cauciuc sunt folosite pe scară largă în construcția de mașini, ca urmare a proprietăților deosebite pe care le au. Dintre aceste proprietăți, mai importante sunt: capacitate de amortizare mare; construcție și tehnologie simple; cost redus; funcționare sigură și silențioasă.

diametrul exterior; s – grosimea plăcii; h – înălțimea arcului. Sub acțiunea forței exterioare F , arcul se deformează cu săgeata δ , în sensul micșorării înălțimii h .

Caracteristica elastică a unui arc disc este, în general, neliniară și depinde de raportul h/s și de modul de combinare a discurilor în alcătuirea arcului. Montarea în grup a arcurilor disc permite atât preluarea de sarcini mari cât și realizarea unor săgeți mai mari.

Pentru compunerea arcurilor, așezarea discurilor se poate realiza, conform STAS, în următoarele moduri:

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 sunt: negrul de fum, agenți vulcanizatori etc.

Capacitatea mare de amortizare a arcurilor din cauciuc se datorește frecărilor interne care apar în

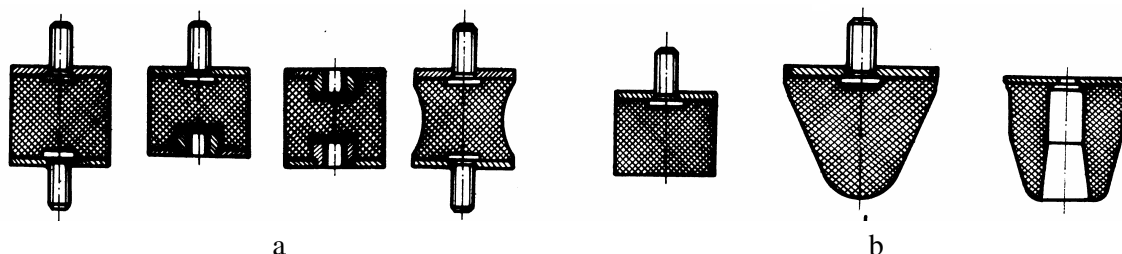


Fig. 3.21

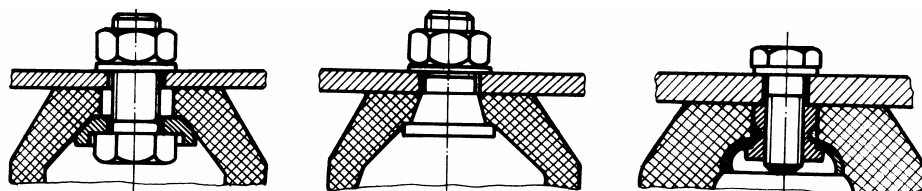


Fig. 3.22

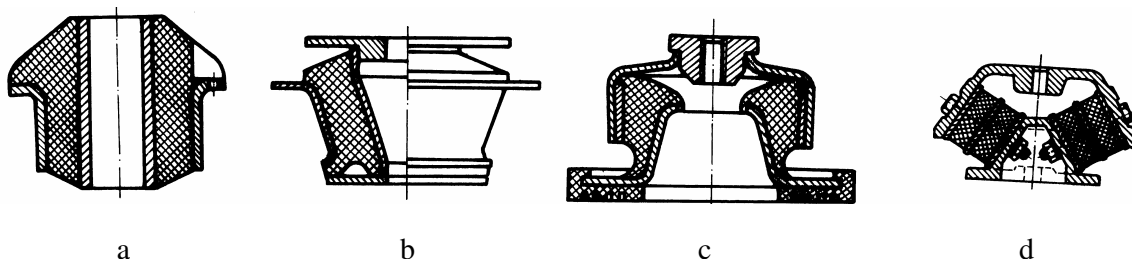


Fig. 3.23

masa cauciucului, aceste arcuri putând amortiza până la 40% din energia primită. Frecările interne determină o încălzire a arcului și, în anumite situații, sunt necesare măsuri de evacuare a căldurii rezultate.

Proprietățile cauciucului sunt influențate de mediul ambiant (temperatură, radiații, umiditate, agenți chimici etc.); sub acțiunea acestora, în timp, cauciucul își înrăutățește proprietățile (îmbătrânește).

Datorită caracteristicii elastice neliniare, arcurile din cauciuc sunt folosite, în general, pentru amortizarea șocurilor și vibrațiilor, la suspensiile mașinilor și instalațiilor stabile, a vehiculelor rutiere sau feroviare, la schimbarea turației critice a unor organe de mașini, la compensarea erorilor unor lanțuri cinematice etc.

Pentru atenuarea efectelor șocurilor și vibrațiilor, se folosesc diferite tipuri de tampoane (fig.3.21). Tampoanele din fig.3.21, *a* pot prelua sarcini verticale și orizontale, iar cele din fig.3.21, *b* preiau numai sarcini verticale.

Fixarea arcului cav trebuie să asigure o solicitare perfect centrică a acestuia. Exemple de fixare a arcurilor cave sunt date în fig. 3.22.

Arcurile din cauciuc sunt folosite și ca reazeme elastice vibroizolatoare, la suspensia elastică a mașinilor și aparatelor. Reazemele din fig. 3.23, *a* și *b* sunt utilizate pentru vibroizolarea mașinilor cu turații medii și înalte, iar cel din fig.3.23, *c* este utilizat la montarea mașinilor fără fixare pe sol. Reazemul din fig.3.23, *d* este utilizat la fixarea motoarelor cu ardere internă.

4. ARBORI ȘI OSII [1, 2, 4, 6, 10]

4.1. CARACTERIZARE, DOMENII DE FOLOSIRE, CLASIFICARE

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

Osiile sunt organe de mașini rotitoare sau fixe, destinate numai să susțină piese aflate în mișcare de rotație.

Părțile componente ale arborelui sunt (fig.4.1): *corpul arborelui* (a); *porțiunile de calare* (b); *porțiunile de reazem* (c), numite și *fusurile arborelui*.

Porțiunile de calare sunt reprezentate de tronsoanele pe care se montează piesele susținute de arbore, care pot fi: roți dințate, roți de curea, roți de lanț, semicuple etc. Aceste porțiuni se pot executa cilindrice și mai rar conice; forma

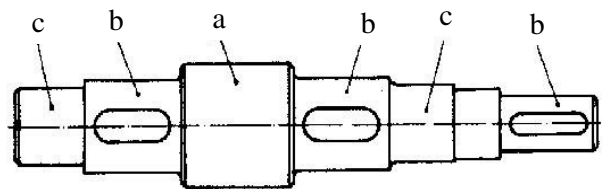


Fig. 4.1

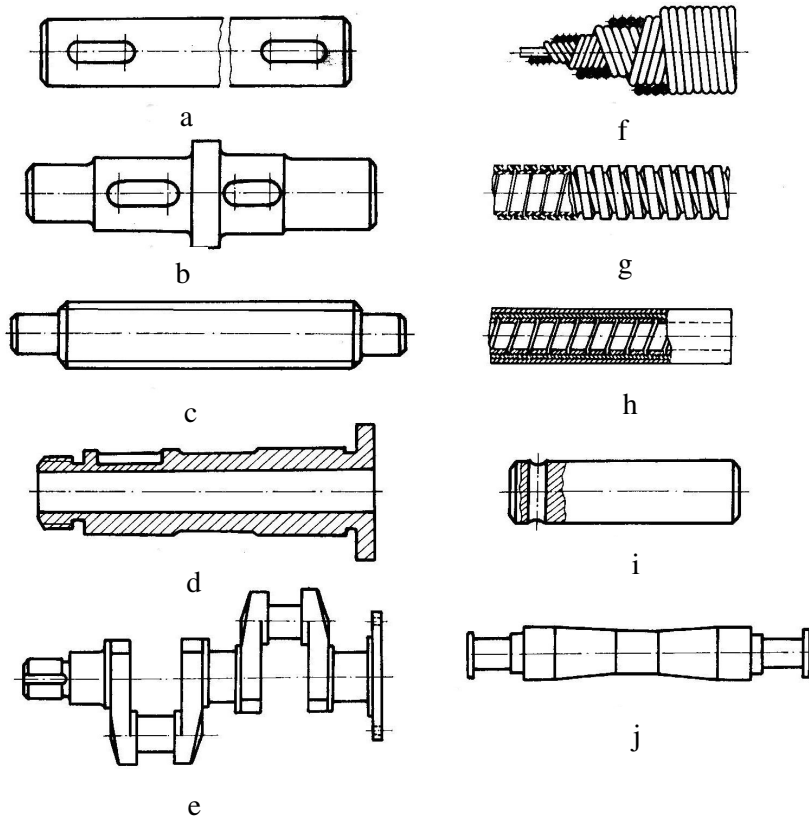


Fig. 4.2

conică este preferată în cazul montărilor și demontărilor repetate sau atunci când se impune o centrare mai precisă a roții pe arbore.

Fusurile sunt materializate de părțile arborelui cu care acesta se reazemă în carcasă. În cazul lagărelor cu alunecare, se execută fusuri cilindrice, conice sau sferice; la lagărele cu rulmenți, fusul se execută sub formă cilindrică, diametrul fusului alegându-se în funcție de diametrul interior al rulmentului.

Clasificările arborilor și osiilor, realizate după mai multe criterii, sunt prezentate în tabelul 4.1 și, respectiv, tabelul 4.2.

Arborii dreپți (fig.4.2, *a*, ..., *d*) sunt cel mai frecvent folosiți în transmisiile mecanice. Sunt utilizați ca arbori de transmisie, pentru fixarea organelor de transmisie (roți dințate, roți de curea, roți de lanț, semicuplaje etc.) sau ca arbori principali ai mașinilor unelte, unde servesc la fixarea organelor de lucru (sculelor).

Tabelul 4.1

Criteriul de clasificare	Felul arborilor		
Forma axei geometrice	Arbori dreپți	Arbori cotiți	Arbori flexibili
Destinația	Arbori de transmisie		Arbori principali ai mașinilor unelte
Secțiunea arborelui pe lungime	Cu secțiunea constantă		Cu secțiunea variabilă
Forma suprafeței exterioare	Arbori netezi		Arbori canelați
Forma secțiunii	Cu secțiunea plină		Cu secțiunea tubulară
Rigiditatea	Arbori rigizi		Arbori elastici
Numărul reazemelor	Cu două reazeme		Cu mai mult de două reazeme
Poziția în spațiu a axei geometrice	Arbori orizontali	Arbori înclinați	Arbori verticali

Tabelul 4.2

Criterii de clasificare	Felul osiilor	
Natura mișcării	Osii fixe	Osii rotitoare
Forma axei geometrice	Osii drepte	Osii curbate
Forma secțiunii	Cu secțiunea plină	Cu secțiunea tubulară
Numărul reazemelor	Cu două reazeme	Cu mai mult de două reazeme
Poziția în spațiu a axei geometrice	Osii orizontale	Osii înclinate sau verticale

Secțiunea arborelui, pe lungime, care poate fi *constantă* sau *variabilă* în trepte, este determinată de repartiția sarcinilor (momente de torsiune, momente de încovoiere, forțe axiale) de-a lungul axei sale și de tehnologia de execuție și montaj. Pentru arborii care sunt solicitați numai la torsiune și momentul de torsiune este distribuit pe toată lungimea acestora, se utilizează secțiunea constantă (fig.5.2, *a*). Pentru arborii solicitați la torsiune și încovoiere, la care, de regulă, momentul de torsiune nu acționează pe toată lungimea, iar momentul încovoiator este variabil pe lungimea acestora, fiind mai mic spre capete, se utilizează secțiunea variabilă în trepte (fig.4.2, *b*). Aceștia se apropie de grinda de egală rezistență, permit fixarea axială a organelor susținute și asigură un montaj ușor; se recomandă ca piesele montate pe arborii în trepte să treacă liber până la suprafețele lor de montaj, pentru a se evita deteriorarea diferitelor suprafețe și slăbirea strângerii ajustajelor.

Suprafețele exterioare ale arborilor pot fi *netede* (fig.4.2, *a* și *b*) sau *canelate* (fig.4.2, *c*). Arborii netezi se folosesc, cu precădere, în construcția reductoarelor, iar arborii canelați în construcția cutiilor de viteze.

Arborii drepți se execută, de regulă, cu *secțiunea plină*. Atunci când se impun condiții severe de greutate sau atunci când este necesară introducerea prin arbore a unui alt arbore (arborii coaxiali ai cutiilor de viteze planetare sau arborii cutiilor de viteze cu axe fixe ale unor tractoare, prin interiorul cărora trece arborele prizei de putere), aceștia se execută *tubulari* (fig.4.2, *d*).

Domeniile de folosire a arborilor drepți se referă la: reductoarele de turație de uz general, ansamblele transmisiei automobilelor și tractoarelor (cutii de viteze, cutii de distribuție, reductoare de turație, prize de putere etc.), utilajele tehnologice, arborii principali ai mașinilor unelte etc.

Arborii cotiți (fig.4.2, *e*) se folosesc în construcția mecanismelor de tip bielă-manivelă, pentru transformarea mișcării de translație în mișcare de rotație (la motoarele cu ardere internă) sau invers (la compresoare, prese, mașini de forjat). Aceștia au două sau mai multe fusuri paliere, dispuse pe lungimea arborelui, pentru a asigura o rigiditate mare construcției și unul sau mai multe fusuri manetoane, de legătură cu biela (bielele mecanismului). Arborii cotiți sunt prevăzuți cu contragreutăți, pentru echilibrarea statică și dinamică, construcția și calculul lor fiind specifice domeniului de utilizare.

Arborii flexibili (fig.4.2, *f*, *g* și *h*) formează o grupă specială de arbori, la care axa geometrică are o formă variabilă în timp. Aceștia se folosesc pentru transmiterea momentelor de torsiune între subansamble care își schimbă poziția relativă în timpul funcționării. Sunt confecționați din câteva straturi de sârmă, înfășurate strâns și în sensuri diferite, sensul de înfășurare al ultimului strat fiind invers sensului de rotație al arborelui, pentru a realiza, în timpul transmiterii mișcării, strângerea straturilor interioare de către stratul exterior (fig.4.2, *f*). Pentru protecția arborelui împotriva deteriorării și a murdăriei și pentru menținerea unsorii consistente între spire, arborele elastic se introduce într-o manta metalică (fig.4.2, *g*) sau executată din țesătură cauciucată (fig.4.2, *h*). Arborele flexibil se racordează la elementele între care se transmite mișcarea cu ajutorul armăturilor de capăt.

Osiile (fig.4.2, *i* și *j*) sunt de două feluri: *rotitoare* și *fixe*. Osiile rotitoare au, în general, axa geometrică și secțiunea constantă sau aproape constantă pe toată lungimea (fig.5.2, *j* – osia de la vagoanele de cale ferată). Osiile fixe au axa geometrică dreaptă sau crubată și se întâlnesc la punțile nemotoare ale automobilelor.

4.2. MATERIALE ȘI TEHNOLOGIE

Alegerea *materialului* din care se execută arborii este determinată de: tipul arborelui, condițiile de rezistență și rigiditate impuse, modul de rezemare (tipul lagărelor), natura organelor montate pe arbore (roți fixe, roți baladoare etc.).

Arborii dreپți și osiile se execută din oțeluri carbon obișnuite (pentru construcții) și de calitate și din oțeluri aliate. Oțelurile aliate se folosesc numai în cazuri speciale: când pinionul este confecționat din oțel aliat și face corp comun cu arborele, la arbori puternic solicitați, la turații înalte, în cazul restricțiilor de gabarit, la osiile autovehiculelor etc; oțelurile aliate, tratate termic sau termochimic, se folosesc numai în măsura în care acest lucru este impus de durata de funcționare a lagărelor, canelurilor sau a altor suprafețe funcționale.

Pentru arborii dreپți și pentru osii, se recomandă:

- *oțeluri de uz general pentru construcții* (OL 42, OL 50, OL 60), pentru arborii și osiile care nu necesită tratament termic;
- *oțeluri carbon de calitate de îmbunătățire* (OLC 45 etc.) și *oțeluri aliate de îmbunătățire* (40 Cr 10, 41 CrNi 12 etc.), pentru arbori mediu solicitați și durată medie de funcționare a fusurilor și a canelurilor;
- *oțeluri carbon de calitate de cementare* (OLC 15, OLC 20) și *oțeluri aliate de cementare* (13 CrNi 30 etc.), pentru arbori puternic solicitați și pentru arborii care funcționează la turații înalte.

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

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

Arborii cotiți și, în general, arborii grei se execută din *fontă cu grafit nodular* sau din *fontă modificată*, care conferă arborilor sensibilitate mai redusă la concentratorii de tensiuni, proprietăți antifricțiune și de amortizare a șocurilor și vibrațiilor, concomitent cu avantajul unor importante economii de material și de manoperă; în alte cazuri se poate folosi *fonta maleabilă perlitică*, *fonta aliată* sau *oțelul turnat*.

Arborii cotiți se execută prin turnare sau forjare. Semifabricatele forjate se obțin prin forjare în mai multe treceri și încălziri, în matrițe închise. Fusurile și manetoanele se rectifică.

Arborii flexibili se confecționează din sârmă de oțel carbon, cu diametrul de 0,3 ... 3 mm, trasă la rece. Mantaua arborilor flexibili este metalică, putând fi prevăzută și cu straturi de țesătură și cauciuc. Mantaua metalică se realizează dintr-o platbandă de oțel zincată, cu secțiune profilată, înfășurată, fiind etanșată cu șnur de bumbac (v. fig.4.2, g). Mantaua din țesătură cauciucată este formată dintr-un arc din bandă de oțel, tratat termic, și dintr-o tresă de bumbac acoperită cu cauciuc cu inserții de țesătură (v. fig.4.2, h).

4.3. CRITERII DE CALCUL. SCHEME DE CALCUL, FORȚE CARE ÎNCARCĂ ARBORII ȘI PUNCTELE LOR DE APLICAȚIE. SOLICITĂRI ȘI CICLURILE LOR DE VARIAȚIE

4.3.1. Criterii de calcul

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

În consecință, calculul arborilor constă din:

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

4.3.2. Scheme de calcul, forțe care încarcă arborii și punctele lor de aplicație

În calcule, arborele este înlocuit cu o grindă pe două (cel mai frecvent) sau pe mai multe reazeme, asupra căreia acționează *forțe exterioare* – provenite de la roțile de transmisie montate pe acesta (roți dințate, roți de curea, roți de lanț etc.) și *forțe de reacțiune* – reacțiunile din lagăre.

Forțele exterioare, considerate ca forțe concentrate, acționează în plane normale pe axa arborelui (forțele tangențiale și radiale din angrenaje și forțele tangențiale din transmisiile prin curea sau lanț) sau sunt paralele cu axa arborelui (forțele axiale din unele angrenaje). Acestea se transmit arborelui fie direct, prin contactul dintre butuc și arbore, fie indirect, prin intermediul unui element suplimentar (pană pentru forțele tangențiale, inel de sprijin – pentru forțele axiale), sub forma unor presiuni, în general, neuniform distribuită pe suprafața de contact (fig.4.3, *a*).

Pentru simplificarea calculelor, acțiunea organului susținut asupra arborelui se înlocuiește, în schema de calcul a acestuia, prin sarcini concentrate, obținute prin reducerea la axa arborelui a forțelor exterioare provenite de la roțile de transmisie. Reducerea se face în punctul de intersecție al planului normal la axă – planul în care acționează forțele exterioare radiale și tangențiale – cu axa arborelui (punctul **C** – fig.4.3, *a*, *b* și *c*). Pentru calcule mai precise, forțele exterioare normale pe axa arborelui se pot modela prin două sarcini concentrate, ca în figura 4.3, *a*, la distanța $(0,2 \dots 0,3)l_b$ față de marginea butucului; la această schematizare, forțele concentrate se vor considera mai aproape de margine în cazul butucilor rigizi și montați cu strângere și mai departe pentru butucii elastici și montați cu joc.

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

componente care produc solicitarea arborelui la încovoiere în două plane perpendiculare (fig.4.3, b și c).

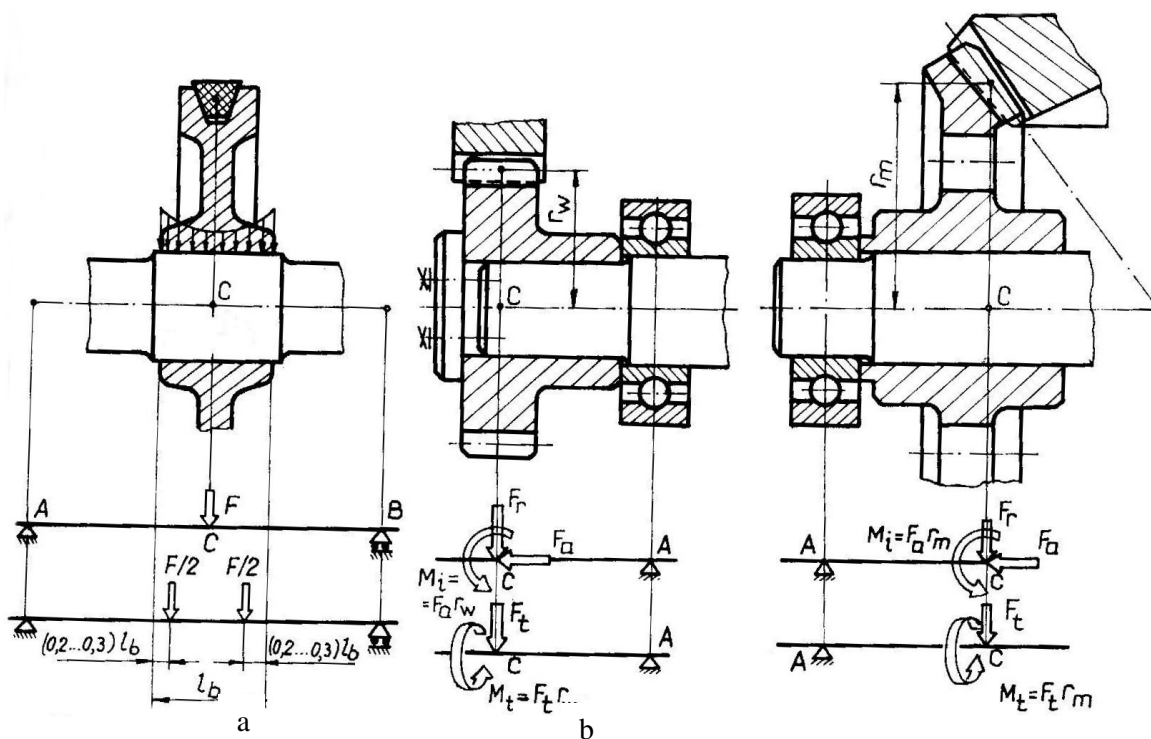


Fig. 4.3

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

Poziția reazemelor arborelui este funcție de natura lagărului. Pentru lagăre cu alunecare, datorită presiunii neuniform distribuită dintre arbore și lagăr – ca urmare a încovoierii arborelui – reazemul se consideră amplasat la distanța $(0,25 \dots 0,3)B$ față de interiorul lagărului (fig.4.4, a). În cazul lagărelor cu rulmenți, reazemele se consideră amplasate astfel:

- ♦ la mijlocul lățimii rulmentului, pentru lagăre cu rulment radial cu bile sau role cilindrice (fig.4.4, b), cu rulment radial oscilant cu bile sau cu role butoi pe două rânduri sau cu rulment radial-axial cu bile pe două rânduri;
- ♦ la intersecția normalei la suprafața de contact dintre corpurile de rostogolire și inelul exterior al rulmentului cu axa arborelui, pentru lagărele cu un rulment radial-axial cu bile sau cu role conice (fig.4.4, c); distanța a este dată în catalogul de rulmenți;
- ♦ la mijlocul lățimii rulmentului radial cu role cilindrice, pentru lagărele cu doi rulmenți (radial cu bile și radial cu role cilindrice), la care rulmentul radial cu bile preia numai sarcina axială, iar rulmentul radial cu role cilindrice preia sarcina radială (fig.4.4, d);

- ♦ într-un punct situat la cota a față de mijlocul distanței dintre rulmenți, spre rulmentul din interiorul lagărului, pentru lagărele cu doi rulmenți radial-axiali cu bile sau cu role conice, montați în O (fig.4.4, e); distanța a este funcție de forțele din lagăr;
- ♦ la mijlocul distanței dintre rulmenți, pentru lagărele cu doi rulmenți radial-axiali cu bile sau cu role conice, montați în X (fig.4.4, f).

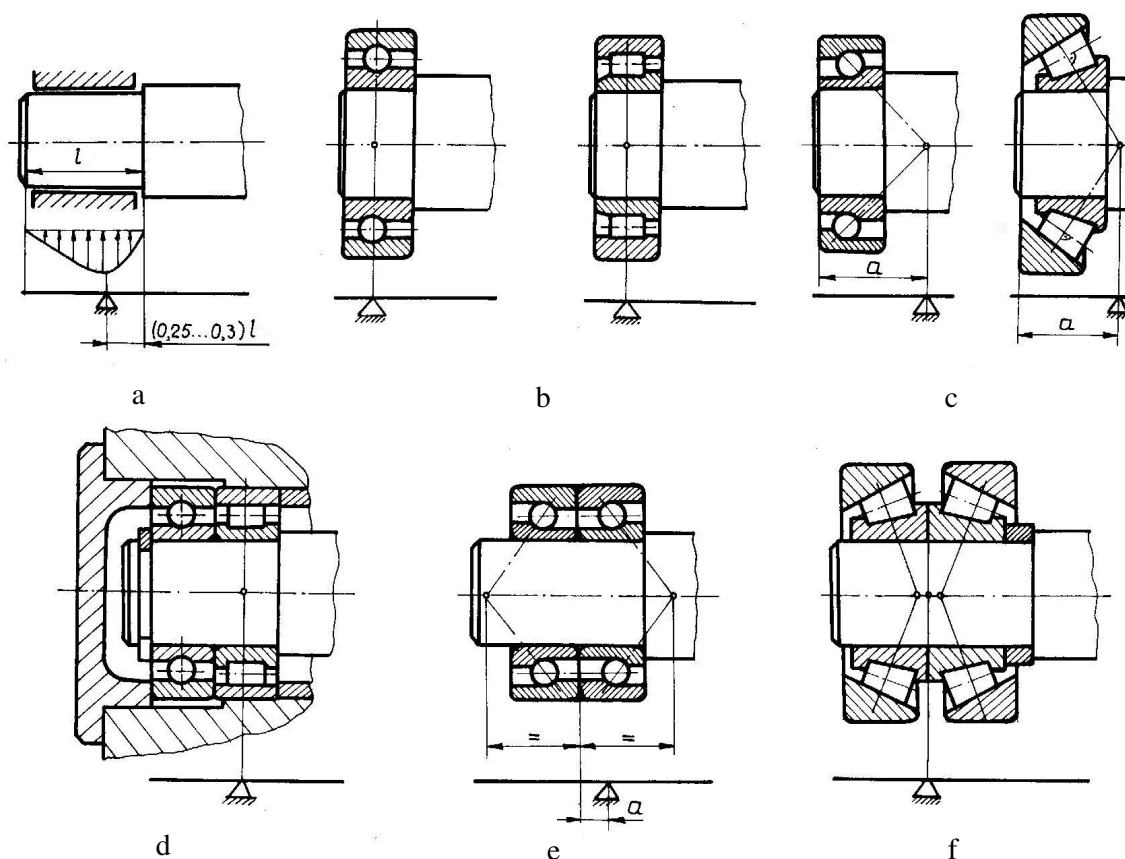


Fig. 4.4

În funcție de diametrul obținut la predimensionare, de numărul și dispunerea roților de transmisie, de tipul lagărelor și de modul de fixare axială a roților, se stabilesc diametrele diferitelor trepte și lungimile acestora, distanțele dintre reazemele arborelui și dintre punctele de aplicație ale forțelor exterioare și de reacțiune, întocmindu-se *schița arborelui*, precum și *schema de calcul* a acestuia. Un exemplu în acest sens, pentru arborele intermediar al unui reductor cilindric cu două trepte, este prezentat în figura 4.5.

4.3.3. Solicitări și ciclurile lor de variație

Sub acțiunea forțelor exterioare, arborii sunt solicitați la *torsiune*, *încovoiere* și *compresiune* sau *tracțiune*. Ponderea fiecărei solicitări, în cadrul tensiunii echivalente, este determinată de mărimea forțelor și de poziția acestora în raport cu reazemele arborelui.

Tensiunile care apar datorită acestor solicitări nu sunt constante, ele variind după cicluri de solicitare diferite. Astfel, *tensiunea de încovoiere variază după un ciclu alternant simetric*, deoarece – deși sarcina care încarcă arborele rămâne constantă ca mărime, direcție, sens și punct de aplicație – prin rotirea arborelui, fibrele acestuia sunt supuse alternativ la compresiune (când se găsesc în partea de sus – punctul A, respectiv B, după o rotire cu 180° , din figura 4.6) și la tracțiune (când se

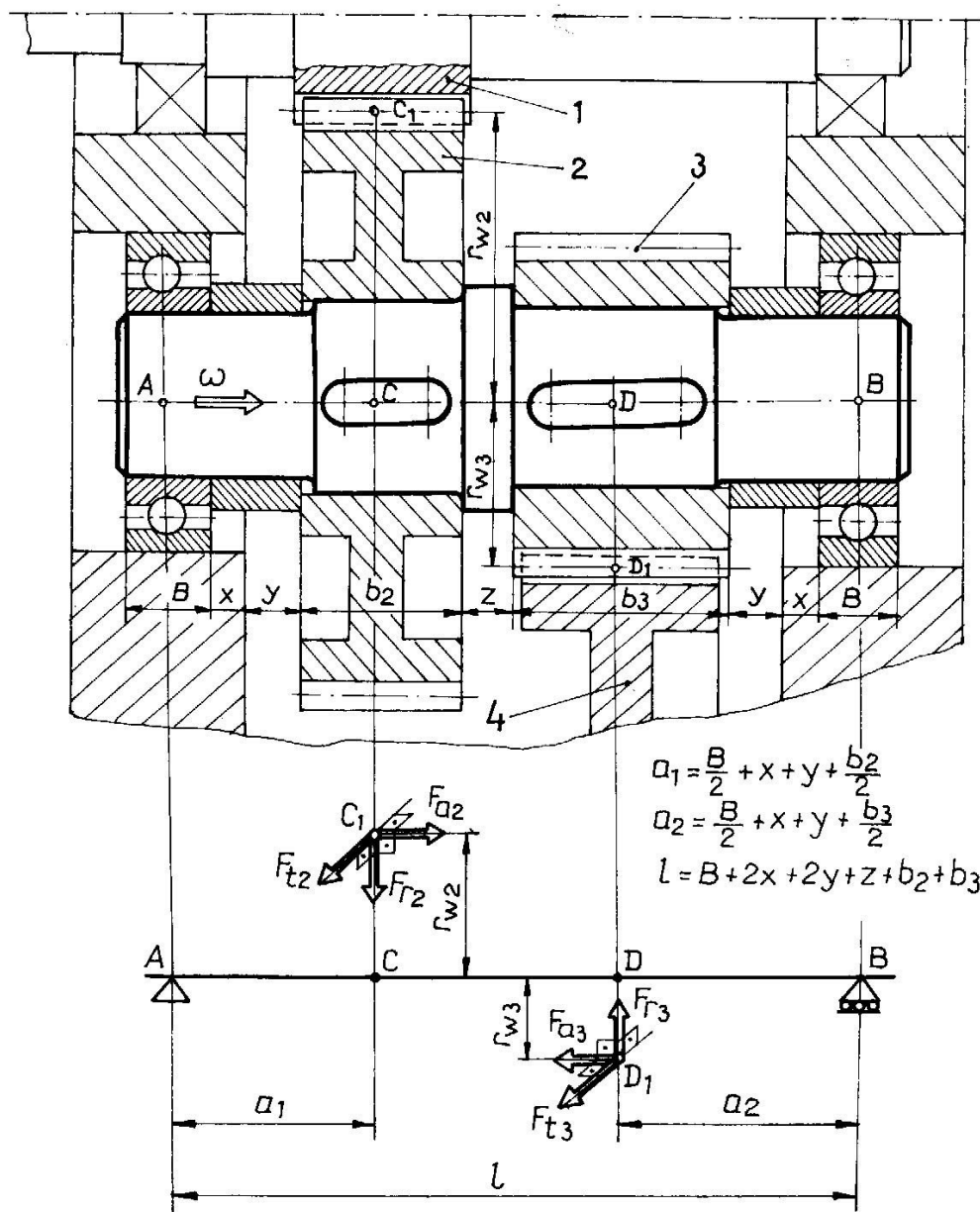


Fig. 4.5

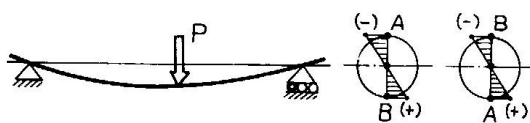


Fig. 4.6

găsesc în partea de jos – punctul B, respectiv A, după o rotire cu 180°, din figura 4.6). Schița ciclului alternant simetric și caracteristicile acestuia sunt prezentate în tabelul 4.3.

Tensiunea de torsiune este constantă sau variabilă după un ciclu pulsator, în funcție de tipul mașinii de lucru, caracteristicile acestor cicluri fiind prezentate tot în tabelul 4.3.

Tabelul 4.3

Caracteristici	Tip ciclu		
	Alternant simetric	Pulsator	Constant
Schița ciclului			
Tensiunea maximă	$\sigma_{\max}$	$\tau_{\max}$	$\tau_{\max}$
Tensiunea minimă	$\sigma_{\min} = -\sigma_{\max}$	$\tau_{\min} = 0$	$\tau_{\min} = \tau_{\max}$
Tensiunea medie	$\sigma_m = \frac{\sigma_{\max} + \sigma_{\min}}{2} = 0$	$\tau_m = \frac{\tau_{\max} + \tau_{\min}}{2} = \frac{\tau_{\max}}{2}$	$\tau_m = \frac{\tau_{\max} + \tau_{\min}}{2} = \tau_{\max} = \tau_{\min}$
Amplitudinea ciclului	$\sigma_v = \frac{\sigma_{\max} - \sigma_{\min}}{2} = \sigma_{\max}$	$\tau_v = \frac{\tau_{\max} - \tau_{\min}}{2} = \frac{\tau_{\max}}{2}$	$\tau_v = \frac{\tau_{\max} - \tau_{\min}}{2} = 0$
Coeficientul de asimetrie	$R = \frac{\sigma_{\min}}{\sigma_{\max}} = -1$	$R = \frac{\tau_{\min}}{\tau_{\max}} = 0$	$R = \frac{\tau_{\min}}{\tau_{\max}} = 1$

4.4. CALCULUL DE PREDIMENSIONARE

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

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

$$d = \sqrt[3]{\frac{16M_t}{\pi\tau_{at}}} \approx \sqrt[3]{\frac{M_t}{0,2\tau_{at}}}, \quad (4.1)$$

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

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

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

4.5. CALCULUL LA SOLICITĂRI COMPUSE

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

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

Pe baza schemelor de calcul, se determină reacțiunile din reazeme, se trasează diagramele de variație ale momentelor încovoiitoare, de torsiune și a forțelor axiale și se stabilesc secțiunile cu solicitări maxime, în care se calculează momentul încovoiitor rezultat – prin însumarea vectorială a momentelor încovoiitoare din cele două plane de solicitare.

Pentru exemplificare, în fig.4.7 sunt întocmite schemele de calcul ale arborelui intermediar al unui reductor cilindric cu două trepte (pentru arborele din fig.4.5).

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

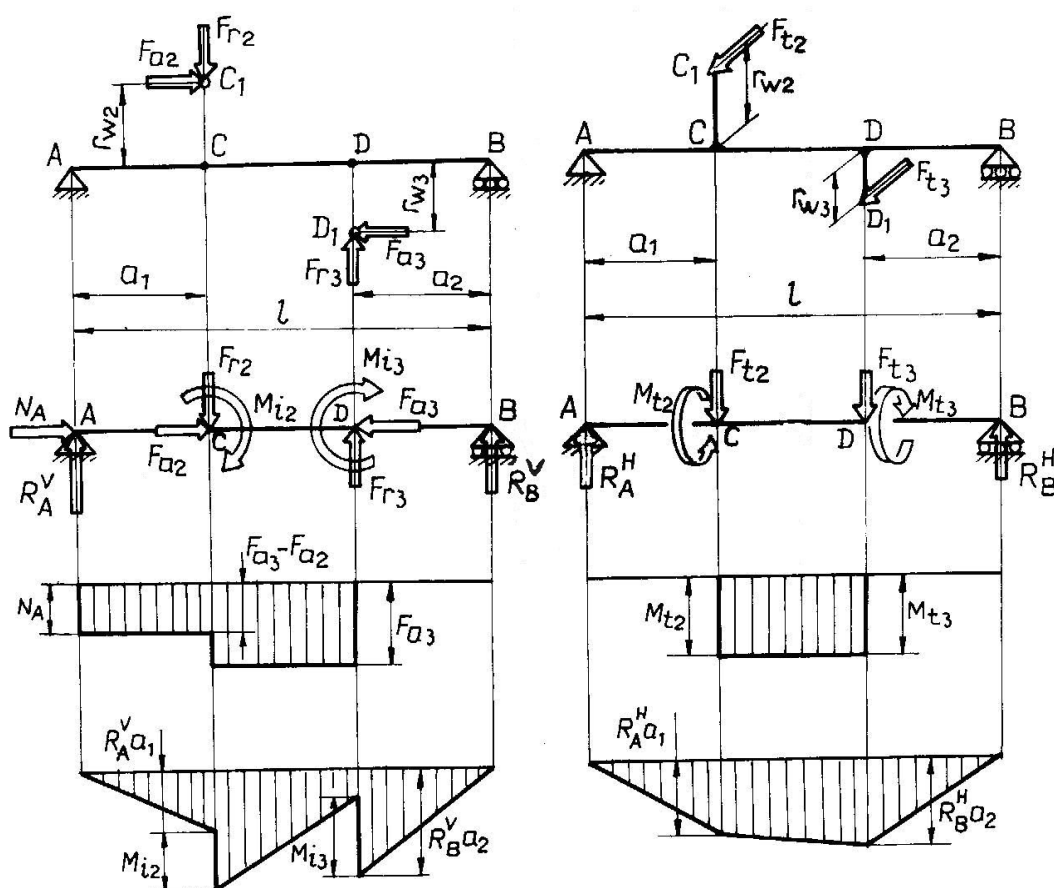
Tensiunile care apar datorită acestor solicitări – tensiuni σ_i și $\sigma_{t,c}$, pentru încovoiere, respectiv tracțiune – compresiune și tensiunea τ_t , pentru torsiune – se compun după una din teoriile de rupere (de regulă, teoria a III-a), tensiunea echivalentă σ_e – pentru secțiunea analizată –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

$$\sigma_e = \sqrt{(\sigma_i + \sigma_{t,c})^2 + 4(\alpha\tau_t)^2}, \quad (4.2)$$

în care α este un coeficient care ține seama de modul de variație, după cicluri diferite, a tensiunilor de încovoiere și torsiune, transformând solicitarea de torsiune, constantă sau pulsatorie, într-o solicitare alternant simetrică; valorile acestui coeficient se determină în funcție de natura ciclurilor de variație a tensiunilor de încovoiere și torsiune și de rezistențele admisibile la încovoiere ale materialului arborelui, corespunzătoare ciclurilor respective de solicitare, cu relațiile din tabelul 4.4. Valori orientative ale rezistențelor admisibile la încovoiere, pentru arborii executați din oțel, pentru diferite cicluri de solicitare, sunt date în tabelul 4.5.

Tabelul 4.4

Modul de variație a tensiunii de încovoiere	Modul de variație a tensiunii de torsiune	Relația pentru calculul coeficientului α
Alternant simetric	Constant	$\alpha = \frac{\sigma_{ai III}}{\sigma_{ai I}}$
	Pulsator	$\alpha = \frac{\sigma_{ai III}}{\sigma_{ai II}}$
	Alternant simetric	$\alpha = \frac{\sigma_{ai III}}{\sigma_{ai III}} = 1$



$$M_{i2} = F_{a2} r_{w2} ; M_{i3} = F_{a3} r_{w3} ;$$

$$N_A = F_{a3} - F_{a2} .$$

$$R_A^V = F_{r2} \frac{l-a_1}{l} - F_{r3} \frac{a_2}{l} - (M_{i2} + M_{i3}) \frac{1}{l} ;$$

$$R_B^V = F_{r2} \frac{a_1}{l} - F_{r3} \frac{l-a_2}{l} + (M_{i2} + M_{i3}) \frac{1}{l} .$$

Secțiunile periculoase : \$C\$ și \$D\$

Solicitări :

• în secțiunea \$C\$: \$F_{aC} = F_{a3}\$;

$$M_{iC}^V = R_A^V a_1 + M_{i2} ;$$

• în secțiunea \$D\$: \$F_{aD} = F_{a3}\$;

$$M_{iD}^V = R_B^V a_2 .$$

$$M_{t2} = F_{t2} r_{w2} ; M_{t3} = F_{t3} r_{w3} .$$

$$R_A^H = F_{t2} \frac{l-a_1}{l} + F_{t3} \frac{a_2}{l} ;$$

$$R_B^H = F_{t2} \frac{a_1}{l} + F_{t3} \frac{l-a_2}{l} .$$

Secțiunile periculoase : \$C\$ și \$D\$.

Solicitări :

• în secțiunea \$C\$: \$M_t = M_{t2}\$;

$$M_{iC}^H = R_A^H a_1 ;$$

• în secțiunea \$D\$: \$M_t = M_{t3}\$;

$$M_{iD}^H = R_B^H a_2 .$$

$$\text{Reacțiunile totale : } R_A = \sqrt{(R_A^V)^2 + (R_A^H)^2} ; R_B = \sqrt{(R_B^V)^2 + (R_B^H)^2} .$$

Momentele încovoietoare maxime în secțiunile periculoase :

$$M_{iC} = \sqrt{(M_{iC}^V)^2 + (M_{iC}^H)^2} ; M_{iD} = \sqrt{(M_{iD}^V)^2 + (M_{iD}^H)^2} .$$

Verificarea la solicitări compuse se face în secțiunile \$C\$ și \$D\$.

Fig. 4.7

Tabelul 4.5

Materialul arborelui	Rezistența la rupere σ_r , MPa	Rezistențe admisibile la solicitarea de încoviere σ_{ai} , în MPa, pentru		
		Solicitarea statică	Solicitarea pulsatorie	Solicitarea alternant simetrică
		$\sigma_{ai I}$	$\sigma_{ai II}$	$\sigma_{ai III}$
Oțel carbon	400	130	70	40
	500	170	75	45
	600	200	95	55
	700	230	110	65
Oțel aliat	800	270	130	75
	1000	330	150	90
Oțel turnat	400	100	50	30
	500	120	70	40

Pentru verificarea arborelui la solicitări compuse, se calculează, în secțiunile periculoase, cu relațiile cunoscute, tensiunile efective de încoviere, tracțiune-compresiune și, respectiv, torsiune, iar apoi se calculează tensiunea echivalentă, cu relația (4.2), și se compară cu rezistența admisibilă la încoviere, pentru ciclul alternant simetric, fiind necesar ca

$$\sigma_e \leq \sigma_{ai III} . \quad (4.3)$$

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

Pentru *dimensionarea arborelui la solicitări compuse*, se pune, condiția

$$\sigma_e = \sigma_{ai III} , \quad (4.4)$$

din care, prin înlocuirea lui σ_e cu relația (4.2), se obține expresia dimetrului necesar al arborelui

$$d_{nec} = \sqrt[3]{\frac{32M_{red}}{\pi\sigma_{ai III}}} \approx \sqrt[3]{\frac{M_{red}}{0,1\sigma_{ai III}}} , \quad (4.5)$$

unde momentul redus se calculează cu relația

$$M_{red} = \sqrt{M_i^2 + (\alpha M_t)^2} . \quad (4.6)$$

Diametrul rezultat se compară cu cel obținut la predimensionare. Dacă diferențele sunt mici, arborele poate rămâne așa cum a fost schițat după predimensionare; în caz contrar, se trece la modificarea dimensiunilor arborelui, în funcție de rezultatele obținute din calculul de dimensionare la solicitări compuse.

4.6. CALCULUL LA SOLICITĂRI VARIABLE

Calculul la solicitări variabile este un calcul de verificare, care constă în determinarea unui coeficient de siguranță, în secțiunile în care există concentratori de tensiuni (canale de pană,

caneluri, salturi de diametre, găuri transversale, filet, ajustaje presate etc.), și compararea acestuia cu valorile admisibile, determinate experimental; scopul acestui calcul constă în evitarea ruperii arborelui prin oboseala materialului.

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

$$c = \frac{c_\sigma c_\tau}{\sqrt{c_\sigma^2 + c_\tau^2}}. \quad (4.7)$$

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

După metoda *Serensen*, acești coeficienți sunt dați de relațiile:

$$c_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{\beta_{K\sigma}}{\epsilon_\sigma \gamma_\sigma} \sigma_v}, \quad (4.8)$$

$$c_\tau = \frac{\tau_{-1}}{\frac{\beta_{K\tau}}{\epsilon_\tau \gamma_\tau} \tau_v + \psi_\tau \tau_m}, \quad (4.9)$$

în care

$$\psi_\tau = \frac{2\tau_{-1} - \tau_0}{\tau_0}. \quad (4.10)$$

Semnificația notațiilor din relațiile (4.8) ... (4.10): σ_{-1} , τ_{-1} – rezistența la oboseală pentru solicitarea de încovoiere, respectiv torsiune, pentru ciclul alternant simetric; τ_0 – rezistența la oboseală pentru solicitarea de torsiune, pentru ciclul pulsator; τ_m – tensiunea medie a ciclului de solicitare la torsiune; σ_v , τ_v – amplitudinile ciclurilor de solicitare la încovoiere, respectiv la torsiune; ψ_τ – factor dependent de natura materialului; $\beta_{K\sigma}$, $\beta_{K\tau}$ – coeficienți efectivi de concentrare a tensiunilor în secțiunea considerată, corespunzători solicitării de încovoiere, respectiv de torsiune; ϵ_σ , ϵ_τ – coeficienți dimensionali, corespunzători solicitării de încovoiere, respectiv de torsiune; γ_σ , γ_τ – coeficienți de calitate a suprafeței, corespunzători solicitării de încovoiere, respectiv de torsiune.

