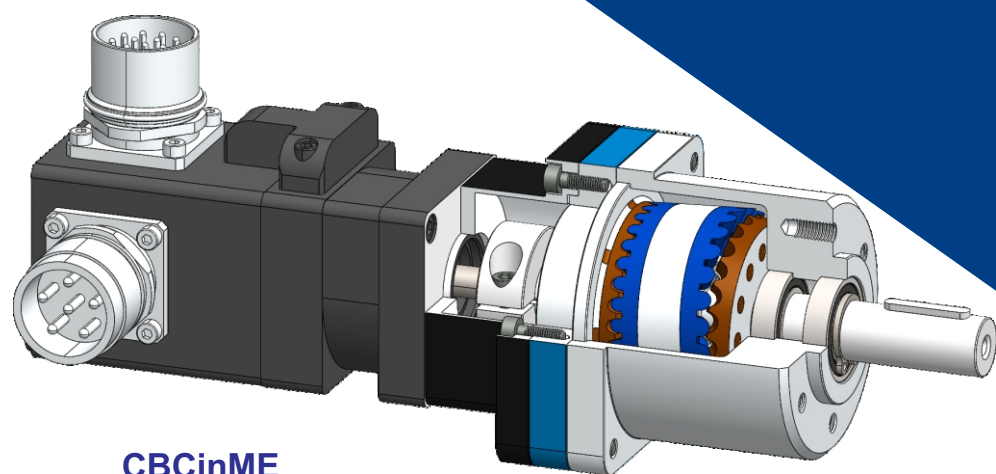




**CBCinME
2SOFT/1.1/64**

Acest manual a fost elaborat cu sprijinul Uniunii Europene. Conținutul acestui material intră în responsabilitatea Universității Tehnice a Moldovei și a Universității Tehnice „Gheorghe Asachi” din Iași, beneficiari ai proiectului „Cooperarea transfrontalieră în educația mecatronică inginerască”, EMS ENI Code: 2SOFT/1.1/64 și nu reflectă în mod necesar poziția oficială a Uniunii Europene sau a structurilor de management ale Programului Operațional Comun România - Republica Moldova 2014 - 2020.

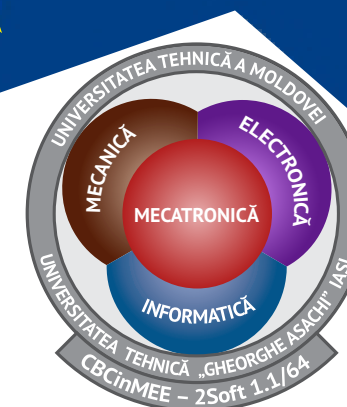
Programul Operațional Comun România - Republica Moldova 2014 - 2020 este finanțat de Uniunea Europeană prin intermediul Instrumentului European de Vecinătate și cofinanțat de statele participante în program.

PROGRAMUL OPERAȚIONAL COMUN ROMÂNIA - REPUBLICA MOLDOVA 2014 - 2020

www.ro-md.net

MECANICĂ FINĂ ȘI MECATRONICĂ Vol. 1. Mecanică Fină

Valeriu DULGHERU, Ion BOSTAN, Ion BODNARIUC,
Radu CIOBANU, Oleg CIOBANU, Iulian MALCOCI,
Nicolae TRIFAN, Marin GUȚU, Ion RABEI, Alexandru BUGA

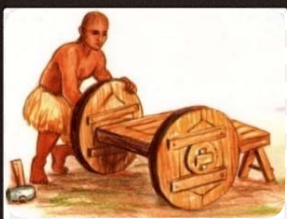
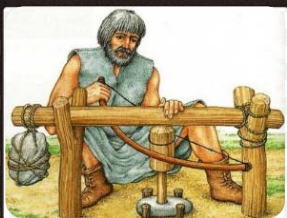


MECANICĂ FINĂ ȘI MECATRONICĂ

Vol. 1.
Mecanică Fină

Chișinău 2022





*Valeriu DULGHERU, Ion BOSTAN,
Ion BODNARIUC, Iulian MALCOCI,
Radu CIOBANU, Oleg CIOBANU,
Nicolae TRIFAN, Marin GUȚU,
Ivan RABEL, Alexandru BUGA*

MECANICĂ FINĂ ȘI MECATRONICĂ

*Vol. 1.
Mecanică Fină*

Chișinău 2022

CZU 621.7(075.8)
M54

Manualul, în două volume, a fost elaborat de un larg colectiv de specialiști de la Universitatea Tehnică a Moldovei și Universitatea „Gheorghe Asachi” din Iași.

Volumul întâi tratează: principii generale de proiectare a elementelor de mecanică fină, arcuri, arbori, lagăre, cuplaje, asamblări, angrenaje clasice, inclusiv, angrenaje noi – planetare, armonice și precesionale.

Volumul doi este dedicat Mecatronicii, o tehnologie compatibilă cu societatea informațională, și cuprinde: fundamentele mecatronicii, mecatronica automobilului,

elemente de CAD, biomecatronică, MEMS-uri utilizate în mecatronică, achiziția și prelucrarea datelor experimentale, aplicații mecatronice.

Scriș într-un stil accesibil, cu accent pe mișcarea ideilor, cu exemplificări adecvate, inclusiv elaborate de autori, bazat pe o informație amplă și la zi, manualul își propune să îndemne și să includă cititorii în domeniul fascinant al ingineriei moderne mecatronice.

Manualul se adresează, în primul rând, studenților, masteranzilor și doctoranzilor din învățământul tehnic superior, inginerilor proiectanți de produse și utilizatorilor acestora.

Tehnoredactare: Valeriu Dulgheru

Paginare computerizată: Ion Bodnariuc

Prelucrare imagini: autorii

Grafică coperta: Nicolae TRIFAN

Descrierea CIP a Camerei Naționale a Cărții din Republica Moldova

Mecanică Fină și Mecatronică / Valeriu Dulgheru, Ion Bostan, Ion Bodnariuc [et al.]. Chișinău : S. n., 2022 (F.E.-P. „Tipografia Centrală”) -. ISBN 978-5-88554-127-5.

Vol. 1 : Mecanică Fină. – 2022. – 480 p. :fig., tab. – Bibliogr.: p.477-480 (54 tit.). – 500 ex. - ISBN 978-5-88554-128-2.

621.7(075.8).

CUPRINS:

PREFAȚĂ	7
INTRODUCERE.....	9
1. GENERALITĂȚI	15
1.1. Delimitarea mecanicii fine și obiectul disciplinei.....	15
1.2. Elemente de proiectare a sistemelor tehnice	28
1.3. Elemente de precizie dimensională și de formă.....	41
1.4. Materiale utilizate în construcția aparatelor.....	62
1.5. Tehnologii neconvenționale de fabricare a pieselor aparatelor	72
1.5.1. Particularități tehnologice de fabricare a pieselor din mecanica fină	72
1.5.2. Elemente de prototipare rapidă	74
1.5.2.1. Noțiuni generale.....	74
1.5.2.2. Principiul fabricației aditive.....	83
1.5.2.3. Clasificarea procedeelor de fabricație aditivă	87
1.5.2.4. Procede de fabricație aditivă	89
1.5.3. Elemente de tehnologia pulberilor	103
1.5.3.1. Noțiuni generale.....	103
1.5.3.2. Metode de fabricare a pieselor din pulberi metalice	106
2. COMPONENTE ALE CALCULULUI ELEMENTELOR CONSTRUCTIVE	117
2.1. Generalități.....	117
2.1.1. Forțe, care acționează în mecanisme.....	118
2.1.2. Forțe interioare.....	120
2.1.3. Eforturi unitare (tensiuni)	122
2.1.4. Deformații și deplasări	123
2.2. Calculul la întindere și compresiune	124
2.3. Studiul experimental al materialelor la întindere	128
2.4. Solicitarea la forfecare	131
2.5. Solicitarea la torsiune.....	133
2.6. Calculul la încovoiere	137
2.7. Calculul tensiunilor de contact.....	140
3. ELEMENTE PENTRU ACUMULAREA ENERGIEI	145
3.1. Generalități, clasificare, parametri de bază.....	145
3.2. Arcuri lamelare. Clasificare. Elemente de calcul.....	149
3.3. Arcuri spirale plane. Clasificare. Elemente de calcul	152
3.4. Arcuri bară de torsiune. Clasificare. Elemente de calcul	159
3.5. Arcuri bimetalice. Generalități. Calcul la rezistență	160
3.6. Tuburi ondulate (silfoane). Generalități. Calcul la rezistență.	166
3.7. Arcuri din cauciuc.....	172

4.	ELEMENTE PENTRU GHIDAREA MIȘCĂRILOR ÎN MECANICA FINĂ	175
4.1.	Arbori și osii	175
4.1.1.	Definiție, clasificare	175
4.1.2.	Calculul osiilor	178
4.1.3.	Calculul arborilor drepecți	179
4.1.4.	Calculul arborilor flexibili	185
4.2.	Lagăre	188
4.2.1.	Lagăre cu alunecare	188
4.2.1.1.	Generalități. Clasificare. Noțiuni privind fenomenele de frecare ..	188
4.2.1.2.	Lagăre cilindrice. Caracterizare. Materiale. Elemente de calcul ...	194
4.2.1.3.	Lagăre conice. Caracterizare. Materiale. Elemente de calcul	209
4.2.2.	Lagăre cu rostogolire (rulmenți)	212
4.2.2.1.	Generalități. Clasificare	212
4.2.2.2.	Calculul de alegere și dimensionare a rulmenților	215
4.2.2.3.	Probleme de proiectare și constructive ale rulmenților	220
5.	CUPLAJE	223
5.1.	Definiție. Clasificare	223
5.2.	Cuplaje permanente	223
5.2.1.	Cuplaje fixe	223
5.2.2.	Cuplaje mobile cu elemente rigide și elastice	229
5.3.	Cuplaje intermitente	237
5.3.1.	Cuplaje intermitente comandate	237
5.3.2.	Cuplaje intermitente automate prin fricțiune	239
6.	ELEMENTE DE ASAMBLARE ȘI ASAMBLĂRI	249
6.1.	Generalități. Clasificare	249
6.2.	Asamblări demontabile	249
6.2.1.	Asamblări prin strângere (directe și indirecte). Elemente de calcul și proiectare	249
6.2.2.	Asamblări prin pene. Clasificare. Elemente de calcul și proiectare	261
6.2.3.	Asamblări prin caneluri. Clasificare. Elemente de calcul și proiectare	266
6.2.4.	Asamblări prin știfturi. Elemente de calcul și proiectare	267
6.2.5.	Asamblări filetate. Caracterizare. Clasificare. Calculul la rezistență	271
6.3.	Asamblări nedemontabile	295
6.3.1.	Caracterizare. Clasificare	295
6.3.2.	Asamblări prin nituire. Caracterizare. Materiale. Elemente de calcul la rezistență	295
6.3.3.	Asamblări prin solidificare de material	303

6.3.3.1. Asamblări prin sudare. Caracterizare. Elemente de calcul și proiectare.....	303
6.3.3.2. Asamblări prin lipire. Caracterizare. Elemente de calcul	313
6.3.3.3. Asamblări prin încheiere. Caracterizare. Elemente de calcul	316
7. TRANSMISII MECANICE.....	319
7.1. Transmisii prin roți de fricțiune	319
7.1.1. Aspecte generale. Clasificare. Materiale.....	320
7.1.2. Elemente de calcul cinematic și de rezistență a roților de fricțiune cu contact liniar	321
7.1.3. Elemente de calcul cinematic și de rezistență a roților de fricțiune conice	325
7.1.4. Variatoare de turație cu roți de fricțiune	326
7.2. Transmisii prin curele	330
7.2.1. Elemente generale. Clasificare. Elemente constructive	330
7.2.2. Curele late. Materiale. Clasificare. Elemente constructive	332
7.3. Transmisii prin lanțuri.....	342
7.4. Transmisii prin curele dințate	348
8. ANGRENAJE	351
8.1. Generalități. Clasificare	351
8.2. Geneza mini- și micro transmisiilor cu roți dințate.....	353
8.3. Tehnologii de fabricare a roților dințate de dimensiuni mici.....	357
8.3.1. Fabricarea roților dințate din mase plastice	357
8.3.2. Fabricarea roților dințate din pulberi metalici.....	358
8.4. Angrenaje cilindrice	359
8.4.1. Generalități. Clasificare. Noțiuni fundamentale	359
8.4.2. Elemente geometrice ale danturii.....	360
8.4.3. Curbe folosite pentru profilul dinților.....	364
8.4.4. Cinematica angrenării dinților în evolventă.....	366
8.4.4.1. Segmente de angrenare. Trasarea formei dinților	366
8.4.4.2. Cremaliera de referință	371
8.4.4.3. Continuitatea angrenării. Gradul de acoperire	374
8.4.4.4. Deplasările profilurilor și ale angrenajelor	378
8.4.5. Materiale pentru roți dințate.....	385
8.4.6. Solicitățile și calculul de rezistență al angrenajului cilindric	386
8.5. Angrenaje conice	403
8.5.1. Particularitățile geometrice și cinematice	403
8.6. Angrenaje melcate	409
8.6.1. Elemente generale. Clasificare. Particularitățile geometrice și cinematice	409
8.6.3. Materiale pentru angrenaje melcate	413
8.6.4. Calculul de rezistență și construcția angrenajului melcat	414

9.	Transmisii planetare	419
9.1.	Transmisii planetare cu roți dințate cilindrice	419
9.1.1.	Noțiuni generale. Clasificare. Principii de funcționare	419
9.1.2.	Calculul cinematic	424
9.1.3.	Calculul de rezistență al angrenajelor planetare	426
9.2.	Transmisii planetare armonice	427
9.2.1.	Noțiuni generale. Principii de funcționare	427
9.2.2.	Calculul cinematic	430
9.2.3.	Calculul de rezistență	431
9.3.	Transmisii precesionale cu angrenare	433
9.3.1.	Noțiuni generale	433
9.3.2.	Elaborarea angrenajelor precesionale	437
9.3.2.1.	Crearea angrenajului precesional dințat A^D , a angrenării A_{CX-CV}^D și a contactului dinților cu geometrie convex-concavă K_{CX-CV}	437
9.3.2.2.	Definirea parametrică a angrenajului precesional A^D , a angrenării A_{CX-CV}^D și a contactului convex-concav al dinților K_{CX-CV}	438
9.3.2.3.	Elemente geometrice ale angrenajului precesional $A^{D,\beta}$ adaptate la procedeul tehnologic de generare	442
9.3.2.4.	Elemente geometrice ale angrenajului precesional $A^{D,\beta}$ adaptate la procedeul tehnologic de generare	447
9.3.3.	Calculul de rezistență la presiunea de contact a angrenajelor precesionale cu dinți curbilinii sau drepți	453
9.3.4.	Caracteristici funcționale, tipodimensiuni și variante constructive ale transmisiilor precesionale cu angrenare	464
9.3.4.1.	Aspecte generale	464
9.3.4.2.	Transmisii precesionale cinematice cu angrenări A_{CX-CV}^D și arbori-manivelă cu semiax	467
9.3.4.3.	Transmisii precesionale de mică putere cu angrenări $A_{CX-CV}^{D,\beta}$ și arbori-manivelă cu axe concurente în centrul de precesie	471
9.3.4.4.	Motoreductoare și servo-motoreductoare în baza transmisiilor precesionale	473
	BIBLIOGRAFIE	477

PREFAȚĂ

Modernizarea continuă a mașinilor, automatizarea tot mai largă a proceselor tehnologice prin robotizare și dezvoltarea accelerată a microsistemelor ingineresti din ultima perioadă de timp impun cerințe complexe cercetătorilor și mediului economic. Disciplina „*Mecanica fină*” este una din disciplinele de bază în pregătirea general inginerească, care se dezvoltă continuu în legătură cu progresul științei și tehnicii (apar noi materiale, tehnologii, metode de calcul bazate pe utilizarea calculatoarelor). Apariția manualului de Mecanică fină a fost determinată de dezvoltarea deosebit de rapidă a domeniului mecanicii fine, strâns legată cu domeniul mecatronicii și tendința continuă de miniaturizare a produselor.