Coeficienții $\beta_{K\sigma}$, ϵ_σ , γ_σ , $\beta_{K\tau}$, ϵ_τ , γ_τ sunt coeficienți de corecție, care țin seama de faptul că încercările la oboseală se fac pe epruvete standard, ale căror dimensiuni și prelucrări diferă de cele ale arborilor proiectați și care se execută fără concentratori de tensiuni.

Coeficienții $\beta_{K\sigma}$ și $\beta_{K\tau}$ se definesc ca raport între rezistența la oboseală a epruvetei lustruite, fără concentrator, și rezistența la oboseală a epruvetei cu aceleași dimensiuni ca cea netedă dar prevăzută cu concentrator, pentru același ciclu de solicitare; valorile acestora se aleg din diagrame, în funcție de tipul și caracteristicile concentratorului, fiind cuprinse între limitele indicate în tabelul 4.6.

Coeficienții ϵ_σ și ϵ_τ țin seama de faptul că dimensiunile reale ale arborelui diferă de cele ale epruvetei, valorile acestora fiind date în diagrame și sunt cuprinse în intervalul 1,4 ... 19.

Coeficienții γ_σ și γ_τ se definesc ca raport între rezistența la oboseală a epruvetei cu suprafață rugoasă și rezistența la oboseală a epruvetei cu suprafața lustruită. Aceștia depind nu numai de

netezimea suprafeței ci și de rezistența la rupere a materialului arborelui și de natura tratamentului superficial și se prezintă, în literatura de specialitate, sub forma produsului a doi coeficienți $\beta_1 \cdot \beta_2$; coeficientul β_1 alege din diagrame și ține seama de calitatea suprafeței ($\beta_1=0,1 \dots 1$), iar coeficientul β_2 se alege din tabele și ține seama de natura tratamentului superficial și de rezistența la rupere a materialului arborelui ($\beta_2=1,1 \dots 2,8$).

Tabelul 4.6

Tipul concentratorului	Coeficientul	
	$\beta_{\kappa\sigma}$	$\beta_{\kappa\tau}$
Racordare	1 ... 4	1 ... 3
Degajare	1,3 ... 3	1,1 ... 2,5
Canal de pană	1,4 ... 3	1,4 ... 3
Caneluri evolventice	1,3 ... 1,8	1,3 ... 1,6
Caneluri dreptunghiulare	2,1 ... 3	2,1 ... 3
Filet metric	1,4 ... 2,7	1,4 ... 2,7
Ajustaj presat	2 ... 6	1,5 ... 4

Coeficientul efectiv de siguranță la solicitări variabile, calculat cu relația (4.7), se compară cu un coeficient de siguranță admisibil c_a , trebuind ca, în secțiunile de calcul, să fie îndeplinită condiția

$$c \geq c_a. \quad (4.11)$$

Pentru coeficientul de siguranță admisibil, se recomandă valorile: $c_a = 1,3 \dots 1,5$ – pentru arbori executați din material omogen, cu tehnologie de execuție corectă și la care solicitările sunt precis stabilite; $c_a = 1,5 \dots 2,5$ – pentru arbori executați din material neomogen și la care solicitările sunt stabilite cu aproximație.

În cazul în care într-o anumită secțiune condiția (4.11) nu este îndeplinită, se iau măsuri constructive pentru îndeplinirea ei (v. subcap. 4.8).

4.7. CALCULUL LA DEFORMAȚII DE ÎNCOVOIERE

Calculul la deformații este, în general, un calcul de verificare, efectuat în scopul preîntâmpinării unei funcționări necorespunzătoare a organelor susținute- în special roți dințate - și a lagărelor. La arborii obișnuiți (reductoare, cutii de viteze) interesează numai deformațiile de încovoiere.

Deformațiile arborilor influențează puțin funcționarea transmisiilor cu elemente elastice (transmisii prin curele și prin lanț), dar în cazul angrenajelor, acestea duc la repartizarea neuniformă a sarcinii pe lungimea de contact a dinților și la eventuale ruperi ale acestora.

În lagăre, deformațiile arborilor duc la micșorarea jocului funcțional, măresc frecările și uzurile, putând produce, datorită încălzirii, griparea sau chiar blocarea lagărului.

Calculul la deformații de încovoiere constă în calculul săgeților sub organele susținute (roți dințate) și a deformațiilor unghiulare din lagăre și limitarea acestora la valori admisibile, date în literatura de specialitate sub formă de recomandări.

Calculul efectiv al deformațiilor de încovoiere se face pe baza schemelor folosite la calculul la solicitări compuse, deformația rezultantă obținându-se prin însumarea vectorială a deformațiilor din cele două plane perpendiculare de solicitare a arborelui de către forțele exterioare.

În calculul la deformații de încovoiere, arborii cu diametrul variabil pot fi considerați ca arbori de diametru constant, atunci când diferențele între diametrele treptelor sunt mici; se comsideră, în calcul, diametrul din dreptul roții.

Calculul deformațiilor se poate face prin una din metodele studiate la Rezistența materialelor. Dintre metodele energetice, se recomandă metoda grafo-analitică *Mohr-Maxwell*, metode bazate pe integrarea ecuației diferențiale a fibrei medii deformate sau metode energetice bazate pe expresiile energiei de deformație.

Metoda integrării ecuației fibrei medii deformate este dificilă și se recomandă atunci când este necesară cunoașterea modului de variație a deformației. Pentru cazurile simple, în literatura de specialitate, se dau ecuațiile fibrei medii deformate și expresiile săgeților maxime.

Conform metodei grafo-analitice *Mohr-Maxwell*, neglijând energia datorată forțelor axiale și tăietoare, relațiile de calcul a săgeților și unghiurilor – în diferite secțiuni ale unui arbore – sunt:

$$\delta = \sum_{j=1}^n \int_0^{l_j} \frac{M M_f}{E I} dx_j, \quad (4.12)$$

$$\varphi = \sum_{j=1}^n \int_0^{l_j} \frac{M M_\varphi}{E I} dx_j, \quad (4.13)$$

unde: M este momentul încovoiitor; M_f și M_φ - momente încovoiitoare create de o forță unitară, respectiv de un moment unitar, aplicate în secțiunea în care se calculează deformația; l_j – porțiunea din lungimea arborelui pe care variația mărimilor M , M_f , M_φ și I este continuă; n – numărul de porțiuni l_j ; δ - săgeata; φ - unghiul de deformație.

Valorile admisibile ale deformațiilor de încovoiere, recomandate în literatura de specialitate, sunt:

- pentru săgețile de sub roțile dințate montate pe arbore $\delta \leq (0,01 \dots 0,03)m$, m fiind modulul angrenajului, în mm;
- pentru deformațiile unghiulare, în radiani:
 - ♦ $\varphi \leq 8 \cdot 10^{-3}$ – pentru lagăre cu rulmenți radiali cu bile;
 - ♦ $\varphi \leq 2,5 \cdot 10^{-3}$ – pentru lagăre cu rulmenți radiali cu role cilindrice;
 - ♦ $\varphi \leq 1,7 \cdot 10^{-3}$ – pentru lagăre cu rulmenți radial-axiali cu bile sau cu role conice;
 - ♦ $\varphi \leq 5 \cdot 10^{-2}$ – pentru lagăre cu rulmenți radial oscilanți cu bile sau cu role butoi pe două rînduri;
 - ♦ $\varphi \leq 10^{-3}$ – pentru lagăre cu alunecare.

Dacă deformațiile efective nu sunt mai mici decât cele recomandate în literatura de specialitate, se mărește rigiditatea arborelui la încovoiere, prin mărirea diametrului acestuia.

4.8. ELEMENTE CONSTRUCTIVE

La proiectarea arborilor, o atenție deosebită trebuie acordată formei constructive, care influențează rezistența la oboseală, corectitudinea fixării axiale a organelor susținute, tehnologicitatea și costul acestora.

Rezistența la oboseală este influențată hotărâtor de concentratorii de tensiuni (coeficienții $\beta_{k\sigma}$ și $\beta_{k\tau}$), care pot fi diminuați prin măsuri constructive, dependente de tipul concentratorului.

În continuare, se prezintă măsuri constructive pentru diminuarea concentratorilor de tensiuni, în funcție de tipul concentratorului.

- ▶ Concentratorul trecere de secțiune (salturile de diametre)
 - rază de racordare, în cazul când diferența între trepte este mică (fig.4.8, a);
 - două raze de racordare diferite (fig.4.8, b) sau racordare de formă eliptică, în cazul arborilor foarte solicitați (fig.4.8, c);
 - teșirea capătului treptei de diametru mare, pentru treceri mici de secțiune (fig.4.8, d);
 - teșirea capătului treptei de diametru mare, combinată cu racordare la treapta de diametru mic (fig.4.8, e), pentru treceri de secțiune mari;
 - rază de racordare, combinată cu canal de descărcare pe treapta de diametru mare (fig.4.8, f);
 - rază de racordare, combinată cu executarea unei găuri pe treapta de diametru mare (fig.4.8, g);
 - canale de trecere, executate la capătul treptei de diametru mic (fig.4.8, h); la arbori de dimensiuni mari, se recomandă soluția din fig.4.8, i;
 - degajare interioară, executată în treapta de diametru mare (fig.4.8, j);
 - canale de trecere, combinate cu degajare interioară (fig.4.8, k); soluția asigură creșterea rezistenței la oboseală, accesul pietrei de rectificat pe toată lungimea tronsonului de diametru mic și un sprijin axial corect al organelor montate pe arbore;
 - rază de racordare, care necesită măsuri speciale: teșirea piesei susținute (fig.4.8, l); întrebuințarea de piese suplimentare (fig.4.8, m).
- ▶ Concentratorul canal de pană sau caneluri
 - canalele de pană se recomandă să se execute cu capetele rotunjite (fig.4.8, n), fiind preferate canalele executate cu freze disc (fig.4.8, o);
 - se preferă arborii canelați cu ieșirea canelurilor racordată, la care diametrul exterior al porțiunii canelate este egal cu diametrul arborelui (fig.4.8, p);
- ▶ Concentratorul presiune de capăt, din zonele de contact arbore – organe susținute
 - îngroșarea porțiunii de calare (fig.4.8, r);
 - teșirea sau rotunjirea muchiilor butucului (fig.4.8, s);
 - subțierea marginilor butucului (fig.4.8, t);
 - executarea canalelor de descărcare în arbore (fig.4.8, u) sau în butuc (fig.4.8, v).

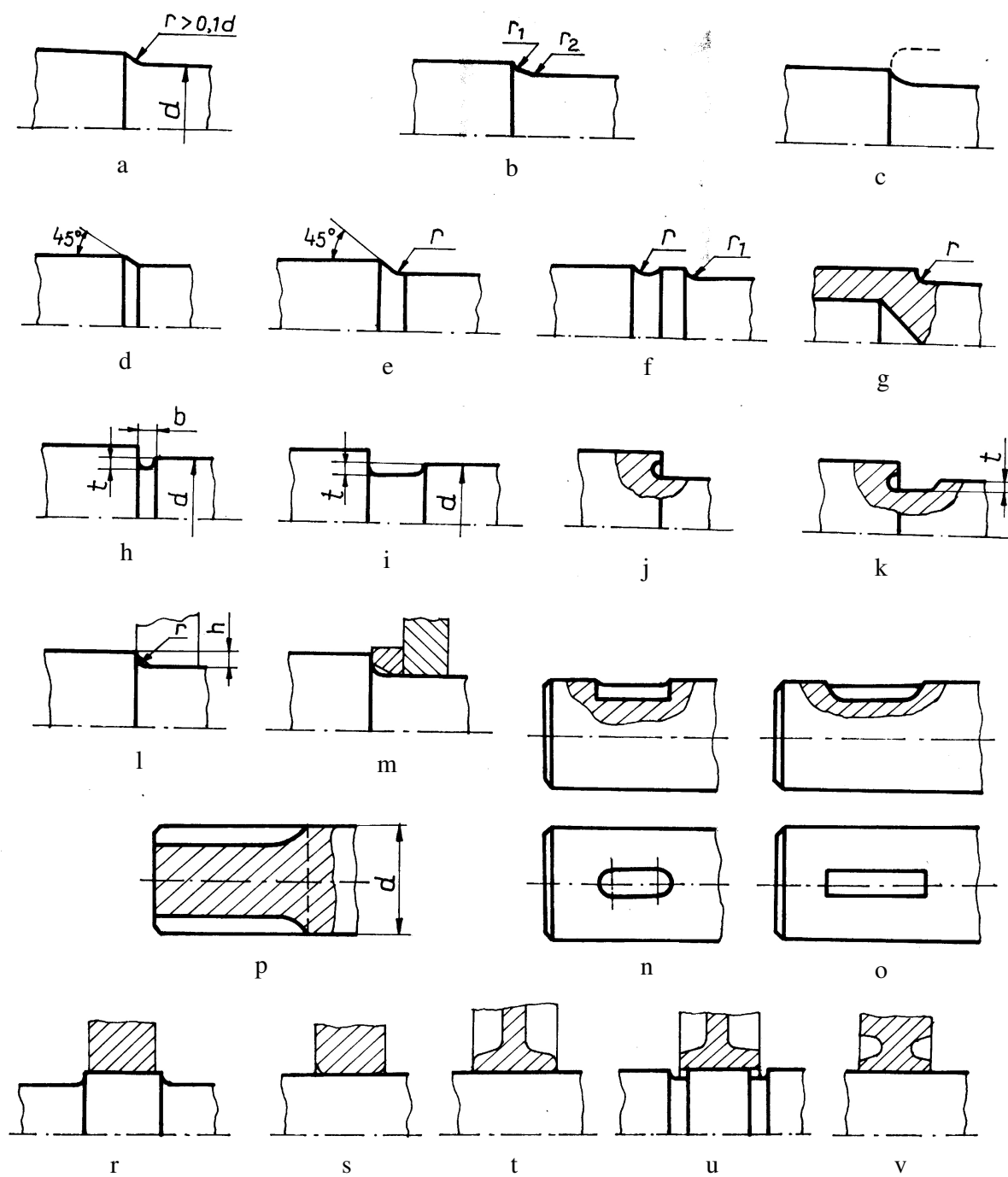


Fig.4.8

► Concentratorul filet

- folosirea filetelor numai la capete de arbori, unde momentele încovoietoare sunt reduse;
- folosirea filetelor cu pas fin și a celor cu fundul spirei racordat.

5. CUPLAJE [1, 3, 5, 7, 8, 12]

5.1. CARACTERIZARE. FUNCȚII ÎNDEPLINITE. CLASIFICARE

Cuplajele realizează legătura permanentă sau intermitentă între două elemente consecutive ale unei transmisii, în scopul transmiterii mișcării de rotație și a momentului de torsiune, fără a modifica legea de mișcare.

Din modul de definire a cuplajelor, rezultă *funcția principală* a acestora: *transmiterea mișcării și a momentului de torsiune*. Marea diversitate a domeniilor de folosire a cuplajelor a impus atașarea acestora și a altor funcții suplimentare:

- *compensarea abaterilor de poziție* a elementelor legate prin cuplaj (axiale, radiale, unghiulare sau combinate), datorate erorilor de execuție și/sau montaj;
- *protecția împotriva șocurilor și vibrațiilor*;
- *întreruperea legăturii dintre cele două elemente*;
- *limitarea sarcinii transmise*;
- *limitarea turației*;
- *limitarea sensului de transmitere a sarcinii*.

Plecând de la aceste funcții, în fig.5.1 este prezentată clasificarea cuplajelor.

Condițiile pe care trebuie să le îndeplinească cuplajele sunt: siguranță în funcționare; dimensiuni de gabarit reduse; montare și demontare ușoare; să fie echilibrate static și dinamic; să asigure durabilitate ridicată.

Pentru legarea fixă a doi arbori se folosesc *cuplajele permanente fixe*. Aceste cuplaje transmit șocurile și vibrațiile, montajul realizându-se cu condiția respectării coaxialității arborilor.

Pentru cuplarea arborilor care, la montaj și/sau în timpul funcționării, prezintă abateri de la coaxialitate, se folosesc *cuplaje permanente mobile rigide* – care transmit șocurile și vibrațiile – sau *elastice* – care, datorită elementului elastic, amortizează șocurile și vibrațiile. Pe lângă preluarea, în anumite limite, a abaterilor, cuplajele elastice modifică și frecvența proprie a sistemului, aducând această frecvență în afara turației de regim. În acest fel se micșorează efectul sarcinilor dinamice, energia dată de aceste sarcini fiind înmagazinată, temporar, sub forma unei energii potențiale, în elementul elastic, și redată, la încetarea acțiunii sarcinii dinamice, sistemului din care face parte cuplajul.

În cazul în care este necesară cuplarea sau decuplarea, în repaus sau în mișcare, a celor două părți ale lanțului cinematic legate prin cuplaje, se folosesc *cuplajele intermitente comandate* (ambreiaje). Pentru limitarea sarcinii sau a turației și pentru transmiterea mișcării într-un singur sens, se folosesc *cuplajele intermitente automate*.

În situații funcționale speciale, ca de exemplu șocurile multiple sau suprasarcini, se folosesc cuplaje cu funcții multiple (combinate), formate prin inserierea, într-o ordine, care să permită realizarea subansamblului funcțional, a cuplajelor cu funcții simple.

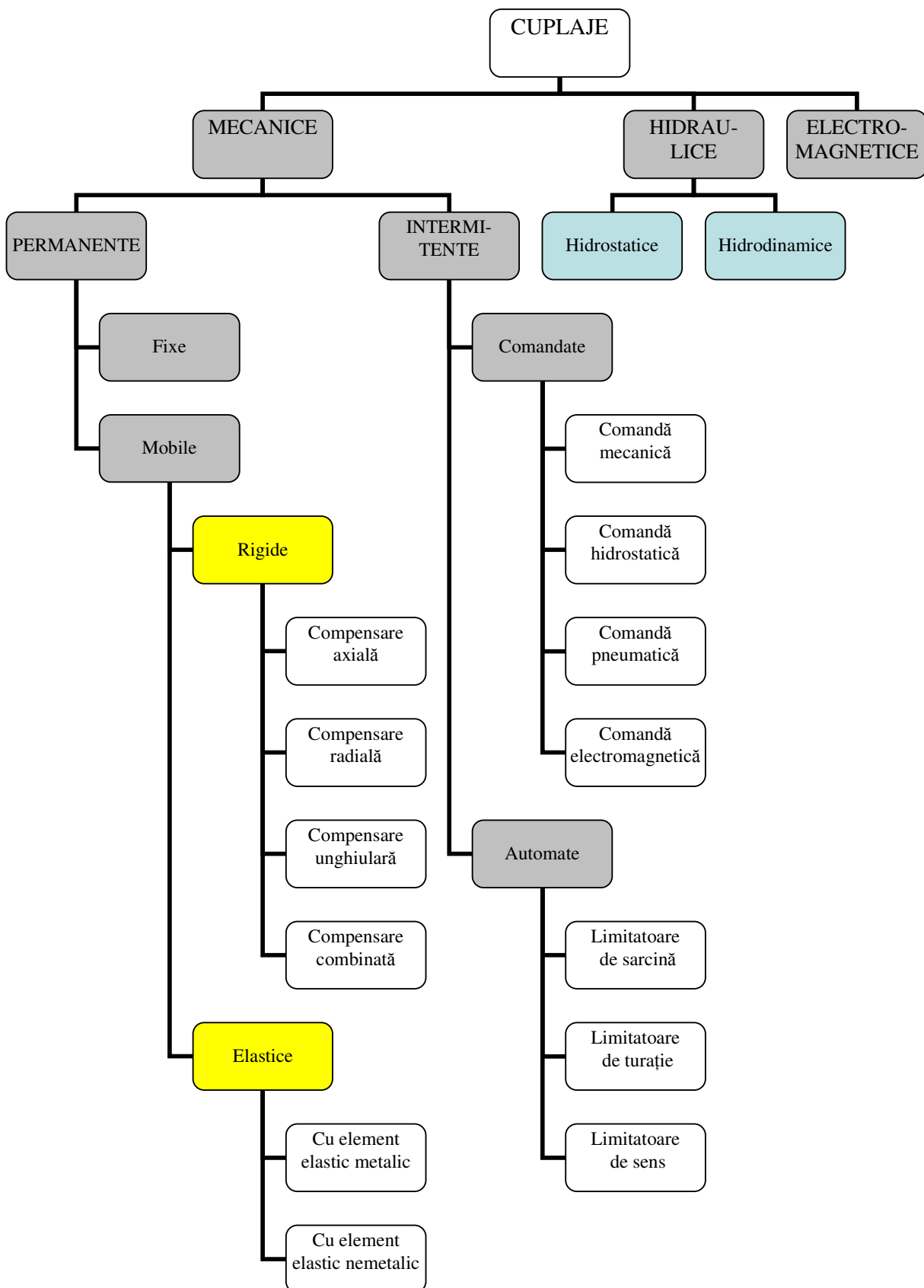


Fig.5.1

5.2. SARCINA DE CALCUL

În timpul funcționării, asupra elementelor cuplajelor acționează și alte sarcini suplimentare, cum ar fi:

- *sarcinile de inerție*, care apar în regimul nestaționar de funcționare a transmisiei echipată cu cuplaj;
- *sarcinile de șoc și vibratorii*, care apar atât în regim nestaționar cât și în regim staționar de funcționare;
- *sarcinile datorate deformării* forțate a elementelor componente ale cuplajelor și a elementelor sistemului de acționare, ca urmare a necoaxialității arborilor;
- *sarcinile datorate frecării* reciproce a elementelor mobile ale cuplajelor.

Mărimile sarcinilor care acționează asupra cuplajelor depind de: caracteristica mașinii motoare; regimul de funcționare al mașinii antrenate; influența cuplajului asupra momentului de inerție, rigidității și comportării la vibrații a lanțului cinematic.

Datorită faptului că nu se poate cunoaște cu exactitate variația momentului de torsiune pe întreaga durată de funcționare, calculul cuplajelor se efectuează la un *moment de torsiune de calcul*, dat de relația

$$M_{tc} = K_s M_m, \quad (5.1)$$

în care M_t este momentul de torsiune, calculat în funcție de puterea motorului electric P și turația corespunzătoare acesteia n , cu relația

$$M_m = 9,55 \cdot 10^6 \frac{P[kW]}{n[rot/min]} \quad [N\,mm], \quad (5.2)$$

în care K_s este un coeficient de siguranță, determinat experimental, și care depinde de tipul mașinii motoare și al cuplajului, de tipul și regimul de funcționare al mașinii antrenate, de importanța transmisiei etc. Acest coeficient se exprimă sub forma unui produs de coeficienți parțiali, dați în standarde sau cataloage de firmă.

Momentele nominale de torsiune M_m , indicate în documentația tehnică a firmelor producătoare de cuplaje sau în standarde, corespund valorilor maxime care pot fi preluate de cuplaj, în regim static de funcționare. În regim dinamic, cuplajul trebuie să preia și suprasarcinile care apar în timpul demarajului, precum și șocurile care pot apare în timpul funcționării sistemului echipat cu cuplaj.

Cuplajele se aleg din standarde sau din cataloagele firmelor producătoare, în funcție de momentul de torsiune nominal M_m , respectând condiția

$$M_m \geq M_{tc}, \quad (5.3)$$

calculul acestora reducându-se la verificarea elementelor componente.

5.3. CUPLAJE PERMANENTE FIXE

Cuplajele permanente fixe realizează legătura permanentă rigidă a arborilor coaxiali, la care abaterile maxime de la coaxialitate nu trebuie să depășească 0,002 ... 0,05 mm, pentru a nu crea suprasolicitări în arbori și lagăre. Se folosesc la arbori de transmisie lungi, formați din tronsoane, la

poduri rulante, macarale portal etc., la turații mici ($n < 200 \dots 250$ rot/min) și în transmisiile care lucrează cu turație variabilă sau în regim de cuplări repetate, unde momentul de inerție relativ mic al acestor cuplaje constituie un avantaj important.

Cuplajele cu manșon monobloc – formate dintr-o bucsă (manșon), montată pe capetele arborilor de asamblat – transmit momentul de torsiune prin intermediul unor organe de asamblare, cum ar fi: știfturi cilindrice crestate; știfturi conice netede; pene paralele (fig.5.2, a); pene disc; caneluri (fig.5.2, b). Fixarea axială a bucsei, în exemplele prezentate în fig.5.2, se realizează cu ajutorul unor știfturi filetate.

Momentul de torsiune se transmite de la arborele conducător la manșon și de la acesta la arborele condus, manșonul fiind solicitat la torsiune. De regulă, dimensiunile manșonului se adoptă constructiv:

$$D = (1,4 \dots 1,8) d; L = (2 \dots 4) d, \quad (5.4)$$

unde d reprezintă diametrul capătului de arbore; valorile superioare ale diametrului D se recomandă pentru manșoane executate din fontă, iar valorile inferioare pentru manșoane executate din oțel.

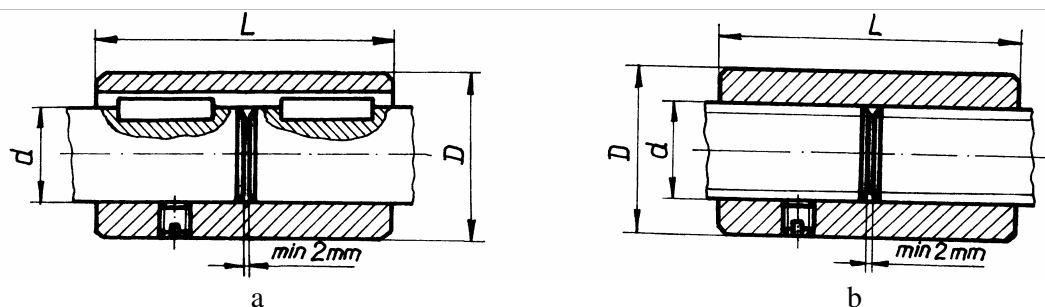


Fig. 5.2

Calculul cuplajelor cu manșon monobloc constă în alegerea și verificarea elementelor asamblărilor dintre arbori și manșon (știfturi, pene, caneluri).

Cuplajele cu manșon monobloc se folosesc rar, acestea având gabarit mare în lungime și necesitând, la montare și demontare, deplasări axiale mari ale unuia din arbori.

Cuplajele manșon sunt formate dintr-un manșon secționat, montat pe capetele arborilor de asamblat prin intermediul șuruburilor, care asigură strângerea necesară transmiterii momentului de torsiune prin frecarea dintre manșon și capetele celor doi arbori.

Cuplajele manșon sunt standardizate în două variante constructive: pentru arbori orizontali (fig.5.3, a) și pentru arbori verticali (fig.5.3, b). Pentru siguranță în funcționare, se prevăd pene paralele – în cazul arborilor orizontali (v. fig.5.3, a) și pană paralelă cu cep – în cazul arborilor verticali (v. fig.5.3, b).

Aceste cuplaje permit montarea și demontarea fără deplasarea axială a arborilor, dar prezintă dificultăți la echilibrare și necesită măsuri speciale de protecție (carcase de protecție).

Calculul cuplajului se reduce la alegerea acestuia și verificarea șuruburilor montate cu prestrângere, forța de prestrângere determinându-se din condiția

$$M_f = M_{tc}, \quad (5.5)$$

în care: M_f reprezintă momentul de frecare pe suprafețele de contact; M_{tc} - momentul de torsiune de calcul.

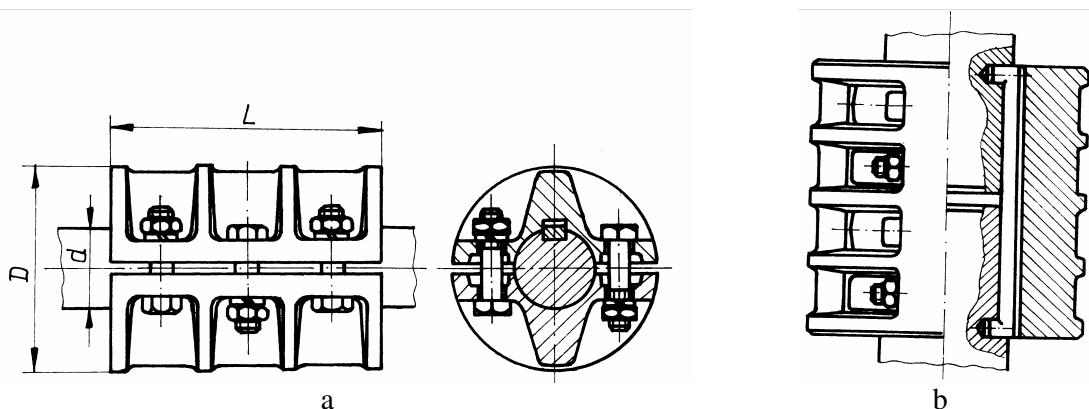


Fig. 5.3

Datorită dezavantajelor pe care le prezintă cuplajele permanente fixe în general și a dezavantajelor specifice acestui tip de cuplaj, el se folosește pe scară redusă, în special la turații mici.

Cuplajele cu flanșe sunt formate din două semicuplaje – montate pe capetele arborilor de asamblat, de regulă, prin pene paralele – solidarizate prin șuruburi, montate cu joc sau fără joc. În cazul montajului cu joc, momentul de torsiune se transmite prin frecarea dintre suprafețele în contact ale flanșelor (fig.5.4, a) sau prin bușe (fig.5.4, b), care descarcă șuruburile de solicitare. Cuplajele cu flanșe la care șuruburile sunt montate fără joc sunt standardizate în două variante constructive: pentru arbori orizontali și pentru arbori verticali; acestea transmit momentul de torsiune prin tijă șuruburilor.

Calculul acestor cuplaje constă în dimensionarea sau verificarea asamblării prin șuruburi – montate cu sau fără joc – sarcina ce revine unui șurub determinându-se corespunzător modului de transmitere a momentului de torsiune. În cazul montajului cu joc, plecând de la condiția transmiterii momentului de torsiune prin frecarea dintre flanșe

$$M_{tc} \leq M_f = \mu F_{01} z \frac{D_0}{2}, \quad (5.6)$$

forța care solicită șurubul se determină cu relația

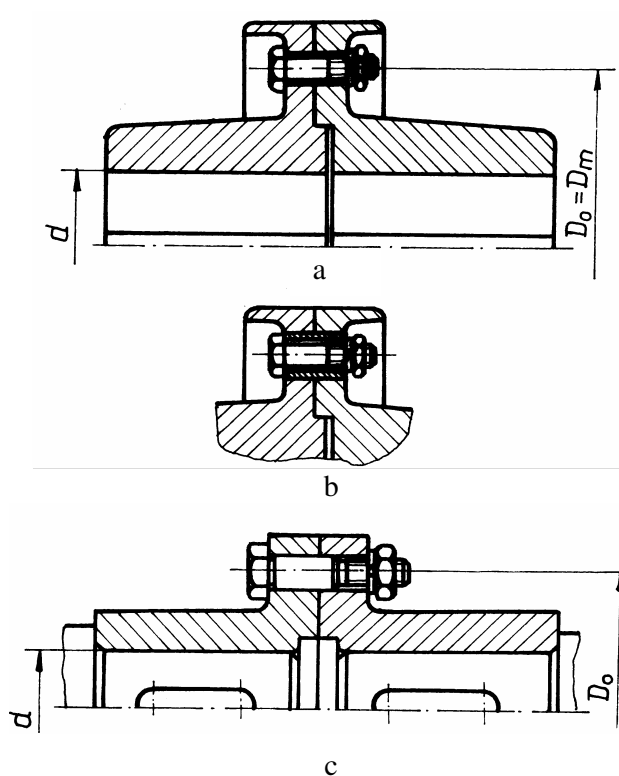


Fig. 5.4

$$F_{01} = \frac{2M_{tc}}{\mu z D_0}, \quad (5.7)$$

iar la montajul fără joc, când momentul de torsiune se transmite prin tija șurubului, forța care soliciță șurubul este

$$F_1 = \frac{2M_{tc}}{z D_0}. \quad (5.8)$$

În relațiile (5.6) ... (5.8), s-a notat cu: z - numărul de șuruburi; μ - coeficientul de frecare de alunecare pe suprafețele în contact ($\mu = 0,2 \dots 0,3$); D_0 - diametrul de dispunere a șuruburilor.

Șuruburile montate cu joc se calculează la tracțiune, cu o forță de calcul $F_c = 1,3F_{01}$, pentru a ține seama și de solicitarea la torsiune (momentul de înșurubare), care apare la montaj, iar cele montate fără joc se calculează la forfecare și strivire, la forța F_1 .

Cuplajul cu flanșe și șuruburi montate fără joc (fig.5.4, c), datorită dimensiunilor de gabarit mai mici decât în cazul cuplajului cu flanșe și șuruburi montate cu joc și a unei siguranțe în funcționare ridicate, este mult mai frecvent folosit.

Cuplajele cu dinți frontali (cuplaje tip *Hirth*) transmit momentul de torsiune prin intermediul dinților frontali, executați, de regulă, pe elementele care trebuie legate (roți dințate, arbori, flanșe, discuri etc.).

În fig.5.5 se prezintă exemple de folosire a cuplajului *Hirth*: la executarea unui tren de roți dințate din mai multe elemente (fig.5.5, a); la asamblarea unei roți dințate conice pe capătul unui arbore (fig.5.5, b). Menținerea contactului dintre dinții cuplajului se realizează cu ajutorul șurubului 1 și a piuliței 2 (v. fig.5.5, a) sau cu șurubul 3 (v. fig.5.5, b). Dantura cuplajului poate fi simetrică (v. fig.5.5, a) sau asimetrică (v. fig.5.5, b).

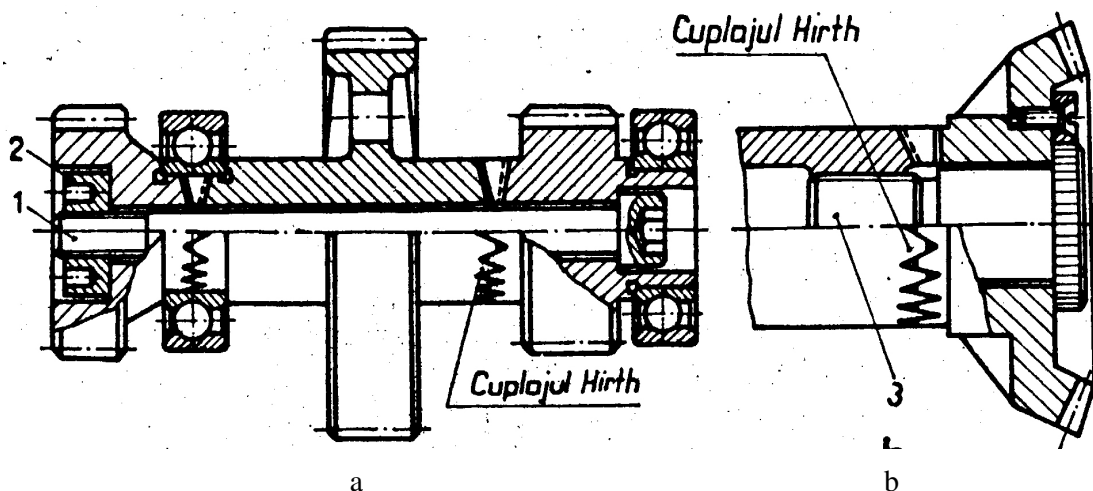


Fig. 5.5

Dantura cuplajului este soliciată la strivire, încovoiere și forfecare, calculul efectuându-se doar la încovoiere, considerând dinte o grindă încastrată, încărcată cu forța tangențială, aplicată pe diametrul mediu, la jumătatea înălțimii dintelui.

Aceste cuplaje se folosesc pe scară largă, datorită faptului că transmit momente de torsiune mari, în ambele sensuri, au dimensiuni de gabarit reduse, prezintă siguranță mare în funcționare, asigură o precizie mare la coaxialitatea arborilor, iar montarea și demontarea se realizează ușor.

5.4. CUPLAJE PERMANENTE MOBILE RIGIDE

Aceste cuplaje permit legarea arborilor a căror coaxialitate nu poate fi riguros respectată la montaj și a celor a căror poziție relativă se modifică în timpul funcționării.

Față de o poziție de referință a doi arbori (fig.5.6, a), în funcție de abaterile pe care le pot compensa, cuplajele permanente mobile cu elemente intermediare rigide se clasifică în cuplaje pentru compensarea abaterilor: axiale (fig.5.6, b); radiale (transversale, fig.5.6, c); unghiulare (fig.5.6, d); combinate (fig.5.6, e).

5.4.1. Cuplaje pentru compensarea abaterilor axiale

Se folosesc pentru transmiterea momentului de torsiune între arbori coaxiali, a căror poziție relativă axială este variabilă. Un exemplu de astfel de cuplaj este prezentat în fig.5.7 – *cuplajul cu știft transversal*. Acest tip de cuplaj se execută în mai multe variante, fiind folosit pentru diametre de arbori $d \leq 30$ mm, pentru transmiterea momentelor de torsiune mici. Abaterile axiale pe care le pot compensa aceste tipuri de cuplaje se datoresc deformațiilor termice. Calculul acestor cuplaje constă în verificarea știftului transversal la forfecare și strivire.

5.4.2. Cuplaje pentru compensarea abaterilor radiale

Aceste cuplaje leagă arbori cu axe paralele, varianta cea mai răspândită, datorită simplității constructive și structurale, constituind-o cuplajul Oldham. Diversele variante ale cuplajului Oldham se diferențiază după forma cuplelor dintre elementul intermediar și semicuplaje. La cuplajul prezentat în fig.5.8, cele două semicuplaje sunt prevăzute, pe fețele laterale, cu câte un canal diametral, de secțiune dreptunghiulară, în care pătrund nervurile decalate la 90° ale discului intermediar. Cuplajul permite compensarea abaterilor radiale și a unor mici abateri axiale. Valorile maxime ale abaterilor radiale se limitează la $0,04D$, D fiind diametrul exterior al cuplajului; funcționarea cu excentricități mai mari, datorită alunecărilor mari, produce uzuri importante ale suprafețelor în contact.

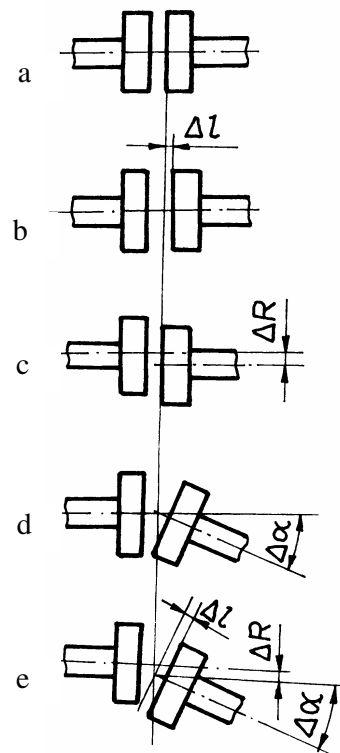


Fig. 5.6

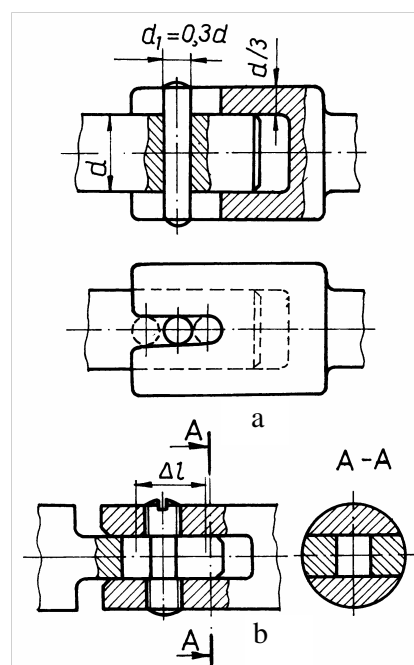


Fig. 5.7

În timpul funcționării, discul intermediar execută o mișcare planetară, centrul său deplasându-se pe un cerc cu diametrul egal cu excentricitatea e a arborilor ($e = \Delta R$).

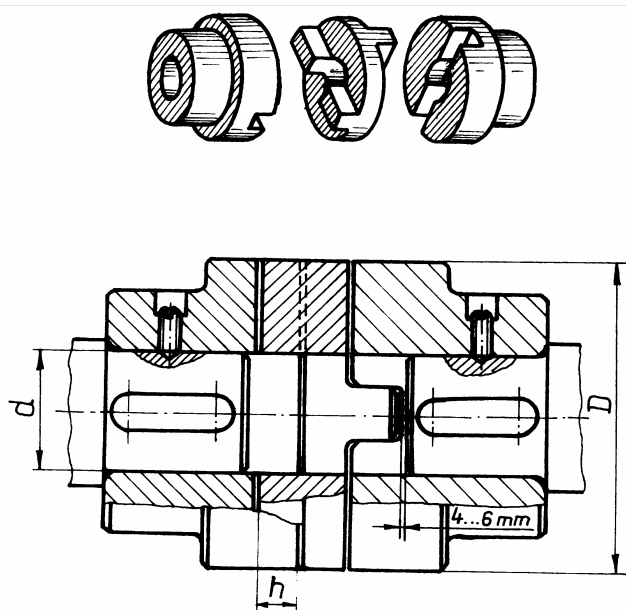


Fig. 5.8

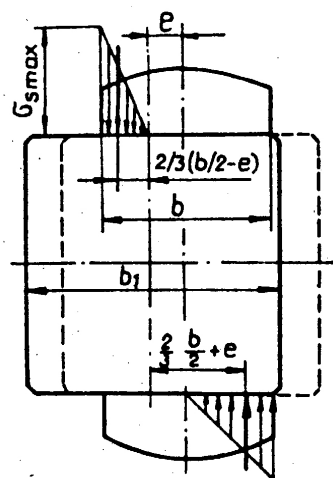


Fig. 5.9

Suprafețele funcționale sunt solicate la strivire, calculul efectuându-se în ipoteza repartiției triunghiulare a presiunilor, în situația

compensării abaterii axiale maxime, când lungimea de contact este minimă (fig.5.9). În această situație, tensiunea de strivire se determină cu relația

$$\sigma_s = \frac{12M_{tc}}{h(2D + d - e)(D - d - 2e)} \leq \sigma_{as}, \quad (5.9)$$

pentru tensiunea admisibilă la strivire adoptându-se următoarele valori: $\sigma_{as}=15 \dots 30$ MPa – pentru cazul când elementul intermediar este executat din oțel; $\sigma_{as}=7,5 \dots 10$ MPa – pentru cazul când elementul intermediar este executat din fontă, bronz sau textolit.

5.4.3. Cuplaje pentru compensarea abaterilor unghiulare

Aceste cuplaje realizează legătura dintre doi arbori concurenți, a căror poziție – în timpul funcționării – poate fi variabilă.

Sub diverse forme constructive, aceste cuplaje se folosesc în transmisiile autovehiculelor, la transmisiile mașinilor unelte, a mașinilor agricole, a mașinilor de ridicat și transportat etc.

Cuplajul cardanic din fig.5.10 se compune dintr-un element conducător 1, un element condus 2 – care au, în general, forma unor furci – și un element intermediar 3, de forma unei cruci.

Acest cuplaj este un mecanism heterocinetic, legătura dintre vitezele unghiulare ale elementelor conducător și condus fiind funcție de unghiul de rotire φ_1 al elementului conducător și de unghiul α dintre axele celor doi arbori. Heterocinetismul este exprimat prin parametrul

$$i = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{1 - \sin^2 \alpha \cos^2 \varphi_1}{\cos \alpha}, \quad (5.10)$$

considerându-se $\alpha = \text{const.}$

Legea de variație a momentului la arborele condus, pentru un moment la arborele conducător $M_{t1} = \text{const.}$ și unghiul $\alpha = \text{const.}$, este de forma

$$M_{t2} = M_{t1} \frac{1 - \sin^2 \alpha \cos^2 \varphi_1}{\cos \alpha}. \quad (5.11)$$

Pentru realizarea homocinetismului (egalitatea dintre vitezele unghiulare ale arborelui conducător și condus), se folosește soluția cu două cuplaje cardanice (bicardanică) și arbore intermediar (fig.5.11). Transmisia bicardanică este homocinetică dacă sunt îndeplinite două condiții: axele furcilor de pe arborele intermediar sunt paralele și unghiul α_1 dintre axele arborelui conducător și cel intermediar este egal cu unghiul α_2 dintre axele arborelui intermediar și cel condus.

Pe lângă legarea a doi arbori concurenți, transmisiile cardanice permit și compensarea abaterilor axiale ce apar în timpul funcționării; deplasarea relativă dintre cuplajele transmisiei bicardanice este posibilă ca urmare a existenței unei cuple de translație (în general o asamblare prin caneluri – fig.5.12).