Oricât de surprinzător ar părea, domeniul „*anatomiei*” mașinilor prezintă interes și importanță. Cine și-ar imagina studiul medicinei fără studiul anatomiei? O logică simplă arată că nu poți realiza întregul fără să cunoști componentele. De aceea, pentru început studentul trebuie să însușească tot ce ține de elaborarea, calculul și proiectarea elementelor componente ale mecanismelor și aparatelor (caracteristicile de rezistență și rigiditate la alegerea materialelor, principiile generale de calcul ingineresc, care au un caracter aproximativ, bazat și pe date empirice și experimentale).

Fiind baza pregătirii general ingineresti Manualul formulează următoarele sarcini de bază:

- însușirea de către studenți a metodelor generale de proiectare a mecanismelor, mașinilor și aparatelor;
- familiarizarea studenților cu principiile generale de alegere a materialelor și de calcul la rezistență a elementelor componente;
- formarea deprinderilor de alegere a elementelor și nodurilor standardizate funcție de domeniile de funcționare a aparatelor.

Pe lângă toate acestea, o sarcină de bază este dezvoltarea gândirii ingineresti creative la studenți.

La calculul componentelor și alegerea nodurilor standardizate s-au utilizat standardele ISO cu exemple de corespondență la unele standarde naționale.

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

Astfel, cei care se ocupă de realizarea și îmbunătățirea produselor de mecanică fină, vor avea la îndemână un material bogat pentru studiul, proiectarea și construcția părților mecanice componente ale aparatelor.

Prezentul manual se adresează studenților din învățământul tehnic superior de la specialitățile din domeniul de Mecanică fină, de asemenea, studenților de la specialități cu profil nemecanic, utilizatori ai produselor de mecanică fină.

Manualul a fost elaborat în cadrul proiectului transfrontalier 2SOFT/1.1/64 „*Cross border cooperation in mechatronics engineering education*” realizat de Universitatea Tehnică a Moldovei în cooperare cu Universitatea Tehnică „*Gh. Asachi*” din Iași.

Autorii.

INTRODUCERE

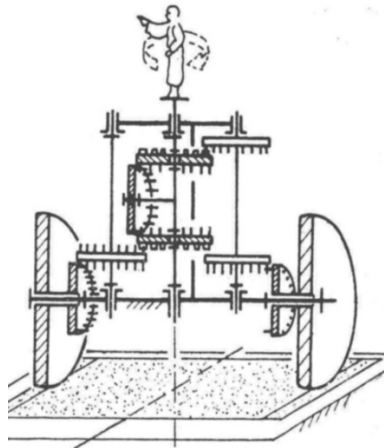
„Miniaturizarea este forța motrice principală în tehnologia industrială a secolului al XXI-lea”

Dezvoltarea civilizației umane este strâns legată de așa - numita cultură tehnică. Nu în zadar etapele de bază ale dezvoltării civilizației umane au denumiri tehnice: Epoca de piatră; Epoca bronzului; Epoca fierului. În paleolitic, erau cunoscute și utilizate pârghia și pana. Mai târziu au fost inventate scripetele, șurubul, troliul și angrenajul. Roțile dințate au fost cunoscute cu mult înainte de a fi aplicate. Cea mai veche operă scrisă, în care sunt abordate probleme de transmisii, se numește *Probleme de mecanică*, scrisă de Aristotel. Un merit incontestabil al lui Aristotel este acela că a modelat mișcarea angrenajelor.

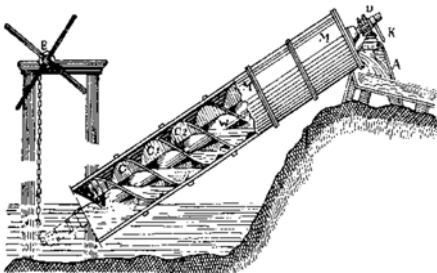
Unul dintre cele mai vechi mecanisme cu roți dințate, denumit car arătător al sudului, provine din China antică și este datat în anul 260 p.Ch. Din analiza acestui mecanism (v. figura [1]) rezultă că în secolul III p.Ch., în China, erau cunoscute angrenajele cu axe paralele și perpendiculare, având bolțurile așezate paralel cu axa de rotație.

Un alt reprezentant de vază al antichității care a contribuit esențial la dezvoltarea mecanicii a fost Arhimed. Printre invențiile sale practice de bază se enumeră pârghia, șurubul pentru instalația de irigat (v. figura [1]). Lui Arhimed îi sunt atribuite reductorul, format prin înserierea unui angrenaj șurub-roată cu patru angrenaje cu roți cilindrice, angrenajul șurub-roată ș.a.

Continuatorul lui Arhimed a fost Heron din Alexandria – cel mai remarcabil inginer al antichității, autor al lucrărilor „*Mecanica*”, „*Pneumatica*” și „*Automatica*”, în care erau descrise diferite mecanisme și mașini inventate de el, - un contor pentru măsurarea drumului parcurs după numărul de rotații ale roții. Inventatorul roman Vitruvius (50 î.Hr. – 20 d.Hr.) a inventat mașini de ridicat, de scos apă ș.a. [1].

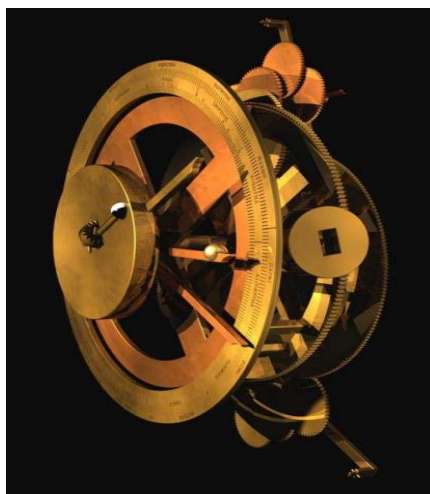


Car arătător cu angrenaj cu bolțuri.



Șurubul lui Arhimed.

Un important vestigiu al mecanicii fine din antichitate este mecanismul Antikythera, descoperit în a. 1901 pe insula Antikythera - un mecanism de ceasornic cu o vechime de peste 2000 de ani. Mecanismul Antikythera (v. figura [1]) este un model aritmetic al modelelor geometrice ale sistemului solar, care au fost cunoscute de Platon și Arhimede, și a evoluat în planetariu. Mecanismul este ca un ceas mare astronomic sau ca un computer analog modern. Include cel puțin 20 de roți dințate, având și o asamblare foarte sofisticată a roților, unde unele roți montate excentric funcționează probabil ca un mic sistem epiciclic sau diferențial. Acesta ar funcționa ca un calculator, eventual, pentru utilizare astrologică. Mecanismul probabil era acționat de către puterea generată de un ceas de apă sau alt dispozitiv. Este cu siguranță foarte similar cu ceasurile mari astronomice, care au fost construite în Europa în timpul Renașterii. Însă cel, care a întrunit pasiunea cunoașterii științifice, a neobositului cercetător, inventator și experimentator, cu darurile de creație ale artistului, devenind cel mai remarcabil prototip de om reprezentativ al Renașterii, a fost Leonardo da Vinci (1452-1519). Creativitatea tehnică a lui Leonardo da Vinci este datată la sfârșitul secolului XV și începutul secolului XVI. Bun cunoscător al realizărilor predecesorilor, Leonardo da Vinci este, pentru multe domenii ale științei și tehnicii mecanice, o sursă, insuficient cunoscută și valorificată, de informare și de creativitate în domeniul mecanismelor și mașinilor. Mecanica a fost știința lui preferată și după părerea lui „*mecanica este raiul cunoștințelor matematice pentru că, cu ajutorul ei, ajungem la roadele matematicii*”, ocupându-se de cele mai diverse probleme legate de mecanică: pârgșii și balanțe, scripeti și



Mecanismul Antikythera -model aritmetic al sistemului solar.

palane, fire, grinzi și arce etc. Angrenajul cu melc capătă o nouă viață. În figură se prezintă un model din lemn al unei astfel de transmisii, în care roata melcată are dinții executați în formă de bolțuri amplasate radial, realizată în baza schemelor lui da Vinci [1].



Transmisie melcată
(model).

minutele. Ch. Huygens a scris prima lucrare în domeniul mecanicii analitice, care a pus începuturile mecanicii fine.

Primul calculator mecanic, o frumoasă realizare de mecanică fină, a fost inventat în Franța, în anul 1642, de către Blaise Pascal la vârsta de 18 ani. Dispozitivul, numit Pascaline (v. figura [1]), a fost conceput pentru tatăl său, care era perceptor. La începutul anilor 1900, mașinile mecanice de calculat cu acționare manuală erau larg folosite. Pentru a aduna numere pe un calculator de birou tipic, primul număr se fixa pe o claviatură și apoi se rotea o manivelă. Aceasta

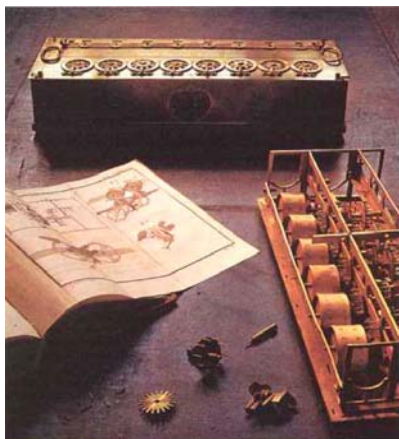
acționa un șir de roți dințate, care se roteau cu valori corespunzătoare cifrelor din număr. Apoi procesul se repeta cu mai multe numere, roțile dințate înregistrând suma totală, care putea fi citită de pe un afișaj în orice fază. Rotirea manivelei de mai multe ori cu același set de numere avea ca rezultat înmulțirea, prin adunarea repetată a numărului. Unul din aceste prototipuri este la muzeul Zwinger, în Dresda, Germania.

Stând pe umerii unui gigant cum a fost Leonardo da Vinci urmașii săi au continuat opera lui de inovare. Unul dintre ei este Iacub Leupold, care în lucrarea sa intitulată „*Teatrum machinarium*”, apărută în 9 volume în 1724 la Leipzig, reprezintă stadiul la care s-a ajuns la începutul sec. XVIII în domeniul construcției de mașini și are un pronunțat caracter aplicativ.

Primul ceas cu pendul. Meritul realizării tehnice îi revine lui Christian Huygens, matematician și astronom olandez (1629-1695), care, împreună cu un meșter ceasornicar pe nume Salomon Coster, a izbutit să creeze un orologiu mecanic, la care înaintarea roților dințate ce puneau în mișcare unica limbă a ceasului, era reglata în funcție de mișcarea unui pendul (v. figura [1]). Câțiva ani mai târziu, au apărut arcurile spirale, care au îmbunătățit considerabil precizia, motiv pentru care a putut fi adăugată și „limba mare”, care indica



Ceasul cu pendul al lui
Christian Huygens.



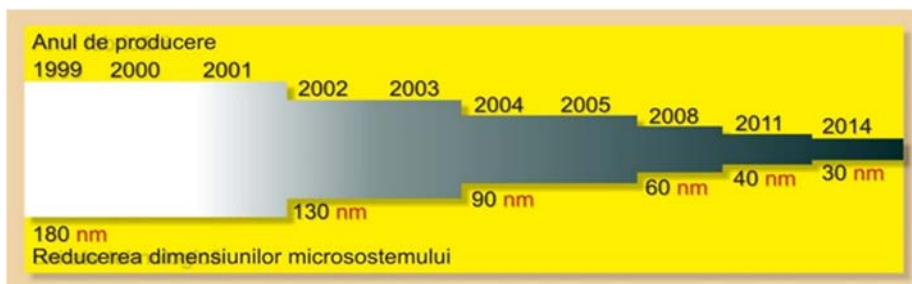
Pascaline, unul din primele calculatoare mecanice din lume.

Astfel, de la urmele arheologice și simplele descrieri ale filozofilor și tehnicienilor greci și romani, la amănunțitele schițe din *Epoca Renașterii*, o etapă de sistematizare a cunoștințelor, încadrată într-o evoluție de ansamblu a societății, era necesară. G. Galilei, Ch. Huygens, I. Newton, L. Euler ș.a., dar și marii tehnicieni J. Watt, I. Kulibin ș.a., au pus bazele mecanicii clasice. Perioada revoluției industriale este caracterizată de apariția unei avalanșe de diverse mașini și mecanisme, determinată de noile relații

de muncă, de dezvoltarea diferitelor ramuri cum ar fi cea a mineritului, destinderea relațiilor comerciale. Era o etapă de început în constituirea unei științe moderne, de sinteză, dar și de analiză specifică: domeniul propriu era definitiv conturat, acumularea de cunoștințe avea o istorie și legile și interpretările proprii începeau să se formuleze. Era rezultatul unei convingeri că proiectarea celui mai complicat sistem presupune proiectarea corectă a componentelor - *componente cu formă și funcțiuni asemănătoare, care pot fi proiectate și construite separat*, dar în legătură cu ansamblul și funcțiunea generală.