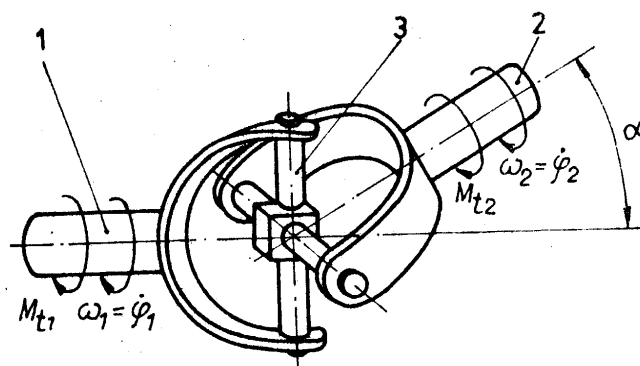


Fig. 5.10

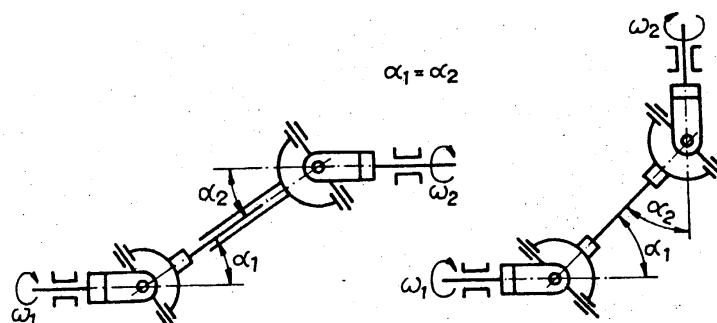


Fig. 5.11

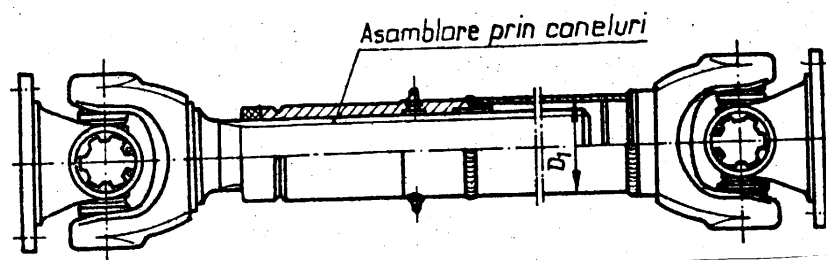


Fig. 5.12

Pe lângă soluțiile clasice de cuplaje cardanice, mai există și alte soluții de cuplaje care permit compensarea abaterilor unghiulare: cuplaje podomorfe, Weiss și Rzeppa.

5.4.4. Cuplaje pentru compensarea abaterilor combinate

Aceste cuplaje pot compensa abateri axiale, radiale (transversale) sau unghiulare ale arborilor cuplați sau combinații ale acestor abateri.

Din această categorie fac parte cuplajele dințate, care pot compensa, concomitent, toate tipurile de abateri. Se folosesc pe scară largă în construcția de mașini grele (laminoare, utilaje siderurgice,

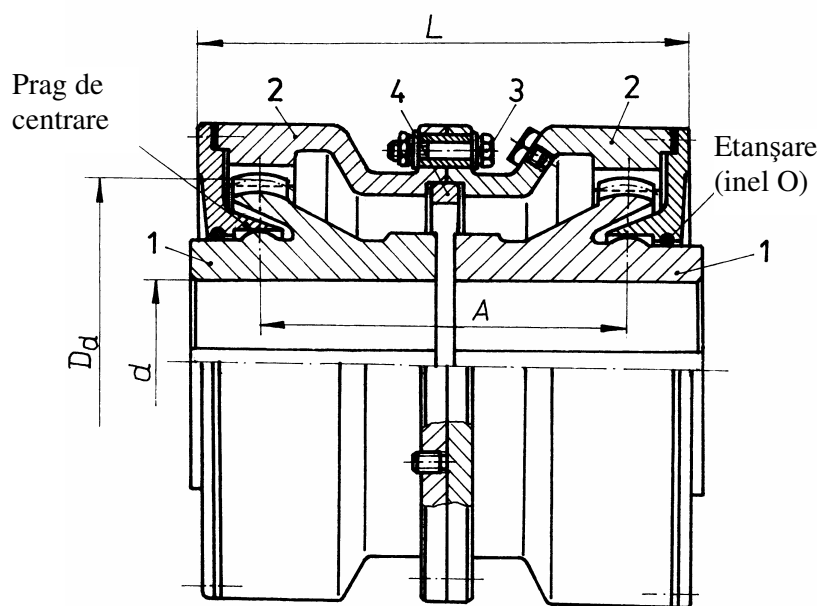


Fig. 5.13

uzurii, sunt prevăzute etanșări cu inele O.

Momentul de torsiune se transmite de la butuc la manșon (sau invers) prin intermediul danturii (prin contact direct fără frecare), forma acestuia influențând atât capacitatea de transmitere cât și pe cea de compensare a abaterilor.

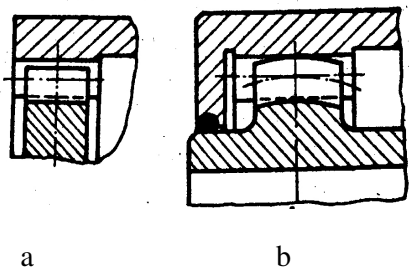


Fig. 5.14

Profilul dinților se execută în evolventă, având, de regulă, unghiul profilului de referință $\alpha=20^\circ$; se întâlnesc și cazuri cu $\alpha=25^\circ$ și chiar cu $\alpha=30^\circ$, putându-se folosi și dantura modificată.

În plan axial, forma dinților poate fi dreaptă sau curbă (fig.5.14, a, respectiv b), iar linia flancului dintelui, pe lungime, poate fi dreaptă sau bombată (fig.5.15, a, respectiv b). Din figurile 5.14 și 5.15, rezultă că dantura curbă și bombată este soluția optimă, deoarece, în comparație cu celelalte danturi, prezintă o serie de avantaje: crește capacitatea

utilaje miniere, pompe, compresoare etc.), datorită capacității de a transmite momente de torsiune mari, la dimensiuni de gabarit reduse, și a funcționării sigure, la viteze mari de rotație.

Cuplajul prezentat în fig.5.13 este format din doi butuci 1, cu dantură exterioară, montați pe capetele celor doi arbori, și din două manșoane 2, cu dantură interioară, solidarizate prin șuruburile 3, centrarea manșoanelor realizându-se cu ajutorul inelului 4. Deoarece cuplajul funcționează cu ungere, pentru micșorarea

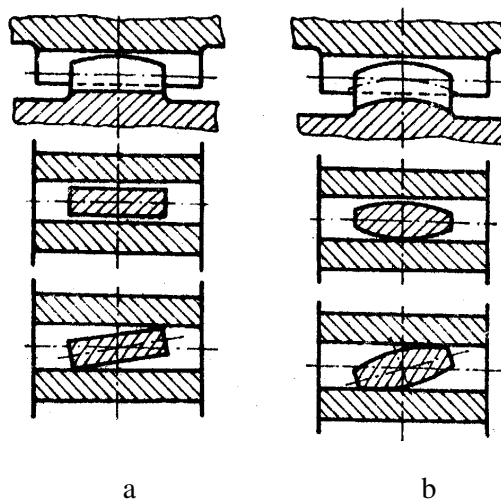


Fig. 5.15

cuplajului de a compensa abateri unghiulare; se uniformizează repartiția sarcinii pe dinții cuplajului, datorită contactului mai corect dintre aceștia, ceea ce duce la micșorarea uzurilor; condițiile de ungere sunt superioare; se pot alege jocuri minime între flancuri, reducându-se astfel șocurile și zgomotul.

Pentru funcționarea corespunzătoare a acestor cuplaje, este necesară o bună ungere, folosindu-se următoarele sisteme de ungere:

- *ungere cu unsoare consistentă*, la turații joase și momente de torsiune mari; se asigură o bună ungere la pornire, deoarece unsoarea se menține ușor între dinți și schimbarea ei se face cu ușurință;
- *ungere cu ulei staționar*, la temperaturi mici, turații sub 5500 rot/min și diametre ale cuplajului sub 300 mm; uleiul, introdus inițial în carcasa cuplajului dințat, este centrifugat, în funcționare, între dinții în contact, asigurând o ungere corespunzătoare;
- *ungere cu circulație de ulei*, la temperaturi și turații mari, acestea mărind foarte mult presiunea de centrifugare a uleiului.

Un calcul exact al danturii acestor cuplaje nu se poate face, datorită imposibilității luării în considerare, cu precizie și în totalitate, a condițiilor reale de funcționare, fenomenele care intervin fiind multiple și complexe. Printre altele, capacitatea portantă a danturii este influențată sensibil de înclinarea arborilor și de precizia de execuție.

Cuplajele dințate se execută într-o mare varietate de forme constructive, putând fi adaptate tuturor cerințelor impuse transmisiei din care fac parte.

5.5. CUPLAJE PERMANENTE MOBILE ELASTICE

Aceste cuplaje, denumite în mod curent *cuplaje elastice*, se caracterizează prin existența unui element elastic (metalic sau nemetalic) între semicuplaje, care participă la transmiterea momentului de torsiune și determină proprietățile cuplajului: *amortizarea șocurilor și vibrațiilor torsionale*, prin acumularea temporară a lucrului mecanic și redarea acestuia sistemului pe care îl echează, printr-o revenire treptată a elementului elastic la forma și poziția sa inițială; *limitarea vibrațiilor de rezonanță*, prin schimbarea frecvenței proprii a sistemului mecanic; *compensarea elastică a abaterilor de poziție a arborilor*, datorate impreciziilor de execuție și montaj.

Cuplajele elastice sunt caracterizate prin *rigiditate* și prin *capacitatea de amortizare*.

Caracteristica elastică a cuplajelor reprezintă dependența dintre unghiul de rotire relativă a celor două semicuplaje și momentul de torsiune transmis de cuplaj; cuplajele pot fi cu rigiditate constantă, caracteristica acestora fiind liniară, și cu rigiditate variabilă, caracteristica, în acest caz, fiind neliniară (v. fig.5.16, a).

Capacitatea de amortizare a șocurilor de torsiune este caracteristica cuplajelor elastice de a transforma în căldură o parte a

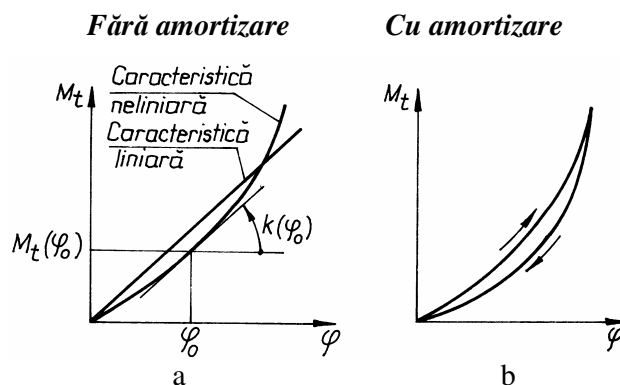


Fig. 5.16

energiei acestora, restul fiind transformată în energie de deformare, care este redată sistemului în urma încetării acțiunii șocului. La cuplajele elastice cu elemente intermediare metalice, frecarea are loc între elementele elastice (frecare exterioară), iar la cele cu elemente intermediare nemetalice, frecarea are loc în interiorul elementului elastic (frecare interioară); *lucrul mecanic de frecare* este definit de suprafața cuprinsă între caracteristica de încărcare și cea de descărcare (fig.5.16, b).

Existența cuplajelor elastice în sistemele mecanice influențează favorabil comportarea acestora la solicitări oscilatorii, frecvent întâlnite în exploatare, valori mari ale gradului de amortizare ducând la o funcționare mai liniștită a sistemelor mecanice echipate cu astfel de cuplaje.

5.5.1. Cuplaje elastice cu elemente intermediare nemetalice

Elementul intermediar elastic se execută, în cele mai multe cazuri, din cauciuc (mai rar se utilizează pielea, țesăturile cauciucate sau masele plastice), datorită avantajelor pe care le prezintă, în comparație cu elementele intermediare metalice: *elasticitate mare*; *capacitate mare de amortizare*; *simplitate constructivă*; *cost redus*. Față de cuplajele elastice cu elemente intermediare metalice, au durabilitate și capacitate de încărcare mai reduse, fapt pentru care se recomandă la transmiterea de momente de torsiune mici – medii. Aceste cuplaje asigură și izolarea electrică a arborilor cuplați.

Cuplaje elastice cu bolțuri. Se execută într-o mare varietate de soluții constructive, care se

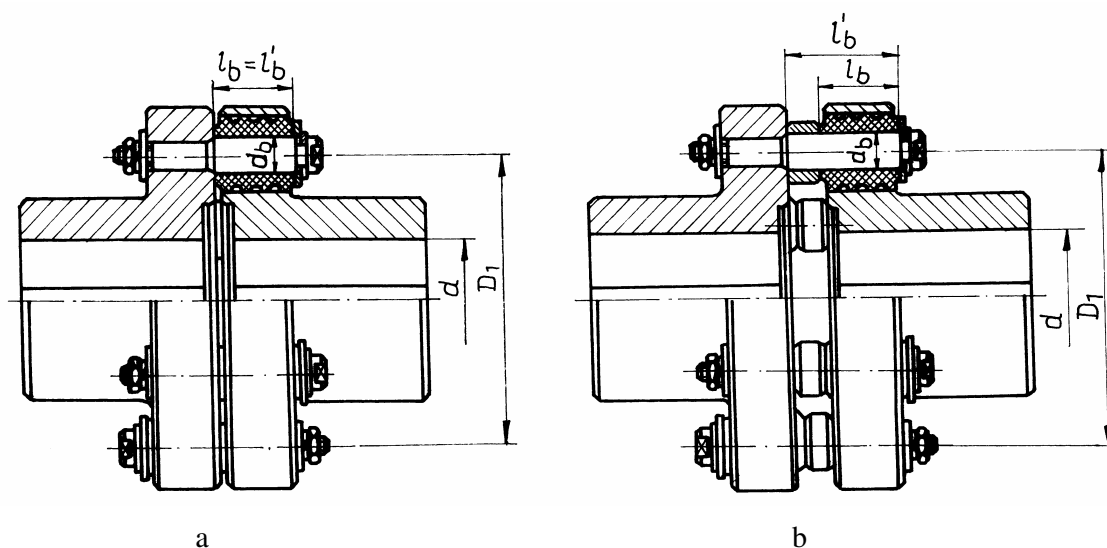


Fig. 5.17

deosebesc, în principal, prin forma elementului elastic. Două din aceste variante sunt standardizate: varianta N – normală (fig.5.17, a) și varianta B – cu bucșe distanțiere (fig.5.17, b).

Cuplajele elastice cu bolțuri se compun din două semicuplaje – identice dacă bolțurile sunt montate alternativ (v. fig.5.17) sau diferite dacă bolțurile sunt montate doar pe un semicuplaj – legate elastic prin intermediul bolțurilor, pe care sunt montate manșoane (sau inele din cauciuc), de diferite forme. La toate variantele, trebuie să se asigure posibilitatea de deformare a elementului elastic.

Aceste cuplaje permit compensarea abaterilor radiale, în limitele $\Delta R=0,3 \dots 0,6$ mm, unghiulare $\Delta\alpha \leq 1^\circ$ și a unor abateri axiale, în limitele menținerii contactului dintre elementul elastic și alezajul în care acesta este montat, pe o lungime suficient de mare.

Cuplajele se aleg din standarde sau din cataloagele firmelor producătoare – în funcție de momentul de torsiune de calcul M_{tc} – calculul acestora reducându-se la verificarea elementelor componente. În ipoteza repartiției uniforme a sarcinii pe cele z bolțuri, forța care revine unui bolț este

$$F_1 = \frac{2M_{tc}}{zD_1}, \quad (5.12)$$

unde D_1 este diametrul de dispunere a bolțurilor.

Elementul elastic este solicitat la strivire, tensiunea maximă luând naștere pe suprafața de contact cu bolțul și se calculează cu relația

$$\sigma_s = \frac{F_1}{d_b l_b} \leq \sigma_{as}, \quad (5.13)$$

în care σ_{as} este rezistența admisibilă la strivire a cauciucului, cu valori în intervalul $5 \dots 7$ MPa.

Bolțurile se verifică la încovoiere – considerându-se ca fiind grinzi încastate, cu sarcina aplicată la brațul maxim l'_b , pentru a compensa eventualele abateri – cu relația

$$\sigma_i = \frac{F_1 l'_b}{\frac{\pi d_b^3}{32}} \leq \sigma_{ai}, \quad (5.14)$$

în care σ_{ai} este rezistența admisibilă la încovoiere, care se recomandă să se aleagă în limitele $\sigma_{ai} = (0,25 \dots 0,4) \sigma_{02}$.

Cuplajul cu bolțuri și disc elastic (tip *Hardy*). Este format din două semicuplaje, legate prin intermediul unui disc elastic, de cauciuc, cu ajutorul unor bolțuri, montate alternativ în cele două semicuplaje (fig.5.18). Pentru mărirea capacității portante și a durabilității cuplajului, se folosesc armături metalice pentru găurile prin care se introduc bolțurile. Cuplajul se caracterizează prin elasticitate torsională și deformabilitate mari. La transmiterea momentului de torsiune, porțiunile din discul elastic dispuse în fața bolțurilor de pe semicuplajul conducător sunt supuse la compresiune, iar cele din spatele acestor bolțuri la tracțiune.

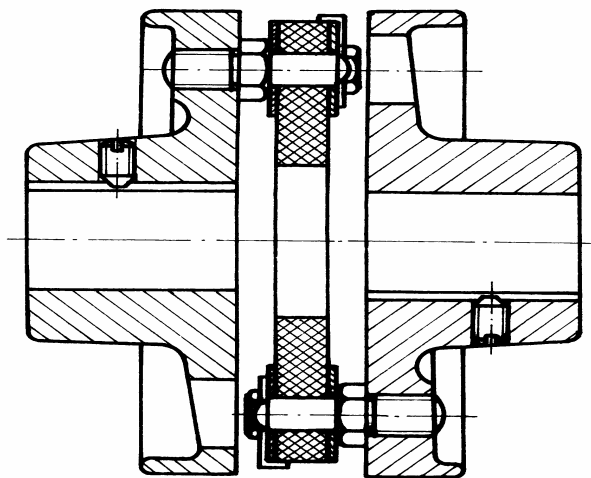


Fig.5.18

Cuplaje elastice de tip *Periflex*. Aceste tipuri de cuplaje se execută într-o mare varietate de forme constructive, care se deosebesc, în principal, prin forma elementului elastic, care impune și forma semicuplajelor.

Cuplajul Periflex se compune din bandajul de cauciuc 3 – cu inserții textile – montat pe semicuplajele 1 și 2, prin intermediul discurilor 4, strânse cu șuruburile 5 (fig.5.19); bandajul poate fi continuu sau format din mai multe segmente.

Aceste cuplaje asigură o bună amortizare a șocurilor și vibrațiilor, având o mare capacitate de

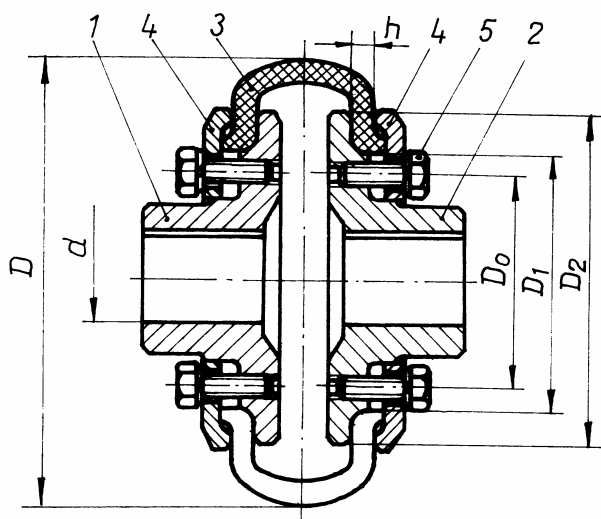


Fig.5.19

acumulare a energiei de șoc, datorită volumului mare al elementului elastic. De asemenea, aceste cuplaje pot compensa abateri axiale $\Delta l = 3 \dots 6$ mm, radiale $\Delta R = 2 \dots 6$ mm, și unghiulare $\Delta \alpha = 2 \dots 6^\circ$.

Momentul de torsiune se transmite prin frecarea dintre bandaj, pe de o parte, și semicuplaje și discuri, pe de altă parte, forța de apăsare fiind creată prin strângerea șuruburilor la montaj. Forța necesară de prestrângere a unuia din cele z șuruburi (montate pe un semicuplaj) se determină din condiția ca întregul moment de torsiune să se transmită prin frecare

$$M_{tc} \leq M_f = \mu z F_{01} \frac{D_1 + D_2}{4} i, \quad (5.15)$$

rezultând

$$F_{01} \geq \frac{4M_{tc}}{\mu z (D_1 + D_2) i}, \quad (5.16)$$

unde: μ este coeficientul de frecare dintre bandaj și semicuplaj sau disc ($\mu = 0,2 \dots 0,5$); D_1 și D_2 – diametrele, minim și maxim, ale suprafețelor de frecare; i – numărul perechilor de suprafețe de frecare (pentru cuplajul din fig.5.19, $i=2$).

De regulă, șuruburile se adoptă constructiv – atât numărul cât și diametrul acestora – și se verifică la solicitarea de tracțiune, produsă de forța F_{01} , și la cea de torsiune, produsă de momentul de înșurubare; de regulă, calculul se efectuează numai la tracțiune, cu o forță de calcul $F_c = 1,3F_{01}$.

Bandajul se verifică la strivire, cu relația

$$\sigma_s = \frac{z F_{01}}{\frac{\pi}{4} (D_2^2 - D_1^2)} \leq \sigma_{as} \quad (5.17)$$

și la forfecare, în secțiunea dispusă la diametrul D_2 , cu relația

$$\tau_f = \frac{2M_{tc}}{\pi D_2^2 h} \leq \tau_{af}; \quad (5.18)$$

rezistența admisibilă la strivire $\sigma_{as} = 5 \dots 7$ MPa, iar rezistența admisibilă la forfecare $\tau_{af} = 0,3 \dots 0,5$ MPa.

Bandajul din cauciuc este solicitat suplimentar la tracțiune, de către forțele centrifuge, solicitarea la tracțiune devenind periculoasă la viteze periferice mari. Din acest motiv, se limitează

viteza periferică a bandajului la valori $v_a=17,5 \dots 20$ m/s, pentru care tensiunea efectivă de tracțiune nu depășește rezistența admisibilă la tracțiune a cauciucului $\sigma_{at}=0,5$ MPa.

O altă variantă a cuplajului cu bandaj de cauciuc este prezentată în fig.5.20 (*cuplajul Vulkan*). La acest cuplaj, bandajul este secționat, execuția sa fiind mai ușoară și, deci, costul acestuia este mai scăzut. Momentul de torsiune se repartizează uniform pe cele două jumătăți ale bandajului, montate în paralel, forțele centrifuge fiind preluate de prinderea superioară a acestora. Cuplajul transmite momente de torsiune mai mari decât cuplajul Periflex, la aceleași dimensiuni de gabarit.

Ca și la cuplajul Periflex, momentul de torsiune se transmite prin frecare și prin urmare șuruburile de strângere și bandajul se calculează în mod similar, calculul efectuându-se pentru o jumătate de bandaj, prin care se transmite jumătate din momentul de torsiune.

Cuplajul Vulkan, ca și unele variante ale cuplajului Periflex, se poate utiliza și la legarea arborilor de flanșe sau volanți, forma unuia din semicuplaje fiind adaptată acestui scop.

Cuplajul Holset face parte din categoria cuplajelor elastice cu gheare și blocuri de cauciuc pe mai multe rânduri (fig.5.21). Între ghiarele radiale a celor două semicuplaje se montează blocuri de cauciuc de formă prismatică, soliciitate, în timpul transmiterii momentului de torsiune, la compresie.

Blocurile se montează cu precomprimare, pentru a permite cuplajului transmiterea momentului de torsiune în ambele sensuri, fără șocuri.

Cuplajul Vibrostop este un cuplaj elastic cu element de cauciuc sollicitat la torsiune (fig.5.22). Este alcătuit din elementul elastic 3, vulcanizat pe inelele metalice tronconice 4 și 5, asigurându-se, astfel, o stare tensională uniformă a cauciucului. Legarea elementului elastic de cele două semicuplaje identice 1 și 2 se face prin intermediul șuruburilor 6.

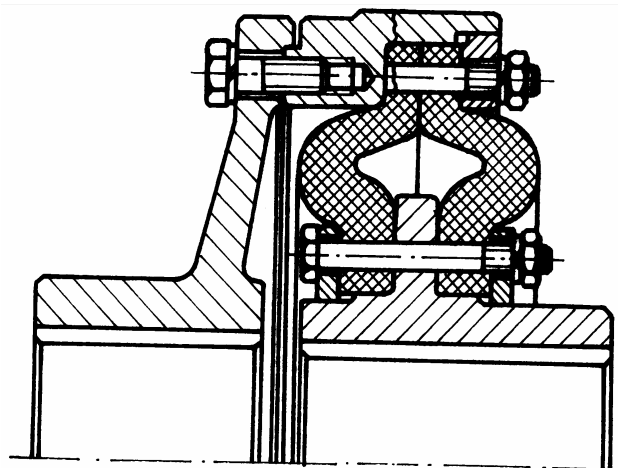


Fig.5.20

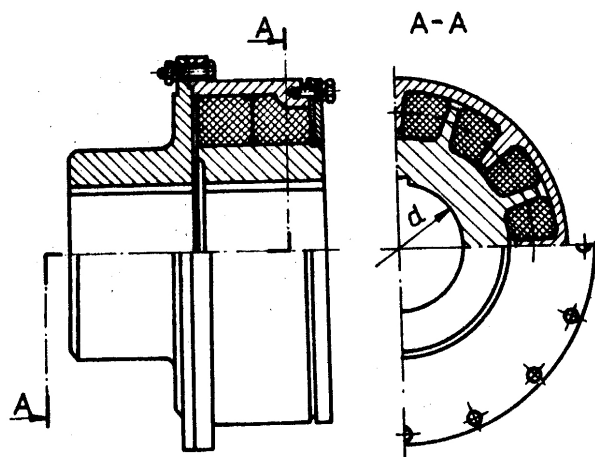


Fig.5.21

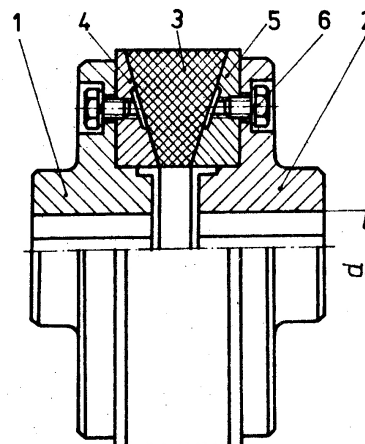


Fig.5.22

5.5.2. Cuplaje elastice cu elemente intermediare metalice

Elementul intermediar elastic se execută din oțel de arc, în diverse forme constructive, ca: arcuri bară, arcuri în foi (lamelare), arcuri elicoidale, arcuri manșon.

Aceste cuplaje se folosesc pentru transmiterea de momente de torsiune mari, la dimensiuni de gabarit reduse, de regulă în medii și condiții de funcționare incompatibile cu elementele nemetalice (de cauciuc). Comparativ cu cuplajele elastice cu elemente nemetalice, au o durabilitate mai mare, în schimb gradul de amortizare al elementului elastic este mai redus. Se recomandă să se utilizeze în transmisiile de puteri mari ale utilajelor tehnologice (laminoare) etc.

Cuplajul cu arc șerpuit (de tip Bibby). Este format din două semicuplaje identice 1 și 2, cu dantură exterioară, de profil special, montate pe capetele celor doi arbori (fig.5.23). În golurile dintre dinții celor două semicuplaje, plasate față în față, este montat arcușul șerpuit 3, de forma unei benzi cu secțiune dreptunghiulară. Carcasele 4 și 5 au rol de protecție a părții active a cuplajului, în interiorul acestora introducându-se unsoare consistentă, pentru reducerea uzurii dinților și a elementului elastic și a micșorării zgomotului. Etanșarea carcasei se face fără contact (cu fantă, fig.5.23, a) sau cu contact (cu element din cauciuc, fig.5.23, b).

Cuplajul permite compensarea abaterilor combinate: axiale $\Delta l = 4 \dots 20$ mm, radiale $\Delta R = 0,5 \dots 3$ mm și unghiulare $\Delta \alpha_{\max} = 1,15^\circ$.

Cuplajele cu arc șerpuit pot avea caracteristică neliniară sau liniară, în funcție de forma dinților

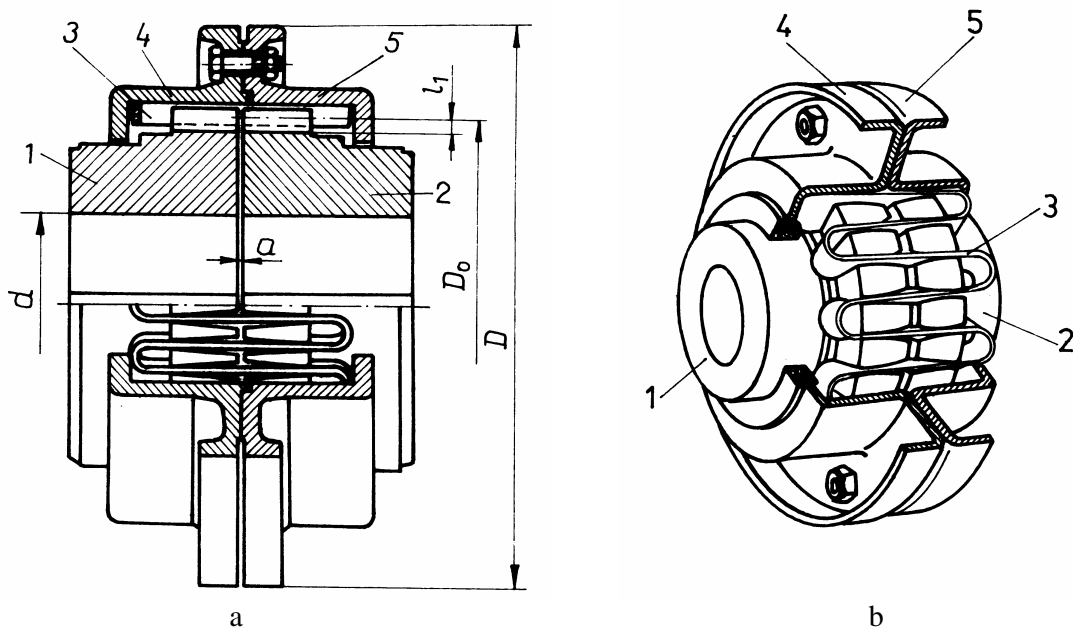


Fig. 5.23

pe lungime. Pentru varianta la care flancurile dinților sunt curbilinii pe lungime, caracteristica este neliniară, datorită modificării distanței dintre punctele de contact ale arcușului cu dinții semicuplajelor (fig.5.24). Pentru varianta la care flancurile dinților sunt rectilinii pe lungime, caracteristica este liniară, deoarece distanța dintre punctele de contact ale arcușului cu dinții semicuplajelor este constantă, nedepinzând de valoarea momentului de torsiune transmis (fig.5.25, a).

În timpul funcționării cuplajului, sarcina preluată de elementul elastic este variabilă, cu posibile șocuri. Poziția benzii de oțel (a arcului șerpuit), la diferite încărcări ale cuplajului din fig.5.23, este prezentată în fig.5.24. Se observă că odată cu creșterea sarcinii arcul se așează pe flancurile dinților celor două semicuplaje, luând forma acestora și punctele de aplicație ale forțelor tangențiale se apropie.

La preluarea șocurilor mari, distanța dintre punctele de aplicație ale forțelor tangențiale, corespunzătoare acestor sarcini, este egală cu distanța a (v. fig.5.24 și fig.5.25, c) dintre cele două semicuplaje situație în care rigiditatea cuplajului este maximă (porțiunea cuprinsă între φ_1 și $\varphi_{\max}$ din caracteristica prezentată în fig.5.25, d).

La varianta cu caracteristică liniară, arcul se comportă ca o grindă încastrată, punctele de încastrare fiind punctele de contact ale arcului cu dinții (v.

fig.5.25, a și b), iar forța tangențială acționează la mijlocul grinzii; sub această forță, arcul se deformează liber până la apariția unor șocuri mari, când punctele de aplicație ale forțelor se află la o distanță egală cu distanța a dintre cele două semicuplaje (v. fig.5.25, c).

Calculul cuplajelor de tip Bibby cu caracteristică liniară se bazează pe cunoașterea momentului de torsiune de calcul M_{tc} . De asemenea, se alege: numărul de dinți, z ; diametrul mediu al dinților D_0 . Lățimea b a arcului se determină din condiția de rezistență la încovoiere, cu relația

$$b = \frac{3 F_t l}{h^2 \sigma_{ai}}, \quad (5.19)$$

în care, expresia forței tangențiale este

$$F_t = \frac{2 M_{tc}}{z D_0}, \quad (5.20)$$

iar parametrii l și h iau valorile:

$$l = 2,5 \frac{\pi D_0}{z} \text{ și, respectiv,} \quad (5.21)$$

$$h = (0,16 \dots 0,25) \frac{\pi D_0}{z}. \quad (5.22)$$

Valorile rezistenței admisibile la încovoiere se consideră în intervalul $\sigma_{ai} = (0,5 \dots 0,7) \sigma_{02}$.

Grosimea dintelui B se determină tot din condiția de rezistență la încovoiere, cu relația

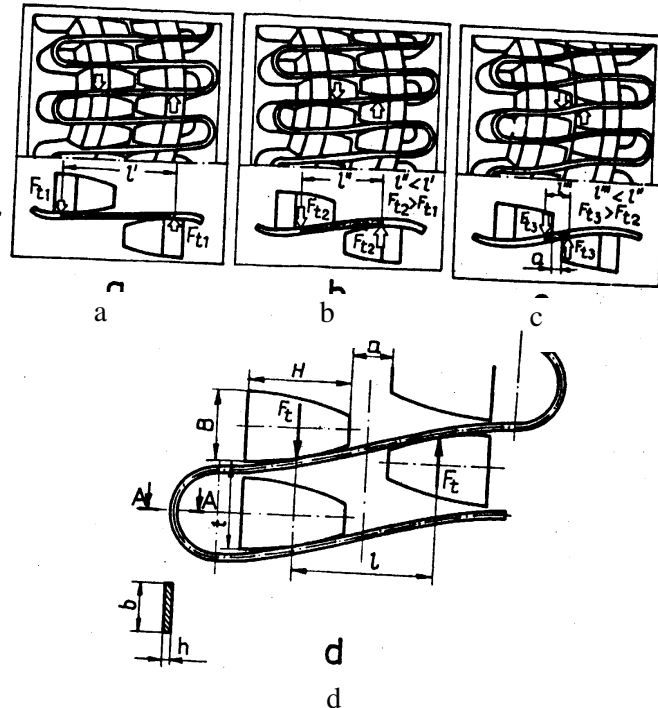


Fig. 5.24

$$B \geq \sqrt[3]{1,71 \frac{F_t l_1}{\sigma_{ai}}}, \quad (5.23)$$

în care l_1 este brațul forței F_t , aplicată la diametrul D_0 , față de secțiunea periculoasă de la baza dintelui ($l_1 \geq b/2$). Valoarea grosimii dintelui trebuie corelată cu valoarea pasului t , pentru a fi posibilă montarea benzii de oțel de grosime h ($B+h < t - v$, fig.5.25,a, unde $t=\pi D_0/z$).

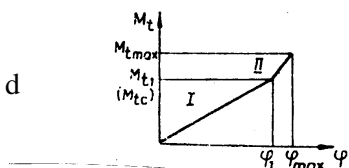
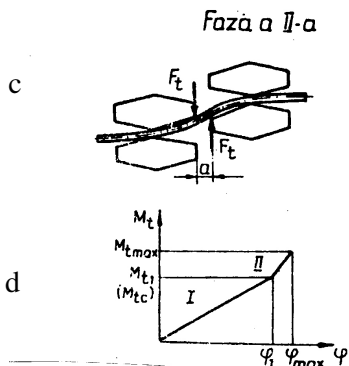
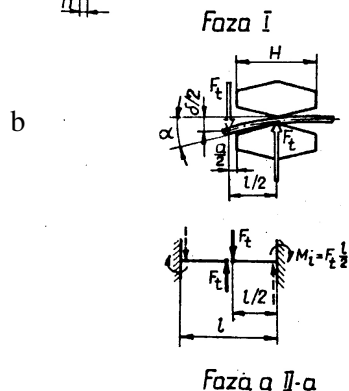
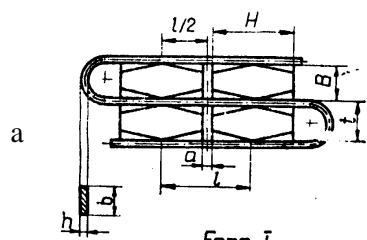


Fig. 5.25

În final, arcul se verifică la forfecare – cu forța corespunzătoare momentului de șoc preluat de cuplaj – cu relația

$$\tau_{f \max} = \frac{3 F_{t \text{ soc}}}{2 b h} \leq \tau_{af}, \quad (5.24)$$

în care expresia forței corespunzătoare momentului de șoc este

$$F_{t \text{ soc}} = \frac{2 M_{t \text{ soc}}}{z D_0}. \quad (5.25)$$

Pentru rezistența admisibilă la forfecare se consideră valorile $\tau_{af}=(0,35 \dots 0,5) \sigma_{02}$.

Săgeata arcului se determină cu relația

$$\delta = \frac{1}{3} \frac{l^2}{E h} \sigma_i. \quad (5.26)$$

În funcție de expresia săgeții, se determină unghiul de rotire relativă a celor două semicuplaje

$$\varphi = \frac{\delta}{\frac{D_0}{2}} = \frac{M_{tc} l^3}{3 z D_0^2 E I_z}, \quad (5.27)$$

unde, I_z este momentul de inerție axial și are expresia $I_z=bh^3/12$.

Rigiditatea cuplajului se scrie sub forma

$$k = \frac{M_t}{\varphi} = \frac{3 z D_0^2 E I_z}{l^3}. \quad (5.28)$$

Cuplajul cu arcuri elicoidale (de tip Cardeflex). Este format din semicuplaje 1 și 2, identice, pe care sunt montați, alternativ, segmentii 3, prin intermediul bolțurilor speciale 4. Între segmentii sunt montate, cu precomprimare, arcurile 5, centrate pe segmentii 3, prin intermediul știfturilor 6, ce aparțin acestor segmentii și care limitează deformațiile arcurilor (fig.5.26). Cuplajul transmite momentul de torsiune în ambele sensuri, fără șocuri, datorită pretenționării arcurilor. Deoarece în regim tranzitoriu sau la preluarea sarcinilor apare o rotire relativă între cele două semicuplaje ($\varphi \leq 5^\circ \dots 10^\circ$), segmentii prezintă (în timpul funcționării) o mișcare oscilatorie, de mică amplitudine, fapt pentru care se recomandă ungerea zonei de contact cu bolțurile.

Cuplajul permite compensarea abaterilor combinate: axiale $\Delta l_{\max}=0,05D$ mm, radiale $\Delta R=0,1D$ (D – diametrul exterior al cuplajului) și unghiulare $\Delta \alpha_{\max}=2^\circ$, valorile fiind acceptate pentru turații minime ale cuplajului; la turații mari, abaterile posibil a fi compensate, în condițiile unei funcționări corespunzătoare a cuplajului, sunt indicate de firmele constructoare de cuplaje.

Caracteristica cuplajelor cu arcuri elicoidale depinde de caracteristica arcurilor utilizate, în cazul arcurilor elicoidale cilindrice de compresiune fiind liniară. În funcționarea unui cuplaj Cardeflex, se întâlnesc următoarele etape (fig.5.27, c): o primă etapă (I) – fig.5.27, b), în care funcționează toate arcurile, arcurile din fața segmentilor de pe semicuplajul conducător (în sensul mișcării)

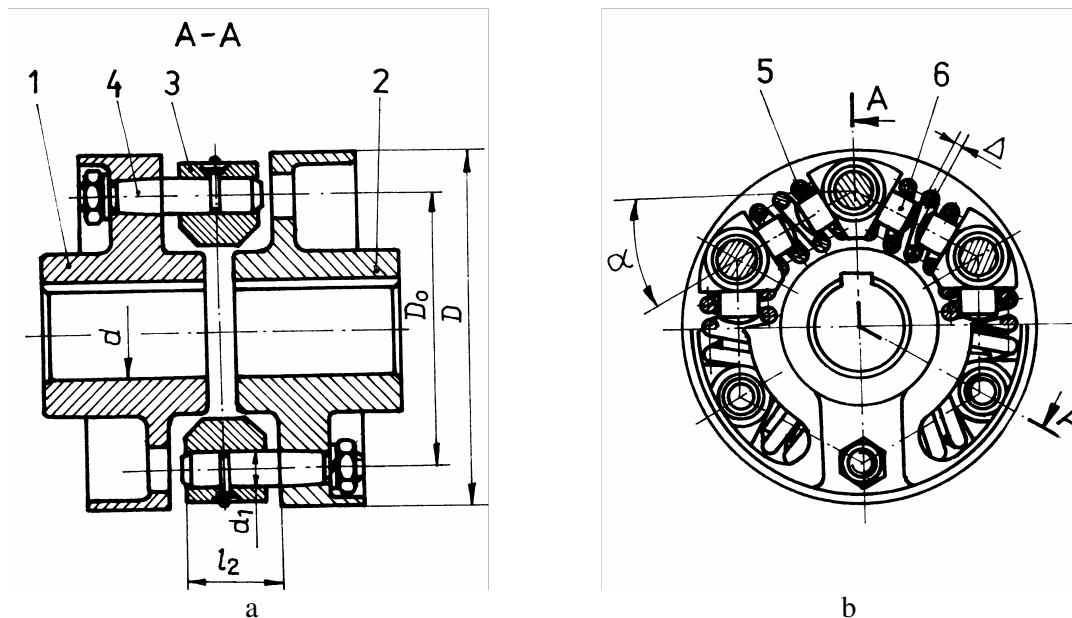


Fig.5.26

comprimându-se, iar cele din spate destinzându-se; etapa se încheie atunci când aceste arcuri s-au destins complet, în cea de a doua etapă (II) funcționând numai arcurile dispuse în fața segmentilor de pe semicuplajul conducător; etapa se încheie atunci când știfturile pe care sunt centrate arcurile respective vin în contact, moment din care cuplajul devine rigid. Când nu se transmite moment (fig.5.27, a), pentru $\alpha_1 = \alpha_2$, $F_{a1} = F_{a2}$, respectiv $F_{t1} = F_{t2}$.

Stabilirea rigidităților cuplajului, pentru cele două etape de funcționare, pe baza schemei de calcul din fig.5.27, b, este prezentată în continuare.

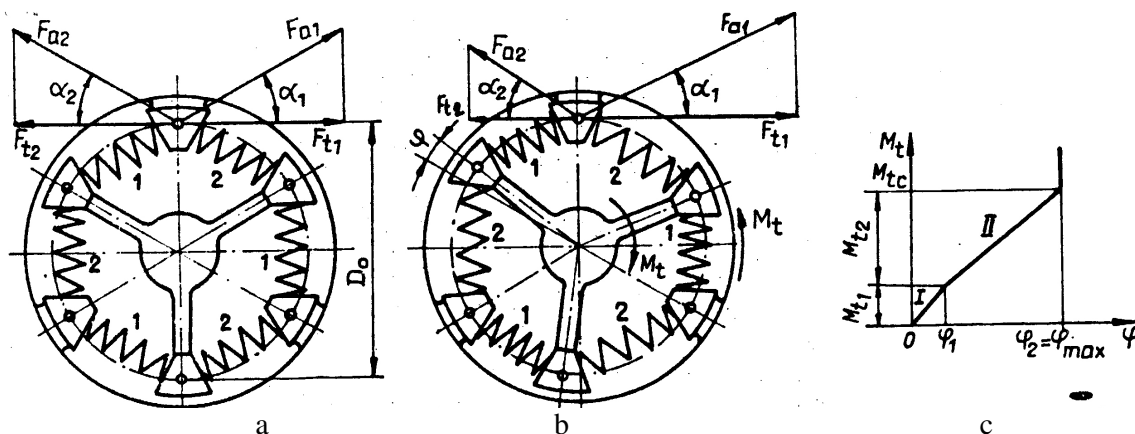


Fig.5.27

Momentul de torsiune transmis de cuplaj are expresia

$$M_t = z \frac{D_0}{2} (F_{a1} \cos \alpha_1 - F_{a2} \cos \alpha_2), \quad (5.29)$$

în care: z reprezintă numărul segmentelor de pe un semicuplaj; $F_{a1,2}$ – forțele corespunzătoare arcurilor 1 și, respectiv, 2; $\alpha_{1,2}$ – unghiurile dintre direcția forțelor $F_{a1,2}$ și direcția componentelor tangențiale $F_{t1,2}$ ale acestor forțe; D_0 – diametrul cercului pe care sunt dispuse axele bolțurilor.