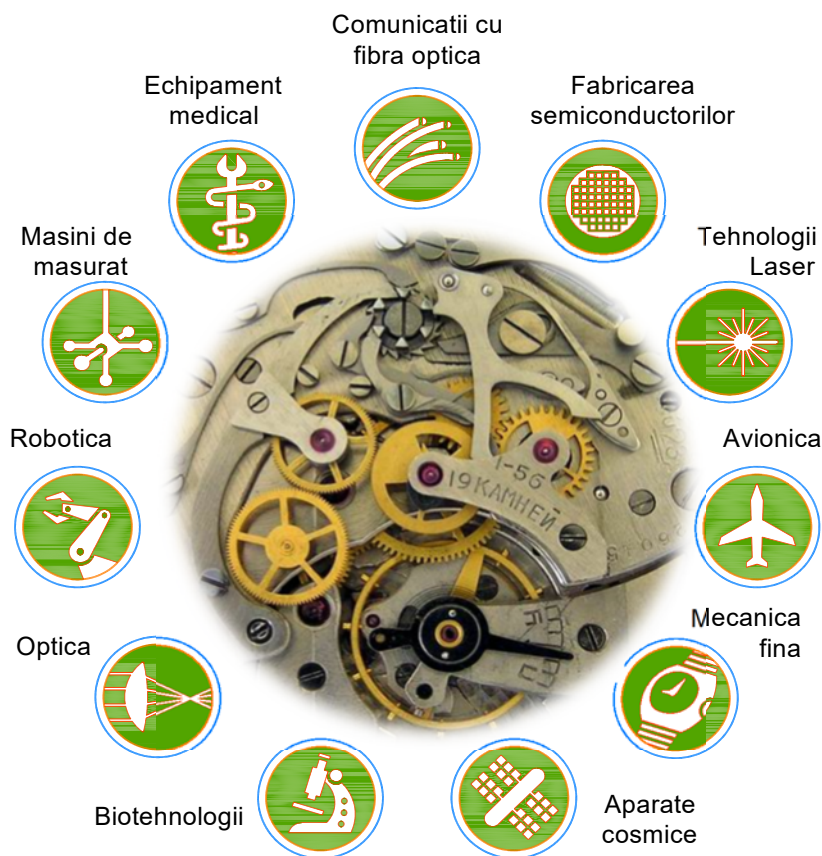
Delimitarea unor mari domenii ale științei și tehnicii: mecanica teoretică, termotehnica, rezistența materialelor, dar și mecanica fină, echipamentele informaticii, au dus concomitent la evoluții rapide în domeniile menționate, dar și pe planul sintezelor în știința proiectării.

Astăzi tot mai mult ne confruntăm cu cerințe crescânde ale pieței în produse industriale „*inteligente*”, „*robuste*”, „*multifuncționale*” și „*cu preț redus*”. Miniaturizarea este unica soluție viabilă pentru a satisface aceste cerințe ale pieței. Sub noțiunea de microsistem se înțelege toate sistemele miniaturizate non-electronice. Sunt, de asemenea, cunoscute micro-electrosistemele mecanice (MSEM) care pot fi: sisteme micromecanice, sisteme micro-opto-electro-mecanice, sisteme microfluidice și biocipurile. Se observă vizibil tendința miniaturizării microsistemelor mecanice. În baza unei analize comparative a dimensiunilor microsistemelor, începând cu a. 1999, James Schlesinger a elaborat o diagramă a perspectivelor de miniaturizare a microsistemelor în perioada până în a. 2014 (v. figura [1]). Conform diagramei prezentate dimensiunile aceluiași microsistem produs în a. 2014 este de șase ori mai mic decât cel produs în a. 1999.



Tendința miniaturizării microsistemelor.

Datorită dimensiunilor tot mai mici mini- și microsistemele mecanice sunt implementate în domenii de vârf precum: avionică, aparate cosmice, automobile, robotică, mașini de măsurat, mecanică fină, echipamente medicale, comunicații ș.m.a. (v. figura [1]).



În prezent, domeniul medical este domeniul cu cel mai mare potențial de utilizare a microsistemelor, în special, în perspectiva utilizării tot mai

largi a medicinei personalizate. Multe părți ale medicinei tradiționale vor suferi transformări radicale, deoarece sunt în construcție metode și instrumente noi, adesea neobișnuite, toate bazate pe tehnologii ale microsistemelor. Ele vor permite introducerea unor tehnici noi și mai eficiente de diagnosticare (cum ar fi endoscopia), sisteme de dozare implantabile, metode de tele-microchirurgie, proteze neuronale etc. Aceasta va necesita microuneltel pentru a face micromanipulări, cum ar fi: manevrarea, fixarea, sortarea, transportul, tăierea în felii subțiri și injectarea sub microscop. Astfel de manipulări la nivel celular sunt foarte importante pentru unele aplicații biotehnice, cum ar fi cercetarea genetică și operații microscopice, deoarece celulele sunt un indicator bun al prezentei substanțelor periculoase. Deseori aceste operații se cer să fie automatizate, deoarece mâna omului este o unealtă prea grosieră.

Manualul este structurat pe 9 capitole, care tratează aspectele de bază ce țin de analiza, calculul și proiectarea elementelor componente ale mini- și microsistemelor mecanice. În **Capitolul 1** sunt prezentate: *delimitarea mecanicii fine și obiectul disciplinei; elemente de proiectare a sistemelor tehnice; elemente de precizie dimensională și de formă; materiale utilizate în construcția aparatelor, inclusiv, materiale noi*. Capitolul finalizează cu un subcapitol important, care tot mai mult influențează înseși procesul de calcul și proiectare a elementelor componente – o scurtă analiză a *tehnologiilor neconvenționale de fabricare a pieselor aparatelor*.

Capitolul 2 prezintă bazele calculului elementelor constructive la rezistență.

Capitolul 3 este dedicat analizei și calculului elementelor pentru acumularea energiei, utilizate frecvent în mini- și microsistemele mecanice.

Capitolele 4 și 5 includ elemente pentru ghidarea mișcărilor în mecanica fină și elemente de legătură (cuplaje).

Capitolul 6 prezintă caracteristica și calculul elementelor de asamblare și proiectarea asamblărilor propriu zise.

În **Capitolele 7, 8 și 9** se prezintă analiza, caracteristica, calculul și proiectarea transmisiilor mecanice cu și fără angrenare, inclusiv, cele mai noi transmisii - transmisiile planetare (planetare cu roți dințate cilindrice, armonice și precesionale), care asigură performanțe largi și dimensiuni mici mini- și microsistemelor mecanice.

În încheiere autorii își exprimă speranța că actualul manual de mecanică fină va constitui o modestă contribuție la formarea inginerilor mecanici din domeniu. În același timp autorii vor mulțumi tuturor celor care vor semnală posibile erori sau, prin sugestii și recomandări, vor contribui la perfecționarea metodico-didactică a manualului.

1. GENERALITĂȚI

1.1. Delimitarea mecanicii fine și obiectul disciplinei

Sistemele tehnice independente sau combinate – mașinile, aparatele, mecanismele, agregatele, roboții – se compun din părți, care sunt calculate și proiectate separat. Studiul funcțional, principiile, care stau la baza proiectării și construcției părților tehnice și mecanice ale aparatelor de toate tipurile, intră în preocupările disciplinei de elemente constructive de *mechanică tehnică (organe de mașini)*, în general, și *mechanică fină*, în particular.

Ca domeniu de specialitate, *mechanica fină* imprimă produselor sale – aparate, mașini, mecanisme, etc. – deci elementelor din care acestea sunt constituite, particularități de obiect și metodă, care le diferențiază de cele ale construcției de mașini în general. Din această cauză, la început vom stabili câteva din aceste particularități, care diferențiază *mechanica fină* de *mechanica grea*.

În ceea ce privește *obiectul*, principalii indici ai aparatelor și produselor de *mechanică fină*, în general, sunt legați de natura funcțiilor, criteriul calitativ, dimensiuni și gabarit.

Natura funcțiilor acestor sisteme tehnice diferă de cele ale construcției de mașini în sensul că sistemele de *mechanică fină* urmăresc sprijinirea și largirea activităților intelectuale.

Aceste sisteme efectuează următoarele funcții: măresc precizia sau prelungesc limitele simțurilor omenești (aparatele de măsurare); rezolvă probleme, cu alte cuvinte prestează o muncă intelectuală (aparatele de reglaj, mașinile de calcul); ajută la efectuarea unor activități intelectuale (aparatele pentru telecomunicații, tele-radio, ș.a.).

Trăsătura comună a celor mai multe sisteme, care fac parte din *mechanica fină*, este că ele stabilesc relații între valorile de intrare și ieșire, care sunt semnale purtătoare de informații. Studiul transmiterii semnalelor permite să se stabilească legile de funcționare a sistemului mecanic. Astfel funcția mașinii este, în principal, înlocuirea muncilor fizice prestate de către om, prin ridicarea randamentului și performanțelor în această direcție, peste limitele forței umane [2].

Unele probleme legate de particularitățile mecanicii fine.

Criteriul calitativ hotărâtor al construcțiilor de *mechanică fină* este *fidelitatea*, precizia transmiterii fluxului de semnale și valori funcționale, care traversează sistemul tehnic (v. figura 1.1). Astfel, construcția sistemului mecanic trebuie realizat într-un așa mod, încât subsistemele, care îl compun (convertoarele și amplificatoarele 1,2, ... n , aparate care

realizează modificări de semnal, care să ușureze transmiterea acestuia) să asigure respectarea legii de transmitere a semnalului într-un interval de timp prestabilit, astfel încât aparatul să realizeze o sensibilitate cât mai ridicată.

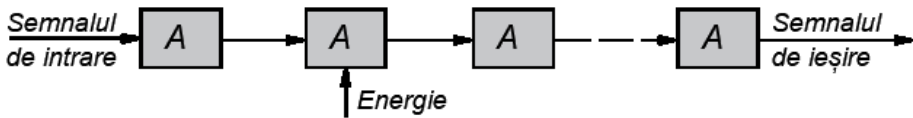


Fig. 1.1. Schema de transmitere a fluxului de semnal într-un aparat.

Dacă notăm prin S_i semnalele de intrare și prin S_e semnalele de ieșire în diferite compartimente, se poate scrie:

$$s = \frac{dS_e}{dS_i} = s_1 s_2 \dots s_n, \quad (1.1)$$

unde

$$s_1 = \frac{dS_{e_1}}{dS_{i_1}}; \quad s_2 = \frac{dS_{e_2}}{dS_{i_2}}; \quad \dots \quad s_n = \frac{dS_{e_n}}{dS_{i_n}}.$$

Eroarea $\varepsilon[\%]$ a sistemului tehnic în ansamblul său va fi:

$$\varepsilon = \frac{S_i - S_e}{S_i} \cdot 100[\%]. \quad (1.2)$$

În anumite puncte sau pentru anumite momente din fluxul de semnale se cere ca $S_e \approx S_i$ (pierderile de energie sunt compensate aici prin surplus de energie din exterior).

Într-un sistem tehnic din mecanica grea, de exemplu într-un sistem energetic, compartimentele $1, 2, \dots, n$, care sunt mecanisme sau mașini (v. figura 1.2), servesc la transmiterea energiei. Pentru realizarea fluxului necesar, între energia de intrare E_i și cea de ieșire E_e apar pierderile E_p .

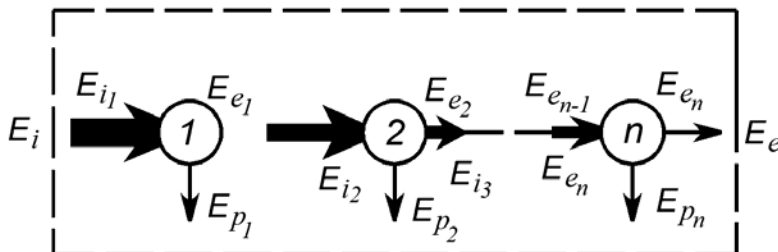


Fig. 1.2. Schema de transmitere a fluxului de energie într-o mașină.

Calitatea sistemului tehnic în acest caz depinde de calitatea transmiterii energiei, care se exprimă prin randamentul mecanic η dat de relația:

$$\eta = \frac{E_e}{E_i} = \eta_1 \cdot \eta_2 \dots \eta_n, \quad (1.3)$$

unde

$$\eta_1 = \frac{E_{e_1}}{E_{i_1}}; \eta_2 = \frac{E_{e_2}}{E_{i_2}}; \dots; \eta_n = \frac{E_{e_n}}{E_{i_n}}.$$

Din figura 1.2 se observă că

$$E_e = E_i - E_p, \quad (1.4)$$

unde $E_p = E_{p_1} + E_{p_2} + \dots + E_{p_n}$.

Rezultă astfel că întotdeauna $\eta < 1$.

Funcțiile și criteriile de apreciere diferite aduc modificări în caracterul proiectării și construcției părților componente ale aparatelor.

La orice aparat, între sursa de informații și cea de recepție este interpus un lanț de aparate purtătoare de semnale, printr-unul sau mai multe canale de comunicație. Semnalele, materializate foarte variat, sub formă de deplasări liniare sau unghiulare, mase, presiuni, tensiuni, curent etc., determină și diversitatea deosebit de mare a aparatelor.

Proiectarea aparatelor de construcție strict mecanică sau a părților mecanice ale oricărui alt aparat de informație presupune, în primul rând, elaborarea unui concept funcțional. Dispozitivele și canalele de transmitere a informației vor fi proiectate și construite corect numai dacă elementul sensibil poate funcționa, canalul poate transmite și dispozitivul de recepție poate primi informația cu volumul cerut.

Metodele din teoria informației permit să se stabilească gradul de utilizare a celor trei elemente și sincronizarea lor reciprocă.

Inginerul american C. E. Shanon, creatorul teoriei moderne a informației, definește unitatea de informație ca selecția dintre două posibilități date. Dacă un comutator poate rămâne închis sau deschis într-o unitate de timp este în situația de a transmite o informație. Când selecția se face de N posibilități, volumul V al informației se exprimă numeric, independent de calitatea și forma semnalului, astfel:

$$V = \lg_2 N [\text{bit}], \quad (1.5)$$

unde bit-ul reprezintă unitatea „binară” a volumului de informație.

La transmiterea în serie, dacă în timpul T se transmit n_T informații, fiecare dintre ele putând primi N valori diferite, volumul seriei este:

$$V_n = n_T \lg_2 N. \quad (1.6)$$

Deoarece numărul informațiilor transmise într-o secundă este $n = n_T/T$ fluxul J de informație (volumul într-o secundă) va fi:

$$J = n \lg_2 N \left[\frac{\text{bit}}{s} \right]. \quad (1.7)$$

Sincronizarea dintre elementul sensibil, canal și dispozitivul de recepție, este bună dacă capacitatea informațională a celui din urmă este egală cu volumul informației. Când capacitatea informațională este mai mică dispozitivul nu poate funcționa, iar dacă este mai mare nu este utilizat complet. Din această cauză coeficientul de utilizare sau de eficiență informațională μ_r trebuie să fie:

$$\mu_r = \frac{V}{C}, \quad (1.8)$$

unde C este capacitatea informațională a dispozitivului de recepție (se exprimă în bit).

În procesul de transmitere a informației este necesar să se aprecieze nu numai dispozitivul de recepție (reglare, măsurare) dar și capacitatea de emisie a canalului care transmite, în raport cu volumul informației. Dacă se notează cu $A_{\max}$ amplitudinea maximă admisă a semnalului și cu A_m amplitudinea maximă posibilă a semnalului, fluxul maxim informațional transmis prin canal va fi:

$$J_m = 2f_{\max} \lg_2 N_c = 2f_{\max} \lg_2 \left(1 + \frac{A_{\max}}{A_m} \right), \quad (1.9)$$

unde N_c se referă la canal, iar $f_{\max}$ se obține știind că intervalul de timp t_0 între impulsurile care compun registrul de frecvențe este:

$$t_0 = \frac{1}{2(f_{\max} - f_{\min})}. \quad (1.10)$$

Deci lățimea benzii frecvențelor, egală cu numărul impulsurilor pe secundă, va fi: $n = 1/t_0 = 2(f_{\max} - f_{\min})$.