Forța uni arc, în funcție de deformația δ și de rigiditatea acestuia c_a , se exprimă prin relația

$$F_{a1,2} = \delta_{1,2} c_a, \quad (5.30)$$

iar săgețile arcurilor, în funcție de săgeata de montaj δ_0 și de săgeata datorată rotirii relative a celor două semicuplaje $\varphi D_0/2$, au expresiile

$$\delta_1 = \delta_0 + \varphi \frac{D_0}{2} \text{ și } \delta_2 = \delta_0 - \varphi \frac{D_0}{2}. \quad (5.31)$$

• Considerând $\cos \alpha_1 = \cos \alpha_2 = \cos \alpha$, pentru unghiuri de rotație φ mici, din relațiile (5.29) ... (5.31), rezultă

$$M_t = \frac{1}{2} z c_a \varphi D_0^2 \cos \alpha; \quad (5.32)$$

relația este valabilă pentru unghiuri de rotire relativă a celor două semicuplaje cuprinse în intervalul

$$0 < \varphi \leq \varphi_1 = \frac{2\delta_0}{D_0}. \quad (5.33)$$

• La $\varphi = \varphi_1$, arcurile 2 sunt destinse complet, momentul transmis de cuplaj fiind

$$M_t = M_{t1} = z c_a \delta_0 D_0 \cos \alpha, \quad (5.34)$$

iar rigiditatea corespunzătoare primei etape de lucru a cuplajului ($k_1 = M_t/\varphi$) are expresia

$$k_1 = \frac{1}{2} z c_a D_0^2 \cos \alpha. \quad (5.35)$$

• Pentru $M_t > M_{t1}$, deci pentru $\varphi > \varphi_1$, rămân în funcțiune numai arcurile 1, momentul transmis de cuplaj, în această etapă, având în vedere relațiile (5.29) ... (5.31), este

$$M_t = \frac{1}{4} z c_a D_0 (2\delta_0 + \varphi D_0) \cos \alpha; \quad (5.36)$$

faza se încheie la valoarea maximă a unghiului de rotire relativă a semicuplajelor

$$\varphi_{\max} = \varphi_2 = 2\Delta / D_0, \quad (5.37)$$

Δ fiind jocul minim dintre știfturi (v.fig.5.26). În această fază, rigiditatea cuplajului ($k_2 = M_t/\varphi_{\max}$) are expresia

$$k_2 = \frac{1}{4} z c_a D_0^2 \left(\frac{\delta_0}{\Delta} + 1 \right) \cos \alpha. \quad (5.38)$$

Momentul transmis de cuplaj, în situația în care știfturile vin în contact (situație în care cuplajul devine rigid), are valoare maximă, determinată de relația (5.36), în care se înlocuiește φ prin $\varphi_{\max}$,

$$M_{t\max} = M_{t2} = \frac{1}{2} z c_a D_0 (\delta_0 + \Delta) \cos \alpha. \quad (5.39)$$

Calculul de rezistență se reduce la dimensionarea arcurilor și verificarea bolțurilor, acceptând valoarea momentului de calcul $M_{tc} = M_{t\max}$. Din relația (5.39), rezultă rigiditatea necesară a unui arc

$$c_a = \frac{2M_{tc}}{zD_0(\delta_0 + \Delta)\cos\alpha}, \quad (5.40)$$

iar din relația (5.29), pentru $F_{a2}=0$ (corespunzător fazei a doua de funcționare, $\varphi > \varphi_1$), rezultă forța pe un arc

$$F_{a1} = \frac{2M_{tc}}{zD_0 \cos\alpha}. \quad (5.41)$$

Cu forța F_{a1} se calculează arcurile. Bolțurile se verifică la încovoiere, în situația limită când forța este aplicată la brațul l_2 (v. fig.5.26), cu relația

$$\sigma_i = \frac{2M_{tc} l_2}{zD_0 \frac{\pi d_1^3}{32}} \leq \sigma_{ai} \quad (5.42)$$

și la forfecare, cu relația

$$\tau_f = \frac{2M_{tc}}{zD_0 \frac{\pi d_1^2}{4}} \leq \tau_{af}, \quad (5.43)$$

în care: d_1 este diametrul bolțurilor; $\sigma_{ai}=(0,5 \dots 0,7) \sigma_{02}$; $\tau_{af}=(0,2 \dots 0,3) \sigma_{02}$.

5.6. CUPLAJE INTERMITENTE

Cuplajele intermitente realizează o legătură nepermanentă între două elemente succesive ale lanțurilor cinematice în care sunt înglobate. Aceste cuplaje trebuie să îndeplinească unele cerințe funcționale și constructive, printre care: capacitate de transmitere a momentului de torsiune; realizarea cuplării/decuplării sigure, la comanda exterioară sau la atingerea valorii corespunzătoare a parametrului decizional; dimensiuni, greutate și moment de inerție minime; durabilitate corespunzătoare; construcție simplă, întreținere ușoară, cost redus etc.

5.6.1. Cuplaje intermitente comandate

Aceste cuplaje se folosesc mult în sistemele de acționare care necesită cuplări și decuplări repetate, modificarea regimurilor de funcționare, schimbarea sensului de mișcare etc.

Cuplajele cu fricțiune intermitente comandate pot fi clasificate după:

- *forma suprafețelor de frecare*: plane, conice;
- *natura frecării*: uscată sau cu ungere;
- *numărul suprafețelor de frecare*: o suprafață sau mai multe.

În ceea ce privește natura frecării, ea este determinată de condițiile de funcționare (mediu, sistem de comandă etc.) și determină, la rândul ei, natura materialelor de fricțiune utilizate. La frecarea în condiții de ungere, deși coeficientul de frecare – și în consecință momentul de torsiune capabil al cuplajului – este mai mic, condițiile de evacuare a căldurii rezultate în procesul de cuplare sunt favorabile, ceea ce este foarte important în cazul cuplajelor cu frecvență mare de lucru.

Numărul suprafețelor de frecare influențează direct capacitatea de transmitere a momentului de torsiune al cuplajelor cu fricțiune, utilizarea suprafețelor multiple ducând la reducerea gabaritului diametral deci a momentului de inerție și, indirect, la reducerea costului cuplajului.

Asupra performanțelor cuplajelor cu fricțiune influențează mult atât calitatea materialelor utilizate pentru materializarea suprafețelor de frecare, prin care se transmite momentul de torsiune, cât și geometria acestor suprafețe.

Materialele folosite pentru realizarea suprafețelor de frecare trebuie să răspundă unor cerințe speciale:

- ♦ *coeficient de frecare cât mai mare* – valoarea coeficientului de frecare depinde de cuplul de materiale în contact, micro și macrogeometria suprafețelor, starea de mișcare relativă a suprafețelor în contact și, eventual, calitățile uleiului dintre suprafețele care funcționează cu ungere;
- ♦ *caracteristici stabile, în domenii largi de variație a condițiilor de lucru* – coeficientul de frecare variază în funcție de unii parametri funcționali (viteza relativă, temperatura și presiunea pe suprafețele de contact); se recomandă, pentru o bună funcționare, utilizarea de materiale cu variații minime ale coeficientului de frecare;
- ♦ *durabilitate ridicată* – uzare redusă, la un număr mare de cicluri de funcționare și menținerea caracteristicilor funcționale inițiale;
- ♦ *adaptare pe suprafața suport și compatibilitate reciprocă* – asamblarea garnitură de fricțiune-piesă suport trebuie să reziste atât la solicitările mecanice cât și la cele termice iar materialele aflate în contact nu trebuie să prezinte agresivitate chimică reciprocă sau cu mediul ambiant;
- ♦ *conductibilitate termică ridicată* – în special pentru cuplajele care funcționează în regim de cuplări frecvente sau de patinare continuă;
- ♦ *greutate cât mai redusă și cost scăzut*.

De regulă, una din suprafețele de frecare se realizează din fontă sau oțel, cealaltă putând fi din același material sau o garnitură specială, care, de regulă, se realizează din materiale sinterizate sau din materiale metalo-ceramice.

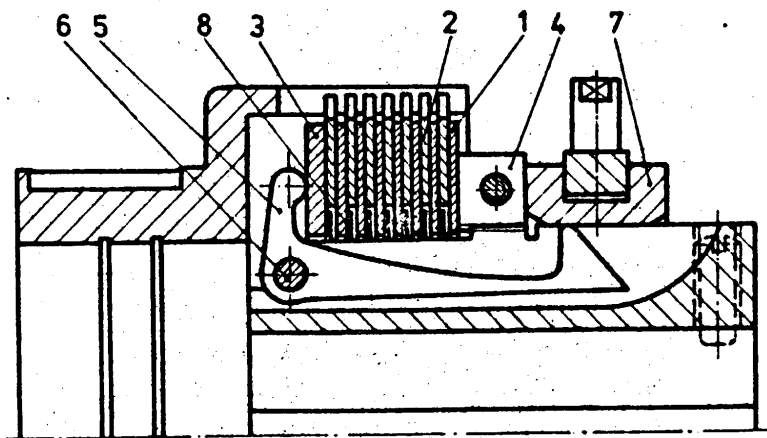


Fig.5.28

În fig.5.28 se prezintă un cuplaj cu fricțiune cu suprafețe plane (multidisc), cu comandă mecanică. Pachetul de discuri conducătoare 1 și conduse 2, montate alternativ, având caneluri interioare, respectiv exterioare, este apăsate axial, între discul de presiune 3 și discul de reazem 4, de către pârghiile de comandă 5 (în număr de minim trei, dispuse echidistant), care pot oscila în

jurul bolțurilor 6; apăsarea pârghiilor se realizează prin deplasarea axială a mușei 7. Pentru ca la decuplare discurile să se desprindă (momentul rezidual să fie cât mai redus), se utilizează arcurile de decuplare 8. Discul de reazem 4, filetat la interior, permite reglarea jocului în pachetul de discuri, astfel încât să poată fi compensată uzura ce apare în exploatare.

Un exemplu foarte răspândit de cuplaj monodisc comandat mecanic este ambreiajul principal al automobilului (fig.5.29). Discul de fricțiune 1, care constituie discul condus, este strâns între placa de presiune 2 și volantul motorului 3, de către arcu diafragmă 4, articulat la carcasa ambreiajului 5; discul de fricțiune 1, prevăzut cu un amortizor pentru oscilații torsionale 6, este legat – prin caneluri – de arborele primar al cutiei de viteze.

Ambreiajul principal este un cuplaj normal cuplat, decuplarea lui re realizându-se prin apăsarea și deformarea arcului diafragmă 4, de către rulmentul de presiune 7, cu ajutorul unor pârghii de comandă, acționate de la pedala corespunzătoare.

Dimensionarea cuplajelor cu fricțiune constă în stabilirea dimensiunilor principale, a numărului de discuri – conducătoare și conduse – și a forței de cuplare necesare, din condiția transmiterii fără patinare a momentului de torsiune de calcul M_{tc} . Pentru un cuplaj existent sau adoptat, se determină momentul capabil, fiind necesar ca valoarea acestuia să fie cel puțin egală cu aceea a momentului de torsiune de calcul.

Distribuția presiunii pe suprafețele de frecare (în contact) – esențială în calculul acestor cuplaje – nu poate fi riguros evaluată, motiv pentru care, de obicei, aceasta se admite, pe baza unor ipoteze: ipoteza distribuției uniforme a presiunii sau ipoteza uzării uniforme. Se pot însă stabili relații de calcul cu valabilitate generală, relații ce se vor particulariza atunci când se adoptă una sau cealaltă din ipotezele amintite.

Se consideră cazul general al unei suprafețe de frecare conice (fig.5.30). Ținând seama că uzura U este direct proporțională cu presiunea și este dependentă de viteză

$$U = kp v^m = kp(\omega r)^m = Kpr^m, \quad (5.44)$$

rezultă, pentru uzura în direcție axială, expresia

$$U_{ax} = U \sin \alpha = Kpr^m \sin \alpha. \quad (5.45)$$

În relațiile de mai sus, k și K sunt factori de proporționalitate, iar m – parametrul neuniformității distribuției presiunii.

Impunând condiția ca uzura axială să fie constantă, rezultă

$$p = \frac{U_{ax}}{Kr^m \sin \alpha} = \frac{c}{r^m \sin \alpha}, \quad (5.46)$$

unde $c=U_{ax}/K$ reprezintă o constantă de uzare.

Presiunea are valoarea maximă la raza minimă a suprafeței r_i

$$p_{\max} = \frac{c}{r_i^m \sin \alpha}. \quad (5.47)$$

Se observă că pentru $m=0$ se obține $p=\text{const.}$, regăsindu-se situația în care se consideră presiunea uniform distribuită; pentru $m=1$, rezultă o distribuție a presiunii conformă cu ipoteza uzării uniforme.

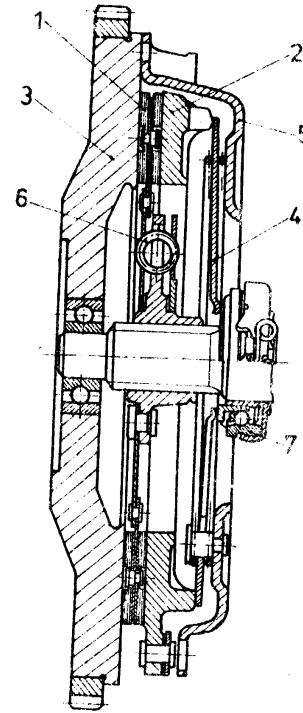


Fig.5.29

Distribuția uniformă a presiunii se apropie de realitate doar în cazul suprafețelor de frecare în stare nouă sau în cazul construcțiilor la care există un element elastic ce menține – în tot timpul exploatării – presiunea uniform distribuită. Pentru cuplajele uzuale, pe măsura exploatării acestora, distribuția presiunii se modifică, de la cea uniformă către cea corespunzătoare uzării uniforme.

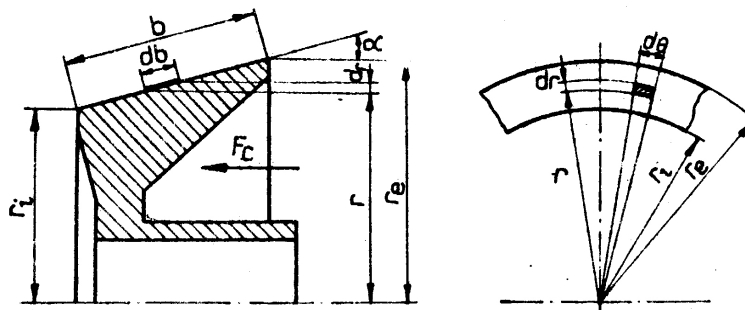


Fig.5.30

Pentru deducerea relațiilor – cu caracter general – referitoare la capacitatea de transmitere a momentului de torsiune de către cuplajele cu suprafețe de frecare conice sau plane, se utilizează schema de calcul din fig.5.30.

Elementul de arie al suprafeței de frecare se poate scrie sub forma

$$dA = r d\theta db = r d\theta \frac{dr}{\sin \alpha}, \quad (5.48)$$

momentul de torsiune transmis de cuplaj fiind, dacă se ține seama și de relațiile (5.46) și (5.47),

$$\begin{aligned} M_t &= \int_A p dA \mu r = \iint p \mu r^2 d\theta db = \mu \int_0^{2\pi} d\theta \int_0^b p r^2 db = 2\pi \mu \int_{r_i}^{r_e} p r^2 \frac{dr}{\sin \alpha} = \\ &= \frac{2\pi \mu c}{\sin^2 \alpha} \int_{r_i}^{r_e} r^{2-m} dr = \frac{2\pi \mu p_{\max} r_i^m}{(3-m)\sin \alpha} (r_e^{3-m} - r_i^{3-m}); \\ M_t &= \frac{2\pi \mu p_{\max} r_e^3}{(3-m)\sin \alpha} \left[\left(\frac{r_i}{r_e} \right)^m - \left(\frac{r_i}{r_e} \right)^3 \right]. \end{aligned} \quad (5.49)$$

Forța normală pe suprafețele de frecare, având în vedere relațiile (5.46) și (5.47), este

$$\begin{aligned} F_n &= \int_A p dA = \iint p r d\theta db = \mu \int_0^{2\pi} d\theta \int_{r_i}^{r_e} \frac{c}{r^m \sin \alpha} r \frac{dr}{\sin \alpha} = \\ &= \frac{2\pi c}{\sin^2 \alpha} \int_{r_i}^{r_e} r^{1-m} dr = \frac{2\pi p_{\max} r_i^m}{(2-m)\sin \alpha} (r_e^{2-m} - r_i^{2-m}); \\ F_n &= \frac{2\pi p_{\max} r_e^2}{(2-m)\sin \alpha} \left[\left(\frac{r_i}{r_e} \right)^m - \left(\frac{r_i}{r_e} \right)^2 \right]. \end{aligned} \quad (5.50)$$

Forța de cuplare necesară se determină cu relația

$$F_c = F_n \sin \alpha = \frac{2\pi p_{\max} r_e^2}{2-m} \left[\left(\frac{r_i}{r_e} \right)^m - \left(\frac{r_i}{r_e} \right)^2 \right]. \quad (5.51)$$

Relațiile (5.49), (5.50) și (5.51) au caracter general, iar prin particularizarea lor, pentru $m=0$ se obțin relațiile ce corespund ipotezei distribuției uniforme a presiunii ($p_{\max}=p$):

$$M_t = \frac{2\pi \mu p}{3 \sin \alpha} (r_e^3 - r_i^3); \quad (5.52)$$

$$F_n = \frac{\pi p}{\sin \alpha} (r_e^2 - r_i^2) ; \quad (5.53)$$

$$F_c = \pi p (r_e^2 - r_i^2) , \quad (5.54)$$

iar pentru $m=1$, cele valabile în cazul adoptării ipotezei uzării uniforme:

$$M_t = \frac{\pi \mu p_{\max} r_i}{\sin \alpha} (r_e^2 - r_i^2) ; \quad (5.55)$$

$$F_n = \frac{2\pi p_{\max} r_i}{\sin \alpha} (r_e - r_i) ; \quad (5.56)$$

$$F_c = 2\pi p_{\max} r_i (r_e - r_i) . \quad (5.57)$$

Relațiile de mai sus se pot aplica atât pentru calculul cuplajelor cu suprafețele de frecare conice cât și pentru cele cu suprafețe plane, prin particularizarea $\alpha=90^\circ$.

Relația generală (5.49) permite stabilirea valorii optime a raportului r_i/r_e , căruia îi corespunde momentul maxim transmis.

Notând $r_i/r_e=x$, valorile extreme ale funcției (5.49) rezultă din condiția

$$\frac{dM_t}{dx} = \frac{2\pi \mu p_{\max} r_e^3}{(3-m)\sin \alpha} x^2 (mx^{m-3} - 3) = 0 . \quad (5.58)$$

Se obține astfel

$$x_{opt} = \left(\frac{r_i}{r_e} \right)_{opt} = \sqrt[3-m]{\frac{m}{3}} . \quad (5.59)$$

Prin urmare, pentru $m=0$ se obține $x_{opt}=0$ și deci $r_{i\ opt}=0$, iar pentru $m=1$ rezultă $x_{opt}=0,577$.

În mod obișnuit, la proiectare nu se cunoaște mărimea parametrului m ; se poate demonstra însă că în această situație este indicat ca proiectarea să se facă în ipoteza uzării uniforme. Pe lângă faptul că această ipoteză este, în general, mai apropiată de fenomenele reale, în eventualitatea că totuși cuplajul ar avea o distribuție uniformă a presiunii, abaterea care rezultă constă într-o supradimensionare în ce privește presiunea efectivă – deci o uzare mai redusă – și o subdimensionare – de valoare mică – în ce privește momentul capabil, acoperită de coeficientul de siguranță adoptat uzual.

Proiectarea în ipoteza distribuției uniforme a presiunii poate duce, în exploatare, la deteriorarea rapidă a suprafețelor de frecare, în cazul în care această ipoteză nu corespunde fenomenelor reale, de exemplu în cazul cuplajelor cu garnituri rigide (caz cvasigeneral), deteriorarea datorându-se depășirii presiunii admisibile între suprafețele în contact.

Ipoteza uzării uniforme fiind acoperitoare, apare rațional ca dimensionarea cuplajelor cu fricțiune să se facă pornind tocmai de la această ipoteză.

Pentru dimensionarea cuplajelor cu suprafețe plane, în faza inițială sunt cunoscute: momentul de torsiune de calcul M_{tc} ; coeficientul de frecare între suprafețele în contact μ ; presiunea admisibilă între aceste suprafețe p_a . Se adoptă: numărul suprafețelor de frecare i ; coeficientul de lățime al suprafeței de frecare $\Psi=b/D_m$.

Cu notațiile din figura 5.31, relațiile de dimensionare se stabilesc pornind de la determinarea diametrului mediu $D_m=(D_e+D_i)/2$ al suprafețelor de frecare. Din relația (5.55), pentru $\alpha=90^\circ$, rezultă

$$M_t = \pi \mu p_{\max} r_i (r_e^2 - r_i^2) , \quad (5.60)$$

relație din care, înlocuind razele cu diametrele, presiunea maximă cu cea admisibilă și multiplicând cu numărul suprafețelor de frecare, se obține

$$M_t = \pi \mu p_a i \frac{D_i}{2} \left(\frac{D_e^2}{4} - \frac{D_i^2}{4} \right) = \pi \mu p_a i \frac{D_i}{2} \frac{D_e - D_i}{2} \frac{D_e + D_i}{2} =$$

$$= \pi \mu p_a i \frac{D_i}{2} b D_m = \frac{1}{2} \pi \mu p_a i (D_m - b) b D_m$$

sau

$$M_t = \frac{1}{2} \pi \mu p_a i (1 - \psi) \psi D_m^3. \quad (5.61)$$

În condiții limită, egalând momentul capabil cu momentul de torsiune de calcul M_{tc} , din relația (5.61) se obține valoarea diametrului mediu

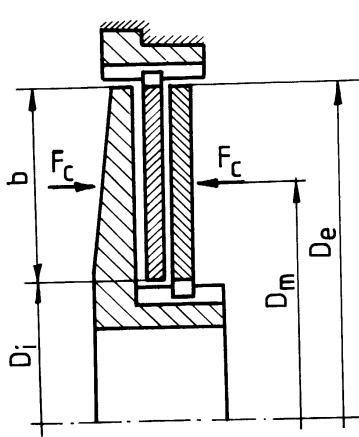


Fig.5.31

$$D_m = \sqrt[3]{\frac{2M_{tc}}{\pi \psi (1 - \psi) \mu p_a i}}. \quad (5.62)$$

Diametrele exterior și interior se calculează cu relațiile:

$$D_e = (1 + \psi) D_m; \quad D_i = (1 - \psi) D_m. \quad (5.63)$$

Numărul de discuri conduse, respectiv conducătoare, se determină cu relațiile:

$$z_2 = \frac{i}{2}; \quad z_1 = z_2 + 1. \quad (5.64)$$

Pentru dimensionarea sistemului de comandă, forța de cuplare necesară se determină cu relația

$$F_c = \frac{2M_{tc}}{i \mu D_m}. \quad (5.65)$$

Presiunea se verifică atât în ipoteza distribuției uniforme

$$p = \frac{4F_c}{\pi(D_e^2 - D_i^2)} \leq p_a \quad (5.66)$$

cât și în ipoteza uzării uniforme

$$p = \frac{F_c}{\pi D_i b} \leq p_a. \quad (5.67)$$

Pentru parametrii adoptați, se consideră unele recomandări:

- coeficientul de lățime ψ are o valoare optimă dependentă de valoarea x_{opt} , determinată cu relația (5.59), astfel că

$$\psi = \frac{b}{D_m} = \frac{(D_e - D_i)/2}{(D_e + D_i)/2} = \frac{r_e - r_i}{r_e + r_i} = \frac{1 - x}{1 + x}, \quad (5.68)$$

iar pentru $x_{opt}=0,577$, se obține $\psi_{opt}=0,27$;

- pentru numărul de suprafețe de frecare se recomandă $i < 6$ – pentru funcționarea uscată și $i \leq 16$ – pentru funcționarea cu ungere; aceste limite sunt impuse de faptul că forțele de frecare care apar între canelurile semicuplajelor și cele ale discurilor diminuează forța de apăsare între discuri, astfel că la un număr mai mare de discuri ultimele din ele sunt prea

puțin apăsată reciproc, aportul lor la transmiterea momentului de torsiune fiind mai mic decât influența lor asupra creșterii greutateii cuplajului, dimensiunilor, a momentului său de inerție etc;

- când numărul de suprafețe de frecare se adoptă mai mare decât 1, se iau valori pare pentru i .

Datorită patinării suprafețelor în contact – în procesul de cuplare – momentul de frecare generează un lucru mecanic de frecare, care se transformă în căldură. Ținând seama de acest considerent, pentru cuplajele care transmit sarcina prin fricțiune se poate face și un calcul termic.

5.6.2 Cuplaje intermitente automate

5.6.2.1. Cuplaje limitatoare de sarcină (de siguranță)

Aceste cuplaje îndeplinesc, pe lângă funcția principală de transmitere a momentului de torsiune, și funcția de limitare a valorii acestuia. Se evită astfel suprasolicitarea elementelor lanțului cinematic echipat cu un astfel de cuplaj și deteriorarea acestor elemente.

Suprasarcinile care apar în transmisii pot fi dinamice (cu șoc), cu acțiune foarte scurtă (suprasarcini de scurtă durată), în regimurile tranzitorii de funcționare sau cvasistatice, cu acțiune îndelungată, ca urmare a încărcării prea mari a mașinii antrenate. Luarea în considerare, în totalitate, a acestor suprasarcini, la proiectarea transmisiilor, ar duce la o supradimensionare a acestora, iar neglijarea influențelor suprasarcinilor ar duce la scoaterea din funcțiune a transmisiilor. Montarea unor cuplaje de siguranță în transmisiile mecanice ar răspunde cerințelor impuse, mașina funcționând în deplină siguranță, elementele componente ale transmisiei fiind dimensionate astfel încât să se utilizeze la maxim proprietățile mecanice ale materialelor din care sunt executate.

Utilizarea cuplajelor de siguranță este justificată în următoarele situații: în transmisiile mașinilor la care sarcina acționează cu șoc; în transmisiile cu mase inerțiale mari; în transmisiile mașinilor care prelucrează medii neomogene (exacavatoare, mașini agricole etc.); în transmisiile mașinilor automate; în lanțurile cinematice cu mai multe ramuri etc.

Condițiile pe care trebuie să le îndeplinească cuplajele de siguranță sunt: fiabilitate și funcționare sigură; precizie de limitare a momentului de torsiune, la o anumită valoare impusă; sensibilitate la decuplare; posibilitatea reglării momentului de torsiune transmis; posibilitatea restabilirii automate a fluxului cinematic, după încetarea acțiunii suprasarcinii.

În funcționarea cuplajelor de siguranță, se deosebesc trei situații funcționale distincte:

- **situația de funcționare complet cuplat**, când momentul din transmisie $M_{t\ tr}$ este mai mic decât momentul de torsiune capabil a fi transmis de cuplaj: $M_t = M_{t\ tr} \leq M_{t0}$;
- **procesul de decuplare**, care începe când momentul de torsiune din transmisie $M_{t\ tr}$ depășește momentul de torsiune M_{t0} și între semicuplaje apare o mișcare relativă; momentul transmis de cuplaj $M_t = M_{td}$ variază după o anumită lege, care depinde de tipul cuplajului, stabilizându-se, la sfârșitul procesului, la o valoare M_{tr} , numit *moment de torsiune remanent*;
- **procesul de cuplare**, care se desfășoară automat, prin egalizarea vitezelor unghiulare ale semicuplajelor, ca urmare a micșorării momentului de torsiune din transmisie sau printr-o intervenție exterioară – comandă de cuplare, înlocuirea știftului rupt etc.; la sfârșitul procesului de cuplare se obține, din nou, situația de funcționare complet cuplat.

În figura 5.32 se prezintă variația momentului de torsiune M_{td} , în procesul decuplării, în următoarele situații posibile: cu întreruperea transmisiilor momentului de torsiune (fig.5.32, a); cu

întreruperea temporară a transmiterii momentului de torsiune (transmitere intermitentă – fig.5.32, b); cu transmiterea continuă a momentului de torsiune (fig.5.32, c).

Variația momentului de torsiune după diagrama din fig.5.32, a (cu întreruperea transmiterii momentului de torsiune) este caracteristică cuplajelor de siguranță cu elemente de rupere (știfturi solicitate la forfecare sau tracțiune) sau cuplajelor echipate cu sisteme de întrerupere a legăturii cinematice în cuplaj. La momentul când $M_{td} = M_{t0}$, se produce decuplarea legăturii între cele două semicuplaje (ruperea știfturilor), iar momentul la semicuplajul condus devine $M_{td} = M_{tr} = 0$.

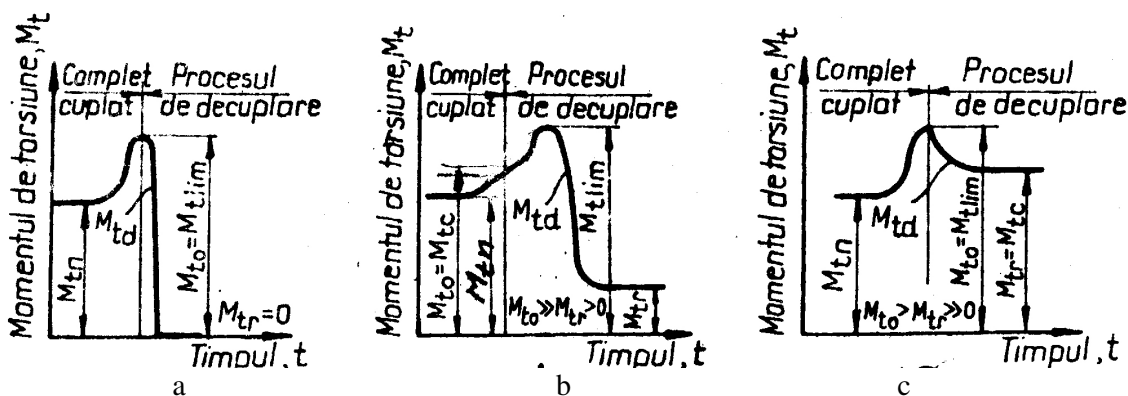


Fig.5.32

În cazul cuplajelor de siguranță cu gheare frontale, cu galeți și cu bile (cu transmiterea intermitentă a momentului de torsiune), legea de variație a momentului M_{td} corespunde cu cea prezentată în fig. 5.32, b; în zona cuprinsă între M_{t0} și valoarea maximă a momentului M_{td} există posibilitatea ca procesul de decuplare să se desfășoare incomplet, fapt ce duce la o instabilitate în funcționarea transmisiei, putând apărea cuplări și decuplări incomplete. După depășirea acestei zone, momentul de torsiune M_{td} scade la valoarea M_{tr} , valoare care se menține până la o nouă cuplare (până când galeții sau bilele pătrund în locașurile active următoare celor din care au ieșit la decuplare).

Forma optimă de variație a momentului de torsiune, în procesul decuplării, caracteristică cuplajelor de siguranță cu fricțiune, (cu transmiterea continuă a momentului de torsiune) este prezentată în fig.5.32, c. Valoarea mare a momentului M_{tr} explică utilizarea pe scară largă a acestor cuplaje.

Indiferent de legea de variație a momentului de torsiune M_{td} , cuplajele de siguranță trebuie să asigure decuplarea la o anumită valoare impusă momentului de torsiune. Procesul de decuplare nu se desfășoară însă la aceleași valori ale momentelor de torsiune M_{t0} și M_{td} , aceste valori fiind cuprinse într-un domeniu (v. fig.5.32), datorită instabilității coeficienților de frecare, reducerii în timp a forței arcului, ca urmare a obosirii materialului acestuia – în cazul cuplajelor cu gheare, galeți, bile și a celor care transmit sarcina prin frecare – precum și datorită abaterilor dimensionale și/sau a variației caracteristicilor mecanice ale materialului știfturilor – în cazul cuplajelor cu elemente de rupere.

Pentru calculul cuplajelor de siguranță, valoarea momentului de torsiune se stabilește ținând seama de suprasarcinile care apar în transmisie, momentul astfel definit devenind moment de torsiune de calcul M_{tc} . Pentru a se evita funcționarea instabilă a cuplajului – în zona de valori

apropiate de M_{tc} – dimensionarea cuplajelor de siguranță se face la un moment de torsiune limită M_{tlim} , determinat cu relația

$$M_{tlim} = (1,15...1,25)M_{tc} . \quad (5.69)$$

Cuplaje de siguranță cu știfturi de forfecare. Fac parte din grupa cuplajelor de siguranță care întrerup transmiterea momentului de torsiune (v. fig.5.32, a) și se utilizează când suprasarcinile acționează rar, întâmplător, dar sunt de valori mari. Simplitatea constructivă și gabaritul redus au determinat folosirea pe scară largă a acestor cuplaje, cu toate că pentru repunerea în funcțiune a cuplajului este necesară înlocuirea știftului forfecat.

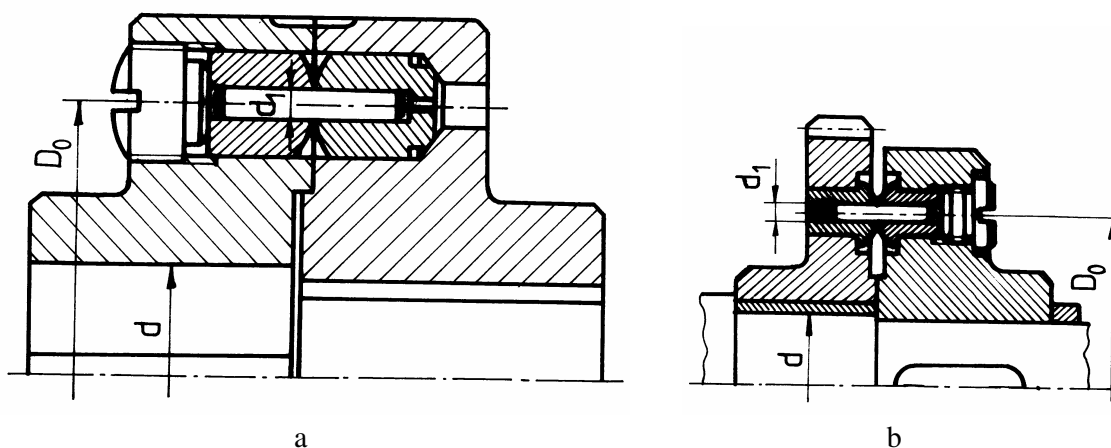


Fig.5.33

Soluțiile constructive existente pot realiza legătura între capetele a doi arbori (fig.5.33, a) sau între o roată dințată, de curea sau de lanț, și arborele pe care aceasta este montată (fig.5.33,b).

Știfturile, executate din oțel cu conținut mediu de carbon, pot fi lise (v. fig.5.33, a și b), crestate (fig.5.34, a) sau crestate și cu mai multe tronsoane (fig.5.34, b).

Știfturile sunt montate în bușe călite la 50 ... 60 HRC, evitându-se astfel solicitarea suplimentară a acestora la încovoiere. Se pot utiliza unul sau mai multe știfturi, montate axial sau radial. Precizia de decuplare se mărește prin utilizarea unui singur știft, dar apare dezavantajul dezechilibrării cuplajului; de asemenea, precizia de decuplare se mărește în cazul montării unor știfturi crestate, comparativ cu situația montării știfturilor lise.

Pentru calculul acestor cuplaje de siguranță, se pune condiția ca la atingerea valorii momentului de torsiune limită M_{tlim} știfturile să se rupă prin forfecare, adică

$$\tau_f = \frac{2M_{tlim}}{zD_0} \frac{4}{\pi d_1^2} = \tau_{rf} , \quad (5.70)$$

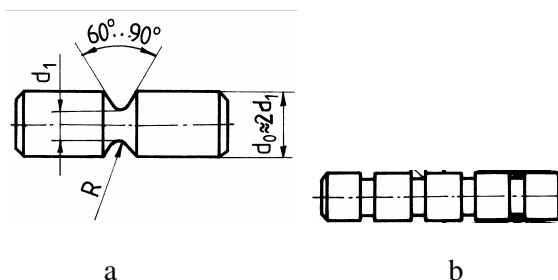


Fig.5.34

unde: z reprezintă numărul știfturilor de forfecare; D_0 – diametrul de dispunere a știfturilor ($D_0 = (2,5, \dots 3)d$); $\tau_{rf} = \gamma\sigma_r$ – tensiunea de rupere prin forfecare; γ – coeficientul tensiunii de rupere prin forfecare, valoarea acestuia depinzând de diametrul știftului, de forma acestuia (neted sau crestat) și de caracteristicile materialului ($\gamma = 0,7 \dots 0,8$ – pentru știfturi netede; $\gamma = 0,85$ – pentru știfturi crestate); σ_r – tensiunea de rupere prin tracțiune a materialului știftului.

Pentru dimensionare, din relația (5.70) rezultă diametrul unui știft de forfecare

$$d_1 = \sqrt{\frac{8M_{t\lim}}{\pi z D_0 \tau_{rf}}} \quad (5.71)$$

Diametrul obținut pentru știfturile de forfecare nu se va rotunji la valori standardizate, pentru a nu se modifica valoarea sarcinii la care știftul trebuie să se rupă.

Cuplaje de siguranță cu galeți. Aceste cuplaje fac parte din categoria cuplajelor de siguranță cu transmiterea intermitentă a sarcinii. În procesul decuplării, transmit intermitent momentul de torsiune (v. fig.5.32, b) și se utilizează, cu precădere, la mașini agricole, fiind încorporate în

transmisia cardanică dintre tractor și mașinile agricole.

La aceste cuplaje, momentul de torsiune se transmite, între semicuplajele 1 și 3, prin intermediul galeților 2 (fig.5.35), dispuși radial sau axial, pe unul sau mai multe rânduri. Construcția acestor cuplaje nu permite reglarea continuă a valorii momentului de torsiune transmis, modificarea acestuia putându-se obține

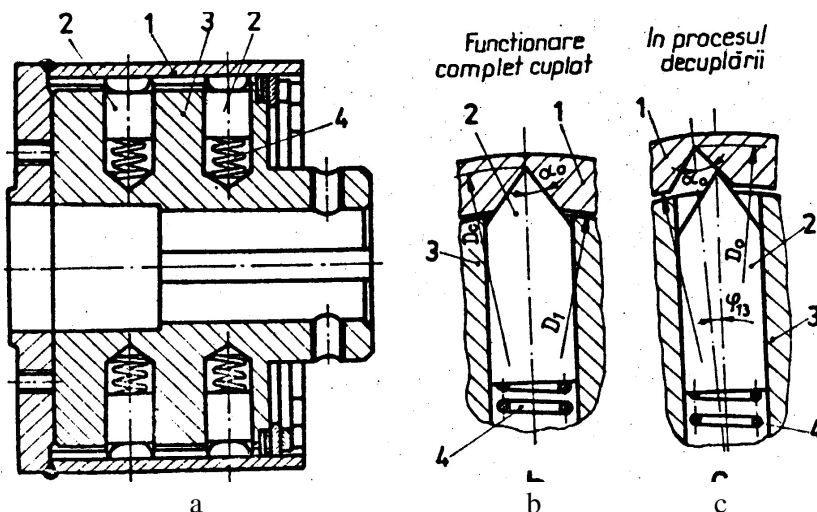


Fig.5.35

doar prin schimbarea arcurilor 4 (v. fig.5.35, a).

Cuplaje de siguranță cu fricțiune. Fac parte din categoria cuplajelor de siguranță care transmit în mod continuu momentul de torsiune (v. fig.5.32, c). Se execută într-o multitudine de variante constructive, fiind folosite pe scară largă, datorită multiplelor avantaje pe care le au, comparativ cu alte tipuri de cuplaje de siguranță; dintre acestea, cele mai importante sunt: transmit momente de torsiune mari, la gabarite relativ mici; au durabilitate ridicată; pot funcționa uscat sau cu ungere; permit schimbarea garniturilor de fricțiune, în cazul uzării acestora.

Cuplajele de siguranță cu fricțiune pot fi cu suprafețe plane (cu discuri), cu suprafețe conice, cu suprafețe cilindrice sau cu suprafețe combinate.

Materialele folosite pentru garniturile de fricțiune, prin calitățile pe care le posedă, determină, în principal, dimensiunile de gabarit ale cuplajelor. Dintre aceste calități, două sunt importante: coeficientul de frecare static și durabilitatea.

Coeficientul de frecare static trebuie să fie cât mai mare și mai stabil, în domenii largi de variație a condițiilor de funcționare, pentru mărirea preciziei și sensibilității la decuplare a cuplajului.

Rezistența la uzură a elementelor de fricțiune trebuie să fie cât mai mare, asigurând, în acest fel, o durabilitate ridicată și permițând alegerea unor presiuni admisibile mari între suprafețele de frecare.

Una din suprafețele de fricțiune este, de obicei, din oțel călit sau fontă, iar cealaltă poate fi de aceeași natură sau formată dintr-o garnitură de fricțiune, executată din bronz sinterizat sau materiale metaloceramice.

Cuplajele de siguranță cu discuri de fricțiune sunt utilizate în cazul turațiilor și momentelor de torsiune mari, în cazul acționării unor suprasarcini de scurtă durată și frecvență ridicată sau în cazul suprasarcinilor cu caracter de șoc.

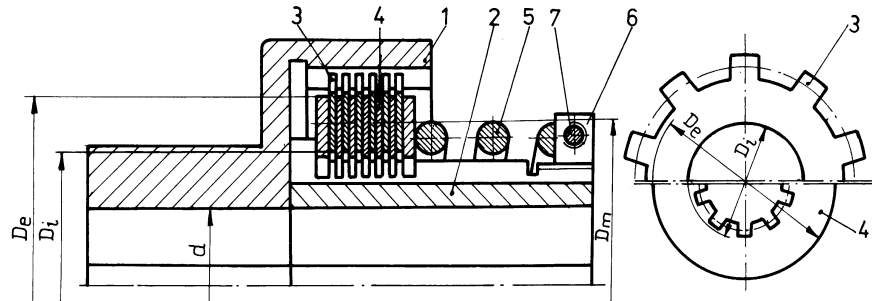


Fig.5.36

În figura 5.36 se prezintă un cuplaj de siguranță cu discuri de fricțiune, compus din semicuplajul 1, canelat la interior, semicuplajul 2, canelat la exterior, discurile de fricțiune 3 – canelate la exterior și solidarizate de semicuplajul 1 – și discurile de fricțiune 4 – canelate la interior și solidarizate de semicuplajul 2. Apăsarea discurilor se realizează cu ajutorul arcului central 5, a cărui forță se poate regla cu ajutorul piuliței secționate 6, asigurată împotriva autodesfacerii prin șurubul 7.

Varianta reprezentată în figura 5.37 se folosește la momente de torsiune mari, forța de apăsare fiind asigurată de mai multe arcuri, dispuse periferic.

La aceste cuplaje, momentul de torsiune se transmite prin frecarea dintre suprafețele discurilor, iar atunci când momentul de torsiune din transmisie depășește valoarea momentului de torsiune limită $M_{t \text{ lim}}$, discurile patinează, surplusul de moment transformându-se – prin frecarea dintre discuri – în căldură; se evită astfel deteriorarea transmisiei în care este încorporat cuplajul.

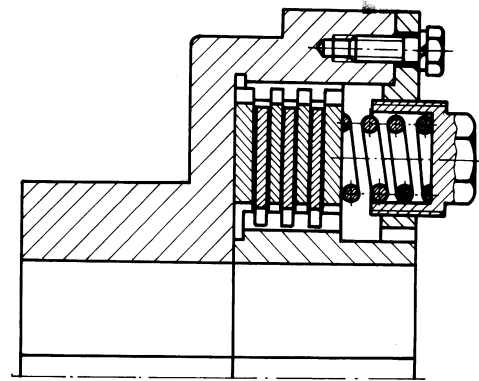


Fig.5.37

Momentul de frecare – pentru i suprafețe de frecare – în ipotezele că presiunea p este uniform distribuită și coeficientul de frecare static μ este constant, se determină cu relația

$$M_f = \frac{1}{3} \mu F_{\text{arc}} \frac{D_e^3 - D_i^3}{D_e^2 - D_i^2} i. \quad (5.72)$$

Exprimând forța de apăsare F_{arc} în funcție de presiunea admisibilă p_a pe suprafețele în contact

$$F_{\text{arc}} = \frac{\pi}{4} (D_e^2 - D_i^2) p_a \quad (5.73)$$

și impunând condiția transmiterii prin frecare a momentului de torsiune limită

$$M_{t\lim} = M_f, \quad (5.74)$$

rezultă numărul perechilor de suprafețe de frecare

$$i = \frac{12M_{t\lim}}{\pi\mu p_a (D_e^3 - D_i^3)}. \quad (5.75)$$

Numărul perechilor de suprafețe de frecare se rotunjește la un număr par, rezultând numărul total de discuri

$$z = i + 1; \quad (5.76)$$

la un semicuplaj se adoptă $i/2$ discuri, iar la celălalt (pe care este montat sistemul de apăsare) se adoptă $i/2+1$ discuri.

Cuplajele de siguranță cu discuri de fricțiune pot funcționa cu ungere sau uscat, preferându-se cele cu funcționare uscată, la care coeficientul de frecare este stabil. Datorită frecărilor din asamblările canelate discuri-semicuplaje, forța de apăsare scade pe discurile mai îndepărtate de sistemul de apăsare, motiv pentru care se limitează numărul perechilor suprafețelor de frecare la 6 – în cazul funcționării uscate – și, respectiv, la 16 – în cazul funcționării cu ungere.

Forța necesară de apăsare F_{arc} se determină din relațiile (5.72) și (5.74), rezultând

$$F_{arc} = \frac{3M_{t\lim}}{\mu i} \frac{D_e^2 - D_i^2}{D_e^3 - D_i^3}. \quad (5.77)$$

Calculul acestor cuplaje constă în alegerea dimensiunilor suprafețelor de frecare (D_i și D_e), determinarea numărului perechilor de suprafețe de frecare i și a numărului de discuri z , dimensionarea sistemului de apăsare – la forța F_{arc} – verificarea asamblărilor canelate.

5.6.2.2. Cuplaje limitatoare de turație (centrifugale)

Aceste cuplaje fac parte din categoria cuplajelor intermitente automate, care realizează legătura între două elemente ale unui lanț cinematic în momentul în care turația elementului conducător atinge o valoare (inițial stabilită) la care, prin frecare, turația elementului condus, treptat și fără șocuri, ajunge la turația elementului conducător, transmițându-se integral momentul de torsiune.

Principiul de funcționare al acestor cuplaje este asemănător cuplajelor intermitente (ambreiilor), forța de cuplare fiind dată de forța centrifugă a elementelor centrifugate, motiv pentru care se mai numesc și *ambreiile centrifugale*. Se folosesc atât ca ambreii de pornire – situație în care, practic, motorul este accelerat în stare neîncărcată – cât și ca ambreii de siguranță, care protejează – prin alunecarea celor două semicuplaje, în condiții de suprasarcină – atât mașina motoare cât și cea antrenată.

Soluțiile constructive sunt multiple, elementul care, centrifugat, creează legătura cinematică între cele două semicuplaje putând fi: element (material) de umplere, sub formă de pulberi sau bile; saboți, în diverse forme constructive.

Caracteristica principală a acestor cuplaje este turația – indicată în cataloagele firmelor – la care cuplajul transmite o anumită valoare a momentului de torsiune, în funcție de natura elementului centrifugat și de masa acestuia.

Una din variantele constructive de cupaj centrifugal este prezentată în fig.5.38. Varianta de cuplaj centrifugal cu saboți se execută într-o mare diversitate de soluții constructive. De regulă,

odată cu creșterea forței centrifuge, saboții se rotesc în jurul unei articulații, materializată printr-un bolț sau printr-un punct de reazem între semicuplajul conducător și saboți (v. fig.5.38), readucerea saboților în poziția decuplat putându-se realiza prin greutatea proprie a acestora sau cu ajutorul unor arcuri elicoidale de tracțiune, ca în fig.5.38.