În relația (1.9) fluxul s-a considerat $f_{\min} = 0$. Dacă $f_{\min} = 0$ și dacă notăm $f_{\max} - f_{\min} = \Delta f_c$, relația fluxului informațional va avea forma:

$$J_c = 2\Delta f_c \lg_2 N_c = 2\Delta f_c \lg_2 \left(1 + \frac{A_{\max}}{A_m} \right). \quad (1.11)$$

Coeficientul de utilizare a canalului μ_c se obține ca un raport între fluxul informațional în semnale, care este independent de canal ($J_i = 2f_{\max} \lg_2 N$) și J_c , adică:

$$\mu_c = J_i / J_c \quad (1.12)$$

și are de obicei valori mici.

La o construcție mecanică, în general, în vederea caracterizării ei din punct de vedere dinamic se poate exprima momentul de inerție redus I_r astfel:

$$I_r = \int r^2 dm + m \cdot e^2, \quad (1.13)$$

unde: m sunt punctele de masă m ale unei piese în mișcare; r – razele corespunzătoare; e = distanța de la m la linia de delimitare aleasă.

Pentru un mecanism cu n elemente se poate scrie:

$$\sum_1^n I_r = \int_{(1)} r^2 dm + m_1 e_1 + \int_{(2)} r^2 dm + m_2 e_2 + \dots, \quad (1.14)$$

iar dacă este compus din elemente în mișcare de translație și rotație, forța P și momentul de accelerare M vor fi:

$$P = m_r \cdot \frac{dv}{dt} \quad \text{și} \quad M = I_r \cdot \frac{d\omega}{dt}, \quad (1.15)$$

unde: v și ω sunt viteza liniară, respectiv unghiulară; t – timpul.

Considerându-se că impulsul de palpate se leagă de un element în mișcare de translație se poate scrie:

$$V = \frac{n}{T} \lg_2 N = \frac{mv}{2} \cdot \frac{1}{F} \lg_2 N [\text{bit}], \quad (1.16)$$

iar dacă este vorba de un element în mișcare de rotație,

$$V = I_r \omega \frac{1}{r \cdot F} \lg_2 N [\text{bit}]. \quad (1.17)$$

Introducând gradația fictivă, pentru deplasarea unui sistem în formă de pană (v. figura 1.3), se observă că x este deplasarea palpatorului, deci: $B = x = y \cdot \tan \varphi$, unde y este deplasarea penei.

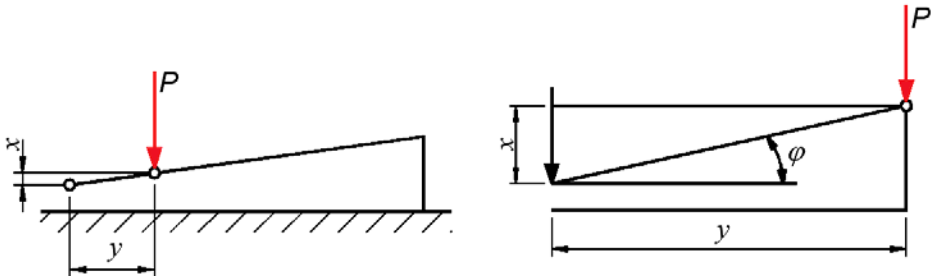


Fig. 1.3. Sistem palpator cu deplasare în formă de pană.

Dacă se introduce unitatea de toleranță ca element pentru imprecizia de măsurare pe direcția x (pentru dimensiuni mici, conform normelor ISO,

unitatea de toleranță este: $i = m\sqrt[3]{x}$), pentru gradația fictivă se poate scrie:

$$N_f = 1 + \frac{x}{m\sqrt[3]{x}} \text{ sau } N_f = 1 + \frac{y \operatorname{tg} \varphi}{m\sqrt[3]{y \operatorname{tg} \varphi}}.$$

Pe această bază se poate determina numărul gradațiilor fictive pentru un palpator având lungimea și toleranța date. Astfel, la un palpator de tip glisieră (v. figura 1.4), într-o primă aproximație eroarea va fi: $A = \alpha\varphi$,

deci $N = \frac{1}{\alpha\varphi} + 1$.

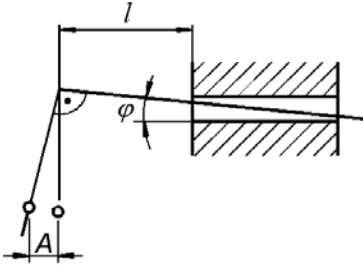


Fig. 1.4. Sistem palpator de tip glisieră.

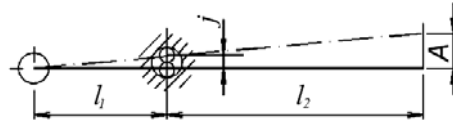


Fig. 1.5. Sistem indicator pe lagăr cilindric.

Eroarea, care rezultă ca urmare a jocului din lagărul cilindric al unui ac indicator (v. figura 1.5), este: $A = j \frac{l_1 + l_2}{l_1}$, iar numărul gradațiilor

fictive pe domeniul B de măsurare va fi: $N_f = \frac{B}{j \frac{l_1 + l_2}{l_1}} + 1$.

Eroarea punerii în mișcare a indicatorului cu un element, al cărui lagăr are jocul j_2 (v. figura 1.6), va fi:

$$A = j_2 \frac{l_1 + l_2}{l_1} + j_1 \frac{l_2}{l_1} \text{ și } N_f = \frac{B}{j_2 \frac{l_1 + l_2}{l_1} + j_1 \frac{l_2}{l_1}} + 1.$$

În cazul pârgheii din figura 1.7, acționată la ambele capete:

$$A = j_1 \frac{l_1 + l_2}{l_1} + j_2 \frac{l_1}{l_2} + j_3 \text{ și } N_f = \frac{B}{j_1 \frac{l_1 + l_2}{l_1} + j_2 \frac{l_1}{l_2} + j_3}.$$

Produsele mecanicii fine se mai caracterizează și prin faptul că sunt executate, de cele mai multe ori, la *dimensiuni geometrice mici*. Aceasta atrage după sine particularități de calcul și comportă metode speciale de tehnologie de fabricație.

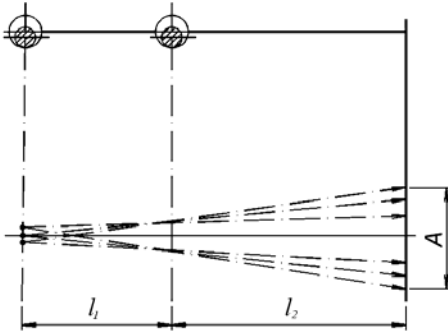


Fig. 1.6. Indicator cu lagăr motor lateral.

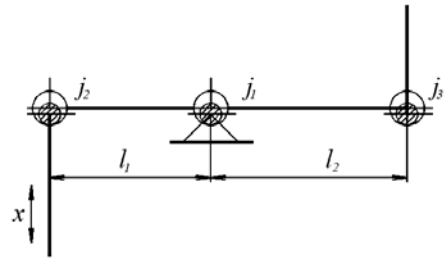


Fig. 1.7. Pârghie acționată la ambele capete.

Dimensiunile mai mici sau reducerea dimensiunilor cere aplicarea legilor similitudinii la geometria, rezistența, dinamicitatea, frecarea, alte fenomene care au loc în aparate. Uneori, legile generale cunoscute aplicate la piese cu toate dimensiunile reduse sau reduse numai parțial, aduc modificări în criteriile de proiectare și necesită adoptarea unor tehnologii speciale. Se vor urmări aceste probleme în legătură cu unele aspecte privind geometria, forțele și tensiunile, accelerațiile, frecarea.

În legătură cu *geometria*, la micșorarea dimensiunilor nominale, se poate afirma că *toleranțele* nu pot fi micșorate în aceeași proporție cu dimensiunea nominală. Știind că mărimea toleranței T este:

$$T = a \cdot i, \quad (1.18)$$

unde i , unitatea de toleranță, este dată (în sistemul ISO) de o relație de forma:

$$i = (m\sqrt[3]{l} + nl)10^{-3}, \quad (1.19)$$

(m și n fiind coeficienți constanți, l – dimensiunea nominală).

Pentru *forțe și tensiuni* se va considera legea modelelor lui Cauchy, din teoria elasticității, care pentru tensiuni identice și respectarea legii lui Hooke permite să se scrie:

$$c_p = \lambda^2, \quad (1.20)$$

unde $c_p = P_1/P_2$ este raportul dintre forțe (pentru un același modul de elasticitate E) și crește cu pătratul raportului $\lambda = l_1/l_2$ dintre lungimi.

Considerându-se că σ , densitatea ρ și accelerația gravitației g rămân neschimbate, rezultă: $G = g\rho\frac{4\pi}{3}R^3$ și $c_G = \lambda^3$.

Forța, pe care o poate suporta firul la diametrul d_1 , își schimbă valoarea la diametrul d_2 al modelului astfel:

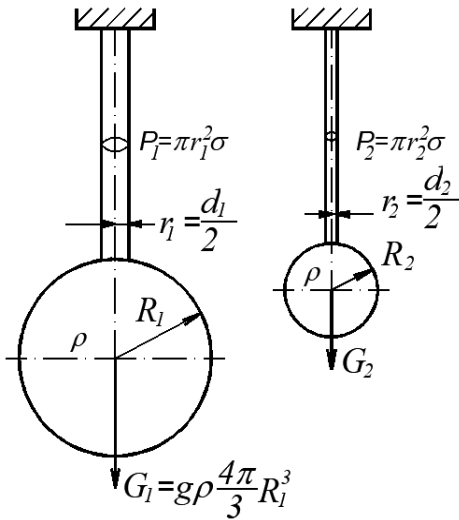


Fig. 1.8. Similitudinea cu legea lui Cauchy.

$$c_P = \frac{P_1}{P_2} = \frac{\sigma \pi d_1^2}{\sigma \pi d_2^2} = \lambda^2.$$

Pentru introducerea în subiect se va considera, ca un exemplu elementar, o sferă de metal suspendată de un fir ca în figura 1.8. Bila solicită firul la întindere cu o forță G (greutatea) rezultând tensiunea normală de întindere σ . Dacă se vor reduce dimensiunile ansamblului bilă-fir se obține modelul. Din rapoartele între mărimile corespunzătoare originalului și cele ale modelului se obțin scările de

similitudine, astfel: $\lambda = R_1/R_2$ și $c_G = G_1/G_2$.

În ceea ce privește reducerea dimensiunilor, în exemplul din figura 1.8 se poate proceda astfel: se introduce un coeficient de siguranță c între G și forța pe care o poate suporta firul, $P = cG$, astfel că după efectuarea înlocuirilor se obține: $c = \lambda^{-1}$, deci coeficientul de siguranță este invers proporțional cu dimensiunile liniare. Dacă se pleacă de la o construcție ce rezistă la limită ($c=1$) și dacă se măresc toate dimensiunile, coeficientul de siguranță va scădea sub 1 și firul se va rupe. Din contra, dacă dimensiunile sunt reduse, se mărește siguranța. De aceea trebuie stabilit un raport r/R pentru care să se păstreze constant coeficientul de siguranță, adică

$$c_P = c_G; c_P = \lambda_r^2; c_G = \lambda_R^3; \lambda_r = \lambda_R^{3/2}, \text{ deci } c_{\frac{r}{R}} = \frac{\lambda_r}{\lambda_R} = \lambda_R^{1/2}.$$

Se observă că prin reducerea dimensiunilor sferei originale se poate reduce mai accentuat modelul. Concluziile asupra exemplului sferă-fir au o mare valabilitate mult mai generală.

În exemplu s-a ales o solicitare de tracțiune, dar considerațiile sunt valabile și pentru toate solicitările întâlnite în rezistența materialelor (cu excepția flambajului). În concluzie, rezistența unei construcții scade cu puterea a 2-a a dimensiunilor liniare, în timp ce toate forțele masice (G și forțele de inerție) depind de puterea a 3-a a dimensiunilor liniare. De aceea se manifestă interesul de a miniaturiza mecanismele și se proiectează diferit în construcția de aparate față de construcția de mașini.

Pentru a se urmări în ce măsură se respectă legea lui Cauchy, dacă se modifică una sau două dimensiuni, se va considera o placă simplu rezemată (v. figura 1.9) solicitată la încovoiere de o forță P , uniform distribuită pe lățimea b , la mijlocul deschiderii l . Ecuația acestei forțe este:

$$P = c \frac{EI}{l^3} f, \quad (1.21)$$

unde: $I = bh^3/12$ este momentul de inerție al secțiunii periculoase;

f – săgeata; c – o constantă a cărei valoare depinde de sistemul de rezemare (la sarcina concentrată și rezemarea liberă, $c=48$); E – modulul de elasticitate Young. Păstrând tensiunile neschimbate, reducerea dimensiunilor pe una sau două direcții are drept consecință o modificare a legăturilor dintre rapoartele forțelor și rapoartele lungimilor, alta decât cea dată prin legea lui Cauchy. Deci este vorba de piese mai subțiri sau

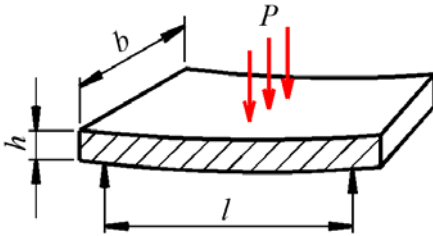


Fig. 1.9. Placă simplu rezemată.

lățime mai mică sau și una și alta.

Un prim caz apare pentru modificarea lungimii l , deci $EI = const.$, când: $\frac{l_1}{l_2} = \lambda_l$ și $\frac{f_1}{f_2} = \lambda_l$.

Raportul de forțe va fi:

$$c_P = \frac{P_1}{P_2} = \frac{f_1 l_2^3}{f_2 l_1^3} = \frac{1}{\lambda_l^2}, \quad (1.22)$$

care arată o inversare a legii lui Cauchy.

Pentru tensiuni se poate scrie, la situația din figura 1.9, următoarea relație: $\sigma = \frac{P}{W} \frac{l}{4} = c \frac{Efh}{8l^2} = \frac{48Efh}{8l^2} = \frac{6Efh}{l^2}$.

De aici, raportul tensiunilor este:

$$\frac{\sigma_1}{\sigma_2} = \frac{P_1 l_1}{P_2 l_2} = \frac{1}{\lambda_l}. \quad (1.23)$$

Deci prin micșorarea lui l se mărește raportul dintre tensiuni.