Calculul acestor cuplaje se reduce la stabilirea forței cu care un sabot acționează asupra carcasei, în funcție de forța centrifugă a acestuia și (dacă este cazul) de forța arcurilor de readucere. Această forță servește la dimensionarea suprafețelor în contact. Arcurile se dimensionează la o forță stabilită funcție de turația la care se dorește a fi realizată cuplarea (arcuri moi pentru turații mici și arcuri tari pentru turații mari).

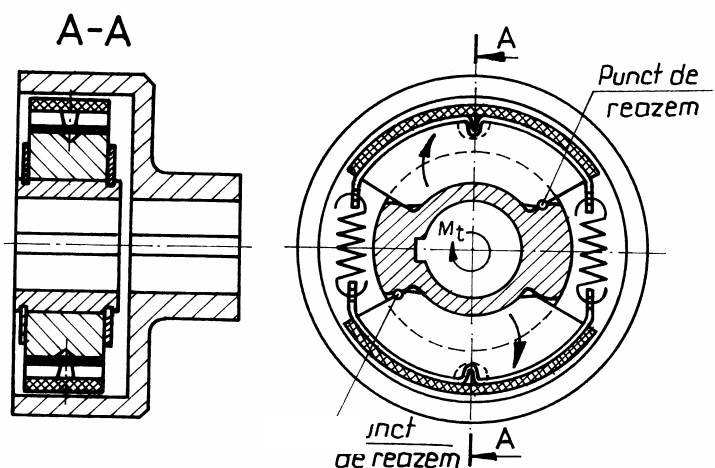


Fig.5.38

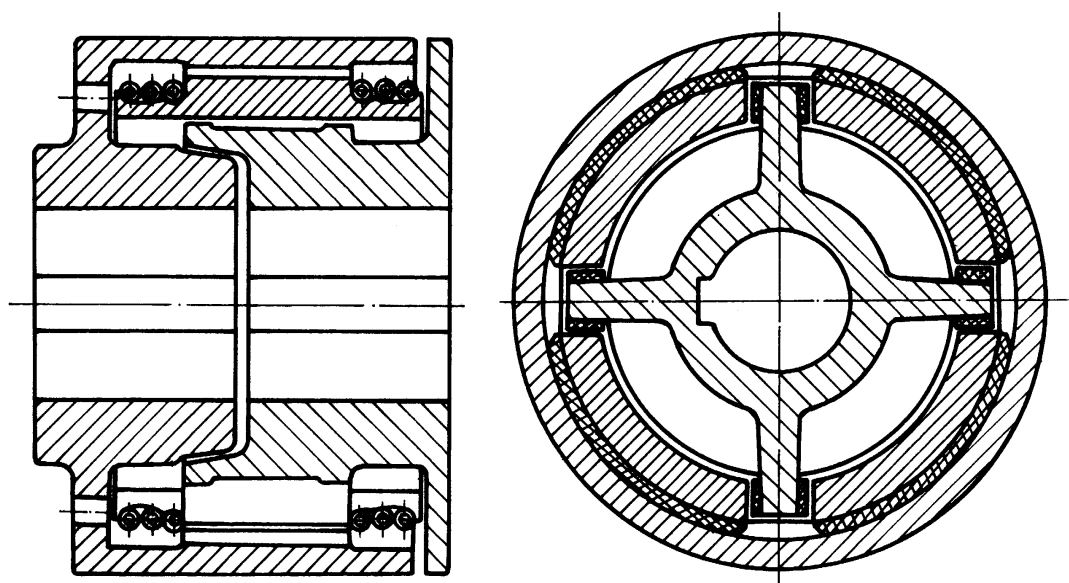


Fig.5.39

La varianta de cuplaj centrifugal cu saboți, prezentată în figura 5.39, segmentele de saboți sunt menținute în poziția decuplat de arcuri elicoidale de tracțiune. La turația de lucru impusă, forța centrifugă învinge forța arcurilor, saboții deplasându-se radial vin în contact cu semicuplajul condus, realizându-se – prin frecare – transmiterea momentului de torsiune. Aceste cuplaje au un domeniu larg de utilizare.

5.6.2.3. Cuplaje limitatoare de sens (unisens)

Cuplele unisens sunt cuplaje intermitente ce transmit mișcarea într-un singur sens, intrând în acțiune automat, prin intermediul corpurilor de blocare, care realizează legătura între cele două semicuple – de fapt două inele – ca urmare a formei de pană a spațiului dintre acestea; în urma blocării, cele două părți ale cuplajului se rotesc sincronizat.

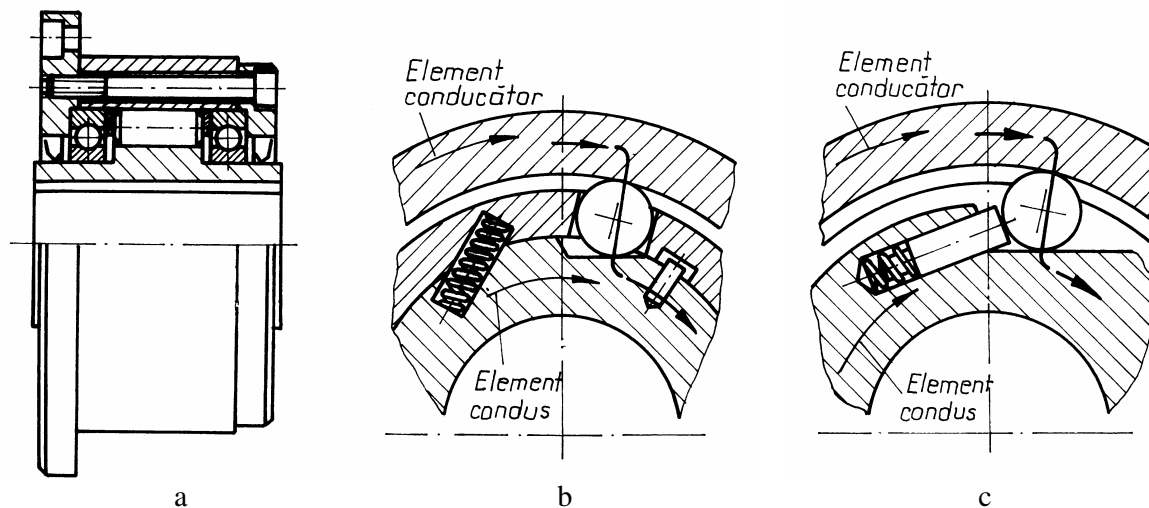


Fig. 5.40

Corpurile de blocare pot fi executate sub forma unor role cilindrice sau sub forma unor piese profilate. De regulă, corpurile de blocare sunt montate în colivii, excepție făcând corpurile de blocare sub forma rolor cilindrice, care pot funcționa în colivii (fig.5.40, b) sau individual (fig.5.40, c).

Cel mai frecvent se folosesc cuplajele unisens cu role cilindrice (fig.5.40, a), de fapt role de rulmenți, spațiul în formă de pană realizându-se prin intermediul unor suprafețe profilate, executate pe unul din cele două inele.

Acste cuplaje – transmițând mișcarea într-un singur sens – au un domeniu de folosire limitat: transmisii ale laminoarelor; transportoare cu role; transmisii ale meselor rotitoare și instalațiilor de ridicat; sisteme de avans pentru presele de debitat; cutii de viteze pentru autovehicule, când este necesară cuplarea automată a unei trepte de viteză, la decuplarea alteia, într-o situație cinematică în care este satisfăcută condiția intrării în funcțiune a cuplajului; transmisii față ale autovehiculelor cu două punți motoare, în scopul evitării circulației parazite de putere etc.

De regulă, cuplajele unisens se aleg din cataloagele firmelor producătoare, verificându-se la contact suprafețele funcționale și la solicitări compuse inelul exterior.

5.7. CUPLAJE COMBinate ȘI CU FUNCȚII MULTIPLE

Rolul funcțional complex impus transmisiilor a dus la realizarea de cuplaje cu funcții multiple, cuplaje care, constructiv, se obțin prin legarea, într-un anumit mod, a două sau mai multe cuplaje simple. Funcțiile cuplajelor combinate rezultă prin reuniunea funcțiilor cuplajelor simple componente.

Legarea în serie sau în paralel a două cuplaje de același tip nu duce la mărirea numărului de funcții pe care ansamblul de cuplaje, astfel obținut, le poate realiza, influențând însă caracteristicile transmisiei. Astfel, legarea în serie a două cuplaje elastice identice duce la dublarea unghiului de rotire între arborele de intrare și cel de ieșire. Legarea acestora în paralel are drept efect dublarea momentului de torsiune transmis și mărirea rigidității transmisiei; acest mod de legare poate duce la micșorarea diametrului cuplajului.

În practică, cel mai frecvent de întâlnește combinația cuplaj limitativ-elastic, cuplajul limitativ alegându-se dintre un cuplaj de siguranță cu știfturi de forfecare și unul intermitent cu fricțiune – comandat sau automat – iar cuplajul elastic fiind cu elemente metalice sau nemetalice, alegerea acestuia făcându-se în funcție de mărimea momentului de transmis și de mărimea necesară a rigidității; cuplajul astfel obținut cumulează funcțiile celor două cuplaje componente. În acest sens, este prezentat cuplajul combinat din fig.5.41 la care, partea limitativă este de tip cu discuri de fricțiune și arcuri disc dispuse periferic, iar partea elastică este de tip Periflex.

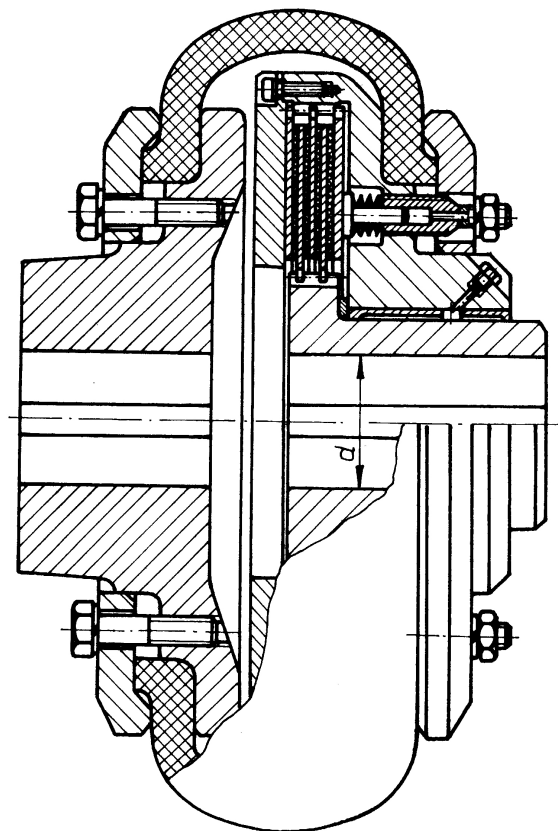


Fig. 5.41

În fig.5.42 este prezentat un cuplaj elastic și de siguranță cu elemente intermediare elastice metalice, fără posibilitatea reglării momentului de torsiune transmis. Cuplajul este compus din

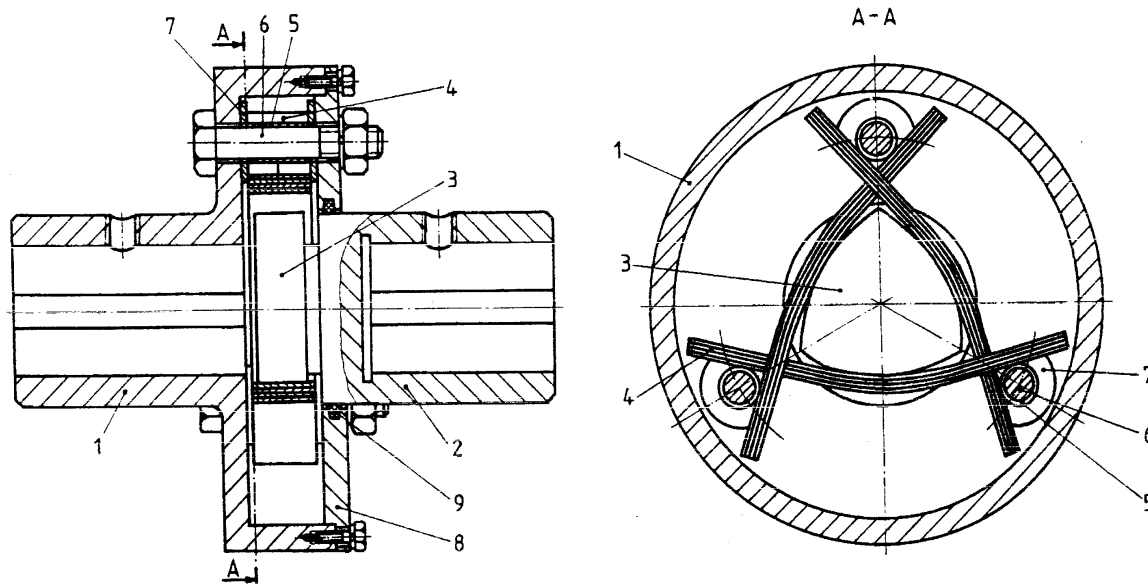


Fig. 5.42

semicuplajele 1 și 2, cama echiunghiulară 3, montată pe semicuplajul 2, trei pachete de lamele din oțel de arc 4, trei bușe 5, montate pe trei șuruburi de fixare 6, dispuse la 120° , șase șaibe distanțiere 7 și un capac de închidere 8, prevăzut cu sistemul de etanșare 9.

Sarcina se transmite prin intermediul pachetelor de lamele 4, aflate în contact cu cama echiunghiulară 3, cu profil în arc de cerc, solidară cu semicuplajul 2. Se pot utiliza came cu mai mult de trei fețe și cu diferite forme ale profilului. Lamelele de arc pot avea diferite grosimi și lățimi, funcție de momentul de torsiune ce trebuie transmis. Cama echiunghiulară poate fi prelucrată direct pe arbore sau prelucrată din alt material și asamblată pe arbore. Forma curbă a suprafețelor de contact ale camei permite și compensarea de abateri unghiulare, în limite relativ mari.

6. LAGĂRE CU RULMENȚI [1, 3, 7, 8, 11, 13, 14]

Lagărele servesc la susținerea arborilor, osiilor sau a altor organe de mașini cu mișcare de rotație și sunt capabile să preia forțele care acționează asupra acestora.

6.1. CARACTERIZARE. DOMENII DE FOLOSIRE

Lagărele cu rostogolire sunt realizate cu ajutorul rulmenților și se caracterizează prin existența frecării de rostogolire. Rulmenții sunt ansambluri independente (fig.6.1), formate din inelul exterior 1, inelul interior 2 – ambele având căi de rulare – corpurile de rostogolire 3 și colivia 4, care asigură dispunerea uniformă a corpurilor de rostogolire și împiedică contactul dintre acestea. În cazul unor dimensiuni radiale limitate, poate lipsi inelul interior sau ambele inele, căile de rulare fiind executate pe arbore, respectiv în carcasă. Ansamblul lagărului cu rostogolire cuprinde – pe lângă rulment (rulmenți) – fusul arborelui, carcasa și organe pentru fixarea axială a inelelor rulmentului, precum și dispozitive de ungere și etanșare.

Avantajele lagărelor cu rulmenți constau în: pierderi prin frecare reduse; gabarit axial redus; consum de lubrifiant mic; întreținere ușoară; standardizarea pe scară internațională a rulmenților, prin care se asigură interschimbabilitatea acestora.

Dezavantajele lagărelor cu rulmenți constau în: dimensiuni mari în direcție radială; durată de funcționare redusă în cazul vitezelor mari; comportare nesatisfăcătoare în cazul șocurilor și vibrațiilor; necesitatea unei precizii de execuție ridicate și a unor condiții severe de montaj.

Lagărele cu rulmenți constituie principalul tip de lagăr folosit în construcția de mașini. Nu se recomandă folosirea acestora la turații foarte mari, în cazul sarcinilor dinamice, în cazul vibrațiilor, la lagărele foarte mari și care funcționează la turație joasă, la lagărele axiale greu încărcate etc.

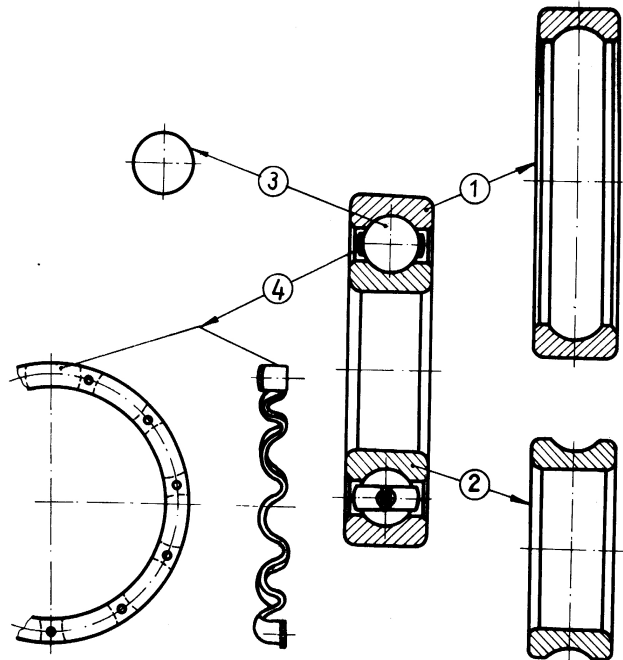


Fig.6.1

6.2. CLASIFICAREA RULMENȚILOR. SIMBOLIZARE

- După *forma corpurilor de rostogolire*, rulmenții pot fi cu bile sau cu role; la rândul lor, rulmenții cu role pot fi cu role cilindrice, cu ace, cu role conice, cu role butoi simetrice sau asimetrice (fig.6.2).
- După *numărul de rânduri* pe care sunt dispuse corpurile de rostogolire, rulmenții pot fi cu corpuri de rostogolire dispuse pe un singur rând, pe două sau mai multe rânduri.
- După *capacitatea de adaptare a inelului interior la direcția fusului*, rulmenții pot fi obișnuiți

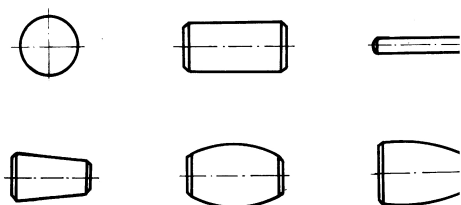


Fig.6.2

sau oscilanți, aceștia permițând deformații de încovoiere relativ mari ale arborilor.

- După *valoarea jocului radial*, rulmenții pot fi cu joc radial normal, mărit sau micșorat; jocul se obține prin sortarea și împerecherea corespunzătoare a pieselor la montaj.
- După *direcția forței principale preluată*, rulmenții pot fi radiali, axiali, radial-axiali sau axial-radiali.
- După *dimensiunile de gabarit* în direcție radială, rulmenții se împart în serii de diametre, iar după dimensiunile de gabarit în direcție axială, în serii de lățimi (fig.6.3), adică în serii de dimensiuni; încărcarea rulmenților este dependentă de dimensiunile acestora.

Simbolizarea rulmenților (fig.6.3, b) se compune dintr-un simbol de bază și un simbol suplimentar. Simbolul de bază se compune din două grupe de litere sau cifre: prima grupă

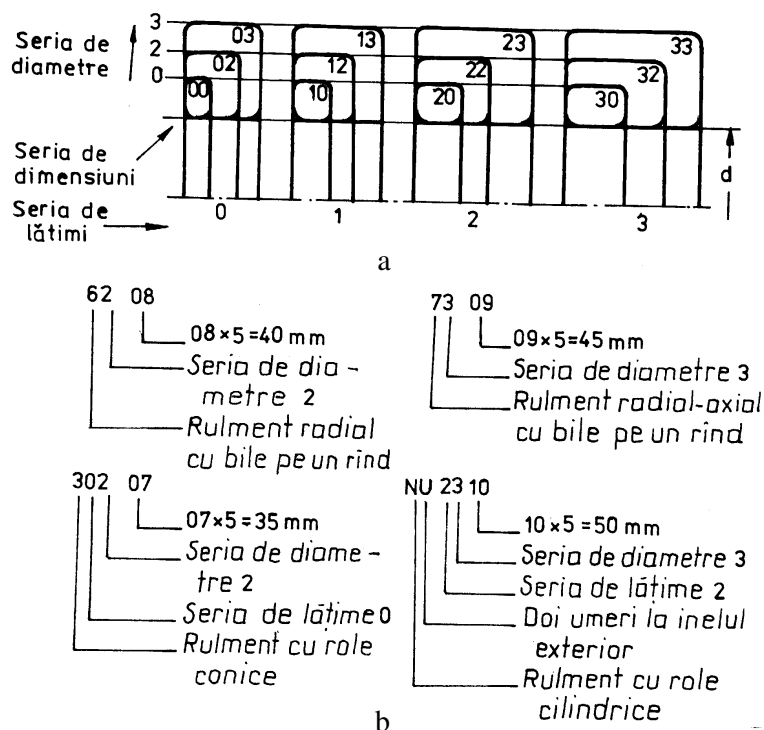


Fig.6.3

reprezintă forma constructivă a rulmentului și, în anumite cazuri, seria de diametre și de lățimi; a doua grupă reprezintă diametrul interior al rulmentului (prin multiplicarea simbolului cifric cu 5, se obține diametrul alezajului inelului interior, în mm, pentru rulmenții cu diametrul interior cuprins în domeniul 20 ... 480 mm). Simbolul suplimentar se folosește pentru rulmenții care au o construcție modificată și se compune din prefixe – folosite pentru desemnarea elementelor detașabile ale rulmentului – și sufixe – folosite pentru indicarea variantelor constructive ale rulmentului sau pentru modificări ale construcției interioare.

6.3. CARACTERIZAREA PRINCIPALELOR TIPURI DE RULMENȚI

Rulmenții radiali cu bile pe un rând, cu inele prevăzute cu căi de rulare adânci, sunt capabili să preia sarcini radiale medii și sarcini axiale mai mici și să împiedice deplasarea axială a arborelui în ambele sensuri, înclinarea între cele două inele fiind de până la 8'. Acești rulmenți, cel mai mult folosiți în aplicații practice, se execută în mai multe variante: normală (fig.6.4, a); cu capace de protecție pe o parte (-Z) sau pe ambele părți (-2Z) – fig.6.4, b; cu capace de etanșare pe o parte (-RS) sau pe ambele părți (-2RS) – fig.6.4, c; cu canal pe inelul exterior, pentru fixarea axială (N) sau cu canal și capac de protecție pe o parte (-ZN) – fig.6.4,d; tip magnetou (fig.6.4,e), capabil să preia sarcini axiale mici, într-un singur sens, având inelul exterior demontabil (se montează perechi); tip Y, care permit o abatere de la coaxialitate mare, datorită suprafeței sferice a inelului exterior (fig.6.4, f), și care se execută și etanșați pe ambele părți.

Rulmenții radiali cu role cilindrice se execută pe un rând sau pe două rânduri. Cei pe un rând se execută în următoarele variante: cu un inel având două guler- ce definesc calea de rulare, celălalt inel fiind fără guler (tipurile N și NU – fig.6.5, a); cu un singur guler pe al doilea inel (tip NJ) sau cu un inel de sprijin pe inelul interior (tipul NU+HJ – fig.6.5,b); cu guler și inel de sprijin pe inelul interior (tipurile NUP și NJ+HJ – fig.6.5, c). Datorită contactului

liniar dintre corpurile de rostogolire și căile de rulare ale inelelor, acești rulmenți preiau sarcini radiale mai mari decât rulmenții radiali cu bile de aceleași dimensiuni de gabarit, dar necesită arbori rigizi, înclinările inelului interior, ca urmare a deformațiilor de încovoiere ale arborelui, provocând concentrări puternice de presiuni la capetele rolelor. Tipurile N și NU nu fixează axial arborii, montându-se în combinație cu alte tipuri de rulmenți, care realizează fixarea axială, excepție făcând arborii reductoarelor cu dantură în V sau cu trepte bifurcate, care sunt fixați axial prin intermediul danturii. Rulmenții de tip

NJ sau NU+HJ fixează axial arborii într-un singur sens, pot prelua sarcini axiale de valori

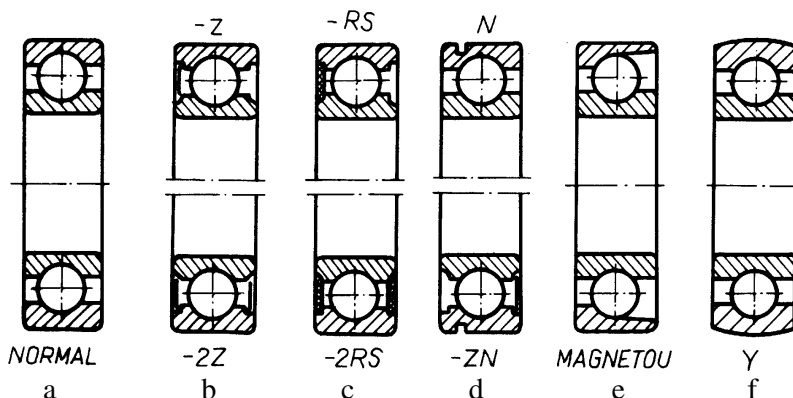


Fig.6.4

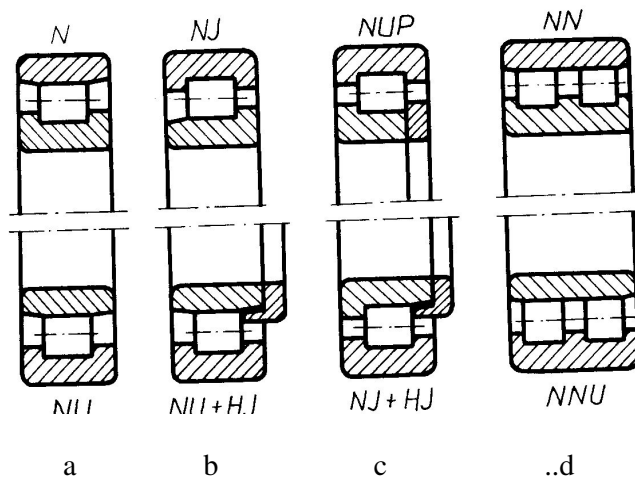


Fig.6.5

neglijabile și se montează perechi. Rulmenții de tip NUP și NJ+HJ fixează axial arborele și pot prelua sarcini axiale mici, în ambele sensuri. Rulmenții radiali cu role cilindrice pe două rânduri (tipurile NN și NNU – fig.6.5, d) preiau sarcini radiale mult mai mari decât cei pe un singur rând, fiind și mai sensibili la deformațiile de încovoiere ale arborilor și sunt destinați, în special, pentru mașini unelte.

Rulmenții cu ace se execută în următoarele variante: pe un rând (fig.6.6, a); pe două rânduri (fig.6.6, b); bușă cu ace (fig.6.6, c); colivie cu ace (fig.6.6, d). Rulmenții cu ace sunt rulmenți cu role cilindrice de diametre mici (cuprinse între 1,6 și 6 mm) și lungimi mari (lungimea este de 4 ... 10 ori mai mare decât diametrul acelor), care preiau sarcini radiale mari, dar nu preiau sarcini axiale și deci nu fixează axial arborii, fiind sensibili la deformațiile de încovoiere ale acestora. Se folosesc la transmisiile cardanice, la unele cutii de viteze cu trei arbori și la mecanismele planetare.

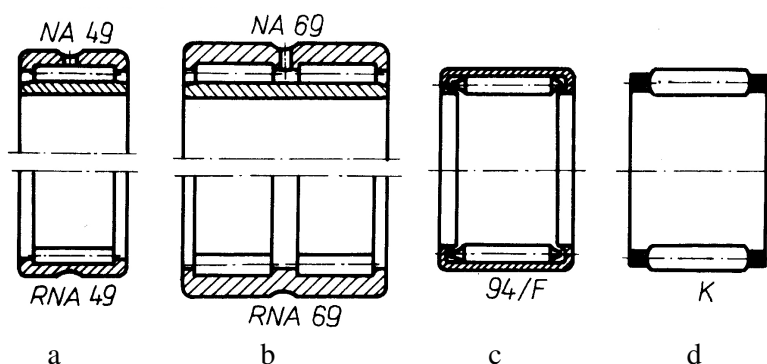


Fig.6.6

Rulmenții axiali cu bile pot prelua numai sarcini axiale, într-un singur sens (cei cu simplu efect – fig.6.7, a) sau în ambele sensuri (cei cu dublu efect – fig.6.7, b). Acești rulmenți, nefixând radial arborii, se montează în combinație cu rulmenți radiali; sunt sensibili la deformațiile de încovoiere ale arborelui și

la viteze ridicate, ca urmare a forțelor centrifuge care iau naștere. Se folosesc la cârligele macaralelor, la cricuri și prese cu șurub, la fixarea arborelui melcului, în cazul reductoarelor melcate, la cilindrii de laminor etc.

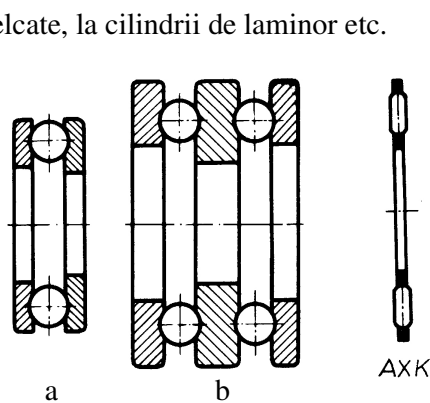


Fig.6.7

Fig.6.8

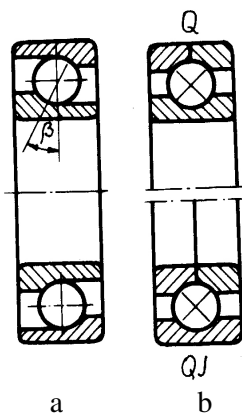


Fig.6.9

Rulmenții axiali cu ace (fig.6.8) sunt, de fapt, colivii cu ace, care preiau numai sarcini axiale, într-un singur sens; funcționează bine la turații reduse și necesită precizii de execuție și montaj ridicate.

Rulmenții radial-axiali cu bile pe un rând

au inelele executate cu umăr doar într-o parte (fig.6.9, a), putând prelua sarcini radiale și axiale de valori medii, care acționează simultan. Acești rulmenți fixează axial arborele într-un singur sens, motiv pentru care se montează perechi, în X sau O, în același lagăr sau în lagăre diferite, jocul din rulment reglându-se prin deplasarea relativă a inelelor. Unghiul de contact $\beta = 12^\circ \dots 14^\circ$, la rulmenții cu β mare predominând sarcina axială, iar la cei cu β mic predominând sarcina radială. Rulmenții radial-axiali cu bile pe un rând se folosesc la reductoarele cu angrenaje cilindrice cu dinți înclinați sau cu angrenaje conice, la reductoare melcate, la diferențiale de autovehicule etc. Rulmenții cu

contact în patru puncte (fig.6.9, b) sunt demontabili și preiau sarcini radiale mici și axiale medii, în ambele sensuri, fiind sensibili la abateri de la coaxialitate.

Rulmenții radial-axiali cu bile pe două rânduri (fig.6.10) preiau sarcini radiale mari și sarcini axiale medii, în ambele sensuri, fiind de fapt doi rulmenți radial-axiali cu bile pe un rând, la care inelele interioare și, respectiv, exterioare au fost reunite. Se folosesc la transmisiile centrale ale autovehiculelor, la arborii principali ai unor mașini unelte, la scripetii mașinilor de ridicat etc.

Rulmenții radial-axiali cu role conice (fig.6.11) preiau sarcini radiale și axiale, într-un singur sens, care acționează simultan și au valori mai mari decât la rulmenții radial-axiali cu bile pe un rând; se montează perechi, în X sau în O, în același lagăr sau în lagăre diferite. Atât căile de rulare ale inelelor cât și rolele sunt conice, vârfurile conurilor respective plasându-se în același punct de pe axa rulmentului, pentru a nu apărea alunecări geometrice. Rulmenții cu unghiul de contact mare sunt indicați pentru lagăre în care predomină sarcina axială, iar cei cu unghiul de contact mic în cazul când predomină sarcina radială. Acești rulmenți necesită arbori rigizi și se folosesc la reductoare, cutii de viteze, transmisii centrale, diferențiale și roți ale autovehiculelor. Se execută și rulmenți radial-axiali cu role conice cu două rânduri (fig.6.12) sau cu patru rânduri de role, folosiți cu precădere la utilajele tehnologice.

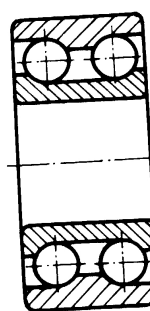


Fig.6.10

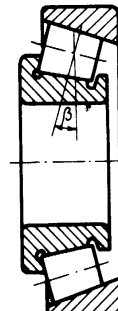


Fig.6.11

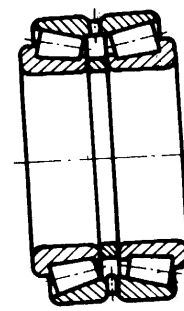
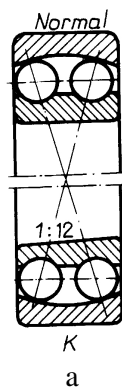
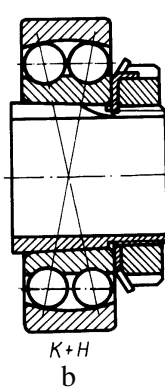


Fig.6.12

Rulmenții radiali oscilanți cu bile pe două rânduri (fig.6.13) au calea de rulare a inelului exterior sferică, lucru ce permite ca inelul interior, împreună cu bilele și colivia, să oscileze în jurul centrului rulmentului; rulmentul funcționează normal la înclinări între axele celor două inele de până la $2,5^\circ \dots 3^\circ$, înclinările fiind datorate încovoierii arborelui sau necoaxialității alezajelor celor două lagăre. Acești rulmenți preiau sarcini radiale mari și sarcini axiale mici – medii, în ambele sensuri. Se recomandă folosirea lor la arbori cu deformații mari de încovoiere, la arbori cu distanțe mari între reazeme și în cazul în care coaxialitatea alezajelor lagărelor este greu de realizat (cazul carcaselor care trebuie prelucrate din două părți). Se execută și în varianta cu alezaj conic (tipul K – fig.6.13, a) sau cu bucsă de strângere (tipul K+H – fig.6.13, b); ultimii permit o înclinare a celor două inele de cel mult $1,5^\circ$, folosindu-se la fusurile cilindrice la care nu se pot executa umeri de sprijin sau precizia de prelucrare este redusă.

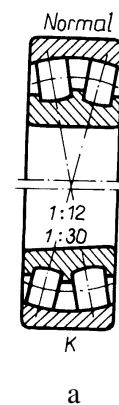


a

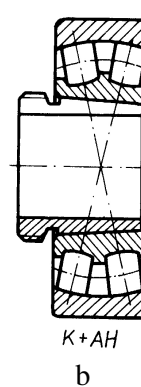


b

Fig.6.13



a



b

Fig.6.14

Rulmenții radial oscilanți cu role pe două rânduri sunt asemănători rulmenților oscilanți cu bile, dar sunt superiori din punct de vedere al capacității de încărcare. Se execută în varianta

normală sau cu alezaj conic la inelul interior (tipul K – fig.6.14, a), precum și cu bucă de extracție (tipul K+AH – fig.6.14, b). Se folosesc la reductoare mari, la laminoare etc.

Rulmenții axial-radiali preiau sarcini radiale și sarcini axiale mari și foarte mari și se execută

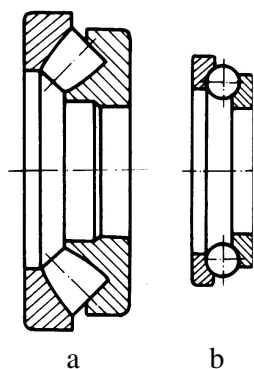


Fig.6.15

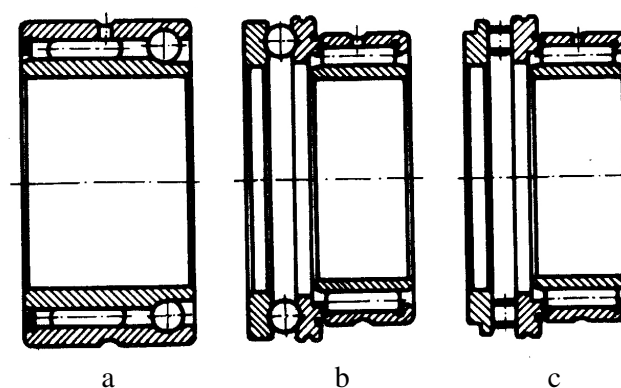


Fig.6.16

în varianta axial-oscilanți cu role (fig.6.15, a) și în varianta axial-radiali cu bile (fig.6.15, b).

În construcția diferitelor mașini, se folosesc și combinații dintre un rulment cu ace și un

rulment radial cu bile pe un rând (fig.6.16, a) sau un rulment axial cu bile cu simplu efect (fig.6.16, b) sau un rulment axial cu role cilindrice (fig.6.16, c).

6.4. MONTAJE CU RULMENȚI

Montajul cu rulmenți este un subansamblu format dintr-un arbore, pe care sunt montate roți dințate, roți de curea sau de lanț, semicuple etc., rulmenții – prin intermediul cărora arborele se sprijină în elementul fix (carcasă, batiu etc.) – și diferite piese care fixează axial inelele rulmenților (bucse distanțiere, inele de siguranță, piulițe, capace etc.).

Montajul cu rulmenți trebuie să realizeze fixarea radială și axială, în ambele sensuri, a arborelui, fără să se introducă forțe suplimentare în rulmenți, atunci când arborele se dilată termic și/sau se încovoie sub acțiunea forțelor exterioare.

6.4.1. Scheme caracteristice de montaje cu rulmenți

După modul cum este realizată fixarea axială a arborilor, se disting două scheme de montaje cu rulmenți: cu fixarea axială a arborelui, în ambele sensuri, într-un singur lagăr; cu fixarea axială a arborelui în ambele lagăre, fiecare realizând fixarea în câte un sens.

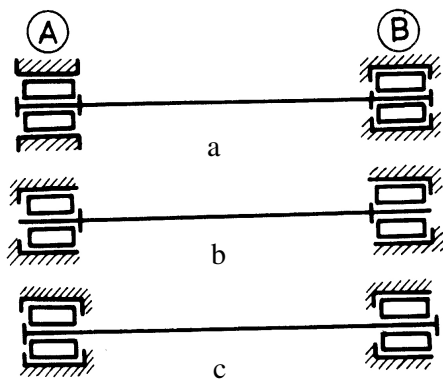


Fig.6.17

După schema din fig.6.17, a, fixarea axială a arborelui, în ambele sensuri, se realizează în lagărul B, lagărul A fiind mobil axial. Acest montaj permite dilatații termice ale arborelui, precum și deformații de încovoiere, în limitele admise de rulmenții utilizați. Se recomandă pentru arbori lungi și/sau care funcționează la temperaturi ridicate, precum și în cazul arborilor sprijiniți pe mai mult de două lagăre. Deplasarea axială se realizează prin deplasarea rulmentului în alezajul carcasei și mai rar pe

fusul arborelui sau prin deplasarea dintre corpurile de rostogolire și unul din inele, în cazul rulmenților radiali cu role cilindrice de tip N sau NU și a rulmenților cu ace. Se recomandă ca lagărul care fixează axial arborele să fie cel mai puțin încărcat radial, pentru uniformizarea încărcării celor două lagăre.

După schema prezentată – în două variante – în fig.6.17, b și c, la fixarea axială a arborelui participă ambele lagăre, fiecare în câte un sens.

Schema din fig.6.17, b, la care fixarea axială se realizează dinspre exterior, se recomandă în cazul arborilor cu deformații termice neînsemnate, deformațiile de încovoiere ale arborilor fiind admise. În cazul folosirii rulmenților radial-axiali, se obține montajul în X, la care distanța dintre punctele de aplicație ale reacțiunilor este mai mică decât distanța dintre punctele ce definesc mijlocul lățiiimii rulmenților. În cazul utilizării rulmenților radiali cu bile pe un rând sau a celor cu role cilindrice de tip NJ, în funcție de mărimea rulmentului și de temperatura de funcționare, între inelul exterior al unui rulment și capacul de închidere se lasă un joc axial de 0,5 ... 1 mm.

Schema din fig.6.17, c, la care fixarea axială se realizează dinspre interior, se recomandă în cazul arborilor scurți și rigizi, la care deformațiile de încovoiere sunt neînsemnate, fiind permise dilatațiile termice. În cazul folosirii rulmenților radial-axiali, se obține montajul în O, la care distanța dintre punctele de aplicație ale reacțiunilor este mai mare decât distanța dintre punctele ce definesc mijlocul lățiiimii rulmenților; în acest caz, rulmenții se montează cu o anumită precomprimare, pentru ca dilatațiile termice să nu modifice jocul funcțional și să înrăutățească funcționarea acestora.

Tipurile de rulmenți care se folosesc pentru cele două scheme de montaj trebuie să răspundă, individual sau în combinație, cerințelor fixării radiale și axiale a arborelui.

6.4.2. Exemple de montaje cu rulmenți

Montajele cu rulmenți prezentate în figurile 6.18 ... 6.21 sunt realizate după schema cu fixare axială, în ambele sensuri, într-un singur lagăr (v. fig.6.17, a) și sunt caracteristice arborilor

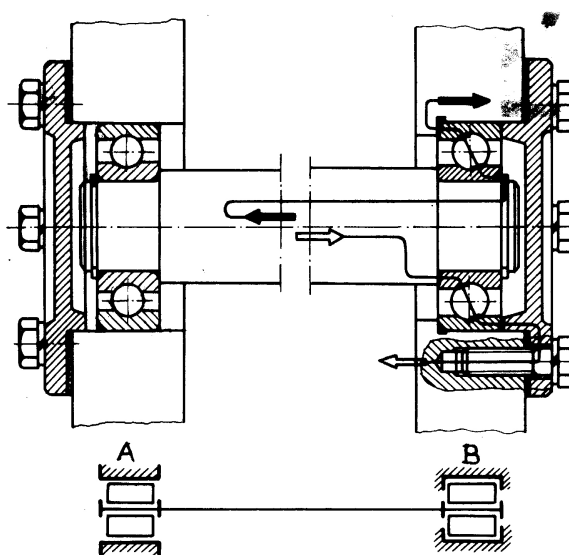


Fig.6.18

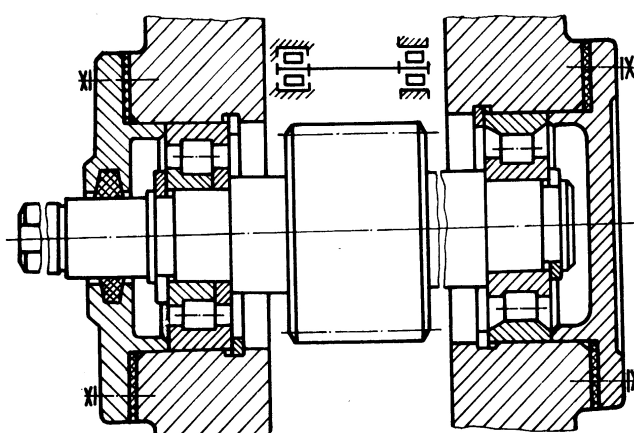


Fig.6.19

reductoarelor de turație, ai transmisiilor automobilelor și tractoarelor și ai utilajelor tehnologice.

Montajul din fig.6.18, realizat cu rulmenți radiali cu bile pe un rând, este capabil să preia sarcini radiale mici-medii și sarcini axiale mici, în ambele sensuri. În figură este indicat și fluxul forțelor axiale – existente sau întâmplătoare – de la arbore la carcasă, forțe ce traversează rulmentul din lagărul *B*.

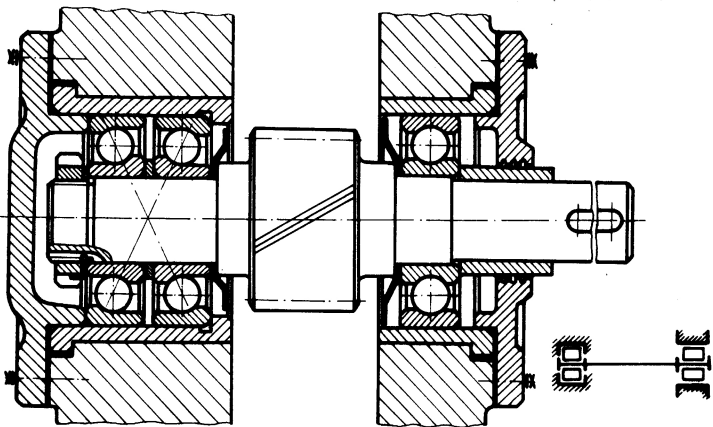


Fig.6.20

mobil în direcție axială. Acest montaj este recomandat în cazul unor sarcini radiale și axiale medii; pentru sarcini radiale și axiale mari, se folosesc rulmenți radial-axiali cu role conice, respectiv rulment radial cu role cilindrice, tip N sau NU.

Montajul din fig.6.21 utilizează, pentru fixarea axială a arborelui, un rulment axial cu bile

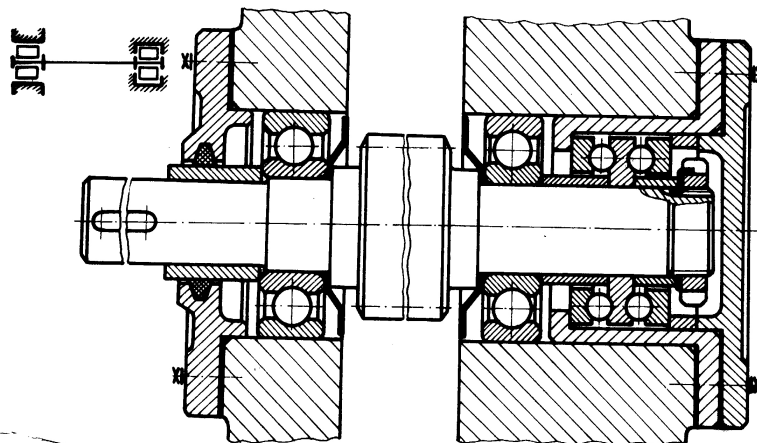


Fig.6.21

cu dublu efect, iar pentru preluarea forțelor radiale, rulmenți radiali cu bile; în cazul unor forțe radiale mari, se folosesc rulmenți radiali cu role cilindrice, tipurile N sau NU.

În figurile 6.22 ... 6.24 sunt prezentate montaje cu rulmenți realizate după schema cu fixarea axială la ambele capete, dinspre exterior (v. fig.6.17, b), utilizate în transmisiile cu roți dințate ale reductoarelor, autovehiculelor și utilajelor tehnologice.

Montajul din fig.6.22, realizat cu rulmenți radial-axiali cu role conice, este capabil să preia sarcini radiale și axiale mari; în cazul unor forțe

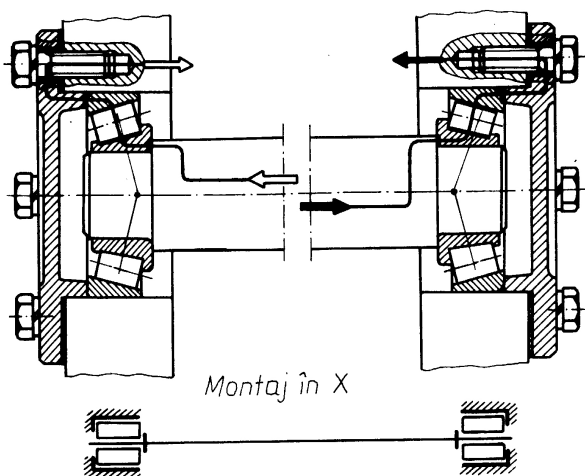


Fig.6.22

radiale și axiale medii, se folosesc rulmenți radial-axiali cu bile. În figură este prezentat și fluxul forțelor axiale, de la arbore la carcasă, precum și punctele de aplicație ale reacțiunilor – la intersecția normalelor la suprafețele de contact ale rolelor cu căile de rulare ale inelelor exterioare și axa arborelui.

Montajul prezentat în fig.6.23 este realizat cu rulmenți radiali cu bile și este capabil să preia forțe radiale mici-medii și forțe axiale mici. În cazul unor sarcini radiale mari și a unor sarcini axiale neînsemnate, se folosesc rulmenți radiali cu role cilindrice de tip NJ (fig.6.24).

În figurile 6.25 și 6.26 sunt prezentate montaje cu rulmenți de la arborii de intrare ai reductoarelor conice, similare celor de la transmisiile centrale ale autovehiculelor.

Montajul din fig.6.25, realizat cu rulmenți radial-axiali cu role conice, montați în X (v. fig.6.17, b), se recomandă în cazul sarcinilor radiale și axiale mari și când nu există restricții de gabarit axial. Reglarea jocului din rulmenți se realizează prin deplasarea inelului exterior, cu ajutorul garniturilor de reglare intercalate între flanșa paharului în care sunt montați rulmenții și capacul de închidere, iar reglarea jocului din angrenajul conic se realizează cu ajutorul garniturilor de reglare montate între flanșa paharului și carcasă.

Montajul din fig.6.26, realizat cu rulmenți radial-axiali cu bile, montați în O – după schema de montaj din fig.6.17, c, cu fixare axială la ambele capete, dinspre interior – preia sarcini radiale și axiale medii și se recomandă când există restricții de gabarit axial. În figură este prezentat și fluxul forțelor axiale, de la arbore la carcasă, precum și punctele de aplicație ale reacțiunilor. Reglarea jocului în rulmenți se efectuează prin

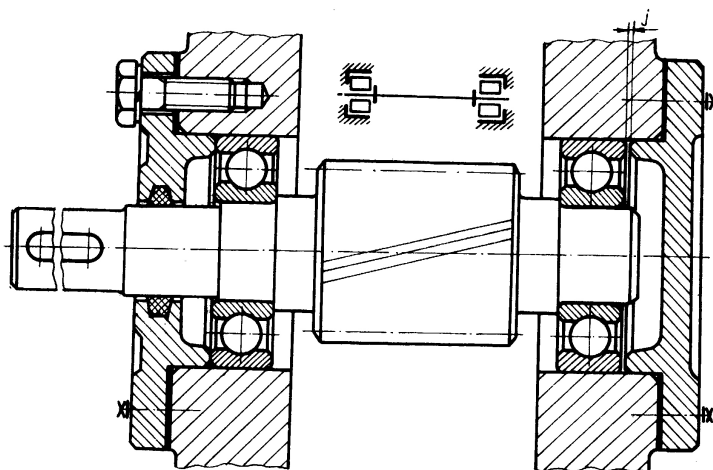


Fig.6.23

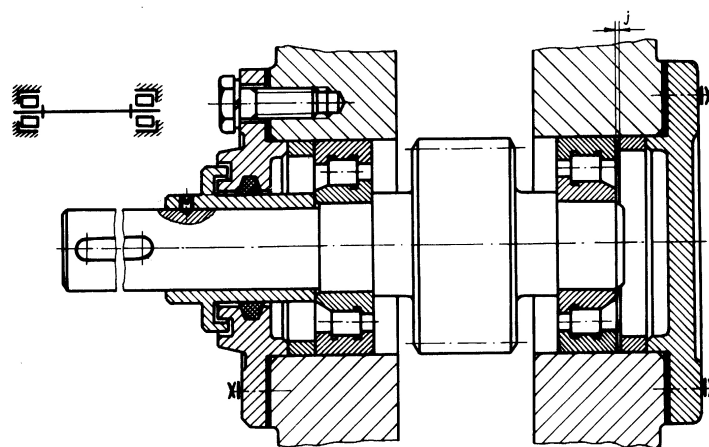


Fig.6.24

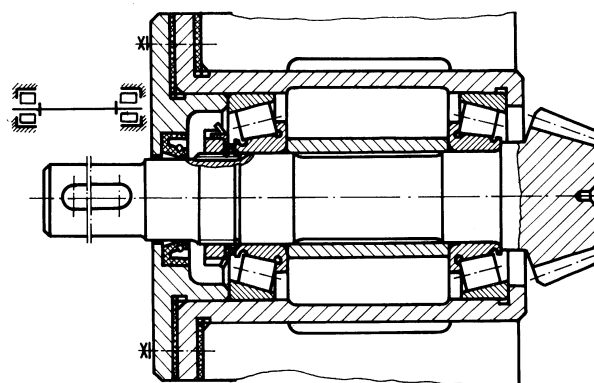


Fig.6.25

deplasarea inelului interior, cu ajutorul piuliței canelate, înșurubată pe arbore.

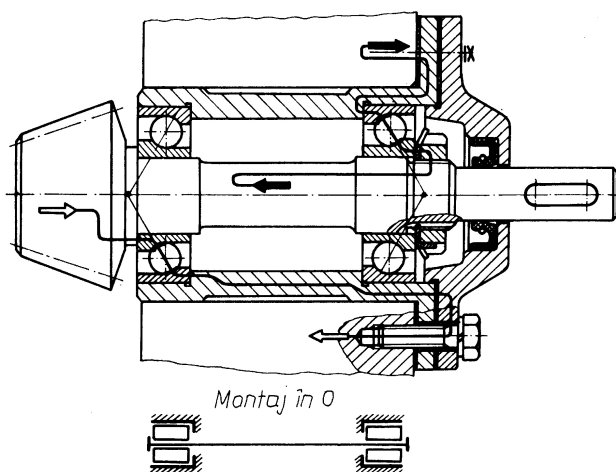


Fig.6.26

6.5. MATERIALE ȘI ELEMENTE DE TEHNOLOGIE

Inelele și corpurile de rostogolire se execută din oțel, care trebuie să prezinte următoarele proprietăți: rezistență la solicitarea de contact, pentru a preveni distrugerea suprafețelor funcționale prin apariția de ciupituri; rezistență la uzură, pentru a limita uzarea suprafețelor funcționale; tenacitate, pentru a rezista la sarcini dinamice. Aceste condiții sunt îndeplinite de oțelurile aliate cu crom, simbolizate prin RUL1 și RUL2, care conțin aproximativ 1% carbon și 1,3 ... 1,65%

crom, celelalte elemente de aliere fiind manganul și siliciul; duritatea superficială, după călire, este de 62 ... 65 HRC.

Unele firme producătoare de rulmenți utilizează oțeluri de cementare, care au o comportare bună la solicitările cu șoc. Pentru rulmenții care lucrează la temperaturi înalte sau în mediu umed, se folosesc oțeluri speciale, înalt aliate.

Materialele pentru confecționarea coliviilor trebuie să prezinte calități antifricțiune și capacitate de a amortiza vibrațiile. Pentru coliviile executate din tablă ștanțată, se folosește oțelul carbon moale, iar pentru coliviile masive, folosite la rulmenții pentru turații mari, alama, bronzul, textolitul, nylonul etc.

Tehnologia de fabricație a rulmenților este complexă, aceștia executându-se de către firme specializate.

6.6. CAUZELE IEȘIRII DIN FUNCȚIUNE ȘI CRITERIILE SIGURANȚEI ÎN FUNCȚIONARE ALE RULMENȚILOR

Principalele forme de deteriorare ale rulmenților sunt: formarea de adâncituri pe căile de rulare ale inelelor; apariția de ciupituri pe suprafețele funcționale; uzura abrazivă a inelelor și corpurilor de rostogolire; griparea; distrugerea coliviei, a inelelor sau a corpurilor de rostogolire.

Formarea de adâncituri pe căile de rulare ale inelelor este forma principală de deteriorare a rulmenților încărcăți în stare de repaus, a rulmenților care funcționează la turații foarte mici (sub 10 rot/min) și la rulmenții care execută mișcări pendulatorii lente. Adânciturile, care sunt deformări locale remanente, se datoresc depășirii locale a limitei de curgere a materialului. Criteriul siguranței în exploatare a rulmenților cu $n \leq 10$ rot/min este calculul după capacitatea statică de încărcare.

Apariția de ciupituri pe suprafețele funcționale ale rulmentului este principala formă de deteriorare a rulmenților rotitori ($n > 10$ rot/min), bine unși și bine etanșați. Rularea corpurilor de

rostogolire pe căile de rulare ale inelelor provoacă, în straturile superficiale, tensiuni de contact variabile în timp. Primele semne de oboseală apar sub forma unor microfisuri de suprafață, care se măresc în timp, iar pătrunderea uleiului sub presiune în acestea produce desprinderea unor particule de material. Ciupiturile apar pe căile de rulare ale inelului interior, la majoritatea rulmenților, și ale inelului exterior, la rulmenții oscilanți, iar la bile în zona ieșirii fibrelor la forjare. Prin apariția ciupiturilor, se mărește jocul în rulment și se înrăutățește funcționarea acestuia. Criteriul siguranței în funcționare a rulmenților rotitori ($n > 10$ rot/min) este calculul după capacitatea de încărcare dinamică.

Uzarea abrazivă apare la rulmenții mașinilor de transport, agricole, de construcții etc. și poate fi limitată prin îmbunătățirea sistemelor de ungere și etanșare.

Griparea – sudarea locală între corpurile de rostogolire și inele sau colivie – apare la rulmenții care funcționează la temperaturi ridicate și încărcări mari, iar ungerea este insuficientă. Aceasta poate fi evitată printr-o ungere și răcire corespunzătoare.

Distrugerea coliviei, a inelelor sau a corpurilor de rostogolire, apare accidental, la o execuție, montare sau exploatare incorectă a rulmenților.

Semnele exterioare ale ieșirii din funcțiune a rulmenților sunt pierderea preciziei la rotire, zgomot în funcționare și creșterea rezistenței la rotire.

6.7. PROIECTAREA MONTAJELOR CU RULMENȚI

Proiectarea montajelor cu rulmenți se face în funcție de mărimea turației arborelui: după *capacitatea de încărcare dinamică*, pentru rulmenții cu $n > 10$ rot/min, numiți și *rulmenți rotitori*; după *capacitatea de încărcare statică*, pentru rulmenții cu $n \leq 10$ rot/min, numiți și *rulmenți nerotitori*. Calculul rulmenților rotitori, la rândul său, se face în funcție de caracterul sarcinii și turației – constante sau variabile în trepte.

6.7.1. Alegerea și verificarea rulmenților rotitori ($n > 10$ rot/min), care funcționează la sarcină și turație constante

Rulmenții de aceeași tipodimensiune, încercați în condiții identice, au durate de funcționare foarte diferite, datorită diferențele dimensionale ale inelelor și corpurilor de rostogolire și a diferențelor dintre caracteristicile mecanice ale materialelor.

Durata de funcționare a rulmenților rotitori este limitată de apariția de ciupituri pe căile de rulare ale inelelor sau pe corpurile de rostogolire, ca urmare a obosirii straturilor superficiale ale materialului. Pentru evitarea acestei forme de deteriorare, rulmenții rotitori se calculează la durabilitate, relațiile de calcul fiind determinate pe baza unui număr mare de determinări experimentale, deoarece duratele de funcționare prezintă o repartiție statistică.

Pentru calculul acestor montaje cu rulmenți, este necesară definirea unor noțiuni specifice, lucru prezentat în continuare.

Fiabilitatea unui rulment este probabilitatea ca acesta să atingă sau să depășească, în anumite condiții de încărcare și funcționare, o durată de funcționare determinată.

Durabilitatea unui rulment, considerat separat, reprezintă numărul de rotații efectuate de inelul rotitor până la apariția primelor semne de oboseală a materialului. La turație constantă, durabilitatea se poate măsura și în ore.

Fiabilitatea unui lot de rulmenți, considerați identici, care funcționează în condiții identice, reprezintă procentul din numărul total de rulmenți ai lotului care probabil vor atinge sau depăși durata de funcționare de bază. Convențional, s-a considerat ca *durată de funcționare de bază* cea corespunzătoare unei fiabilități de 90%, deci cea pe care o pot atinge sau depăși 90% din rulmenții lotului supus încercărilor. Din cauza dispersiei duratelor de funcționare, nu se poate stabili cu exactitate dacă un rulment va atinge durata de funcționare impusă, ci numai cu o probabilitate de 90%.

Durabilitatea de bază sau durabilitatea unui lot de rulmenți reprezintă numărul de rotații efectuate sau depășite de 90% din rulmenții lotului supus încercărilor, fără să apară semne de oboseală a materialului. Pe baza curbei de împrăștiere a durabilității rulmenților lotului încercat (fig.6.27), se constată că 50% din rulmenți depășesc de aproximativ 5 ori durabilitatea de bază, iar 10% de aproximativ 14 ori, deși toți rulmenții lotului sunt aparent identici și sunt încărcăți în aceleași condiții.

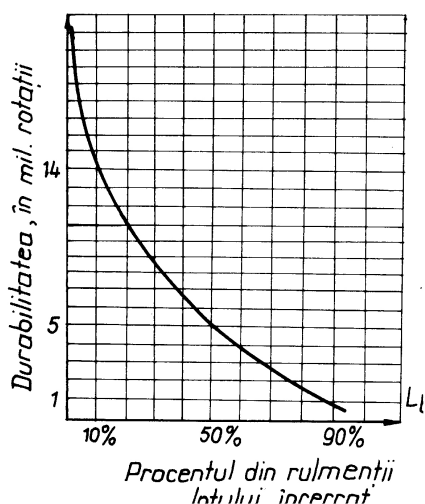


Fig.6.27

Capacitatea de încărcare dinamică de bază reprezintă sarcina radială în cazul rulmenților radiali, respectiv axială în cazul rulmenților axiali, de valoare și direcție constante, care acționând asupra unui lot de rulmenți aparent identici asigură acestuia durabilitatea de bază de un milion de rotații, când inelul interior este rotitor, iar cel exterior fix.

Între capacitatea de încărcare dinamică C , durabilitatea de bază $L_b=1$ milion de rotații, sarcina P ($P=F_r$ – pentru rulmenții radiali și $P=F_a$ – pentru rulmenții axiali) care încarcă rulmentul și durabilitatea acestuia L , s-a stabilit următoarea dependență experimentală

$$P^p L = C^p L_b, \quad (6.1)$$

care reprezintă ecuația curbei de oboseală și în care p reprezintă gradul curbei de oboseală ($p=3$ – pentru rulmenții cu bile; $p=10/3$ – pentru rulmenții cu role).

Calculul rulmenților rotitori se poate efectua în două moduri, după cum urmează:

- dacă se cunoaște sarcina care încarcă rulmentul P , turația inelului rotitor n și durata de funcționare impusă $L_{h \text{ impus}}$, rulmentul se calculează după capacitatea de încărcare dinamică

$$C_{nec} = P \sqrt[p]{L} \leq C_{catalog}, \quad (6.2)$$

unde

$$L = \frac{60nL_{h \text{ impus}}}{10^6}; \quad (6.3)$$

- pentru un rulment existent, cu capacitatea de încărcare dinamică $C=C_{catalog}$, al cărui inel rotitor are turația n și care este încărcat cu o sarcină P , calculul se efectuează după criteriul durabilității, cu relațiile:

$$L = \left(\frac{C_{catalog}}{P} \right)^p, \quad (6.4)$$

$$L_h = \frac{10^6 L}{60n} \geq L_{himpus}; \quad (6.5)$$

relațiile (6.4) și (6.5) se folosesc și în cazul în care nici un rulment nu rezistă pe întreaga durată de funcționare impusă și trebuie schimbat după un anumit număr de ore.

■ **Cazul lagărelor în care acționează forțe combinate.** În acest caz, forțele radiale F_r și axiale F_a se înlocuiesc cu o sarcină dinamică echivalentă P .

Sarcina dinamică echivalentă este sarcina radială pentru rulmenții radiali și radial-axiali, de valoare și direcție constante, sub acțiunea căreia un rulment cu inelul interior rotitor și cel exterior fix atinge aceeași durabilitate ca și în condițiile reale de încărcare, cu forțe combinate.

Diagrama experimentală din fig.6.28 reprezintă corelația dintre forța radială care soliciță rulmentul – reacțiunea radială totală din lagăr F_r – și forța axială care revine lagărului F_a , pentru o sarcină dinamică echivalentă $P = \text{const.}$ În diagramă apar două zone, delimitate de dreapta înclinată cu unghiul $\beta' = \arctg e$, unde e este o constantă a rulmentului, a cărei valori sunt date în catalogul de rulmenți.

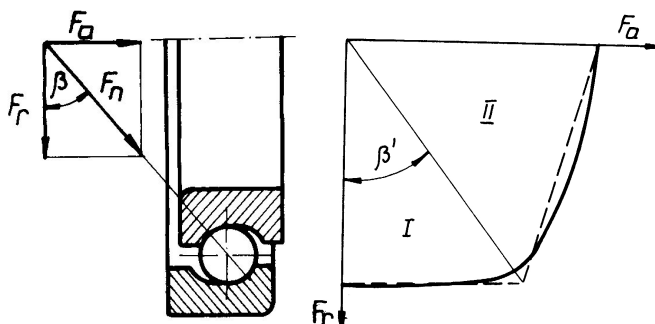


Fig.6.28

• Zona I este caracterizată prin forțe axiale mici, neglijabile în calculul rulmentului; pentru această zonă, în care

$$\frac{F_a}{F_r} = \tg \beta \leq \tg \beta' = e,$$

sarcina dinamică echivalentă se calculează cu relația

$$P = f_p V F_r. \quad (6.6)$$

• Zona II se caracterizează prin forțe axiale mari, de care se ține seama în calculul rulmentului; pentru această zonă, în care

$$\frac{F_a}{F_r} = \tg \beta > \tg \beta' = e,$$

sarcina dinamică echivalentă se calculează cu relația

$$P = f_p (V X F_r + Y F_a). \quad (6.7)$$

Semnificația parametrilor din relațiile (6.6) și (6.7) este următoarea: β - unghiul dintre componenta radială F_r și forța rezultantă F_n (v. fig.6.28); X și Y - factori de echivalare a sarcinii radiale F_r , respectiv axiale F_a , dați în cataloagele de rulmenți; V - factor care ține seama de inelul care se rotește; f_p - factor de corecție global, care ține seama de condițiile concrete de funcționare a lagărului.

La rotirea inelului interior față de sarcină, încărcarea acestuia – care este cea mai slabă piesă a rulmentului din punct de vedere al rezistenței la solicitarea de contact – este periferică, deci mai puțin periculoasă decât încărcarea locală, care apare, pe același inel, la rotirea inelului exterior. Din acest motiv, $V = 1$ când se rotește inelul interior față de sarcină, respectiv $V = 1,2$ când se rotește inelul exterior, excepție făcând rulmenții oscilanți cu bile, la care probabilitatea de distrugere a celor două inele este aceeași și ca atare se consideră $V = 1$ în ambele cazuri.

Factorul de corecție global se calculează cu relația

$$f_p = f_z f_d f_v f_s / f_t,$$

în care: f_z este un factor ce depinde de precizia danturii, luat în considerare în cazul montajelor cu rulmenți de la transmisiile cu roți dințate; f_d – factor de regim, dependent de tipul mașinii din care face parte montajul cu rulmenți; f_v – factor care apare la montajele cu rulmenți ale arborilor antrenați prin curele sau lanț; f_s – factor de șoc, care apare numai la montajele cu rulmenți supuse sarcinilor cu șocuri; f_t – factor dependent de temperatura de regim a lagărului.

■ **Forțe axiale suplimentare și totale, în cazul montajelor cu rulmenți radial-axiali.** În acest caz, în calculul forțelor axiale din lagăr intervin, pe lângă forța axială exterioară – provenită de la

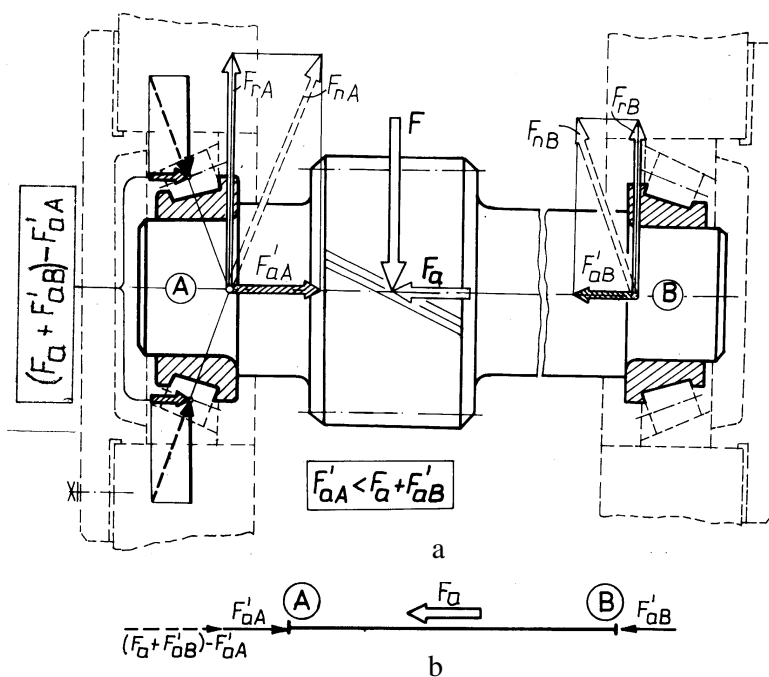


Fig.6.29

roți cilindrice cu dinți înclinați, roți conice, melci sau roți melcate – și forțele axiale suplimentare, apărute ca urmare a faptului că reacțiunile din lagăre sunt normale la suprafețele de contact dintre corpurile de rostogolire și inelele exterioare ale rulmentului, deci înclinate față de perpendiculara pe axa arborelui (fig.6.29, a); excepție fac lagărele cu doi rulmenți radial-axiali, la care forțele axiale suplimentare se anulează reciproc.

Componentele reacțiunilor normale F_{nA} și F_{nB} , din cele două lagăre, sunt forțele radiale F_{rA} , respectiv F_{rB} și forțele axiale suplimentare F'_{aA} și F'_{aB} (v. fig.6.29, a), care se calculează cu relațiile:

$$\begin{cases} F'_{aA} = 0,5 \frac{F_{rA}}{Y}, \\ F'_{aB} = 0,5 \frac{F_{rB}}{Y}. \end{cases} \quad (6.8)$$

Forțele axiale totale, preluate de cele două lagăre, se determină în funcție de rezultanta forțelor axiale exterioare care încarcă arborele și de forțele axiale suplimentare F'_{aA} și F'_{aB} .

Ca exemplu, se consideră cazul când arborele este încărcat cu o forță axială exterioară F_a îndreptată spre lagărul A și între forțele axiale există relația $F'_{aA} < F_a + F'_{aB}$. Diferența dintre aceste forțe, $(F_a + F'_{aB}) - F'_{aA}$, tinde să deplaseze arborele spre lagărul A și generează în acesta o reacțiune egală și de sens contrar cu această diferență, asigurând echilibrul axial al arborelui (fig.6.29, b).

Forțele axiale totale preluate de cele două lagăre – egale și de sens contrar cu forțele de reacțiune axiale – se determină cu relațiile:

$$\begin{aligned} F_{aAt} &= F'_{aA} + (F_a + F'_{aB} - F'_{aA}) = F_a + F'_{aB}, \\ F_{aBt} &= F'_{aB}. \end{aligned} \quad (6.9)$$

Sarcina dinamică echivalentă, în acest caz, se calculează cu relația

$$P = f_p (V X F_r + Y F_{at}). \quad (6.10)$$

În literatura de specialitate, sunt date, tabelar, relațiile pentru calculul forțelor axiale totale din lagărele cu rulmenți radial-axiali, pentru montajul în X sau O și pentru toate situațiile ce pot fi întâlnite în proiectare.

Observații:

- La rulmenții radiali cu bile încărcăți numai cu sarcini radiale, precum și la rulmenții radiali cu role cilindrice, indiferent de felul încărcării, sarcina dinamică echivalentă se calculează cu relația

$$P = f_p V F_r, \quad (6.11)$$

iar la rulmenții axiali, cu relația

$$P = f_p F_a. \quad (6.12)$$

- În cazul lagărelor cu doi rulmenți, capacitatea de încărcare nu se dublează, deoarece rulmentul mai apropiat de sarcina exterioară este solicitat mai mult. În aceste cazuri

$$C_{total} = f_i C_{catalog}, \quad (6.13)$$

unde: $f_i=1,625$ – pentru lagăre cu doi rulmenți radiali sau radial-axiali cu bile pe un rând, $f_i=1,715$ – pentru lagăre cu doi rulmenți radial-axiali cu role conice pe un rând.

- La rulmenții rotitori, trebuie verificată și turația de funcționare a lagărului – de fapt viteza, care provoacă forțe centrifuge importante – cu relația

$$n < n_{lim} = f \cdot n_{lim\ catalog}, \quad (6.14)$$

în care: f este factorul de turație, dat în funcție de raportul F_a/F_r , respectiv de diametrul mediu al rulmentului $d_m=(D+d)/2$ și de durata de funcționare impusă $L_h\text{ impus}$, în cazul rulmenților radial oscilanți cu bile pe două rânduri; $n_{lim\ catalog}$ – turația limită, indicată în cataloagele de rulmenți, pentru fiecare tipodimensiune în parte, atât pentru ungerea cu ulei cât și pentru ungerea cu unsoare consistentă.

- Rulmenții rotitori, care funcționează la sarcină și turație variabile în trepte, din transmisiile automobilelor și tractoarelor, se calculează la fel ca cei care funcționează la sarcină și turație constante, dar la o turație medie echivalentă și la o sarcină dinamică echivalentă medie.

6.7.2. Alegerea și verificarea rulmenților nerotitori și a celor care se rotesc foarte lent ($n \leq 10$ rot/min)

Încărcarea rulmenților care nu se rotesc și a celor care se rotesc lent ($n \leq 10$ rot/min) sau execută mișcări pendulatorii lente este limitată de formarea de adâncituri pe căile de rulare ale inelelor. Evitarea acestei forme de deteriorare, care mărește jocul în rulment și înrăutățește funcționarea acestuia, se face printr-un calcul după capacitatea de încărcare statică.

Capacitatea de încărcare statică este sarcina radială pentru rulmenții radiali, respectiv axială pentru rulmenții axiali, care produce, în locul de contact dintre corpul de rostogolire cel mai încărcat și calea de rulare a inelului interior, o deformare remanentă de 0,0001 din diametrul corpului de rostogolire.

Sarcina care acționează asupra rulmentului se repartizează neuniform pe corpurile de rostogolire, la preluarea sarcinii participând corpurile de rostogolire dispuse pe un arc de cerc de

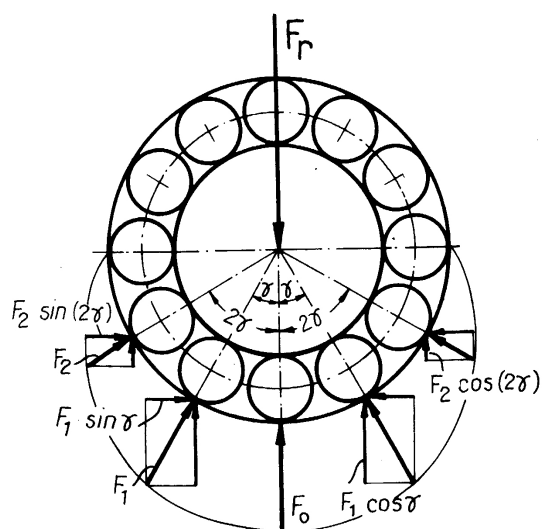


Fig.6.30

maxim 180° , când nu există joc radial în rulment; în cazul existenței jocului radial, numărul corpurilor de rostogolire care participă la preluarea sarcinii este și mai mic. Corpul de rostogolire cel mai încărcat se găsește pe direcția sarcinii, corpurile de rostogolire dispuse simetric față de acesta încărcându-se în mod egal (fig.6.30).

Calculul acestor rulmenți constă în compararea capacității de încărcare statică necesară C_{0nec} cu capacitatea de încărcare statică a rulmentului preconizat $C_{0catalog}$, indicată în cataloagele de rulmenți, pentru fiecare tipodimensiune în parte,

$$C_{0nec} = s_0 P_0 \leq C_{0catalog}, \quad (6.15)$$

s_0 fiind factor de siguranță, care ține seama de condițiile de funcționare ale lagărului.

În cazul în care rulmenții sunt încărcăți cu forțe combinate – radiale F_r și axiale F_a – acestea se înlocuiesc cu o sarcină statică echivalentă.

Sarcina statică echivalentă reprezintă sarcina radială pentru rulmenții radiali și radial-axiali, respectiv axială pentru rulmenții axiali, care ar produce aceeași deformare remanentă maximă – în locul de contact dintre cel mai încărcat corp de rostogolire și calea de rulare a inelului interior – ca și sarcinile reale care încarcă rulmentul și se calculează cu relația

$$P_0 = X_0 F_r + Y_0 F_a, \quad (6.16)$$

în care X_0 și Y_0 reprezintă factorii de echivalență, pentru încărcarea radială F_r , respectiv axială F_a , a căror valori sunt date în cataloagele de rulmenți.

În cazul rulmenților radial-axiali, pe lângă forța axială exterioară, intervin și forțele axiale suplimentare. Forțele axiale totale, care intervin în calculul sarcinii statice echivalente, se determină în același mod ca la rulmenții rotitori.

6.7.3. Fazele proiectării montajelor cu rulmenți rotitori ($n > 10$ rot/min), care funcționează la sarcină și turație constante

Date de proiectare: tipul și mărimea sarcinilor care acționează în lagăre (F_{rA} , F_{rB} , F_a); turația arborelui n ; durata de funcționare impusă lagărelor $L_{h \text{ impus}}$; precizări privind lungimea și rigiditatea arborelui, mărimea dilatațiilor termice, precizia de execuție și montaj, abaterea de la coaxialitate a alezajelor carcasei, temperatura de funcționare a lagărelor, construcția carcasei (cu sau fără plan de separație), condițiile de funcționare în cadrul mașinii sau utilajului din care face parte montajul.

Fazele proiectării, corelate cu probleme ce trebuie rezolvate, sunt prezentate în continuare.

- *Alegerea schemei de montaj* (v. subcap. 6.4.1), în funcție de numărul lagărelor arborelui, lungimea acestuia, mărimea dilatațiilor termice, rigiditatea arborelui, precizia de execuție și montaj etc.
- *Alegerea tipului rulmenților* din fiecare lagăr (v. subcap. 6.3), în funcție de natura și mărimea forțelor care acționează în lagăre, de schema de montaj aleasă, de rigiditatea arborelui și de mărimea abaterilor de la coaxialitate a alezajelor carcasei.
- *Alegerea seriei rulmenților* și a caracteristicilor acestora, din catalogul de rulmenți, în funcție de diametrul fusului arborelui.
- *Verificarea rulmenților* aleși după capacitatea de încărcare dinamică (v. subcap. 6.7.1.). Dacă rulmenții aleși nu verifică sau sunt supradimensionați, există următoarele posibilități: se alege un rulment cu diametrul exterior și/sau lățimea mai mari, respectiv mai mici; se alege alt tip de rulment, cu capacitatea de încărcare dinamică mai mare, respectiv mai mică; se montează doi rulmenți în același lagăr sau un rulment pe două rânduri; se micșorează durata de funcționare, urmând ca după un anumit număr de ore de funcționare rulmenții să fie înlocuiți cu alții de aceeași tipodimensiune.
- *Se aleg soluțiile de fixare axială* a inelelor rulmenților (v. subcap. 6.8.1.).
- *Se aleg ajustajele de montaj*, toleranțele de execuție și rugozitățile pentru fusul arborelui și pentru alezajul carcasei (v. subcap. 6.8.2.).
- *Se alege lubrifiantul* și sistemul de ungere a lagărelor, inclusiv perioadele de schimbare a lubrifiantului (v. subcap. 6.8.4.).
- *Se alege dispozitivul de etanșare* a lagărelor (v. cap. 8).
- *Se prevăd măsuri constructive* în vederea demontării inelelor montate cu strângere (v. subcap. 6.8.6.).

6.8. ELEMENTE CONSTRUCTIVE ȘI DE EXPLOATARE

6.8.1. Fixarea axială a inelelor rulmenților

Modul de fixare axială a inelelor rulmenților depinde de mărimea forțelor axiale ce trebuie preluate și de inelul care se fixează axial (interior sau exterior).

În absența forțelor axiale, pentru fixarea în direcție axială a inelului unui rulment este suficient ajustajul cu strângere dintre inelul respectiv și piesa conjugată. În celelalte cazuri, este necesară fixarea axială a inelelor de rulmenți, într-un sens sau în ambele sensuri, în funcție de schema de montaj aleasă, cu ajutorul unor piese suplimentare.

Fixarea axială a inelului interior, într-un sens, se realizează cu ajutorul unui umăr de sprijin, executat pe arbore (v. fig.6.18 ... fig.6.24) sau cu o bușă distanțieră, montată între inelul interior și

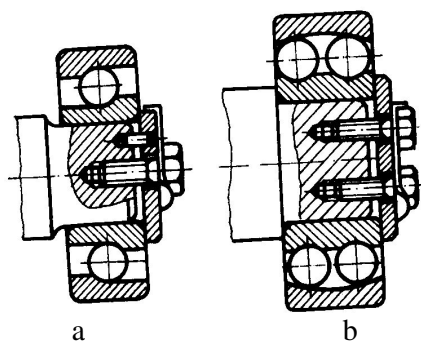


Fig.6.31

o altă piesă montată pe arbore. În sens opus, fixarea axială a inelului interior, dacă este necesar, se poate realiza cu inel elastic de rezemare excentric pentru arbori (v. fig.6.18 și fig.6.19), cu o piuliță canelată (v. fig.6.20, fig.6.21, fig.6.25 și fig.6.26), mai rar crenelată, cu plăcuță de fixare prinsă cu un șurub (fig.6.31, a) sau cu două șuruburi (fig.6.31, b), de capătul arborelui.

Inelele exterioare ale rulmenților se fixează axial, într-un sens, cu ajutorul capacelor de închidere (v. fig.6.18 ... 6.25) sau cu inele filetate, înșurubate în carcasă sau în capacul de închidere. În sens opus, fixarea axială, dacă este necesar, se poate realiza cu ajutorul unui umăr de sprijin, executat în carcasă (v. fig.6.18) sau în paharul de rulment (v. fig.6.20, fig.6.21 și fig.6.26), cu ajutorul unui inel elastic de rezemare excentric pentru alezaje (v. fig.6.19) sau a unui inel de oprire – pentru carcase cu plan de separație.

6.8.2. Ajustaje și toleranțe pentru lagărele cu rulmenți

Toleranțele alezajelor inelelor interioare și cele ale diametrelor exterioare ale inelelor exterioare ale rulmenților sunt standardizate pe plan internațional, fapt pentru care rulmenții se montează pe arbore în sistemul alezaj unitar, iar în carcasă în sistemul arbore unitar. Ajustajul dorit se realizează prin alegerea corespunzătoare a câmpurilor de toleranțe pentru arbore, respectiv pentru alezajul din carcasă.

Alegerea ajustajelor pentru lagărele cu rulmenți este condiționată de o serie de factori, prezentați în continuare:

- *tipul încărcării inelelor* – inelul rotitor, având o încărcare periferică, se montează cu strângere, iar inelul nerotitor, având o încărcare locală, se montează liber;
- *tipul și mărimea sarcinilor* – la sarcini mari și cu șocuri pe inelul încărcat periferic, se recomandă strângeri mai mari, pentru evitarea rotirii inelului respectiv față de piesa conjugată;
- *tipul și mărimea rulmentului* – pentru rulmenții cu role se recomandă strângeri mai mari ca la cei cu bile și, de asemenea, la rulmenții de dimensiuni mari se recomandă strângeri mai mari decât la cei de dimensiuni mici;
- *condițiile de temperatură* – la temperaturi mari de funcționare, strângerea ajustajului dintre fusul arborelui și inelul interior trebuie mărită, iar jocul ajustajului dintre inelul exterior și carcasă trebuie, de asemenea, mărit, pentru a împiedica rotirea inelului interior, respectiv a asigura mobilitatea rulmentului în direcție axială;

- *construcția și materialul arborelui și carcasei* – pentru arbori tubulari și carcase cu pereți subțiri sau carcase din materiale ușoare se recomandă strângeri mărite; la carcase cu plan de separație, nu se aleg ajustaje cu strângere, iar în cazul încărcării periferice a inelului exterior, se evită carcasele cu plan de separație sau se folosesc pahare de rulmenți;
- *montarea și demontarea rulmenților* – când ambele inele se montează cu strângere, se recomandă folosirea rulmenților demontabili, a rulmenților cu alezaj conic și bucsă de strângere sau de extracție;
- *deplasarea rulmentului mobil în direcție axială* – se realizează prin alegerea unui ajustaj liber pentru inelul încărcat local; pentru rulmenții radiali cu role cilindrice de tip N sau NU, se pot alege ajustaje cu strângere pentru ambele inele, deplasarea axială realizându-se în interiorul rulmentului.

Câmpurile de toleranțe – pentru arbori și alezajele carcaselor – date în tabelul 6.1, se aleg în funcție de condițiile prezentate.

Tabelul 6.1

Pentru arbori	g6	h5	h6	j5	j6	k5	k6	m5	m6	n6
Pentru alezajele carcaselor	H6	H7	J6	J7	K6	K7	M6	M7	N6	N7

Rugozitatea suprafețelor pe care se montează rulmenții (fusul arborelui, respectiv alezajul carcasei) trebuie să fie redusă, pentru menținerea caracterului ajustajului la montare și demontare; suprafețele de montaj se rectifică, respectiv se alezează.

6.8.3. Reglarea jocului în lagărele cu rulmenți

La rulmenții radiali nu se poate regla jocul în direcție radială, aceștia fiind aleși cu joc normal, mărit sau micșorat, în funcție de condițiile de montare și exploatare. La unul și același rulment, jocul radial este diferit în stare nemontată și montată, în stare montată acesta micșorându-se, ca urmare a ajustajelor cu strângere și a dilatațiilor termice. La rulmenții radiali cu bile, se recomandă ca jocul radial, în timpul funcționării, să fie nul sau să existe o mică pretensionare, iar la rulmenții radiali cu role se recomandă să existe un mic joc radial, cu excepția celor de la arborii principali ai mașinilor unelte și ai pinioanelor transmisiilor centrale ale autovehiculelor, la care este necesară o anumită pretensionare. În cazul unor ajustaje cu strângeri mari la ambele inele și/sau a unor temperaturi de funcționare ridicate, se recomandă rulmenți cu joc radial mărit în stare nemontată.

La rulmenții radial-axiali și axiali, jocul se reglează la montaj, astfel încât – în condițiile de exploatare – să se asigure o rotire ușoară și să se evite blocarea lagărului, în urma dilatațiilor termice, valori pentru aceste jocuri fiind date în literatura de specialitate; și la alegerea valorilor jocurilor la montaj, la acești rulmenți, se ține seama de dilatațiile termice care apar în timpul funcționării.

La montajul în X, reglarea jocului se realizează prin deplasarea inelului exterior, cu ajutorul unui pachet de garnituri de reglare, executate din alamă, de grosimi cuprinse între 0,5 și 1 mm, intercalate între carcasă și capacul de închidere (v. fig.6.20, fig.6.22 și fig.6.25).

La montajul în O, reglarea jocului se realizează cu ajutorul unei piulițe înșurubate pe arbore (v. fig.6.26) – prin deplasarea inelului interior.

Jocul în rulmenții axiali se reglează tot cu ajutorul garniturilor intercalate între carcasă și capacul de închidere (v. fig.6.21).

6.8.4. Ungerea lagărelor cu rulmenți

Scopurile ungerii sunt: micșorarea frecării dintre elementele în mișcare relativă ale rulmentului; asigurarea protecției anticorozive; uniformizarea și evacuarea căldurii degajate; micșorarea zgomotului produs în timpul funcționării.

Lubrifiantii folosiți sunt uleiurile minerale de calitate superioară, unsoarele consistente, iar în cazuri speciale lubrifianti solizi. Calitatea lubrifiantului și intervalele de schimbare a acestuia se aleg în funcție de mărimea rulmentului, de turația arborelui, de sarcină și de temperatura de funcționare a lagărului.

6.8.4.1. Ungerea cu ulei

Ungerea cu ulei se recomandă în următoarele cazuri: lagărele ai căror rulmenți funcționează într-

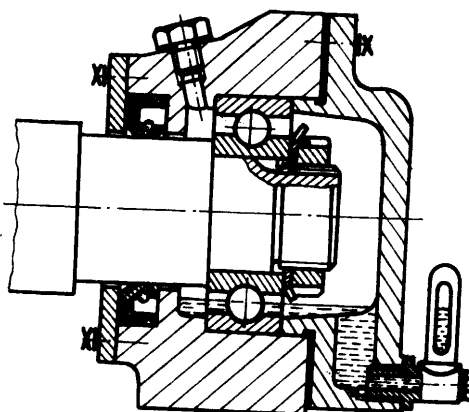


Fig.6.32

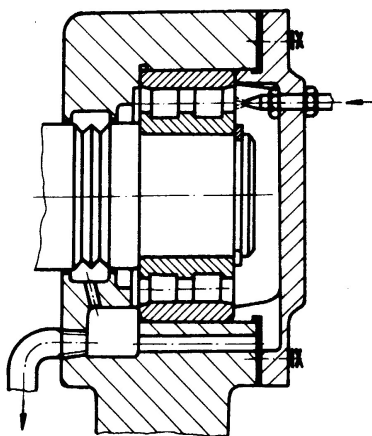


Fig.6.33

un spațiu închis, în care se folosește ulei pentru ungerea altor organe de mașini în mișcare de rotație (reductoare de turație, cutii de viteze etc.); ungerea lagărelor la care temperatura de funcționare este ridicată și este necesară evacuarea căldurii degajate; lagărele la

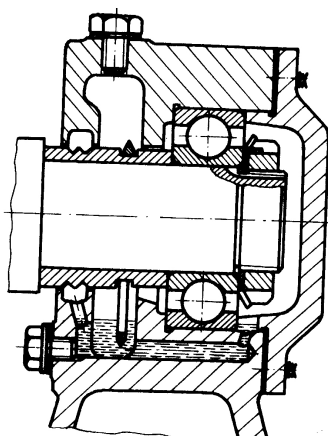


Fig.6.34

care este necesar un control continuu al ungerii; lagărele care necesită înlocuirea ușoară a lubrifiantului; lagărele arborilor de turație ridicată.

Ungerea cu ulei a lagărelor cu rulmenți se poate realiza prin următoarele sisteme de ungere:

- ♦ *cu baie proprie* (fig.6.32), în cazul rulmenților mari, ce funcționează la turații reduse, nivelul uleiului nedepășind jumătatea corpului de rostogolire inferior; baia trebuie prevăzută cu accesorii necesare alimentării, evacuării și controlului nivelului de ulei;
- ♦ *cu circulație de ulei* (fig.6.33), realizată cu ajutorul unei pompe, uleiul fiind pulverizat direct pe corpurile de

rostogolire, prin intermediul unor duze; se recomandă la turații și sarcini mari, când este necesară o răcire intensă a lagărului, controlul ungerii realizându-se cu un vizor montat pe capătul lagărului;

- ♦ *prin stropire*, în cazul rulmenților reductoarelor, cutiilor de viteze etc., stropii de ulei fiind produși de piese în mișcare de rotație – roți dințate, discuri sau inele de ungere (fig.6.34) – introduse parțial în baia de ulei;
- ♦ *prin picurare*, cu ajutorul unui ungător cu fitil (fig.6.35), în cazul arborilor verticali sau oblici, care funcționează la turații mari;
- ♦ *cu ceață de ulei*, realizată prin antrenarea uleiului de către un jet de aer, dirijat spre locurile de ungere greu accesibile.