În figura 1.10 sunt prezentate diagramele de variație, raporturi de forțe, raporturi de dimensiuni, pentru cele trei cazuri discutate. Rezultă că la o micșorare parțială a dimensiunilor unei piese, crește c_P , deci cresc forțele elastice de încovoiere, în timp ce după legea lui Cauchy la

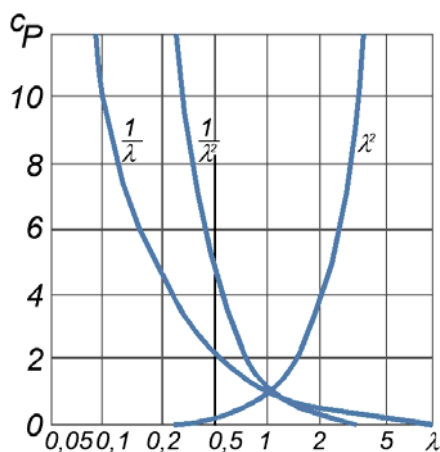


Fig. 1.10. Variația raportului dintre forțe cu raportul dintre dimensiuni.

micșorarea dimensiunilor raportul între forțe scade mult, sau altfel spus, raportul dintre forțe scade cu mult mai mult decât cel dintre dimensiuni.

Într-un al treilea caz ar trebui modificate toate raporturile lungimilor. În acest caz, evident, se respectă legea lui Cauchy existând permanent aceleași raporturi între forțe și tensiuni.

O cercetare similară se poate face și pentru raportul modulelor de elasticitate, rezultând astfel concluzii foarte importante privind

materialele și tehnologia produselor de dimensiuni mici folosite în mecanica fină.

Din punct de vedere *dinamic* va trebui luată în considerare legea modelelor stabilită de *Newton* care se poate exprima sub forma:

$$c_P = c_G \frac{\lambda}{c_t^2}, \quad (1.23)$$

unde $c_G = m_1/m_2$ este raportul maselor; $c_t = t_1/t_2$ - raportul timpilor, iar $\lambda = l_1/l_2$ - raportul lungimilor.

Rezultă prin urmare, că la aceeași solicitare și pentru aceeași densitate de material, o piesă de λ ori mai redusă ca densitate (de exemplu o bilă) poate fi accelerată de λ ori mai mult. De astfel în construcțiile diferitelor sisteme industriale această proprietate este larg utilizată, accelerându-se mai des piesele mici și ușoare. Este sugestivă din acest

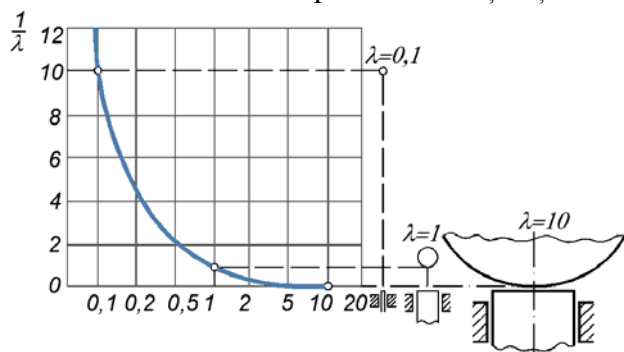


Fig. 1.11. Diagrama de variație a accelerațiilor pentru trei bile de diametre diferite.

punct de vedere figura 1.11 de unde se vede că dacă se accelerează trei bile de diametre diferite și din același material, pentru aceeași tensiune hertziană de contact în punctele de ciocnire cu tachetul,

bila cu $\lambda=0,1$ poate fi accelerată de o sută de ori, iar bila cu $\lambda=1$ - de zece ori mai mult decât bila cu $\lambda=10$.

Folosindu-ne de *legea modelelor lui Cauchy*, care are în vedere tensiunile egale în piesa mare și piesa mică și că deformările se situează în domeniul elastic, pentru calculele de similitudine se pot stabili scările de transformare pentru diferiți parametri care reprezintă mărimi fizice sau mărimi fizice derivate. Astfel utilizându-se *legea lui Hooke*, $\sigma = \varepsilon E$, scara

tensiunilor c_σ va fi: $c_\sigma = \frac{\sigma_1}{\sigma_2} = \frac{\varepsilon_1 E_1}{\varepsilon_2 E_2} = \frac{\frac{\Delta l_1}{l_1} E_1}{\frac{\Delta l_2}{l_2} E_2} = 1$, deoarece $E_1 = E_2$,

întrucât materialele celor două piese sunt aceleași. Dacă se stabilește și

scara c_t a timpului din relația $c_P = \lambda^2 = \frac{m_1}{m_2} \frac{a_1}{a_2} = \frac{m_1 \frac{l_1}{t_1^2}}{m_2 \frac{l_2}{t_2^2}} = \lambda^3 \frac{\lambda}{c_t^2}$ sau

$$c_t^3 = \lambda^3 \frac{\lambda}{\lambda^2} = \lambda^2, \text{ deci } c_t = \lambda, \text{ se poate întocmi tabelul 1.1.}$$

Tabelul 1.1. Scările de transformare pentru diferite mărimi fizice.

Nr. crt.	Mărimea fizică	Relația pt scară	Scara
1	Lungimea	-	$\lambda = l_1/l_2$
2	Forța	$P = A\sigma$	$c_P = \lambda^2$
3	Timpul	$P = ma$; $c_P = \lambda^2$	$c_t = \lambda$
4	Masa	$m = P/a$ sau $m = \gamma A/g$	$c_G = \lambda^3$
5	Viteza	$v = l/t$	$c_v = 1$
6	Accelerația	$a = \frac{v}{t}$	$c_a = \lambda^{-1}$
7	Momentul	$M = Pl$	$c_M = \lambda^3$
8	Momentul de inerție axial al suprafeței	$I = \frac{\pi d^4}{64}$	$c_I = \lambda^4$
9	Momentul de inerție al masei	$I_M = ml^2$	$c_{I_M} = \lambda^5$
10	Modulul de rezistență la încovoiere	$W = \frac{\pi d^3}{32}$	$c_W = \lambda^3$

Noțiuni fundamentale ale disciplinei. Clasificarea mașinilor și aparatelor

Noțiunile fundamentale, care stau la baza disciplinei, sunt mașinile, aparatele, mecanismele și elementele din care acestea sunt construite. Conținutul acestor noțiuni se poate rezuma astfel:

- *mecanismul* este o combinație de corpuri materiale (elemente), care posedă mișcări determinate; are rolul de a transmite și transforma mișcarea;

- *mașina* este o combinație de mecanisme, care are ca scop transformarea unei energii într-o altă formă de energie sau efectuarea unui lucru mecanic util;

- *aparatul* este o combinație de mecanisme, care are drept scop să înfăptuiască relații funcționale determinate între diferite mărimi fizice.

Mecanismul, mașina, aparatul se deosebesc prin scop. Toate însă sunt alcătuite din părți, care pot fi calculate și proiectate separat și denumite *organe de mașini* (mecanica grea) sau *elemente constructive de mecanică fină* (în general, în construcția de aparate).

Elementele constructive pot fi simple (dacă sunt alcătuite dintr-o singură piesă) sau compuse, alcătuite din mai multe piese, care au în ansamblu același rol funcțional. Elementele constructive se deosebesc de organele de mașini prin:

- funcție și destinație;
- precizie tehnologică absolută;
- dimensiuni de gabarit;
- metodologie de calcul și proiectare;
- tehnologie de execuție și de montaj.

Pentru înțelegerea cadrului disciplinei este util să fie cunoscute categoriile de produse ce se cuprind în ramura construcției de mașini și aparate.

Mașinile, considerate în marea lor majoritate, produse ale mecanicii grele, se împart în trei grupe: mașini motoare, mașini de lucru, transformatoare.

Mașinile motoare (*motoarele*) transformă o energie oarecare în energie mecanică și se împart în: motoare *primare*, care utilizează o energie existentă în natură ca energia chimică a combustibilului (motoarele termice), energia aerului și a apei (motoarele eoliene și unele motoare hidraulice); motoare *secundare*, care transformă o energie prelucrată anterior, în energie mecanică, cum sunt motoarele electrice, motoarele pneumatice (cu aer comprimat) și unele motoare hidraulice.

Mașinile de *lucru* utilizează energia mecanică, modificând proprietățile și starea materialelor, deci efectuând un lucru mecanic util se împart în:

- mașini *prelucrătoare*, care modifică forma, dimensiunile și aspectul corpurilor, cum sunt: mașinile-unelte pentru prelucrarea metalelor, lemnului, materialelor plastice; mașinile textile, mașinile miniere, mașinile poligrafice ș.a.; aici intră și unele mașini de precizie (cusut, tricotat ș.a.), ca mașini de lucru specifice ale mecanicii fine;

- mașini de *transportat*, care modifică poziția corpurilor, cum sunt: mașinile de ridicat, elevatoarele (pentru corpurile solide), pompele (pentru lichide), ventilatoarele și suflantele (pentru gaze).

Se poate considera, ca tip intermediar între motor și mașina de lucru, *transformatorul*, o mașină, care utilizează fie procesul invers, de transformare a energiei mecanice într-o altă formă de energie (generatorii electrici), fie că transformă o energie în alta diferită de cea mecanică (reactorii nucleari transformă energia nucleară în energie termică și electrică). Sub denumirea de agregat, folosită uneori, se întâlnesc complexe de mașini (motoare cuplate cu mașini de lucru etc.).

Aparatele sunt, în general, produse ale mecanicii fine și se pot împărți în două grupe mari: aparate nemăsurătoare și aparate de măsurat.

Aparatele nemăsurătoare au rolul de a prelucra semnalele, dar nu le măsoară. Din această grupă fac parte:

- aparatele mecanice în care intră: mașinile de scris, de birou, de calculat; perifericele calculatoarelor electronice; automatele de control și de servire, instrumentele și aparatele medicale;

- aparatele optice, în care se cuprind aparatele fotografice, de filmat, mărit, proiecție, medicale (gastroscoape, cistoscoape etc.), astronomice – geodezice (telescoape etc.);

- aparatele acustice cum sunt: amplificatorii acustici; patefoanele, interfoanele, magnefoanele;

- aparatele electrice, în care intră cele de înaltă tensiune (întrerupătoare, relee de supracurent etc.) și cele de joasă tensiune și electronice (aparatele de radio, televiziune, telecomunicații, de semnalizare din circulația terestră, aero, maritimă etc.).

Aparatele de măsurat, care pot determina:

- lungimile și care pot fi: mecanice (comparatoare, micrometre etc.), optice (optometre, microscopie ș.a.), pentru calitatea suprafețelor (rugozimetre, profilometre), electrice (sisteme variate de indicatoare și microindicators);

- timpul și viteza, în care intră ceasornicele obișnuite, astronomice, de programare, mecanisme de temporizare, releele, tahometrele, contoarele de turații ș.a.;

- debitul și presiunea, cum sunt debitmetrele, manometrele, barometrele, vacuumetrele ș.a.;

- masele, în care intră balanțele de toate tipurile;
- alte mărimi fizice, cum sunt frecvențometrele și accelerometrele, aparatele hidrologice și meteorologice, aparatele giroscopice, echipamente radar ș.a.;

- aparatele pentru măsurători electrice și electronice, la care chiar dacă principiile de proiectare diferă, au părți de mecanică fină (sistemele mobile, monturile etc.), importante și dezvoltate.

Mai trebuie menționate și aparatele de *supraveghere optică* și *măsurări de laborator*, din care fac parte teodoliții, colimatoarele, polarimetrele, refractometrele, interferometrele ș.a.

Rezultă că toate aparatele menționate sunt folosite fie la transmiterea fluxului de semnal, fie la comanda, controlul și reglajul fluxului de energie sau de masă. În ambele situații, caracteristicile de bază trebuie să fie înalta precizie și fidelitatea de indicație sau reprezentare.

Aparatele menționate sunt alcătuite din elemente constructive, care se pot împărți în două grupe:

- elemente cu o utilizare generală, care pot intra în construcția unui câmp larg de aparate (cu funcții și destinații diferite), cum sunt elementele de asamblare, elementele de rezemare ale sistemelor mobile ș.a.;

- elemente cu o utilizare mai particulară, care sunt proprii unui singur grup de aparate, constituind chiar particularitatea constructivă a acestuia, cum sunt de pildă: lentilele, oglinzile la aparatele optice; rezistențele, condensatorii, tuburile electronice sau semiconductorii la aparatele electrice și electronice.

Disciplina studiază prima categorie de elemente constructive (comune unor grupuri de aparate cu destinație diferită), din care fac parte: elementele pentru acumularea energiei și traducerea semnalelor; elementele pentru ghidarea mișcărilor; elementele de legătură și de antrenare; elementele pentru transmiterea, transformarea și amplificarea semnalelor; elementele pentru transmiterea și transformarea indirectă a mișcării, asamblările din mecanica fină; elementele de citire și înregistrare ale aparatelor; elementele de comandă și acționare ale aparatelor.

1.2. Elemente de proiectare a sistemelor tehnice

În cele ce urmează vor fi abordate elementele de proiectare a sistemelor tehnice cu acoperire mai largă, cunoștințe care vin în sprijinul inginerului proiectant, atât pentru proiectantul cu experiență cât și pentru inginerul, care se inițiază în această activitate complexă. În mare proiectarea conține patru etape. Pentru soluționarea acestor etape, vom intra în pielea unui proiectant și vom proiecta un subansamblu. Prin acest exemplu concret reprezentativ pentru o transmisie mecanică, însoțit de o

aplicație numerică se va încerca punerea în evidență complexitatea procesului de proiectare. Astfel pentru realizarea unui proiect tehnic vom apela la cunoștințe multidisciplinare și, nu în ultimul rând, vom ține cont de recomandările și prescripțiile standardelor, de exigențele și constrângerile de ordin funcțional, tehnologic, constructiv și de montaj (asamblare/dezasamblare).

Un rol important în înțelegerea celor prezentate îl are grafica realizată la un nivel înalt, și sperăm că va fi apreciat de cei care vor folosi acest manual. În felul acesta prin conținutul său bine structurat, cartea poate contribui la formarea profesională a studenților, tinerilor proiectanți și inginerilor din domeniul ingineriei mecanice [3].

Proiectarea – activitate integratoare

Proiectarea în domeniul ingineriei mecanice (mechanical design) este un proces complex și poate fi definit conform [4]: *este un proces iterativ de adoptare a unor decizii, care au ca obiectiv crearea și optimizarea unui sistem mecanic sau a unei construcții mecanice (dispozitiv, mecanism, utilaj, agregat etc.) noi existente sau îmbunătățite. Acest proces are drept scop, îndeplinirea unor nevoi umane, cu luarea în considerare a necesității economisirii resurselor, pe de o parte, precum și a impactului asupra mediului înconjurător, pe de altă parte.*

Pentru a se putea aprecia, cel puțin la un prim nivel, cât de complexă este activitatea de proiectare, trebuie să ținem cont de: marea diversitate a construcțiilor mecanice, din punctul de vedere al scopului acestora; complexitatea constructiv-funcțională; restricțiile sau exigențele tehnico-economice, cărora trebuie să le corespundă într-o lume modernă și concurențială; natura elementelor motoare și a sarcinilor (tensiuni, forțe, momente); dinamica sistemelor mecanice proiectate; interdependența între formă-material-tehnologia de execuție a elementelor componente; condițiile ergonomice, economice și design (nivelul estetic, care trebuie atins).

Din definiția de mai sus rezultă că procesul de proiectare este un proces secvențial, împărțit pe etape („iterativ”) și se conformează cerinței actuale de „dezvoltare durabilă” – conservarea resurselor naturale și protejarea mediului înconjurător.