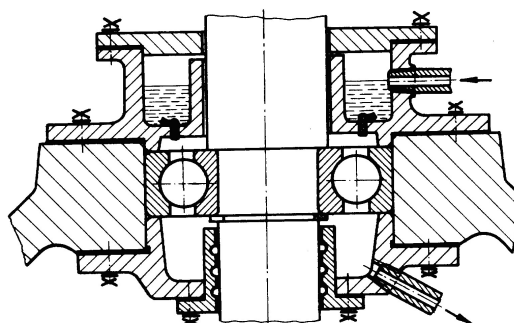


Fig.6.35

6.8.4.2. Ungerea cu unsoare consistentă

Se recomandă pentru condiții normale de funcționare, la rulmenții montați în locuri în care nu există ulei pentru ungerea altor organe de mașini, când uleiul din baie nu ajunge prin stropire la unii rulmenți sau când angrenajele funcționează cu uzuri mari.

Unsoarea îmbătrânește în timp, pierde proprietățile de ungere, prin cedarea lentă și continuă a uleiului pe care îl conține, periodic trebuind completată, iar la intervale mai mari de timp înlocuită complet.

6.8.5. Etanșarea lagărelor cu rulmenți

Rolul dispozitivului de etanșare este să protejeze lagărul împotriva pătrunderii din exterior a unor corpuri străine (praf, particule metalice, apă etc.) și să împiedice scurgerea lubrifiantului din corpul lagărului.

Dispozitivul de etanșare se alege în funcție de: felul lubrifiantului (unsoare consistentă sau ulei mineral); sistemul de ungere (cu baie de ulei proprie, cu circulație de ulei, prin stropire, prin picurare, cu ceață de ulei); condițiile de mediu (curat și uscat, impur și/sau umed); viteza periferică a fusului arborelui (mică sau mare); temperatura de regim (normală sau ridicată); construcția și poziția lagărului în cadrul ansamblului.

Conform acestor cerințe, se pot alege dispozitive de etanșare cu contact sau fără contact (v. cap. 8), iar în cazul în care spațiul nu permite folosirea unuia din aceste dispozitive de etanșare, se folosesc rulmenți autoetanșați – cu capac de protecție sau de etanșare.

6.8.6. Montarea și demontarea rulmenților

6.8.6.1. Montarea rulmenților

Montarea rulmenților se realizează cu scule și dispozitive speciale, care trebuie să fie ușor de mânuit, să nu deterioreze rulmenții și să nu prezinte pericole de accidentare.

Montarea rulmenților de dimensiuni mici se realizează prin baterea axială – cu un ciocan dintr-un material moale – a unei bucșe cilindrice, ghidată pe arbore sau în carcasă, în funcție de inelul montat cu strângere; dacă ambele inele formează ajustaje cu strângere, bucșa se sprijină pe ambele inele (fig.6.36).

La producția de serie și când sunt necesare strângeri mari, se utilizează prese, iar rulmenții cu

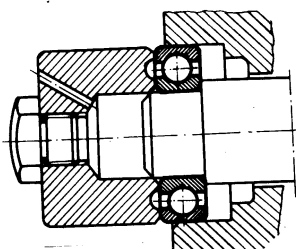


Fig.6.36

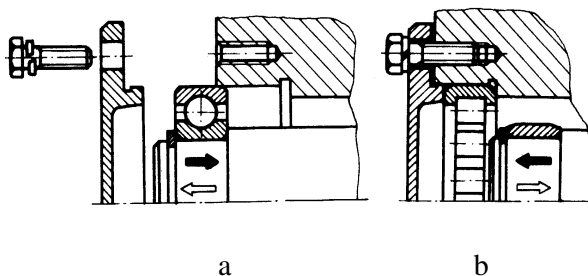


Fig.6.37

alezaj mai mare de 50 mm se încălzesc în prealabil, în baie de ulei, dulap de încălzire sau pe o plită electrică, la temperaturi care nu trebuie să

depășească 120°C, pentru a nu deteriora rulmentul; la rulmenții demontabili, se încălzește numai inelul care se presează.

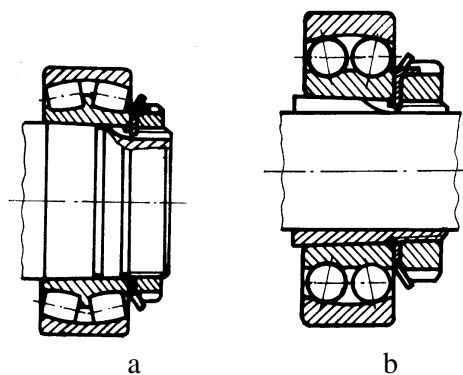


Fig.6.38

Ordinea de montare pentru rulmenții nedemontabili este prezentată în fig.6.37, a, iar pentru rulmenții demontabili în fig.6.37, b, cu săgeți cu linie groasă.

Rulmenții cu alezaj conic se pot monta direct pe arbore (fig.6.38, a) sau prin intermediul unor bucșe de strângere (fig.6.38, b) sau de extracție, cei montați pe fusuri conice sau pe bucșe de extracție fiind presați cu ajutorul piuliței arborelui, iar cei montați pe bucșe de strângere se presează cu ajutorul piuliței bucșei.

După montare, rulmenții se supun unei probe de verificare, examinându-se zgomotul în funcționare și variația de temperatură.

6.8.6.2. Demontarea rulmenților

Ordinea de demontare pentru rulmenții nedemontabili este prezentată în fig.6.37, a, iar pentru rulmenții demontabili în fig.6.37, b, prin săgeți cu linie subțire.

Demontarea rulmenților nedemontabili se realizează cu ajutorul preselor cu șurub (fig.6.39), care acționează pe fața frontală a inelului ce trebuie demontat; la fel se extrag și inelele rulmenților demontabili.

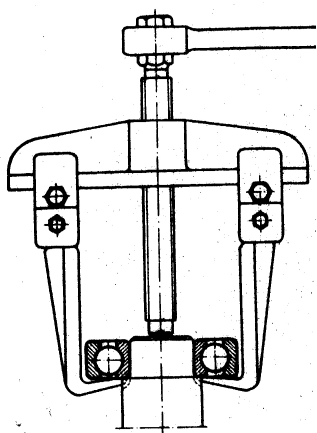


Fig.6.39

7. LAGĂRE CU ALUNECARE [1, 3, 5, 7, 9, 11, 13, 14]

7.1. CARACTERIZARE. CLASIFICARE. DOMENII DE FOLOSIRE

Lagărele cu alunecare reprezintă organe de mașini care asigură rezemarea pieselor cu mișcare de rotație, de regulă arbori sau osii rotitoare, preiau forțele care încarcă piesele respective și lucrează în condițiile unei alunecări relative a suprafeței fusului arborelui pe suprafața lagărului (cuzinetului), cele două suprafețe fiind separate printr-o peliculă de lubrifiant.

Clasificarea lagărelor cu alunecare se face după mai multe criterii, prezentate în continuare:

- *după regimul de frecare* (uscată, limită, mixtă, fluidă);
- *după direcția forței preluate* (radială, axială, axial-radială, radial-axială);
- *după forma suprafeței de frecare* (cilindrică, conică, sferică);
- *după modul de realizare a frecării fluide* (hidrodinamice (HD), elastohidrodinamice (EHD), gazodinamice (GD), hidrostatice (HS), gazostatice (GS), hibride (hidrostatico-hidrodinamice));
- *după poziția pe arbore* (de capăt, intermediare);
- *după felul mișcării de rotație* (completă, oscilantă).

Avantajele lagărelor cu alunecare se reduc la următoarele:

- ghidare mai precisă a arborilor față de carcase, datorită numărului mai mic de piese față de lagărele cu rostogolire;
- filmul de lubrifiant preia, în mare măsură, șocurile și vibrațiile și contribuie la reducerea zgomotului;
- au dimensiuni de gabarit radiale mai reduse decât lagărele cu rostogolire;
- au durate de funcționare mai mari decât lagărele cu rostogolire și pot funcționa la turații mari și foarte mari.

Dezavantajele acestor lagăre constau în:

- coeficienți de frecare (pierderi prin frecare) mai mari decât la lagărele cu rostogolire;
- gabarit în direcție axială mare;
- grad de standardizare mai redus decât în cazul rulmenților și consum de lubrifiant mare.

Domeniile de folosire ale lagărelor cu alunecare este mai redus decât al lagărelor cu rulmenți și se recomandă în acele cazuri în care lagărele cu rostogolire nu pot fi utilizate: la turații foarte mari, la care durabilitatea rulmenților este redusă; la arborii care trebuie ghidați foarte precis; în cazul lagărelor supuse șocurilor și vibrațiilor; în cazul când se impun dimensiuni de gabarit radiale foarte mici; la dimensiuni de gabarit foarte mari, pentru care nu se execută rulmenți în serie și la care lagărele cu alunecare sunt mai ieftine; în condiții de umiditate și mediu agresiv, în care lagărele cu rostogolire nu pot fi folosite; la mecanisme cu funcționare lentă și puțin solicitate, la care costul unui lagăr cu alunecare este mai redus decât al unui rulment.

7.2. LAGĂRE RADIALE HIDRODINAMICE

7.2.1. Realizarea filmului de lubrifiant autoportant

Pentru funcționarea corectă a lagărelor cu alunecare, fără o uzură sistematică a suprafețelor fusului și cuzinetului, acestea trebuie să fie separate printr-o peliculă de lubrifiant suficient de groasă, care să excludă complet contactul direct al celor două suprafețe în mișcare relativă.

La lagărele radiale hidrodinamice, pentru realizarea filmului de lubrifiant autoportant, care să învingă forța care încarcă fusul arborelui și să întrerupă contactul direct dintre fus și cuzinet, trebuie îndeplinite următoarele condiții:

- să existe, între fus și cuzinet, un interstițiu (joc) în formă de pană (convergent);
- să existe o mișcare relativă între fus și cuzinet, în sensul convergenței interstițiului;
- să existe în lagăr o cantitate suficientă de lubrifiant, cu proprietățile de aderență și vâscozitate (*aderența* – proprietatea lubrifiantului de a forma pe suprafețele fusului și cuzinetului pelicule foarte subțiri; *vâscozitatea* – rezistența la alunecarea relativă între două straturi vecine de lubrifiant, ea caracterizând frecarea interioară a lubrifiantului).

Stratul de lubrifiant în contact cu cuzinetul are viteza zero, iar cel în contact cu fusul are viteza acestuia v ; straturile intermediare de lubrifiant au viteze diferite, cuprinse între zero și v . La rotirea fusului, lubrifiantul este antrenat (deplasat) în interstițiul dintre fus și cuzinet, în zona care se îngustează treptat, mărindu-și presiunea; rezultă o forță hidrodinamică (autoportantă), care întrerupe contactul direct dintre fus și cuzinet, învingând forța F care încarcă arborele.

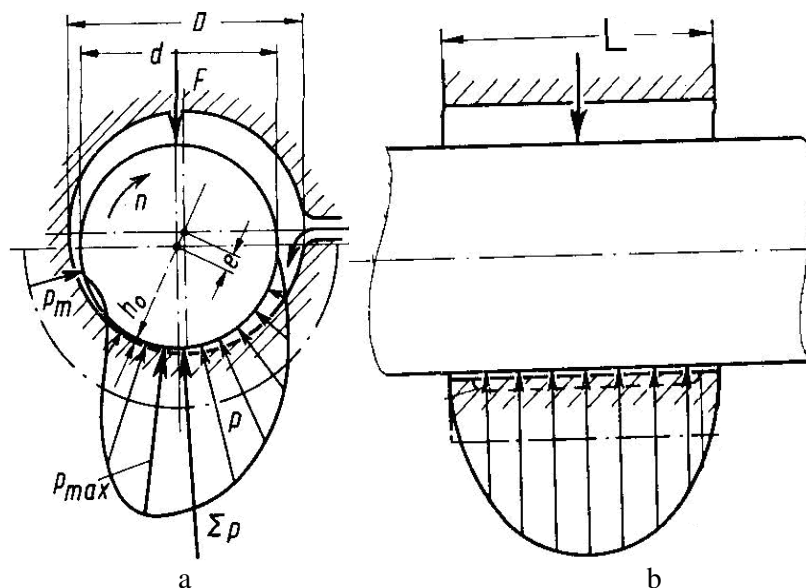


Fig.7.1

În fig.7.1, a este prezentată distribuția presiunii pe circumferința cuzinetului, iar în fig.7.1, b se prezintă distribuția presiunii pe lungimea lagărului. În plan radial, presiunea maximă este plasată înaintea punctului de joc minim, situat pe linia centrelor fusului și cuzinetului; punctul de început al

filmului de lubrifianț autoportant depinde de construcția cuzinetului și de locul de introducere a lubrifianțului, iar cel de sfârșit este situat după jocul minim, în apropiere de acesta. În plan axial, presiunea are o distribuție parabolică asimetrică, fiind zero la capetele lagărului, iar valoarea maximă este deplasată spre interior, din cauza deformațiilor de încovoiere ale arborelui.

7.2.2. Regimuri de frecare

7.2.2.1. Tipuri de frecare

Frecarea reprezintă interacțiunea unui corp în mișcare cu alt corp, iar forța de frecare reprezintă rezistența opusă mișcării sau tendinței de mișcare dintre cele două corpuri, lucrul mecanic al forțelor de frecare fiind transformat în căldură.

Tipurile frecării de alunecare sunt următoarele: *uscată, limită, fluidă, mixtă*.

- *Frecarea riguros uscată* se realizează în condiții de laborator (în vid), adică în condițiile absenței oricărei contaminări a suprafețelor în contact cu medii fluide sau solide și se caracterizează prin pierderile cele mai mari de energie.
- *Frecarea tehnic uscată* este frecvent întâlnită în tehnică și se caracterizează prin prezența unui mediu gazos și o contaminare redusă a suprafețelor în contact, cu corpuri străine. Aceasta se caracterizează prin coeficienți de frecare mari și uzuri importante, legile sale fiind prezentate în continuare: forța de frecare F_f este direct proporțională cu forța normală F_n la suprafețele în contact ($F_f = \mu F_n$); coeficientul de frecare μ nu depinde nici de mărimea suprafeței de contact și nici de viteza relativă de alunecare ci numai de cuplul de materiale în contact. Frecarea uscată se datorește angrenării microasperităților suprafețelor celor două piese și punctelor de adeziune moleculară; microasperitățile sunt supuse la strivire și forfecare.
- *Frecarea limită* se caracterizează prin prezența pe suprafețele pieselor în contact a unui strat foarte subțire ($10^{-3} \dots 10^{-2} \mu\text{m}$), dar puternic ancorat, de corpuri străine, care împiedică formarea punctelor de adeziune moleculară, dar nu înlătură angrenarea microasperităților. Forțele de frecare, în condițiile frecării limită, pot fi de 2 ... 3 ori mai mici decât la frecarea uscată, respectiv uzurile sunt mult mai mici.
- *Frecarea fluidă* apare atunci când între suprafețele pieselor este interpus un strat (film) de lubrifianț suficient de gros, astfel că este exclus contactul direct dintre suprafețele celor două piese. Frecarea are loc numai între straturile de lubrifianț, pierderile prin frecare fiind foarte mici, iar uzura este practic inexistentă. Acesta este regimul ideal, al cărui studiu se face pe baza legilor mecanicii fluidelor (hidrodinamicii fluidelor vâscoase). Pentru frecarea fluidă se definește un coeficient de frecare convențional $\mu = \eta v / p_m h$, unde η este vâscozitatea dinamică a lubrifianțului, v – viteza fusului, p_m – presiunea medie, iar h – grosimea stratului de lubrifianț.
- *Frecarea mixtă* apare atunci când grosimea filmului de lubrifianț este prea mică sau suprafețele pieselor sunt prelucrate grosolan, astfel că unele microasperități ajung în contact, rupând – din loc în loc – filmul de lubrifianț. Pierderile prin frecare sunt mai mari ca la frecarea fluidă.

7.2.2.2. Regimuri de funcționare pentru lagărele radiale hidrodinamice

Toate tipurile de frecări prezentate pot fi întâlnite la diferitele regimuri de funcționare ale lagărelor cu alunecare radială hidrodinamică (fig.7.2).

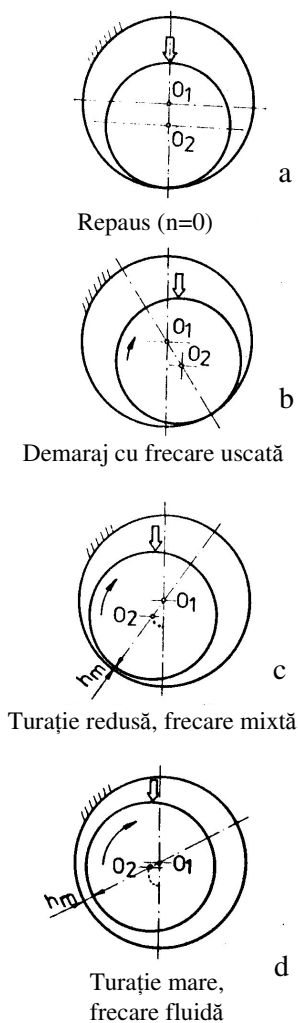


Fig.7.2

- În repaus (fig.7.2, a), fusul se sprijină pe cuzinet și lubrifianul dintre cele două suprafețe în contact este expulzat.
- În momentul demarajului (fig.7.2, b), datorită frecării foarte mari dintre fus și cuzinet (uscată sau limită), fusul se deplasează în sensul rotirii și ajunge într-o zonă lubrifiată, creându-se condițiile necesare realizării ungerii hidrodinamice.
- La turație redusă (fig.7.2, c), grosimea minimă a filmului de lubrifian $h_{\min}$ este mai mică decât suma înălțimilor maxime ale microasperităților suprafețelor celor două piese în mișcare relativă (fus și cuzinet), astfel că regimul de frecare realizat este mixt.

Fig.7.3

- La creșterea turației, de la o anumită valoare a acesteia, se realizează un joc minim optim, necesar obținerii regimului de frecare fluidă (fig.7.2, d).

Unele lagăre cu alunecare, de la mașini și utilaje care funcționează la turații reduse, funcționează în regim de frecare mixt.

Regimurile de frecare întâlnite în funcționarea unui lagăr cu alunecare radial hidrodinamic pot fi urmărite și cu ajutorul curbelor *Stribeck* (fig.7.3), care reprezintă variația coeficientului de frecare μ cu turația n . Curba 1 este obținută experimental, iar curba 2 reprezintă variațiile calculate ale coeficientului de frecare fluidă; curbele au fost trasate pentru un anumit lagăr cu alunecare și pentru anumite condiții de funcționare.

7.2.3. Elemente de calcul

7.2.3.1. Cauzele ieșirii din funcțiune a lagărelor cu alunecare

Uzura abrazivă apare datorită pătrunderii în lagăr a unor particule dure, ale căror dimensiuni sunt mai mari decât grosimea minimă a stratului de lubrifianț.

Griparea constă în sudarea locală între fus și cuzinet, mai ales în cazul unor jocuri mici. Se datorește pierderii de către filmul de lubrifianț a capacității sale de protecție, ca urmare a temperaturii și presiunii ridicate. Fenomenul este mai frecvent la fusuri necălite în cuzineți din bronzuri dure și apare în special la lagărele lubrificate necorespunzător. Griparea este favorizată de deformația elastică a arborelui și de dilatațiile termice ale fusului, în anumite cazuri putându-se ajunge la blocarea completă a fusului în lagăr, ca urmare a reducerii jocului radial la zero.

Oboseala de contact (pitting) apare la lagărele solícitate de sarcini variabile în timp.

7.2.3.2. Calculul lagărelor cu frecare uscată, limită sau mixtă

Pentru efectuarea acestui calcul, se consideră următoarele ipoteze simplificatoare:

- presiunea din lagăr este uniform distribuită;
- coeficientul de frecare este considerat constant și cunoscut;
- căldura degajată în lagăr este evacuată în totalitate prin corpul lagărului.

În aceste condiții, calculul lagărelor cu frecare uscată, limită sau mixtă urmărește următoarele obiective:

- limitarea presiunii medii din lagăr;
- verificarea lagărului la durabilitate (uzare);
- limitarea temperaturii medii din lagăr.

♦ Determinarea presiunii medii din lagăr

$$p_m = \frac{F}{BD} \leq p_a, \quad (7.1)$$

unde: D este diametrul fusului arborelui; B – lungimea de contact dintre fus și cuzinet; p_a – presiunea admisibilă (fig.7.4).

Diametrul fusului D se adoptă în funcție de diametrul arborelui obținut din calculul de rezistență; se recomandă limitarea raportului lățime/diametru la valori $B/D < 1,2$, rapoarte mai mari conducând la creșterea neuniformității repartiției presiunii în direcție axială.

Valorile presiunii admisibile p_a sunt dependente de materialul cuzinetului și sunt prezentate în literatura de specialitate.

♦ Calculul la durabilitate (uzare)

Volumul de material îndepărtat prin uzare

$$V_u = kF l, \quad (7.2)$$

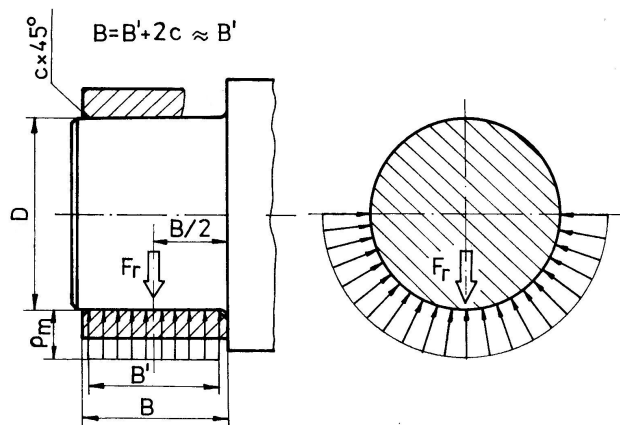


Fig.7.4

unde: l este lungimea parcursă, în mișcarea relativă a fusului față de cuzinet, în perioada de funcționare impusă L_h ; k – coeficient de proporționalitate, dependent de cuplul de materiale și de condițiile de ungere.

Exprimând forța (radială) în funcție de presiunea medie (v. relația (7.1))

$$F = p_m BD \quad (7.3)$$

și lungimea parcursă în funcție de viteza fusului $v = \pi D n$ (n – turația fusului)

$$l = v L_h, \quad (7.4)$$

se ajunge la relația

$$V_u = k p_m BD v L_h = K^* p_m v, \quad (7.5)$$

în care $K^* = k B D L_h$.

Pentru un volum de uzare V_u acceptat și o durabilitate L_h impusă, rezultă valoarea admisibilă a produsului $(p_m v)_a$.

Calculul la durabilitate (uzare) constă în compararea produsului $p_m v$ efectiv cu cel considerat admisibil.

$$p_m v \leq (p_m v)_a. \quad (7.6)$$

Valorile produsului $(p_m v)_a$, exprimate în MPa·m/s, sunt date în literatura de specialitate, în funcție de materialul cuzinetului.

Produsul $p_m v$ se regăsește și în relația puterii consumate prin frecare și ca atare se poate admite și o semnificație termică a acestui calcul.

♦ Calculul temperaturii medii

Temperatura medie, în regim staționar, se calculează pe baza egalității dintre puterea consumată prin frecare și cantitatea de căldură transferată lagărului și apoi mediului ambiant

$$F_f v = \mu F v = K A (t - t_0), \quad (7.7)$$

rezultând relația

$$t = t_0 + \frac{\mu F v}{K A} \leq t_a. \quad (7.8)$$

Parametrii din relațiile de mai sus au următoarele semnificații: K – coeficient global de transfer de căldură prin corpul lagărului; A – suprafața exterioară a corpului lagărului, în contact cu aerul; t_0 – temperatura mediului ambiant; t_a – temperatura admisibilă; μ – coeficientul de frecare. Valorile lui μ și t_a sunt date, în literatura de specialitate, în funcție de materialul cuzinetului.

7.2.3.3. Elemente de calcul pentru lagărele cu frecare fluidă

Esența calculului lagărelor radiale hidrodinamice constă în proiectarea filmului de lubrifianț autoportant, care trebuie să prezinte următoarele calități:

- să aibă o grosime minimă $h_{\min}$ suficient de mare, pentru a asigura frecarea fluidă ($h_{\min} \geq h_a$);
- să funcționeze la o temperatură inferioară celei admisibile ($t < t_a$);
- să fie stabil, pentru ca să nu se rupă în cazul sarcinilor cu șoc.

Aceste cerințe pot fi asigurate pe baza teoriei hidrodinamice a lubrificației, care permite cunoașterea dependențelor forței portante, debitului de scăpări și a puterii consumate prin frecare, în funcție de poziția fusului în cuzinet.

Pentru generalizarea rezultatelor, se utilizează următorii *coeficienți caracteristici*, adimensionali:

- *coeficientul de portanță* C_p ;
- *coeficientul de debit hidrodinamic* C'_{Qi} ;
- *coeficientul de debit hidrostatic* C''_{Qi} ;
- *coeficientul puterii consumate prin frecare* C_F .

Funcțiile care definesc acești coeficienți sunt reprezentate grafic în literatura de specialitate.

Datorită variației cu temperatura a vâscozității lubrifianțului, *calculul parametrilor caracteristici* ai filmului de lubrifiant se va efectua în două etape:

- ⇒ în prima etapă se determină *temperatura medie*, de echilibru termic a filmului, pentru un lubrifiant ales;
- ⇒ în a doua etapă se determină, în funcție de temperatura medie de echilibru termic a filmului, *cei alți parametri* caracteristici.

Determinarea temperaturii medii a filmului de lubrifiant, în regim staționar, se face pe baza ecuației globale a conservării energiei

$$W_F = W_C + W_L, \quad (7.9)$$

în care: W_F este energia pierdută prin frecare; W_C – căldura evacuată prin corpul lagărului; W_L – căldura evacuată prin lubrifiant.

Din punct de vedere al ungerii și răcirii, există două tipuri de lagăre:

- lagăre cu sistem de ungere propriu și răcire prin corpul lagărului;
- lagăre unse printr-un circuit exterior și răcire prin lubrifiant.

Temperatura filmului de lubrifiant se determină grafic sau analitic; cu valorile stabilite pentru temperatura de echilibru t_i și energia consumată prin frecare W_{Fi} , se determină:

- vâscozitatea dinamică a lubrifianțului η_i ;
- coeficientul de portanță C_{Pi} ;
- grosimea minimă relativă δ_i ;
- excentricitatea relativă ϵ_i ;
- grosimea minimă $h_{\min i}$;
- coeficienții de debit C'_{Qi} și C''_{Qi} ;
- debitul de lubrifiant Q_i ;
- unghiul de altitudine ϕ_i .

În cazul calculului de verificare, valorile rezultate trebuie comparate cu cele admisibile: $h_{\min i} \geq h_a = 3 \dots 18 \mu\text{m}$ (valorile admisibile se aleg în funcție de diametrul fusului și de viteza acestuia); $t_i \leq t_a = 50 \dots 90 \text{ }^\circ\text{C}$ (valorile admisibile se aleg în funcție de domeniul de utilizare al lagărului); $\epsilon_i > \epsilon_a = 0,2 \dots 0,3$.

Pentru calculele de proiectare, se pleacă de la datele impuse (F , D , B , n , uleiul ales, temperatura de intrare t_{in}) și rezultă ajustajul fus-cuzinet și valorile extreme ale parametrilor caracteristici (t , $h_{\min}$, ϵ , Q , W_F). La alegerea ajustajului trebuie să se țină seama și de variația jocului datorită dilatațiilor diferite ale fusului, cuzinetului și corpului lagărului.

La lagărele cu ungere proprie, la care răcirea prin corp este nesatisfăcătoare, se poate apela la o răcire forțată cu un ventilator sau la o răcire printr-o serpentină cu apă de răcire introdusă în baia de lubrifiant.

7.2.4. Elemente constructive și de exploatare

Un lagăr cu alunecare este compus din: *corpul lagărului, cuzinet, fusul arborelui, sistem de ungere, sistem de etanșare.*

7.2.4.1. Corpul lagărului

Corpul lagărului poate fi executat corp comun cu batiul mașinii sau cu o piesă mobilă (cazul bielor de la motoarele cu ardere internă) sau ca piesă separată, asamblată pe batiul mașinii prin șuruburi.

Corpurile lagărelor cu alunecare radiale hidrodinamice pot fi monobloc sau cu capac (demonabile în plan diametral).

Corpurile monobloc (fig.7.5) sunt mai simple și mai rigide, însă necesită montarea axială a arborelui. Se recomandă numai pentru arbori de diametre mici.

Fig.7.5

Corpurile demonabile în plan diametral (cu capac - fig.7.6) se caracterizează printr-o complexitate mai ridicată și o rigiditate mai redusă decât la cele monobloc. Avantajele acestora constau într-o montare ușoară a arborelui și posibilitatea reglării jocului radial din lagăr prin apropierea relativă a capacului de corp. Centrarea

Fig.7.6

capacului pe corp se poate realiza fie prin executarea planului de separație în trepte fie prin știfturi

de centrare. Asamblarea dintre capac și corp se face prin șuruburi, montate cu joc. Corpurile se execută turnate din fontă sau în construcție sudată, din oțel.

7.2.4.2. Fusurile arborilor

Fusurile sunt executate din același material cu osia sau arborele de care aparțin, adică din oțeluri de cementare sau îmbunătățire.

De regulă, fusurile se tratează termic sau termochimic, pentru mărirea rezistenței la uzură și se rectifică fin. Se recomandă ca duritatea fusului să fie de 3 ... 5 ori mai mare decât a cuzinetului, fiind preferabil să se uzeze cuzinetul.

7.2.4.3. Cuzineții

Cuzineții se execută dintr-un material antifricțiune, deoarece la porniri-opriri și la suprasarcini regimul de frecare poate fi uscat, limită sau mixt; în plus este ușurată reparația lagărului, după uzare, prin înlocuirea cuzinetului, al cărui cost este mai redus decât al arborelui.

Pentru lagărele monobloc, cuzineții au forma unor bușe, iar pentru lagărele demontabile în plan diametral (cu capac), se execută din două jumătăți (semicuzineți).

În producția de serie mică și individuală, se folosesc cuzineți executați integral din materiale antifricțiune, cu rezistență medie și mare.

De regulă, cuzineții se execută bimetalici; stratul subțire de material antifricțiune se depunde prin turnare pe o bază (suport) de oțel sau fontă, iar la lagărele puternic solicitate pe o bază de bronz.

În producția de serie mare sau de masă, cuzineții se ștanțează dintr-o platbandă pe care este placat materialul antifricțiune.

Cuzineții se montează în corpul lagărului cu strângere și se asigură împotriva rotirii, prin știft sau pinten de fixare.

Materialele pentru cuzineți trebuie să prezinte o serie de proprietăți: *mecano-tribologice, termice, tehnologice, economice*.

- ♦ **Proprietăți mecano-tribologice:** coeficient de frecare cu materialul fusului cât mai mic; rezistență la uzare; rezistență la oboseala de contact; conformabilitate – proprietatea de a îngloba particule dure; rezistență la gripare și coroziune; aderență cu lubrifianțul.
- ♦ **Proprietăți termice:** conductibilitate termică mare, pentru evacuarea căldurii produse prin frecare; coeficient de dilatație termică apropiat de cel al oțelului, pentru a evita variații mari ale jocului din lagăr.
- ♦ **Proprietăți tehnologice și economice:** costuri de execuție și asamblare mici; deoarece materialele antifricțiune metalice sunt scumpe și deficitare, se impune aplicarea acestora în straturi cât mai subțiri, cu o bună aderență la materialul de bază.

Materialele antifricțiune pentru cuzineți pot fi: *aliaje feroase, aliaje neferoase, materiale sinterizate, materiale nemetalice*.

Materialele feroase (fonta cenușie – Fc, fonta cu grafit nodular – Fgn, fonta maleabilă – Fma și Fmn) se recomandă pentru cuzineți monolit, în cazul vitezelor și presiunilor reduse; se impune ca fusurile arborilor să fie cementate și rectificate. În cazul solicitărilor dinamice, se recomandă oțelul grafitizat.

Materialele neferoase cuprind, în principal, bronzuri și compoziții pentru lagăre. Bronzurile pentru lagăre (pe bază de Cu-Sn, Cu-Pb, Cu-Pb-Sn, Cu-Al), turnate, se recomandă la cuzineți monolit și multistrat, la presiuni și viteze ridicate. Compozițiile pentru lagăre (aliaje Y-Pb-Sn), turnate, se recomandă la presiuni și viteze ridicate, iar cele pe bază de aluminiu (Al-Sn, Al-Pb, Al-Pb-Cu), placate, se recomandă la cuzineți subțiri, la viteze și presiuni ridicate și sunt rezistente la solicitări variabile; alte aliaje (pe bază de Ag, Zn, Mg,) au utilizări restrânse.

Materialele sinterizate moi (pe bază de Fe-C, Fe-Cu, Cu-Pb, Cu-Pb-Sn) se recomandă pentru cuzineți masivi (poroși – autolubrifianți) și multistrat subțiri, placați (neautolubrifianți).

Carburile metalice dure se recomandă la lagăre cu gaze.

Materialele nemetalice pot fi: lemn (esențe tari), materiale plastice (termorigide sau termoplaste), cauciuc, grafit, ceramică, pietre prețioase sau semiprețioase (în mecanica fină); unele sunt destinate lubrifierii cu apă sau gaz.

7.2.4.4. Ungerea lagărelor cu alunecare

Scopul ungerii lagărelor cu alunecare este multiplu: micșorarea pierderilor prin frecare; reducerea uzurii; evacuarea căldurii degajate ca urmare a frecării; asigurarea protecției anticorozive; amortizarea șocurilor și vibrațiilor.

Lubrifiantii, după starea fizică, pot fi: lichizi (uleiuri minerale); consistenți (unsori consistente); solizi (grafit coloidal, bisulfură de molibden etc.), cele mai folosite fiind uleiurile minerale și unsorile consistente.

Uleiurile minerale sunt cele mai importante materiale de ungere, datorită înlocuirii frecării dintre fus și cuzinet prin frecarea interioară a uleiului, coeficientul de frecare putând fi redus de până la 100 de ori și în plus uleiul transportă căldura degajată în lagăr.

Cele mai importante proprietăți ale uleiului sunt: *vâscozitatea* – proprietatea de a se opune deplasării unui strat de ulei în raport cu altul; *onctuozitatea* – capacitatea uleiului de a adera la suprafețele pieselor și de a forma pe acestea pelicule subțiri. Vâscozitatea caracterizează frecările interne din filmul de ulei și depinde de temperatură și presiune.

Unsurile consistente sunt dispersii de săpunuri metalice în uleiuri minerale, cele mai importante proprietăți ale acestora fiind: *penetrarea* – proprietatea de a circula prin sistemul de alimentare cu lubrifiant; *punctul de picurare* – temperatura la care unsoarea începe să picure sub acțiunea greutateii proprii (caracterizează rezistența termică a unsorii); *stabilitatea la umiditate* – menținerea proprietăților în contact cu apa.

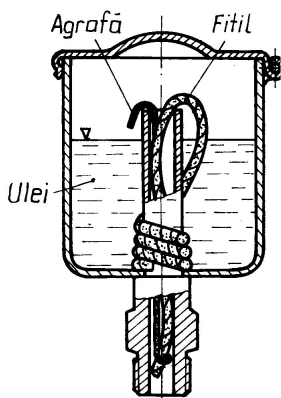


Fig.7.7

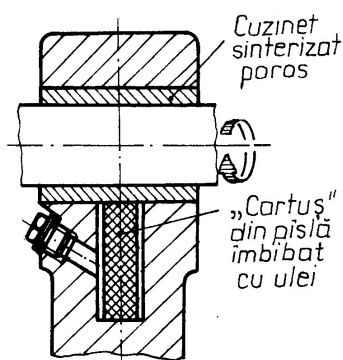


Fig.7.8

Unsurile consistente se recomandă la lagărele supuse unor sarcini reduse, cu funcționare lentă, la care nu se degajă o cantitate mare de căldură, unsorile netransportând căldura degajată în lagăr.

Unsurile pe bază de calciu sunt rezistente la apă, cele pe bază de natriu au punct de picurare ridicat, iar cele pe bază de litium sunt rezistente la apă și se pot folosi într-o plajă mare de

temperaturi ($-60\text{ }^{\circ}\text{C} \dots 200\text{ }^{\circ}\text{C}$).

Sistemul de ungere are rolul de a alimenta lagărul cu alunecare cu debitul de lubrifiant stabilit prin calcul și se alege funcție de tipul lubrifiantului folosit (ulei mineral sau unsoare consistentă).

Ungerea cu ulei se poate realiza prin mai multe sisteme:

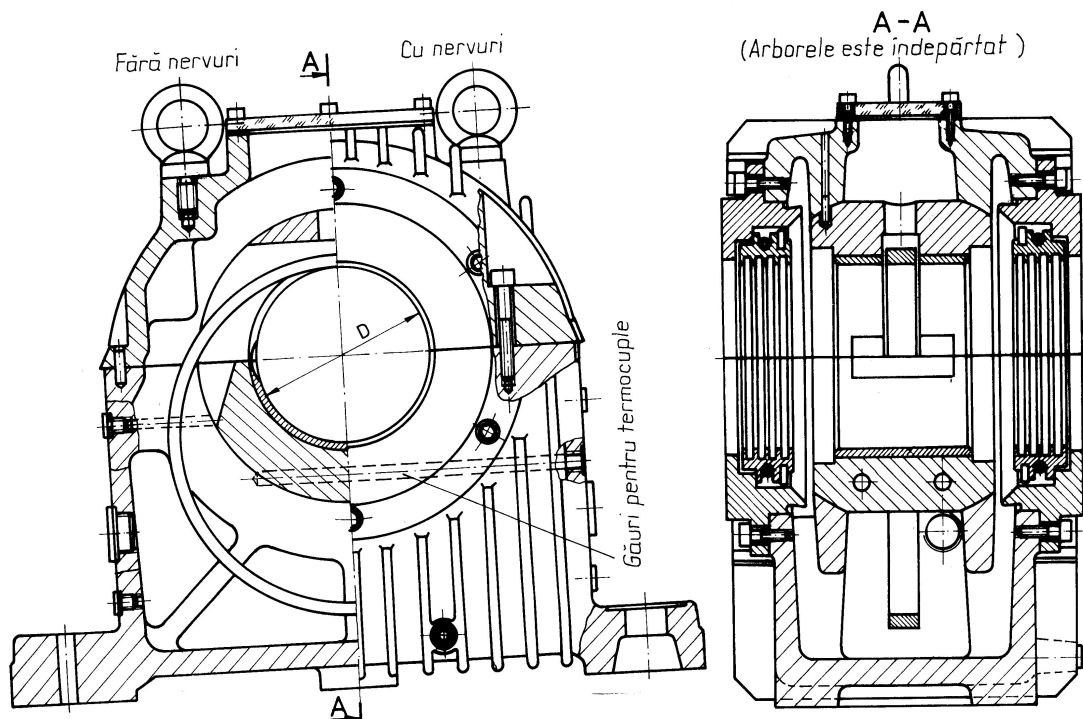


Fig.7.9

- prin introducerea periodică a uleiului în lagăr, prin orificiile de ungere (v. fig.7.6); se aplică la lagărele cu funcționare periodică;
- prin picurare, cu ajutorul unui rezervor și a unui fitil (fig.7.7);
- prin capilaritate, cu ajutorul unui cartuş din pâslă îmbibat cu ulei (fig.7.8);
- prin intermediul unui inel de ungere (fig.7.9), cufundat parțial în baia de ulei și care transportă, prin aderență, uleiul în zona dintre fus și cuzinet;
- prin circuit exterior (fig.7.10), în cazul unor viteze mari (până la 100 m/s);
- prin pulverizare, în cazul vitezelor foarte mari.

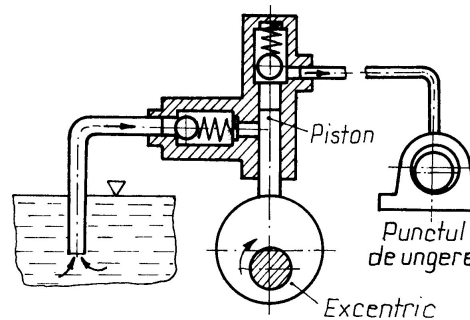


Fig.7.10

Introducerea uleiului în lagăr se face în zona jocului maxim, iar distribuția acestuia pe lungimea lagărului se face cu ajutorul unor canale de ungere (buzunărașe), plasate în zona neîncărcată a lagărului monobloc, la care cuzineții sunt dintr-o bucată (v. fig.7.5), respectiv în planul de separație, la lagărele cu capac, la care cuzineții sunt din două bucăți (v. fig.7.6). Forma canalelor diferă

Tip A sau SA

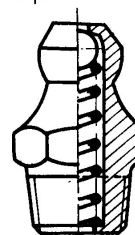


Fig.7.11

de la o construcție la alta, putând fi longitudinale, circulare sau combinate.

Ungerea cu unsoare consistentă se realizează cu ajutorul unui ungător cu bilă (fig.7.11) și a unei pompe acționate manual (fig.7.12) sau cu ajutorul unui ungător cu pâlnie (fig.7.13).

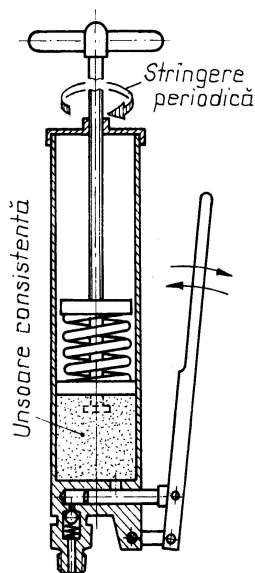


Fig.7.12

7.2.4.5. Reglarea jocului radial din lagăr

La lagărele cu capac, jocul radial se reglează prin apropierea relativă a capacului de corpul lagărului, fie prin prelucrarea suprafețelor de contact, fie prin intermediul unor garnituri de reglare.

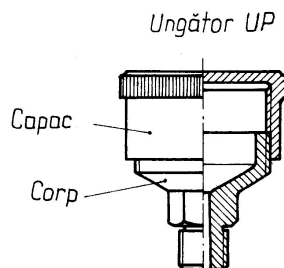


Fig.7.13

La lagărele monobloc, jocul radial se reglează prin deformarea radială a cuzinetului, care se execută la exterior conic și este deplasat în direcție axială. Uneori fusul arborelui și alezajul cuzinetului se execută conice și reglarea

jocului se realizează prin deplasarea axială relativă a celor două piese.

La lagărele monobloc, ca urmare a reglării jocului prin deformarea radială a cuzinetului sau prin deplasarea relativă dintre fus și cuzinet – în cazul fusurilor conice – se obține o micșorare uniformă a jocului radial, iar la cele cu capac, reglarea se realizează numai în direcția deplasării. Și într-un caz și în celălalt, forma suprafeței uzate nu se corijează prin reglare, fiind necesară o strunjire interioară a cuzinetului.

7.3. LAGĂRE AXIALE HIDRODINAMICE

Lagărele cu alunecare axiale sunt destinate să preia forțele axiale care acționează asupra arborilor și să realizeze fixarea axială a acestora. La forțe axiale mici, este suficient ca gurilele arborilor să se sprijine pe suprafețele frontale ale cuzineților lagărelor cu alunecare radiale.

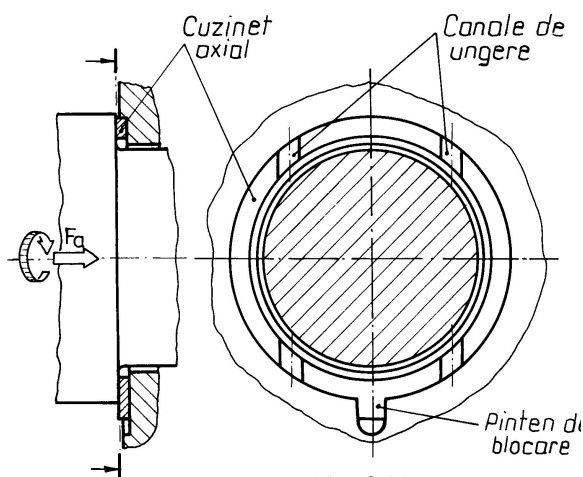


Fig.7.14

În fig.7.14 este prezentat un lagăr axial, la care cuzinetul are formă inelară și este capabil să preia forțe axiale într-un singur sens.

Deoarece la aceste lagăre una din condițiile necesare formării filmului de lubrifianț autoportant nu este îndeplinită – lipsește spațiul care se îngustează în mod treptat dintre fus și cuzinet – acesta se creează în mod artificial, prin profilarea corespunzătoare a cuzinetului (executarea unor șanțuri și teșituri pe suprafața cuzinetului – pe o singură parte sau pe două

părți, în funcție de sensurile de rotație ale arborelui). Pentru obținerea ungerii hidrodinamice, se recomandă sectorizarea cuzinetului (fig.7.15, a) și realizarea unor zone portante, prin profilarea

sectoarelor (fig.7.15, b) sau prin asigurarea mobilității acestora: sectoare oscilante (fig.7.15, c); sectoare rezemate elastic (fig.7.15, d).