Etaple de bază în crearea sistemelor tehnice

În continuare vom prezenta sintetic conținutul celor patru etape (secvențe, iterații) de proiectare.

Etapă nr.1

În cadrul acestei etape vor fi atinse două obiective majore:

1. Soluția imaginară (propusă) să asigure realizarea cerințelor funcționale ale construcției proiectate, cerințe care trebuie să fie prevăzute în tema de proiectare.

Acest obiectiv poate fi atins prin: **a.** stabilirea formei pieselor în concordanță cu scopul acestora; **b.** alegerea materialelor care corespund din punct de vedere al formei pieselor, precum și al solicitării acestora; **c.** predimensionarea pieselor determinate ale ansamblului, astfel încât să se asigure rezistența lor, ținându-se seama de natura solicitărilor și regimurilor de lucru, și a modurilor de deteriorare (defectare). Desigur, în calculele preliminare se ține seama, prin rezistențele admisibile adoptate, de coeficienții de siguranță recomandați. Acestea au de obicei valori cuprinse între 1 și 5 sau chiar mai mari, în funcție de riscurile, care le implică deteriorarea (defectarea) construcției proiectate.

2. *Proiectantul trebuie să poată formula cel puțin un traseu tehnologic valabil, de prelucrare și de montaj al elementelor componente ale construcției proiectate.*

În cazul cel mai general, la conceperea, realizarea practică și utilizarea unei construcții mecanice trebuie să participe trei entități: proiectantul, executorul și beneficiarul. Aceste persoane se pot afla în localități diferite, în unități diferite ale aceleiași țări sau chiar țări diferite.

Etapa nr.2

În această etapă proiectantul: **a.** definitivează toate dimensiunile nominale ale elementelor componente; **b.** definitivează materialele și precizează proprietățile (rezistență, duritate, reziliență, fiabilitate etc.), pe care acestea trebuie să le asigure, precum și tratamentele termice sau termochimice, prin care se ating proprietățile respective. Prin aceste caracteristici trebuie să se asigure performanțele prevăzute prin tema de proiect, în condiții de siguranță, rezistență și durabilitate.

Etapa nr.3

După parcurgerea Etapei nr.2 ansamblul proiectat este definitivat din punct de vedere constructiv și funcțional. În această etapă urmărim mai multe obiective:

- a.** analiza tehnologicității construcției, adică analiza posibilităților de execuție a proiectului;
- b.** aspectele specifice privind montajul elementelor componente după prelucrarea lor;
- c.** operațiile de control necesare pentru certificarea calității;
- d.** programul de mentenanță;
- e.** costurile implicate.

Etapa nr.4

În această etapă proiectantul trebuie să îndeplinească următoarele acțiuni:

- a.** prescrie toleranțele pieselor, precum și ajustajele elementelor conjugate, în clasele de precizie cerute de scopul construcției. Această

activitate este una foarte pretențioasă, atât sub aspectul funcțional, cât și sub cel al costurilor. Ajustajele greșite pot compromite întregul proces de proiectare, fie poate provoca producerea unor uzuri premature, fie prin griparea cuplelor de frecare, fie prin existența unor jocuri prea mari, care afectează decisiv precizia ansamblului respectiv. Pe de altă parte dacă proiectantul prescrie abateri în clase de precizie mai precise decât este necesar, prețul de cost crește, afectând competitivitatea produsului final;

b. operează modificările, pe care constatările din cadrul Etapei nr.3 le impun;

c. se verifică în final siguranța construcției din punct de vedere al rezistenței și durabilității, în condițiile utilizării raționale a materialelor și resurselor.

Standardizarea – beneficii. Șiruri de numere normale

Comisia Europeană definește standardizarea într-un mod cuprinzător, pornind de la caracterul voluntar și consensual al celor implicați. Astfel, selectând din definiția Comisiei Europene, standardizarea:

- prezintă o cooperare *voluntară* între industrie, consumatori, autorități publice și ceilalți factori interesați în elaborarea standardelor, bazate pe *consens*;

- orientează piața către competitivitate, având în vedere atingerea obiectivelor de interoperabilitate a produselor și acordul asupra metodelor de încercare și a altor cerințe de ordin general.

Conform Ghidului ISO/CEI2 (definiție adoptată de SR EN 45020-2007): *Standardul este un document stabilit prin consens și aprobat de un organism recunoscut, care asigură pentru uz comun și repetat, reguli, linii directoare sau caracteristici pentru activități sau rezultatele lor, cu scopul de a se obține gradul optim de ordine într-un anumit context.*

Un standard conține prevederi care, în final, au drept țintă *calitatea*, în sensul larg al acestui termen. Standardul poate conține prescripții privind: forma și dimensiunile pieselor, materialele impuse, condiții de precizie dimensională și de formă (toleranțe), condiții de excepție, condiții și metode de încercare. Pentru organele de mașini construite din mai multe elemente componente: rulmenți, cuplaje, standardul impune dimensiunile tuturor elementelor componente, performanțele acestor organe complexe, condiții de durabilitate, metodologii de calcul etc.

Utilizarea standardelor în proiectare aduce beneficii importante. Argumente:

- standardele conțin acele tipo-dimensiuni care, statistic, sunt cele mai utilizate. În felul acesta este posibilă realizarea unei producții de serie prin procedee perfecționate, care, chiar dacă utilizează SDV-uri specializate, ele pot fi obținute la preșuri raționale;

- Crește productivitatea proiectării. De pildă, în cazul utilizării unui cuplaj elastic cu bolțuri, standardul oferă toate dimensiunile lui și ale elementelor lui componente, materialele acestora, momentele transmisibile, precum și metodologia de alegere a cuplajului. În acest caz alegerea cuplajului necesită un timp minim. Un alt exemplu îl constituie rulmenții. Ei sunt organe complexe, foarte pretențioase sub aspectul sarcinilor și ajustajelor de montaj. Companiile producătoare prevăd, în cataloagele lor, toate datele alegerii corecte și montării rulmenților, pentru o situație concretă. Din cataloage, de asemenea, putem extrage sarcinile dinamice de bază, cu ajutorul cărora se poate calcula simplu și rapid durabilitatea rulmentului respectiv, cu o fiabilitate de 90%;

- prin impunerea unor condiții de calitate a pieselor standardizate, nivelul producției, prin care aceste piese sunt fabricate, trebuie să atingă cerințele impuse de standard;

- se pot evita rebuturile. De exemplu, la piesele turnate, alegerea unor raze de racordare prea mici sau prea mari poate compromite precizia piesei finale. Standardele oferă șiruri de valori ale razelor de racordare, din care, pe baza unor recomandări de specialitate, pot fi alese razele corespunzătoare;

- se asigură *interschimbabilitatea* pieselor, prin unificarea caracteristicilor dimensionale și de formă. Un exemplu elocvent este cel al asamblărilor filetate de fixare. Astfel de pildă, orice șurub M10, prelucrat în orice colț al globului pământesc, cu respectarea standardului, poate fi asamblat fără nici o măsură suplimentară cu orice piuliță M10, fabricată în orice unitate industrială, cu respectarea standardului pentru piulița respectivă. *Interschimbabilitatea este unul din avantajele cele mai importante ale standardizării.*

Valorile diferitelor mărimi dintre o serie de standarde nu sunt alese întâmplător. Ele fac parte din șiruri de numere, cunoscute sub denumirea de *numere preferate* sau *șiruri de numere normale*.

Șirurile de numere normale sunt formate din termenii unor progresii geometrice, care au o anumită rație. Ele au fost imaginate de Charles Renard (francez) și adoptate cu mult după aceea, de ISO, în standardul ISO 3. Inițiala numelui lui Renard apare în simbolul acestor șiruri (R5, R10, R20, R40 și derivatele lor).

Fie progresia geometrică, având, succesiv, termenii $a_1, a_2, a_3, \dots a_n$:

$$a_1 \quad a_2 = a_1 \cdot q \quad a_3 = a_1 \cdot q^2 \quad \dots \quad a_n = a_1 \cdot q^{n-1} \quad (1.24)$$

unde: q este rația progresiei geometrice; $n-1$ – numărul intervalelor (treptelor) între primul și ultimul termen al progresiei.

Șirurile sunt generate între termenii extremi $a_1=1$ și $a_n=10$. Numărul intervalelor (treptelor) utilizate, în general, cuprinse între termenii extremi, sunt: 5, 10, 20, 40. Șirurile sunt simbolizate după acest număr al treptelor: R5, R10, R20, R40. Pornind de la termenul general:

$$a_n = a_1 \cdot q^{n-1} \quad (1.25)$$

putem să scriem expresia pentru determinarea rației:

$$q = \sqrt[n-1]{\frac{a_n}{a_1}}. \quad (1.26)$$

Pentru șirurile R5, R10, R20, R40, cu termenii extremi $a_n=10$ și $a_1=1$ rațiile sunt:

$$\text{Șirul R5 (n-1 = 5), } q = \sqrt[5]{10} = 1,584 \approx 1,6 ;$$

$$\text{Șirul R10 (n-1 = 10), } q = \sqrt[10]{10} = 1,258 \approx 1,25 ;$$

$$\text{Șirul R20 (n-1 = 20), } q = \sqrt[20]{10} = 1,122 \approx 1,12 ;$$

$$\text{Șirul R40 (n-1 = 40), } q = \sqrt[40]{10} = 1,059 \approx 1,06 .$$

În afară de aceste șiruri există și șirul exponențial R80 utilizat mai rar. Șirurile formate între termenii extremi $a_1=1$ și $a_n=10$ se numesc *șiruri fundamentale*. În tabelul 1.2 sunt date cele patru șiruri fundamentale de numere normale.

Tabelul 1.2. Șiruri fundamentale de numere normale.

Șirul	Rația	Valorile numerice ale termenilor șirului
R5	$\sqrt[5]{10} \approx 1,6$	1 – 1,6 – 2,5 – 4 – 6,3 – 10
R10	$\sqrt[10]{10} \approx 1,25$	1 – 1,25 – 1,6 – 2 – 2,5 – 3,15 – 4 – 5 – 6,3 – 8 – 10
R20	$\sqrt[20]{10} \approx 1,12$	1 – 1,12 – 1,25 – 1,4 – 1,6 – 1,8 – 2 – 2,24 – 2,5 – 2,8 – 3,15 – 3,55 – 4 – 4,5 – 5 – 5,6 – 6,3 – 7,1 – 8 – 9 – 10
R40	$\sqrt[40]{10} \approx 1,06$	1 – 1,06 – 1,12 – 1,18 – 1,25 – 1,32 – 1,4 – 1,5 – 1,6 – 1,7 – 1,8 – 1,9 – 2 – 2,12 – 2,24 – 2,36 – 2,5 – 2,65 – 2,8 – 3 – 3,15 – 3,35 – 3,55 – 3,75 – 4 – 4,25 – 4,5 – 4,75 – 5 – 5,3 – 5,6 – 6 – 6,3 – 6,7 – 7,1 – 7,5 – 8 – 8,5 – 9 – 9,5 – 10

Aceste șiruri pot fi extinse în ambele sensuri, înmulțind, respectiv, împărțind termenii cu 10, 100, 1000. Faptul că șirurile normale au fost adoptate, ca progresii geometrice, se datorează unor constatări statistice,

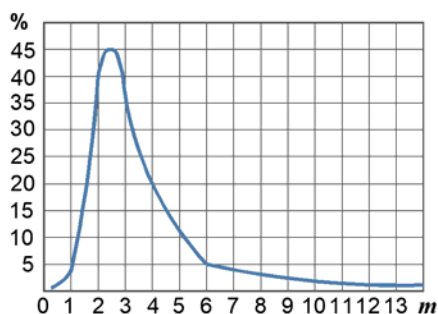


Fig. 1.12. Frecvența distribuției modulelor.

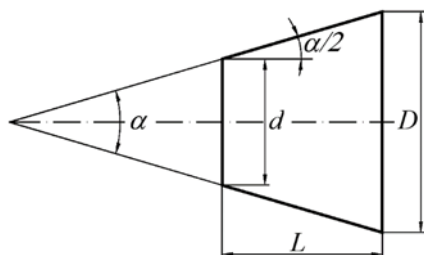


Fig. 1.13. Conicitatea.

precum și aspectelor practice din punct de vedere tehnic. De exemplu, din figura 1.12 [5] rezultă că 90% dintre roțile dințate au modulele în intervalul 1 – 5 mm.

Din șirurile fundamentale pot fi generate *șiruri derivate*. Ele se obțin, reținând termenii din șirurile fundamentale din 2 în 2, din 3 în 3, din 4 în 4 etc., cu condiția ca din șirul derivat să facă parte unul din termenii extremi ai șirului fundamental. Astfel, de exemplu, șirul derivat R5/2 va fi:

1–2,5–6,3–16–40–100–...

Șirul derivat R40/4 va fi:
1–1,25–1,6–2–2,5–3,15–4–...

Ca o extindere a tematicii valorilor normale pentru diferite mărimi, în cele ce urmează este

prezentată problema unghiurilor de conuri și a conicităților normale.

Cu notațiile din figura 1.13, conicitatea C se definește ca:

$$C = \frac{D-d}{L} = 2 \tan \frac{\alpha}{2}. \quad (1.27)$$

Ea se exprimă, în general, sub forma unei fracții de tipul:

$$C = 1:N \quad (N = 3, 5, 10, 20, \dots). \quad (1.28)$$

Unghiul α al conului rezultă din relația (1.46):

$$\alpha = 2 \cdot \arctan \frac{C}{2}. \quad (1.29)$$

În tabelul 1.3 se dau unghiurile normale de conuri pentru Șirul R10/2, în tabelul 1.4 sunt prezentate conicități normale de uz general, iar în tabelul 1.5 sunt prezentate conurile Morse, cu conicitățile și unghiurile aferente.

Conicitatea conform SR EN ISO 1119:2012 „*Specificații geometrice pentru produse (GPS). Serii de unghiuri de conuri și de conicități*”, este definită ca raportul dintre diferența diametrelor d și D a două secțiuni normale la axa conului și distanța L dintre cele două secțiuni (fig. 1.13). Simbolul folosit pentru notarea conicității este K și se determină cu relația:

$$\frac{1}{K} = (D-d)/L. \quad (1.30)$$

Tabelul 1.3. Unghiuri normale de conuri.

Unghiul α , [grade]	Conicitatea C
120	1 : 0,288
90	1 : 0,500
75	1 : 0,651
60	1 : 0,866
45	1 : 1,207
30	1 : 1,866

Tabelul 1.4. Conicități normale de uz general (Selecție).

Șiruri		Unghiul conului, α , [grade]	
Șirul 1	Șirul 2	Șirul 1	Șirul 2
1:3	-	18°55'28,7''(18,9246°)	-
-	1:4	-	14°15'0,1''(14,2500°)
1:5	-	11°25'16,3''(11,4211°)	-
-	1:6	-	9°31'38,2''(9,5272°)
-	1:7	-	8°10'16,4''(8,1712°)
-	1:8	-	7°9'9,6''(7,152669°)
1:10	-	5°43'29,3''(5,7248°)	-
-	1:12	-	4°46'18,8''(4,7718°)
-	1:15	-	3°49'5,9''(3,818305°)
1:20	-	2°51'51,1''(2,8641°)	-
-	1:30	-	1°54'34,9''(1,909682°)
1:50	-	1°8'45,2''(1,145877°)	-

Notă: Valorile de la 1:5 la 1:50 corespund aproximativ cu șirul R10/3 de numere reale.