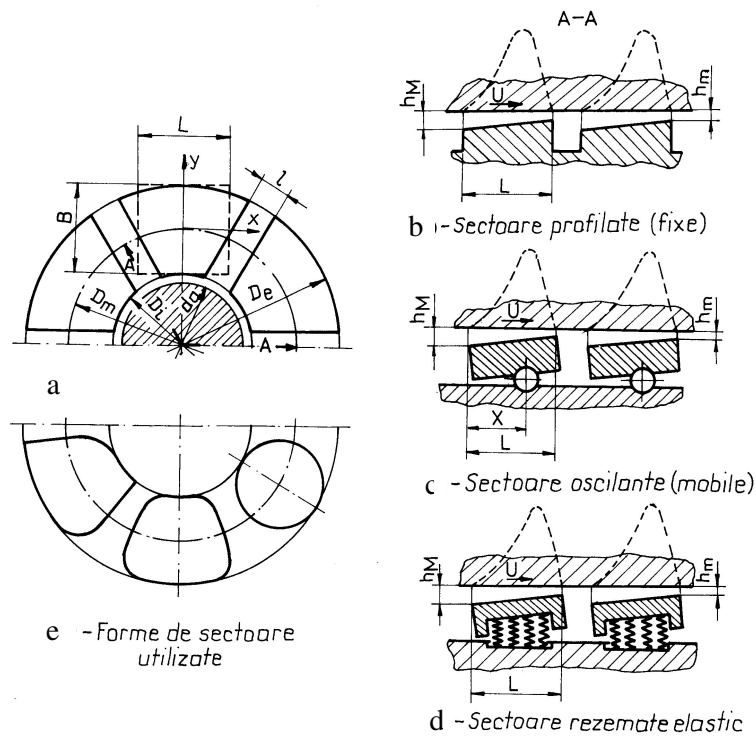


Fig.7.15

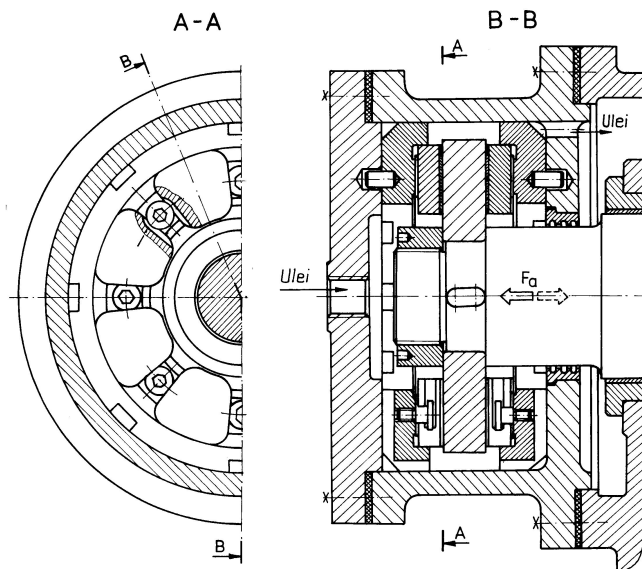


Fig.7.16

Segmentii cu autoreglare se așează automat sub un unghi optim, în funcție de regimul de lucru.

Lagărele axiale cu segmenti autoreglabili au capacitatea portantă de 6 ... 8 ori mai mare și pierderile prin frecare de 10 ... 20 ori mai mici decât cele cu segmenti cu suprafețe plane.

În fig.7.16 se prezintă desenul de construcție al unui lagăr axial hidrodinamic bilateral – preia forțe axiale în ambele sensuri – pentru un abore orizontal, care lucrează la turații mari (pompe, turbine, compresoare etc.), cu ungere prin circuit exterior. Patina este fixată pe arbore printr-o pană paralelă și o piuliță, cuzineții fiind executați sub formă de sectoare.

7.4. LAGĂRE HIDROSTATICE

La încărcări mari și viteze reduse ale arborelui, nu se poate realiza filmul de lubrifianț autoportant care să poată prelua sarcina din lagăr și apare pericolul unor uzuri mari.

În aceste cazuri, se recomandă folosirea lagărelor hidrostatice, la care lubrifianțul este introdus

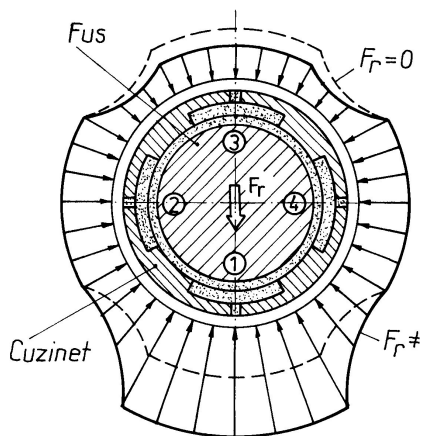


Fig.7.17

sub presiune, într-o cavitate specială, executată în mijlocul zonei solicitate a lagărului, iar de aici, prin niște găuri de diametre mici (tuburi capilare), ajunge în niște bușunări longitudinale, executate în cuzinet, și se repartizează pe toată lungimea acestuia. Între bușunări există șanțuri pentru scurgerea lubrifianțului, executate paralel cu acestea. Presiunea lubrifianțului din bușunări este inferioară celei din rețea.

Avantajele lagărelor hidrostatice pot fi sistematizate astfel: coeficientul de frecare la pornire – oprire și la viteze mici este apropiat de zero; posibilitatea reglării grosimii minime a filmului de lubrifianț, prin reglarea presiunii din rețeaua de alimentare; o bună răcire; precizie ridicată de

poziționare a fusului în cuzinet.

Pierderile totale de putere în lagărele hidrostatice de mare viteză, inclusiv consumul pompei de alimentare, sunt echivalente cu pierderile din lagărele hidrodinamice.

Lagărele radiale hidrostatice se execută cu patru sau șase bușunări. În fig.7.17 este prezentată secțiunea printr-un lagăr radial hidrostatic prevăzut cu patru bușunări, fiind reprezentată și distribuția circumferențială a presiunii pe suprafața fusului, atât pentru cazul lagărului încărcat ($F \neq 0$ – cu linie continuă) cât și pentru cazul lagărului descărcat ($F=0$ – cu linie întreruptă). În cazul lagărului încărcat, presiunile din cele patru bușunări sunt diferite, forța portantă rezultând din însumarea vectorială a forțelor date de fiecare bușunarăș.

7.5. LAGĂRE HIBRIDE

Din dorința de a cumula avantajele diferitelor tipuri de lagăre, s-a ajuns la soluția lagărului hibrid, la care portanța este realizată pe mai multe căi.

Unul dintre acestea este lagărul hibrid hidrodinamico-hidrostatic. Pentru a micșora frecarea și a evita uzura la pornire și la oprire, acesta funcționează în regim hidrostatic. De la o anumită turație, la care sunt create condițiile formării filmului de lubrifianț autoportant hidrodinamic, se oprește pompa și funcționarea lagărului trece pe regim hidrodinamic.

Există o mare varietate de soluții constructive de lagăre hibride, unele fiind preponderent hidrostatice, altele preponderent hidrodinamice.

7.6. LAGĂRE CU LUBRIFIANȚI NECONVENȚIONALI

7.6.1. Lagăre lubrificate cu gaze

La viteze mari, pierderile prin frecare sunt foarte mari și trebuie prevăzute instalații speciale de răcire. Există deci o viteză limită peste care folosirea lagărelor cu alunecare nu este rațională.

Mărirea vitezei limită a unui lagăr cu alunecare se realizează prin micșorarea vâscozității lubrifiantului, adică prin folosirea lubrificației cu gaze, vâscozitatea acestora fiind de 100 ... 10000 de ori mai mică decât a lichidelor și în plus acestea sunt compresibile, spre deosebire de lichide, care sunt practic incompresibile.

Reducerea vâscozității conduce la micșorarea frecărilor și la scăderea nivelului termic, lagărele lubrificate cu gaze putând lucra la turații de până la 600000 rot/min, în cazul frezelor dentare și a aparaturii de precizie, dar vâscozitatea scăzută conduce la o capacitate portantă redusă, mai ales în cazul lagărelor gazodinamice.

O altă particularitate a gazelor este aceea că sunt stabile fizico-chimic în condiții foarte diferite din punct de vedere termic, radioactiv etc., lubrificația cu gaze putând fi folosită în tehnica nucleară, construcții aerospațiale și în alte domenii de vârf.

Cele mai întâlnite sunt lagărele lubrificate cu aer, care pot fi gazodinamice sau gazostatice și care se caracterizează prin simplitatea sistemului de alimentare.

Lagărele gazodinamice se alimentează din mediul ambiant. Aerul intră în interstițiul fus-cuzinet în zona descărcată și iese în zona încărcată, distribuția presiunii în filmul de aer autoportant diferind mult de distribuția presiunii în filmul de lubrifiant lichid, datorită existenței unei zone de depresiune și datorită compresibilității aerului.

Lagărele gazostatice se caracterizează prin pomparea continuă a aerului, din exterior, în corpul lagărului. Din cauza compresibilității aerului, variația debitelor de intrare și de ieșire nu mai este sincronă, ca în cazul lubrificației hidrostatice, fiind necesară reducerea volumului buzunărașelor sau înlocuirea lor prin canale și orificii de alimentare (fig.7.18, a), în scopul evitării unor instabilități în funcționarea lagărului; se mai poate alege alimentare aprin medii poroase (fig.7.18, b), echivalentă cu alimentarea printr-un număr foarte mare de orificii.

Siguranța în funcționare este legată de precizia de execuție și de netezimea suprafețelor de lucru. Cuzineții sunt executați dintr-un material antifricțiune, care permite funcționarea lagărului și în cazul când stratul de aer s-a distrus.

7.6.2. Lagăre lubrificate cu apă

În cazul unor pompe care funcționează în mediu umed sau sunt imersate în apă, folosirea lubrifiantilor convenționali (uleiuri, unsori consistente) este dificilă și uneori imposibilă.

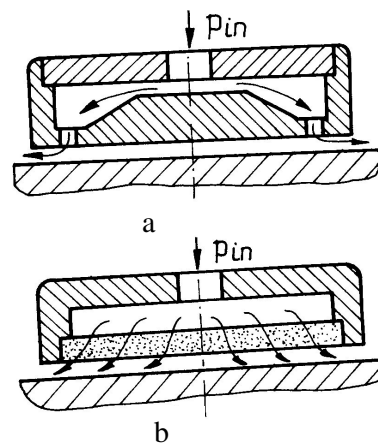


Fig.7.18

În aceste situații se recurge la lubrifiția cu apă, în regim hidrostatic. În acest caz, lagărul este format din doi semicuzineți din cauciuc, aplicați pe o bază metalică, care îmbracă fusul arborelui. Semicuzineții au la interior buzunărașe longitudinale, în care se pompează apă sub presiune.

8. ETANȘĂRI [1, 3, 5, 8, 13]

8.1. CARACTERIZARE, DOMENII DE FOLOSIRE, CLASIFICARE

Etanșările sunt organe de mașini folosite pentru asigurarea etanșeității asamblărilor fixe sau mobile sau a subansamblelor mașinilor și utilajelor, în vederea funcționării acestora în condiții optime.

Scopurile urmărite prin etanșare sunt: închiderea ermetică a unui spațiu conținând un mediu sub presiune; separarea unor spații aflate sub presiuni diferite; protecția unor spații conținând lubrifianți împotriva scurgerii acestora și/sau împotriva pătrunderii unor corpuri străine din exterior.

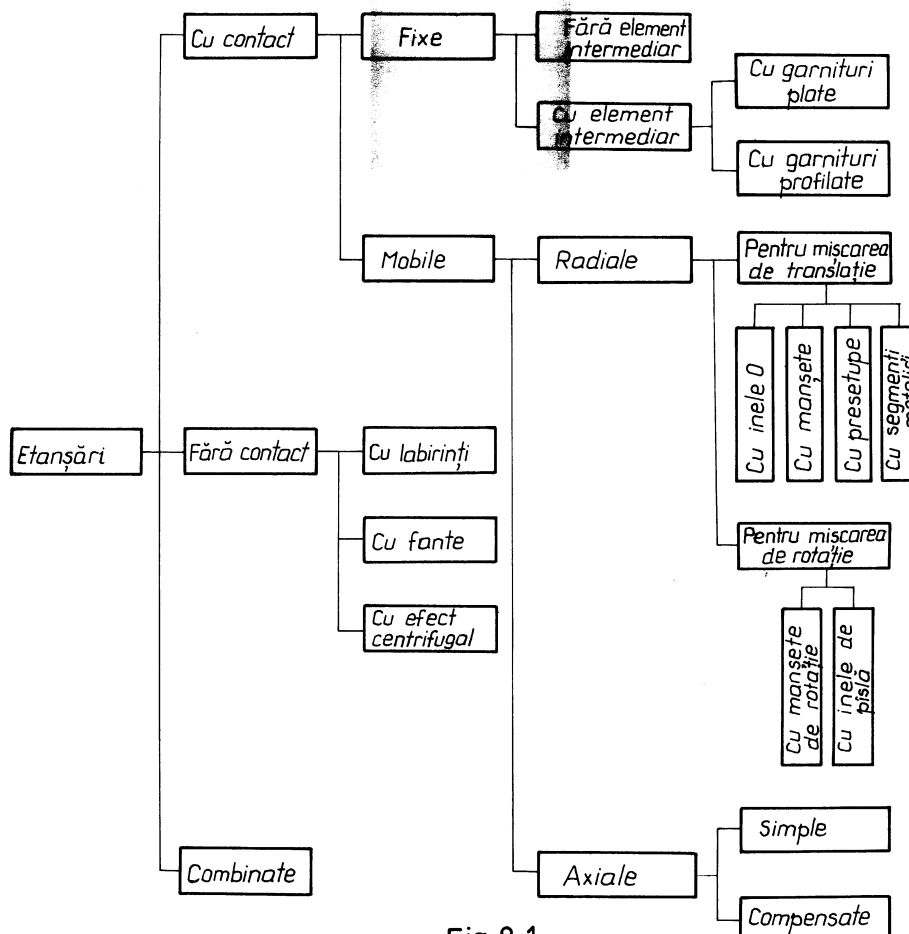


Fig. 8.1

Fig.8.1

Principalele condiții pe care trebuie să le îndeplinească un sistem de etanșare sunt: realizarea etanșeității; să fie fiabil; să aibă durabilitate ridicată; montarea și demontarea să se facă ușor; întreținerea să fie simplă; pierderile prin frecare să fie reduse; să aibă rezistență mecanică și

chimică; să prezinte conductibilitate termică bună, pentru evacuarea căldurii degajate; să fie compatibil cu mediul etanșat.

Etanșările se folosesc: în construcția recipientelor, la sistemele hidraulice și pneumatice de comandă și acționare ale mașinilor; în cadrul transmisiilor mecanice, la etanșarea lagărelor cu rulmenți și cu alunecare. O clasificare a etanșărilor, având în vedere particularitățile funcționale și constructive ale acestora, este prezentată în fig.8.1

8.2. ETANȘĂRI CU CONTACT

Sunt etanșările la care efectul de etanșare se realizează prin contactul direct dintre elementul elastic al etanșării și suprafețele de etanșat și pot fi fixe sau mobile.

8.2.1. Etanșări fixe

Realizează etanșarea elementelor componente ale subansamblurilor sau ansamblurilor între care nu există mișcare relativă și pot fi realizate fără sau cu elemente intermediare.

8.2.1.1. Etanșări fixe fără elemente intermediare

Etanșarea se realizează prin contactul direct al pieselor asamblate, suprafețele ce vin în contact trebuind prelucrate foarte fin. Contactul are loc după o suprafață plană sau conică sau poate fi contact liniar (fig.8.2).

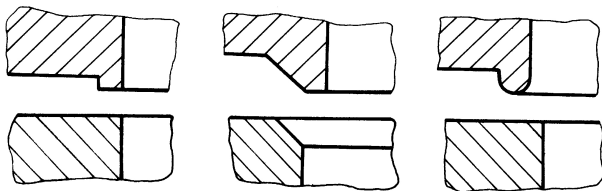


Fig.8.2

Forța de apăsare a pieselor în contact trebuie să asigure, în exploatare, o presiune mai mare decât presiunea lichidului etanșat. Etanșările pe suprafețe conice se folosesc la organele de închidere a fluidelor (robineți – fig.8.3) sau la fittingurile pentru asamblarea conductelor (fig.8.4).

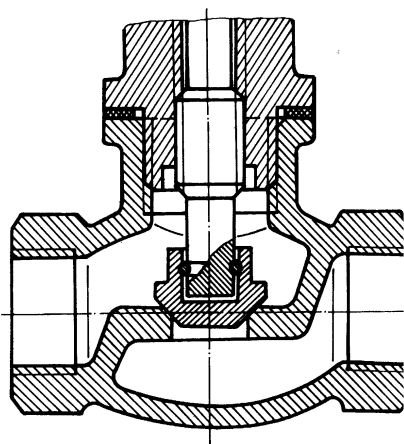


Fig.8.3

8.2.1.2. Etanșări fixe cu elemente intermediare

Se folosesc la etanșarea conductelor, cazanelor, capacelor de reductoare etc., elementul intermediar fiind o garnitură

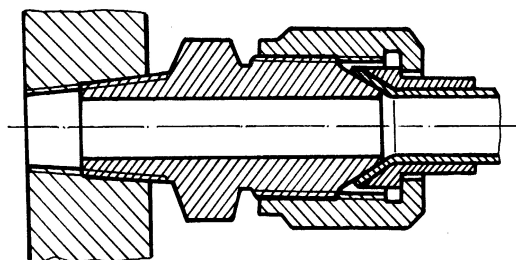


Fig.8.4

plată sau profilată. Aceasta se strânge între elementele etanșate, astfel ca în exploatare să rămână pe garnitură o presiune suficientă pentru păstrarea etanșeității.

Etanșarea cu garnituri plate.

Garniturile se montează liber între suprafețele etanșate (fig.8.5, a) – în cazul presiunilor mici ale fluidului etanșat sau a lipsei presiunii – sau în canale (fig.8.5, b) – în cazul presiunilor mari, când apare pericolul expulzării garniturii. În cazul rulmenților, aceste etanșări se întâlnesc la asamblarea dintre capacele de rulment și carcasă (fig.8.6). Materialele pentru garnituri pot fi materiale elastice (cauciuc, aluminiu, cupru, oțel etc.) sau materiale care se deformează plastic (plută etc.).

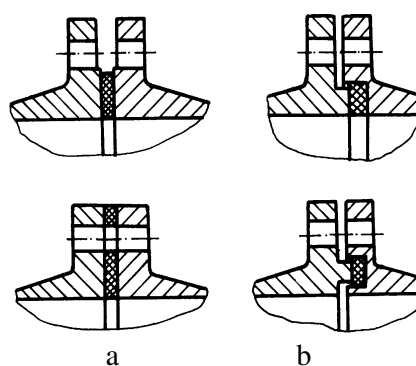


Fig.8.5

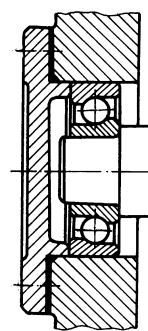


Fig.8.6

Etanșări cu garnituri profilate.

Se pot executa din materiale moi sau dure, alegerea materialului făcându-se ținând seama de natura fluidului etanșat, de presiunea și temperatura de lucru a acestuia și de durabilitatea necesară.

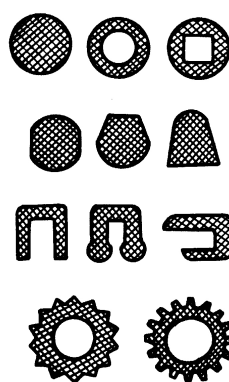


Fig.8.7

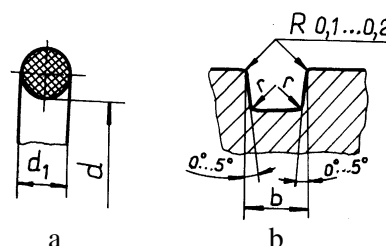


Fig.8.8

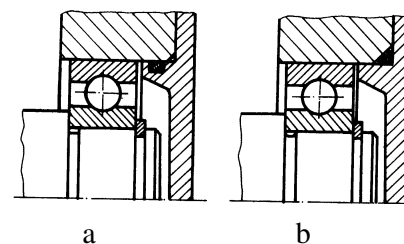


Fig.8.9

Garniturile profilate din materiale moi asigură etanșarea prin deformare elastică și se execută sub formă de șnururi de secțiuni diferite (fig.8.7), care se montează în canale cu adâncimi mai mici decât dimensiunea garniturii pe direcția de strângere, dar cu lățimi mai mari, pentru a asigura spațiul necesar deformării garniturii. Cele cu profil deschis se folosesc ca etanșări de protecție (etanșarea geamurilor la autovehicule). Mult folosite sunt inelele O (fig.8.8, a), montate în locașuri de formă dreptunghiulară (fig.8.8, b), ca în exemplul din fig.8.9, a; uneori se montează în locașuri cu secțiune triunghiulară, ca în exemplul din fig.8.9, b.

Garniturile profilate din materiale dure asigură etanșarea prin deformarea elasto-plastică a materialului garniturii și se folosesc la etanșarea suprafețelor în cazul funcționării la presiuni și temperaturi mari sau în cazul unor medii speciale. În fig.8.10 este prezentată asamblarea dintre două flanșe, la care etanșarea se realizează cu garnitură metalică profilată.

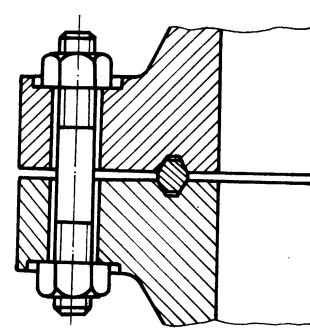


Fig.8.10

8.2.2. Etanșări mobile radiale

Realizează etanșarea la nivelul suprafeței de contact dintre arbore sau alezaj și elementul elastic al etanșării.

8.2.2.1. Etanșări mobile radiale pentru mișcarea de translație

Etanșări cu inele O. Inelele O se montează în locașuri de secțiune dreptunghiulară – executate în arbore sau alezaj – cu o precomprimare, care asigură etanșarea ansamblului până la introducerea fluidului (fig.8.11, a); după introducerea fluidului, inelul se deformează și se creează un contact sigur cu suprafețele etanșate (fig.8.11, b). Pentru evitarea extrudării inelului (fig.8.11, c), la presiuni mari, se folosesc inele laterale de reazem (fig.8.11, d), confecționate din teflon sau cauciuc dur. Aceste etanșări asigură etanșarea în ambele sensuri și se recomandă la diametre mici, curse scurte și presiuni medii, fiind folosite la acționările pneumatice sau hidraulice.

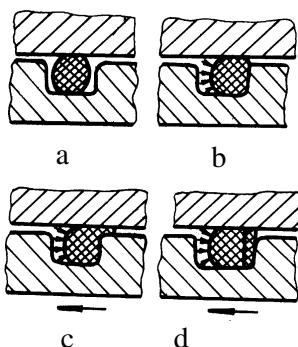


Fig.8.11

Etanșări cu manșete. Realizează etanșarea prin contactul dintre buza de etanșare a elementului elastic și suprafața etanșată. Forța de apăsare, din zona de contact, obținută la montaj, prin deformarea elastică a garniturii, este majorată, în timpul

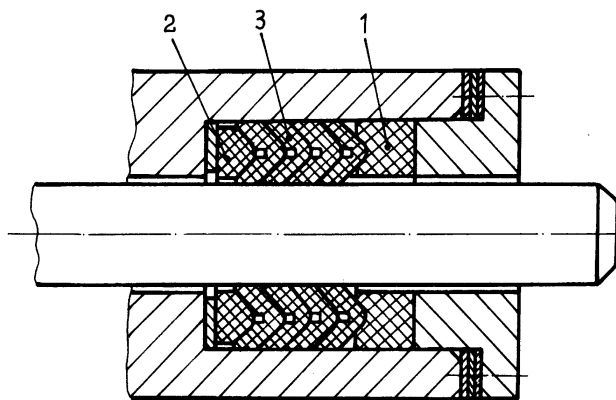


Fig.8.12

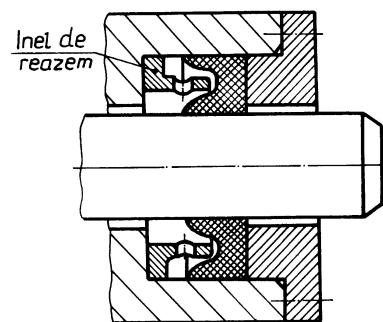


Fig.8.13

funcționării, de presiunea fluidului de etanșat. Muchia buzei de etanșare trebuie să fie îndreptată spre mediul etanșat, aflat sub presiune.

- *Garniturile manșetă cu profil V* se folosesc pentru etanșarea mediilor cu presiuni mari și viteze de deplasare mici, la etanșarea pistoanelor pompelor cu dublă acțiune și la cilindrii de lucru ai preselor. Sistemul de etanșare conține (fig.8.12) un inel de presare 1, un inel de reazem 2 și un pachet de manșete 3, cu profil V, cu buze de etanșare interioare și exterioare.

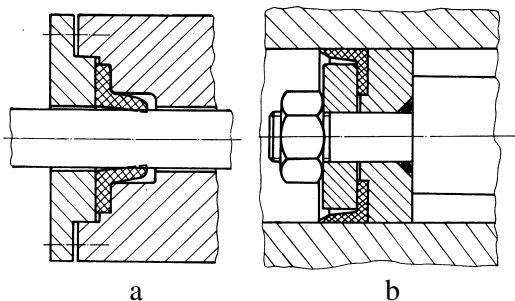


Fig.8.14

- *Garniturile manșetă cu profil U* se montează singure, nefiind presate axial, și se recomandă la etanșarea pistoanelor, tijelor sau plunjerelor. Pe partea buzelor de etanșare, se montează un inel de reazem, prevăzut cu găuri radiale, pentru egalizarea presiunii pe cele două buze de etanșare (fig.8.13).

• *Garniturile manșetă cu profil L* au o singură buză de etanșare și pot fi de tip LI (fig.8.14, a), în cazul etanșării tijelor, sau de tip LE, în cazul etanșării pistoanelor (fig.8.14, b).

• *Garniturile manșetă cu profil J* au o buză de etanșare lungă și elastică și o porțiune mai scurtă și mai rigidă, în formă de cârlig. La etanșarea spre interior, se folosesc garnituri de tip JI (fig.8.15, a), care se montează în seturi și mai cuprind un inel de presiune și altul de reazem; la etanșarea spre exterior, se folosesc garnituri de tip JE (fig.8.15, b). Acest tip de garnituri se folosesc în condițiile unor interstiții mari, a unor solicitări importante și când se impun durate mari de funcționare.

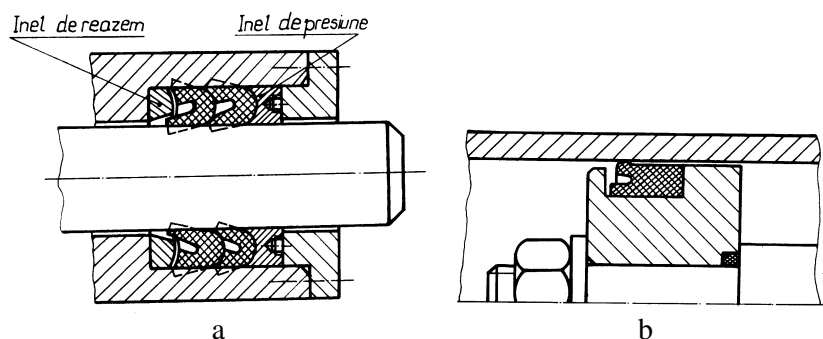


Fig.8.15

Etanșările cu presetupe se folosesc în cazul armăturilor, pentru etanșarea fluidelor (fig.8.16). Prin strângerea piulițelor, bucșa presează garnitura, care îmbracă tija, realizând între acestea un contact intim. În timp, garniturile se uzează, fiind necesară strângerea piulițelor, pentru refacerea etanșării. Garniturile se execută din șnur de cânepă, impregnat cu unsoare, țesături cauciucate, fibră de sticlă, inele de cauciuc etc.

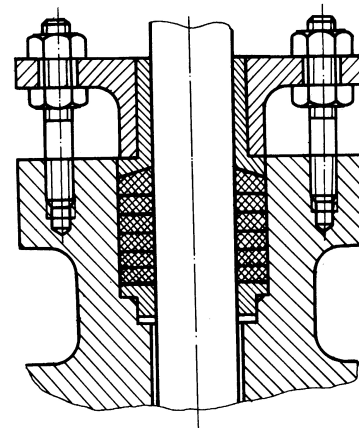


Fig.8.16

Etanșările cu segmenti metalici se folosesc în cazul presiunilor și temperaturilor mari, când nu pot fi folosite alte tipuri de etanșări (la etanșarea pistoanelor de la motoarele termice sau compresoare etc.). Segmentii se execută din fontă cenușie, eventual cu adaos de siliciu.

8.2.2.2. Etanșări mobile radiale pentru mișcarea de rotație

Etanșările cu inele de pâslă se folosesc în condiții normale de lucru, fiind simple și ieftine.

Acestea se recomandă la viteze periferice ale arborelui, în dreptul inelului, sub 5 m/s, iar în cazul suprafețelor lustruite și inele executate din pâslă de calitate superioară, se poate ajunge la 7 ... 9 m/s, temperatura de lucru nedepășind 90°C. Înainte de montare, inelul de pâslă se

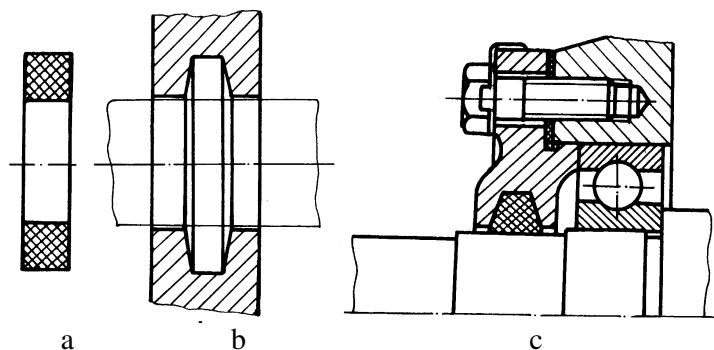


Fig.8.17

îmbibă într-o soluție fierbinte de ulei și parafină, pentru a micșora frecarea pe suprafața arborelui și a reduce uzura acestuia. Se recomandă ca porțiunea respectivă de arbore să fie cromată dur și

lustruită sau să aibă duritatea de cel puțin 45 HRC, iar bătaia radială să nu depășească 0,1 mm, la viteze periferice de până la 5 m/s și 0,06 mm, la viteze periferice cuprinse în intervalul 5 ... 9 m/s. Inelele, de secțiune dreptunghiulară (fig.8.17, a), se montează cu strângere, într-un canal cu secțiune trapezoidală (fig.8.17, b), după montare inelul luând forma canalului (fig.8.17, c).

Etanșările cu garnitură manșetă de rotație se folosesc în condiții de etanșare mai severe, la

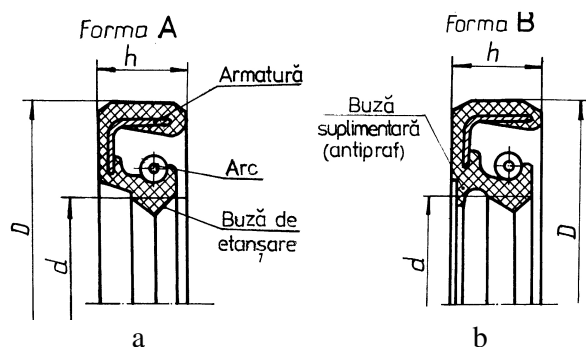


Fig.8.18

acestei apăsări, în jurul buzei de etanșare se montează un arc elicoidal.

Există o mare diversitate de forme constructive de manșete de rotație, atât pentru etanșări de tip arbore cât și pentru etanșări de tip alezaj, cele cu etanșare în ambele sensuri și cele cu buză auxiliară antipraf recomandându-se numai când mediul de lucru impune neapărat folosirea lor, din cauza forțelor de frecare mari.

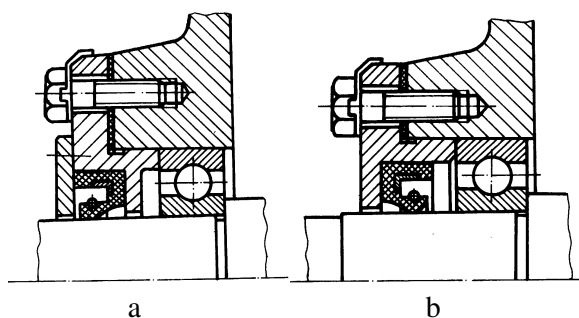


Fig.8.19

trebuind să fie prelucrată fin și să aibă o duritate minimă de 45 HRC.

În fig.8.19 se prezintă exemple de folosire a manșetelor de rotație împotriva pătrunderii impurităților din exterior (fig.8.19, a), respectiv a scurgerii lubrifiantului din lagăr (fig.8.19, b).

8.2.3. Etanșări mobile axiale

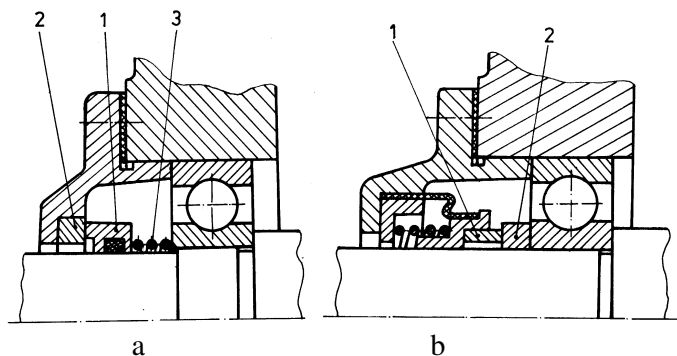


Fig.8.20

Se folosesc în condiții extreme: temperaturi între -200°C și 650°C , presiuni până la 50 MPa, viteze până la 200 m/s, etanșarea fluidelor corozive.

Etanșarea se realizează prin contactul dintre piesele 1 și 2 ale etanșării prezentate în fig.8.20, a. Inelul rotitor 1, deplasabil axial, este apăsător pe inelul fix 2, de către arc 3, împiedicându-se scurgerea fluidului printre cele două

suprafețe în contact. Inelul deplasabil axial este prevăzut la interior cu o etanșare cu inel O și este executat dintr-un material antifricțiune, iar inelul fix este executat dintr-un material dur. La varianta din fig.20, b, inelul fix *I* este etanșat față de capac printr-un burdof de cauciuc.

În fig.8.21 se prezintă etanșarea axială cu inele NILOS, folosită la etanșarea rulmenților. Inelul, confecționat din tablă subțire și elastică, are un capăt fixat de unul din inelele rulmentului, celălalt capăt fiind în contact elastic cu cel de-al doilea inel.

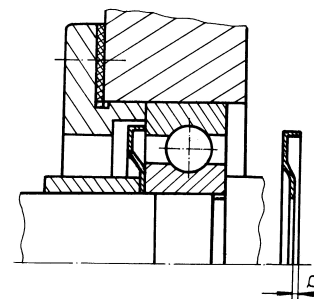


Fig.8.21

8.3. ETANȘĂRI FĂRĂ CONTACT

Se folosesc în cazurile în care etanșările cu contact nu pot fi folosite din cauza vitezelor și/sau temperaturilor mari, având avantajul de a lucra fără frecări și fără uzuri. Etanșarea se obține prin realizarea unui interstițiu, de dimensiuni mici, între piesele în mișcare relativă – care să împiedice scurgerea lubrifiantului – sau a unui sistem de canale – care să micșoreze energia cinetică a lubrifiantului, care tinde să se scurgă din lagăr. Interstițiile și canalele se umplu, la montaj, cu unsoare consistentă, indiferent de natura lubrifiantului folosit pentru ungere.

Etanșarea simplă cu fantă (fig.8.22) se recomandă în cazul ungerii cu unsoare consistentă.

Eficacitatea etanșării crește cu lungimea fantei, rugozitatea fantei alegându-se mai mare de 12,5 μm .

Etanșarea simplă cu fantă și canale circulare (fig.8.23)

realizează o creștere a eficacității etanșării, datorită canalelor circulare.

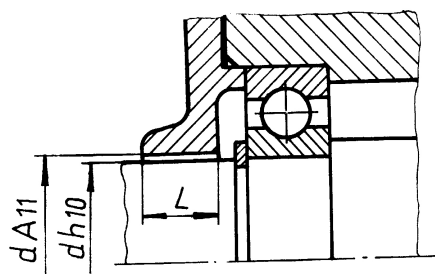


Fig.8.22

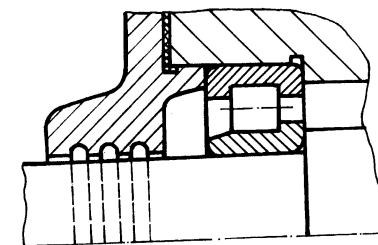


Fig.8.23

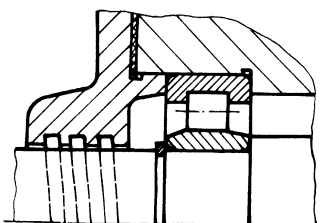
Etanșarea cu fantă și canale elicoidale (fig.8.24) se recomandă în cazul ungerii cu ulei. Sensul canalelor elicoidale se alege astfel încât lubrifiantul care ajunge în dreptul canalelor să fie dirijat spre interiorul lagărului. Canalele pot fi realizate în interiorul capacului (fig.8.24, a) sau pe arbore (fig.8.24, b).

Etanșările simple cu fante sau cu fante și canale circulare se recomandă în cazul unor medii curate și uscate.

Etanșările cu labirinti se folosesc la funcționarea în medii impure. Etanșarea se realizează prin intermediul unui spațiu sub formă de labirint, creat între piesele rotitoare și cele fixe, labirintul fiind format dintr-o serie de ștrangulări, urmate de spații care se largesc brusc (fig.8.25). Etanșarea se datorește faptului că viteza fluidului se micșorează prin turbioanele care se creează în spațiul largit, ce urmează după ștrangulare, astfel că în dreptul ștrangulării următoare viteza lubrifiantului este mult mai mică. Cu cât numărul ștrangulărilor și spațiilor largite este mai mare, cu atât eficacitatea etanșării crește.

Pentru a împiedica pătrunderea impurităților din exterior, în labirint se introduce unsoare consistentă, rugozitatea suprafețelor labirintului trebuind să fie mai mare de $12,5 \mu\text{m}$, pentru a se asigura menținerea unsoarii.

Etansările cu labirinți pot fi: cu labirinți axiali (v. fig.8.25), dispuși paralel cu axa arborelui,



a

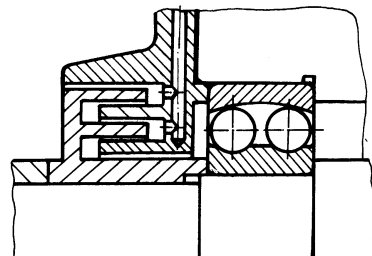
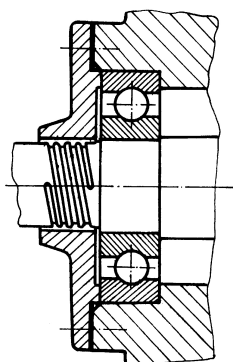


Fig.8.25

folosiți atât la carcasele cu plan de separație cât și la cele fără plan de separație; cu labirinți radiali, dispuși perpendicular pe axa arborelui, folosiți numai în cazul carcaselor cu plan de separație.



b

Fig.8.24

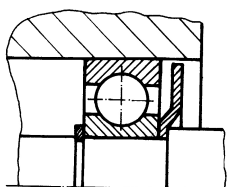


Fig.8.26

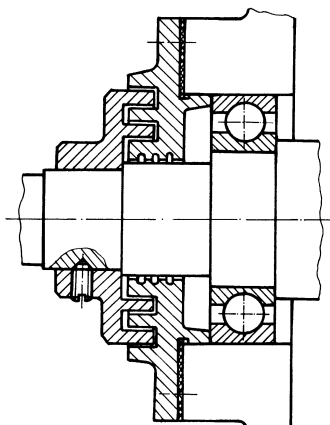


Fig.8.27

Etansările cu șaibe de reținere (fig.8.26) împiedică

pătrunderea uleiului în corpul lagărului și scurgerea unsoarii consistente – folosite la ungerea rulmentului – din lagăr în baia transmisiei. Șaibele de reținere, denumite și defletoare, se execută din tablă, prin ștanțare, sau se obțin prin prelucrări mecanice.

8.4.ETANȘĂRI COMBINATE

Sunt combinații de etanșări cu contact și/sau fără contact, folosite atunci când se urmărește creșterea eficacității etanșării sau realizarea unei bune etanșări în ambele sensuri. În fig.8.27 este prezentată o etanșare combinată, compusă dintr-o etanșare simplă cu fantă și canale circulare și o etanșare cu labirint axial. Etanșarea cu

fantă și canale circulare împiedică scurgerea lubrifiantului din lagăr, iar etanșarea cu labirint axial împiedică pătrunderea impurităților în lagăr; se recomandă pentru lagăre care funcționează la viteze și/sau temperaturi mari, în medii impure.

BIBLIOGRAFIE

▪ Bibliografie de bază

1. Chișiu, A. ș.a. Organe de mașini. București, Editura Didactică și Pedagogică, 1981.
2. Drăghici, I., Jula, A., Rădulescu, C. D., Chișu, E. Organe de mașini, vol.I. Universitatea din Brașov, 1980.
3. Drăghici, I., Jula, A., Rădulescu, C. D., Chișu, E., Achiriloaie, I., Ciobotă, M., Bejan, C., Moldovean, Gh. Organe de mașini, vol.II. Universitatea din Brașov, 1980.
4. Gafițanu, M. ș.a. Organe de mașini, vol.I. București, Editura Tehnică, 1981.
5. Gafițanu, M. ș.a. Organe de mașini, vol.II. București, Editura Tehnică, 1983.
6. Gafițanu, M., Bostan, I., Racoccea, C., Dulgheru, V., Hagi, Gh., Jula, A., Chișu, E., Moldovean, Gh. Organe de mașini, vol.I. București, Editura Tehnică, 1999.
7. Gafițanu, M., Bostan, I., Racoccea, C., Dulgheru, V., Hagi, Gh., Jula, A., Chișu, E., Moldovean, Gh. Organe de mașini, vol.II. București, Editura Tehnică, 2002.
8. Jula, A., Chișu, E., Moldovean, Gh., Velicu, D., Achiriloaie, I., Vișa, I., Marin, Gh. Organe de mașini, vol.I. Universitatea din Brașov, 1986.
9. Jula, A., Chișu, E., Moldovean, Gh., Pascovici, M., Velicu, D., Cărciumaru, Gh., Marin, Gh., Vișa, I., Ciobanu, M., Radu, A., Diaconescu, D. V. Organe de mașini, vol.II. Universitatea din Brașov, 1989.
10. Manea, Gh. Organe de mașini, vol.I. București, Editura Tehnică, 1970.
11. Niemann, G. Maschinenelemente, Brand I. Berlin – Heidelberg – New York, Springer Verlag, 1975.
12. Rădulescu, C. D. ș.a. Organe de mașini, vol.I. Universitatea din Brașov, 1981.
13. Rădulescu, C. D. ș.a. Organe de mașini, vol.II. Universitatea din Brașov, 1981.
14. Reșetov, D. N. Machine design. Moscova, Mir publishers, 1978.

▪ Bibliografie suplimentară

1. Chișu, E., Moldovean, Gh., Velicu, D., Mogan, Gh., Jula, A., Florea, V., Eftimie, E., Velicu, R., Stroe, I. Cuplaje mecanice intermitente. Brașov, Editura Lux Libris, 1998.
2. Chișu, E., Moldovean, Gh., Velicu, D., Mogan, Gh., Jula, A., Florea, V., Eftimie, E., Velicu, R., Stroe, I., Lateș, M. Cuplaje mecanice intermitente și cu contacte mobile. Brașov, Editura Lux Libris, 1999.
3. Drăghici, I., Chișu, E., Jula, A., Preda, L. Organe de mașini. Culegere de probleme. București, Editura Tehnică, 1975.
4. Drăghici, I. ș.a. Calculul și construcția cuplajelor. București. Editura Tehnică, 1978.

5. Drăghici, I., Jula, A., Chișu, E., Rădulescu, C. D., Alexandru, P., Apetrei, Gh., Tănăsescu, I., Achiriloaie, I., Moldovean, Gh., Ciobotă, M., Cismaru, I. Organe de mașini. Probleme. București, Editura Didactică și Pedagogică, 1980.
6. Drăghici, I., Pascovici, M., Jula, A., Rădulescu, C. D., Bejan, C., Chișu, E., Ciobanu, M., Moldovean, Gh., Petrescu, N., Ciobotă, M., Cernahoschi, M., Lichitiu, D. Îndrumar de proiectare în construcția de mașini, vol.I. București, Editura Tehnică, 1981.
7. Drăghici, I. ș.a. Îndrumar de proiectare în construcția de mașini, vol.II. București, Editura Tehnică, 1982.
8. Jula, A., Moldovean, Gh., Rădulescu, C. D., Chișu, E., Vișa, I., Voicu, L., Tănăsescu, I., Ciobanu, M. Montaje cu rulmenți. Îndrumar de proiectare. Universitatea din Brașov, 1979.
9. Jula, A., Chișu, E., Moldovean, Gh., Rădulescu, C. D., Tănăsescu, I., Radu, A., Săvescu, D., Mogan, Gh., Ciobotă, M., Marin, Gh., Stroe, I., Vântu, M., Apetrei, Gh., Oprean, D., Velicu, R., Bârsan, A., Cozma, R., Talabă, D. Organe de mașini. Îndrumar pentru lucrări de laborator. Universitatea Transilvania din Brașov, 1992.
10. Jula, A., Chișu, E., Moldovean, Gh., Velicu, D., Săvescu, D., Mogan, Gh., Velicu, R., Eftimie, E., Pozna, C., Oprean, D., Lateș, M. Mecanisme șurub-piuliță. Îndrumar de proiectare. Brașov, Editura Lux Libris, 2000.
11. Jula, A., Mogan, Gh., Dudiță, Fl., Diaconescu, D. V., Chișu, E., Moldovean, Gh., Stroe, I., Eftimie, E., Lateș, M., Budală, A., Cristescu, R., Radu, M. Cuplaje mecanice cu contacte mobile. Brașov, Editura Universității Transilvania, 2003.
12. Moldovean, Gh., Bostan, I., Jula, A., Chișu, E., Vișa, I., Velicu, D., Velicu, R., Oprean, D., Eftimie, E. Proiectarea arborilor drepți din transmisiile mecanice. Universitatea Transilvania Brașov, 1995.
13. Moldovean, Gh., Chișu, E., Jula, A., Velicu, R., Vișa, I., Eftimie, E., Velicu, D., Oprean, D., Vântu, M. Calculul și proiectarea formei arborilor drepți. Brașov, Editura Lux Libris, 1998.