Când dorim să exprimăm conicitatea în procente vom folosi următoarea relație:

$$p = \frac{100}{K} = 100(D - d) / L. \quad (1.31)$$

Înscrierea conicității pe desene se face paralel cu axa piesei, deasupra acesteia, precedată de cuvântul *conicitate* (fig. 1.14, c) sau de simbolul

grafic al conicității ▷ când spațiul de pe desen este mic (fig. 1.14, *a,b,c*); conicitatea se poate înscrie și pe o linie de indicație (fig. 1.14, *b,c*).

Tabelul 1.5. Conuri Morse.

Con Morse nr.	Conicitatea	Unghiul conului, α , [grade]
0	1 : 19,212	2°58'53,8'' (2,981618°)
1	1 : 20,047	2°51'26,7'' (2,857417°)
2	1 : 20,020	2°51'41,0'' (2,861377°)
3	1 : 19,922	2°52'31,5'' (2,875406°)
4	1 : 19,254	2°58'30,6'' (2,975179°)
5	1 : 19,002	2°60'52,0'' (3,014543°)
6	1 : 19,180	2°59'11,7'' (2,986582°)
7	1 : 19,231	2°58'43,23'' (2,978673°)

O notare de forma ▷1:5 reprezintă o conicitate, la care diferența diametrelor este de 1 mm la o distanță de 5 mm, între cele două secțiuni. De exemplu, dacă $D=95$ mm, $d=75$ mm și $L=100$ mm, conicitatea va fi:

$$1/K = (95 - 75) / 100 = 20 / 100 = 1 : 5.$$

La cotarea elementelor conice nu este neapărat necesar să se indice conicitatea pe desene. Alegerea metodei de cotare depinde de condițiile de funcționare și execuție a pieselor (fig. 1.14, *b,c*), nu se mai indică *d*.

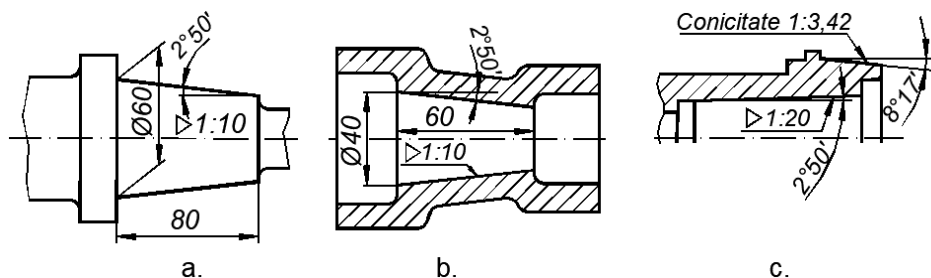


Fig. 1.14. Indicarea conicității pe desene.

Greutatea și conținutul de metal. Secțiuni raționale

Din punctul de vedere al formei lor, secțiunile diferitelor piese pot fi circulare, pătrate, dreptunghiulare, profilate. Pe de altă parte, ele pot fi pline sau tubulare. Alegerea unui anumit tip de secțiune depinde de diverși factori: seria de fabricație, configurația ansamblului, restricții de gabarit în corelare cu cele de rezistență, restricții privind greutatea și rigiditatea ansamblului, comportamentul la vibrații, diverse aspecte funcționale, de

mentenanță și întreținere. În continuare vom lua în considerare aspectele privind conținutul de metal și secțiunile raționale, din punct de vedere al rezistenței, rigidității și greutateii pentru piesele solicitate la încovoiere și torsiune.

Pornind de la exemple simple se poate constata care sunt indicatorii ce caracterizează rezistența, respectiv, rigiditatea. Astfel, tensiunea σ_i la solicitarea de încovoiere este:

$$\sigma_i = \frac{M_i}{W}, \quad (1.32)$$

unde: M_i este momentul încovoiitor în secțiunea respectivă; W – modulul de rezistență axial.

Tensiunea τ_t la solicitarea de torsiune este:

$$\tau_t = \frac{T}{W_p}, \quad (1.33)$$

unde: T este momentul de torsiune; W_p – modulul de rezistență polar.

Din relațiile (1.32) și (1.33) putem constata că pentru momentele M_i , respectiv, T cunoscute, *rezistența piesei respective este caracterizată de modulele de rezistență W , respectiv, W_p .*

Rigiditatea unei piese solicitate la încovoiere sau la torsiune poate fi comentată pornind de la relația săgeții, respectiv, a unghiului de răsucire pentru cele două cazuri:

Solicitarea la încovoiere

Pentru o grindă de lungime l încastrată la un capăt și încărcată la capătul liber cu o forță F , săgeata este:

$$f = \frac{F \cdot l^3}{3 \cdot E \cdot I}, \quad (1.34)$$

unde: E este modulul de elasticitate longitudinal; I – momentul de inerție axial al secțiunii.

Rigiditatea k este raportul dintre forța, care a produs deformația, și săgeata respectivă:

$$k_f = \frac{F}{f} = \frac{3 \cdot E}{l^3} \cdot I. \quad (1.35)$$

Din relația (1.35) se constată că, pentru un material dat (E) și o lungime dată (l), *rigiditatea la solicitarea de încovoiere este determinată de momentul de inerție I al secțiunii piesei.*

Solicitarea la torsiune

Pentru solicitarea la torsiune unghiul de rotire relativă $\varphi(rad)$ a două secțiuni aflate la distanță axială l una de alta este:

$$\varphi = \frac{T \cdot l}{G \cdot I_p}, \quad (1.36)$$

unde: T este momentul de torsiune; G – modulul de elasticitate transversal; I_p – momentul de inerție polar al secțiunii.

Rigiditatea este raportul dintre momentul de torsiune T și deformația unghiulară φ produsă de acesta:

$$k_\varphi = \frac{T}{\varphi} = \frac{G}{l} \cdot I_p. \quad (1.37)$$

Din relația (1.36) se observă că pentru un material dat (G) și o lungime dată (l), *rigiditatea la solicitarea de torsiune este determinată de momentul de inerție polar I_p al secțiunii piesei.*

Utilizând formulele (1.33), (1.34), (1.36) și (1.37) putem formula următoarele afirmații:

1. Dacă dorim să comparăm, din punct de vedere al rezistenței, două piese solicate la încovoiere de același moment încovoietor M_i , pornind de la relația (1.33), este suficient să realizăm raportul modulelor de rezistență. Astfel, dacă piesa de referință are modulul de rezistență W_0 , iar piesa evaluată are modulul W , secțiunile lor fiind circulare pline, atunci raportul lor este:

$$\frac{W}{W_0} = \frac{\pi \cdot d^3 / 32}{\pi \cdot d_0^3 / 32} = \left(\frac{d}{d_0} \right)^3. \quad (1.38)$$

Relația (1.38) reprezintă măsura, în care se modifică rezistența piesei evaluate, față de cea etalon.

2. Dacă piesele sunt solicate la răsucire de un același moment de torsiune T , comparația lor sub aspectul rezistenței, pornind de la relația (1.34), se reduce la raportul modulelor de rezistență polare. Pentru secțiunea circulară plină rezultă:

$$\frac{W_p}{W_{p0}} = \frac{\pi \cdot d^3 / 16}{\pi \cdot d_0^3 / 16} = \left(\frac{d}{d_0} \right)^3. \quad (1.39)$$

Din relațiile (1.38) și (1.39) se observă că:

$$\frac{W}{W_0} = \frac{W_p}{W_{p0}} = \left(\frac{d}{d_0} \right)^3. \quad (1.40)$$

3. Pentru compararea, din punctul de vedere al rigidității, a două piese solicate la încovoiere se face raportul rigidităților (1.35). Pentru secțiuni circulare pline se obține:

$$\frac{k_f}{k_{f0}} = \left(\frac{3 \cdot E \cdot I}{l^3} \right) / \left(\frac{3 \cdot E \cdot I_0}{l^3} \right) = \frac{I}{I_0} = \left(\frac{d}{d_0} \right)^4. \quad (1.41)$$

4. În cazul unei piese solicitate la răsucire, compararea rigidităților (1.35) conduce la:

$$\frac{k_\varphi}{k_{\varphi 0}} = \left(\frac{G \cdot I_p}{l} \right) / \left(\frac{G \cdot I_{p0}}{l} \right) = \frac{I_p}{I_{p0}} = \left(\frac{d}{d_0} \right)^4. \quad (1.42)$$

Din relațiile (1.41) și (1.42) se obține:

$$\frac{I}{I_0} = \frac{I_p}{I_{p0}} = \left(\frac{d}{d_0} \right)^4. \quad (1.43)$$

În figura 1.15, sunt demonstrate pentru comparație, secțiuni la care ariile lor sunt egale, deci și greutatea pe unitatea de lungime este aceeași. Piesele sunt solicitate la *încovoiere*. Pentru secțiunea circulară plină se admite că modulul de rezistență și momentul de inerție al secțiunii au valoarea convențională 1 (100%). Prin comparație, se observă de câte ori sunt mai mari W și I la secțiunile diferite de cea circulară plină. Astfel secțiunea I are o rezistență de 52 ori mai mare, iar rigiditatea - de 11 ori mai mare.

Considerând că se notează cu G_0 , W_0 , I_0 greutatea, modulul de rezistență, momentul de inerție pentru piesa cu secțiunea circulară plină, în figura 1.16 este prezentată variația greutății (G/G_0), a rezistenței (W/W_0) și a rigidității (I/I_0) pentru diferite secțiuni inelare, în funcție de raportul:

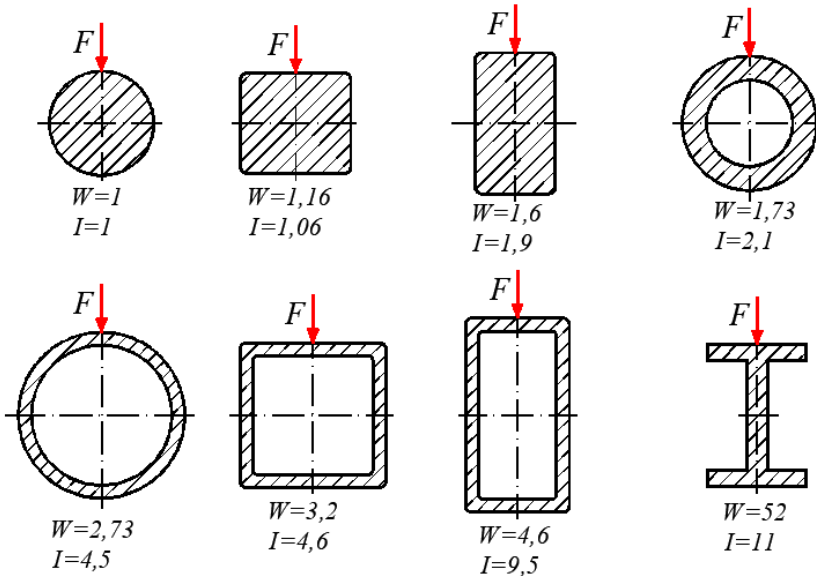


Fig. 1.15. Valori relative ale modului de rezistență și momentului de inerție pentru diferite secțiuni cu aceeași arie (solicitare la încovoiere) [5].

$$a = \frac{d}{D}. \quad (1.44)$$

La aceste secțiuni, diametrul exterior D este același.

Pentru o secțiune inelară, momentul de rezistență W este:

$$W = \frac{\pi}{32} \cdot \frac{D^4 - d^4}{D} = \frac{\pi \cdot D^3}{32} \cdot (1 - a^4). \quad (1.45)$$

La secțiunea circulară plină:

$$W_0 = \frac{\pi \cdot D^3}{32}. \quad (1.46)$$

Raportul modulelor de rezistență:

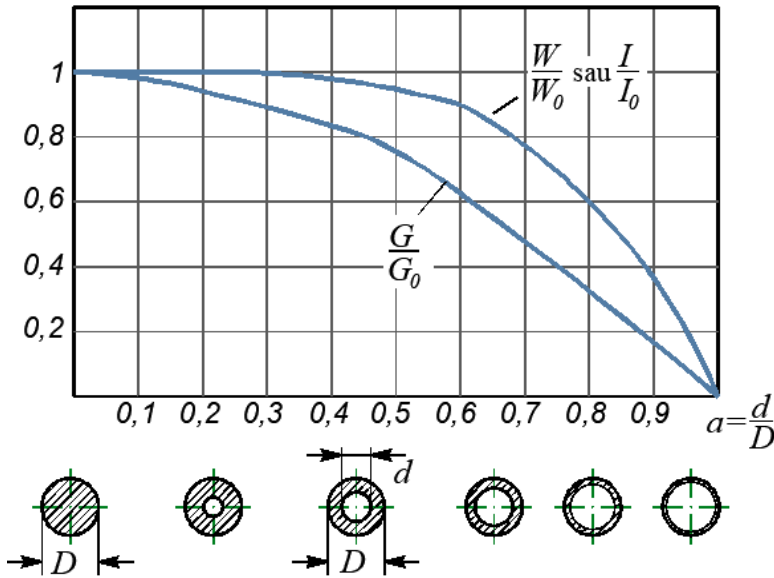


Fig. 1.16. Valori relative ale modului de rezistență W , momentului de inerție I și greutateii G pentru diferite secțiuni cu același diametru exterior D (încovoiere și răsucire) [5].

$$\frac{W}{W_0} = 1 - a^4. \quad (1.47)$$

Momentul de inerție al secțiunii inelare este:

$$I = \frac{\pi}{64} \cdot (D^4 - d^4). \quad (1.48)$$

Pentru secțiunea circulară plină:

$$I_0 = \frac{\pi}{64} \cdot D^4. \quad (1.49)$$

Raportul momentelor de inerție:

$$\frac{I}{I_0} = 1 - a^4. \quad (1.50)$$

Sub aspect practic, din figura 1.16 se pot face următoarele constatări: se admite că pentru secțiunea circulară plină, G_0 , W_0 , I_0 au valoarea egală cu 1 (100%). Pentru valori $a < 0,2$, adică $d < 0,2 \cdot D$ variația greutateii, a rezistenței și rigidității este nesemnificativă. La valori $a = 0,3 - 0,6$ se constată o reducere intensă a greutateii și, într-o mai mică măsură, a rezistenței și rigidității. La $a = 0,6$ greutatea este mai mică cu 40%, în timp ce rezistența și rigiditatea au scăzut doar cu 10%. Acest raport $d = 0,6 \cdot D$ constituie o valoare recomandabilă pentru grinzile sau arborii tubulari. La valori $a > 0,6$ scăderea rezistenței și rigidității este rapidă, deci nu se recomandă arbori tubulari, la care $d > 0,6 \cdot D$.

Exemplu: Fie o construcție, în care există un arbore cu secțiune circulară plină, care are diametrul D . Dacă dorim înlocuirea lui cu un arbore tubular, care să aibă **același diametru exterior D** , astfel încât să realizăm o economie de material, în timp ce rezistența să scadă cât mai puțin. În acest caz, cea mai eficientă soluție **teoretic**, este aceea în care gaura din arborele tubular are diametrul limită $d = 0,6 \cdot D$. Această soluție conduce la economie de material de 40% în timp ce rezistența scade cu numai 10%. Practic, arborele are tronsoane de diametre diferite, cu funcții diferite. Ca urmare, gaura din arborele tubular trebuie să fie atât de mică (sau de mare), încât și tronsonul cu diametrul cel mai mic să aibă o grosime a peretelui suficientă pentru ca tronsonul respectiv să-și poată îndeplini rolul funcțional (de exemplu pe el să se poată monta un rulment, să se poată prelucra un canal de pană, un filet etc.).

1.3. Elemente de precizie dimensională și de formă

Precizia funcțională a aparatelor și mașinilor din mecanica fină, fidelitatea cu care acestea transmit semnalele impune, ca o condiție importantă pentru elementele constructive, luarea în considerare a abaterilor pe care le introduc în fabricație diferitele procedee tehnologice alese.

Abaterile introduse de procedeele de prelucrare pot fi: dimensionale (abateri de la dimensiunile prescrise), geometrice (abateri de la forma geometrică prescrisă), microgeometrice (abateri de la netezimea suprafeței). Din această cauză la proiectarea elementelor constructive trebuie să ținem cont de acestea, stabilind toleranțele și precizia de prelucrare, care să asigure condițiile de funcționare cerute. Fabricarea elementelor constructive la gradul de precizie necesar face posibilă și interschimbabilitatea lor, adică asigură înlocuirea elementului constructiv fără prelucrări suplimentare (pe baza aceluiași desen de execuție).

Se numește *interschimbabilitate* (cu referință la elementele constructive), ansamblul principiilor constructive și tehnologice, după care se execută piesa astfel încât să poată fi montată (înlocuită sau reparată) fără prelucrări suplimentare.

Interschimbabilitatea a apărut din necesitatea de a se asigura o mare productivitate procesului de montaj și de a se putea înlocui piesele fără dificultăți. Ea se realizează prin anumite limite admise, de variație a dimensiunilor efective.

Interschimbabilitatea este condiționată de două categorii de factori: factorii constructivi, care țin cont de condițiile de funcționare a mecanismelor și au drept scop mărirea preciziei asamblării, realizată prin micșorarea limitelor de variație a dimensiunilor, și factorii tehnologici, care țin cont de cerințele de prelucrare și au ca scop mărirea limitelor de variație a dimensiunilor pentru simplificarea prelucrării. Rezolvarea optimă a cerințelor contradictorii menționate se face pe baza criteriilor economice și în raport cu condițiile impuse de funcționarea mecanismului. Din acest punct de vedere deosebim:

- interschimbabilitatea completă, prin care se înțelege o interschimbabilitate generală, extinsă și asupra pieselor de rezervă, furnizate de către fabrică; această interschimbabilitate trebuie să satisfacă în egală măsură cerințele factorilor constructivi și tehnologici (este potrivită în cazul producției de serie mare și de masă);

- interschimbabilitatea parțială, care se referă la grupe de piese care formează un ansamblu sau subansamblu, valabilă numai în interiorul fabricii respective; această interschimbabilitate se realizează și prin compensatori constructivi, adică prin elemente, a căror poziție se poate regla.

Utilizarea materialelor și elementelor standardizate reprezintă o condiție, care permite nu numai o înlocuire rapidă a pieselor uzate, dar și o organizare rațională a producției. Recomandările de formă, dimensiuni și calitate, prevăzute în standarde pentru semifabricate sau piese, reprezintă una din premisele ce trebuie respectate la proiectarea elementelor constructive.

La proiectarea unui aparat, la stabilirea dimensiunilor elementelor sale constructive, legat de fidelitatea, cu care el transmite semnalul, se cer rezolvate probleme precum: alegerea rațională a toleranțelor, calitatea suprafețelor și interschimbabilitatea pieselor, determinarea erorilor, eliminarea sau micșorarea jocurilor, introducerea unor elemente de reglare și compensare.

La proiectarea elementelor constructive, din cauza erorilor de execuție și de montaj, dimensiunile stabilite prin calcul nu coincid perfect cu dimensiunile rezultate după prelucrare. Din această cauză dimensiunilor de calcul trebuie să li se prescrie, la etapa de proiectare, anumite limite (cerințe) de precizie cu care trebuie să fie executată piesa.

Noțiuni fundamentale în domeniul toleranțelor și controlului dimensional

Precizia dimensională impune și procedeul tehnologic de realizare a pieselor și are influență directă asupra costului, care va fi cu atât mai ridicat, cu cât precizia dimensională va fi mai mare.

Precizia de execuție stă la baza interschimbabilității pieselor. Fabricarea unor piese cu același fel de abateri dimensionale permite fabricarea pieselor de schimb, în special, pentru producția de serie. Astfel abaterile dimensionale – toleranțele – se înscriu pe desenele de execuție în vederea stabilirii tehnologiei de prelucrare.

Având în vedere marea importanță a abaterilor dimensionale și dezvoltarea cooperării tehnice pe plan global, este adoptat sistemul ISO de toleranțe și ajustaje, unul din standardele, care reglementează și stabilește terminologia utilizată, este SR EN ISO 286-1:2010 „*Partea 1: Baze de date, toleranțe și ajustaje*”:

- dimensiunea reprezintă o caracteristică geometrică liniară a piesei, exprimată printr-un număr, care reprezintă valoarea numerică a formei geometrice respective, în unitatea de măsură aleasă;
- dimensiunea efectivă E reprezintă dimensiunea reală a piesei și se determină prin măsurare;
- dimensiunile limită reprezintă cele două dimensiuni extreme, pe care le poate avea piesa și între care trebuie să se găsească dimensiunea efectivă (fig.1.17): dimensiunea limită maximă D_{max} și dimensiunea limită minimă D_{min} ;
- dimensiunea nominală N reprezintă dimensiunea, față de care se definesc dimensiunile limită; aceasta este o dimensiune teoretică, rezultată din calcul, cercetare sau experimentare, și corespunde exact dimensiunii indicate pe desen (fig.1.17,a);
- abaterea efectivă A reprezintă diferența algebrică dintre dimensiunea efectivă și dimensiunea nominală corespunzătoare:

$$A = E - N; \quad (1.51)$$

- abaterile limită sunt cele două abateri (superioară notată cu A_s și inferioară, notată cu A_i), pe care le poate avea piesa și care sunt diferențele algebrice între dimensiunile limită și dimensiunea nominală corespunzătoare:

$$A_s = D_{max} - N \text{ și } A_i = D_{min} - N. \quad (1.52)$$

- linia zero este dreapta de referință, față de care se reprezintă abaterile în reprezentarea grafică a toleranțelor și ajustajelor; linia zero este linia de abatere nulă și corespunde dimensiunii nominale (v.fig.1.17);

- abaterea fundamentală reprezintă abaterea limită convențională pentru definirea poziției câmpului de toleranță față de linia zero (fig.1.17,b);
- toleranța T reprezintă diferența dintre dimensiunea maximă și dimensiunea minimă sau dintre abaterea superioară și abaterea inferioară:

$$T = D_{\max} - D_{\min}; T = A_s - A_i; \quad (1.53)$$

- câmpul de toleranță reprezintă zona cuprinsă (în reprezentarea grafică a toleranțelor) între linia ce corespunde dimensiunii limită maxime și linia ce corespunde dimensiunii limită minime (fig.1.17).

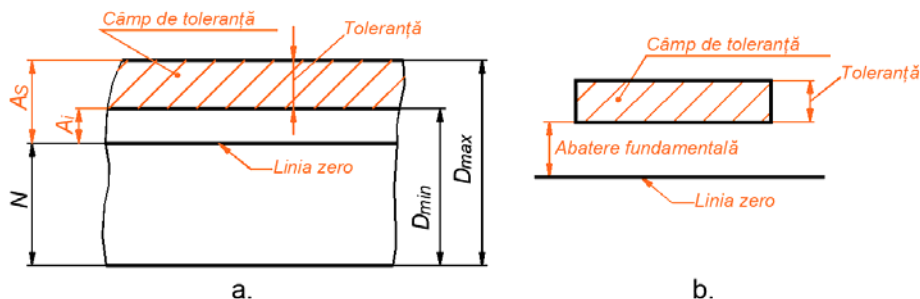


Fig. 1.17. Notarea pe desen pentru abaterile dimensionale.

În definirea termenilor specifici folosiți la studiul abaterilor dimensionale, se consideră două piese, asamblate prin întrepătrundere și denumite convențional:

- *alezaj*: pentru piesa cuprinzătoare (suprafața interioară);
- *arbore*: pentru piesa cuprinsă (suprafața exterioară), chiar dacă suprafețele respective nu sunt cilindrice.

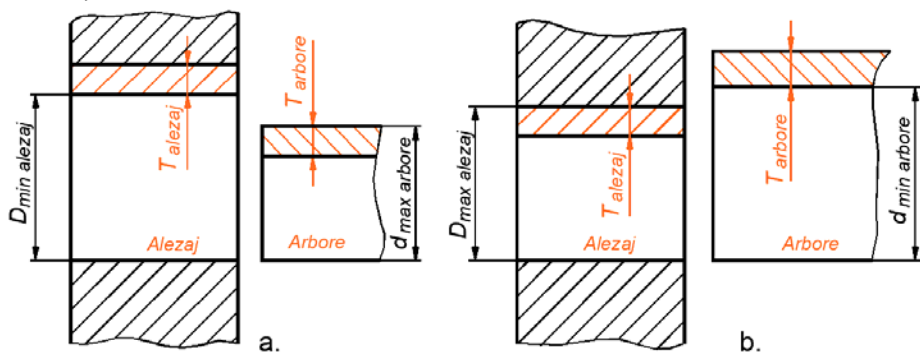


Fig. 1.18. Ajustaje cu joc și cu strângere.

Ajustajul rezultă din diferența dintre dimensiunile dinainte de asamblare a două piese ce urmează a fi asamblate și cele de după asamblare. Astfel deosebim trei tipuri de ajustaje:

- *ajustaje cu joc* (fig.1.18,a) la care $D_{\min \text{ alezaj}} > D_{\max \text{ arbore}}$;
- *ajustaje cu strângere* (fig.1.18,b) la care $D_{\max \text{ alezaj}} < D_{\min \text{ arbore}}$;

- *ajustaje intermediare* (fig.1.19) – asamblări cu joc redus și asamblări cu strângeri mici.

Sistemul de ajustaje: sistemul alezaj unitar (fig.1.19,a) și sistemul arbore unitar (fig.1.19,b).

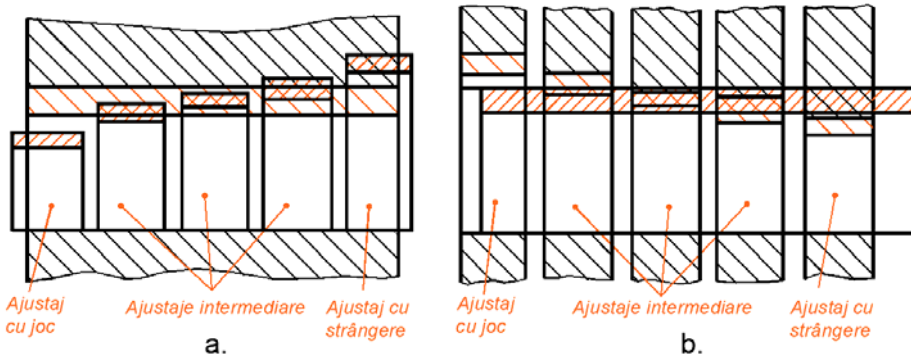


Fig. 1.19. Sistemele alezaj și arbore unitar.

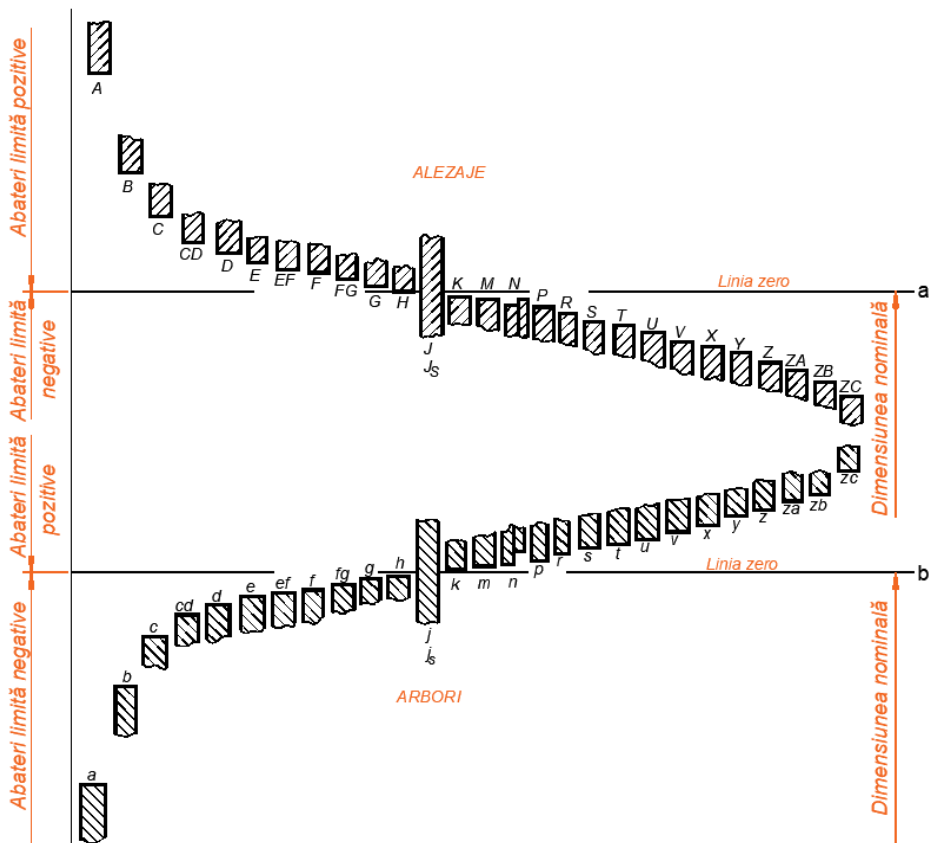


Fig. 1.20. Poziția câmpului de toleranță.

Sistemul ISO prevede 20 trepte de precizie: 01; 0; 1; 2; 3; 4; ... 18 în funcție de dimensiunea nominală N . Toleranțele fundamentale: IT01, IT0, IT1, IT2, ... IT7 sunt destinate pentru mecanica fină și de precizie; treptei 01 îi corespunde toleranța cea mai mică.

Poziția câmpurilor de toleranță față de *linia zero* este simbolizată prin una sau două litere, de la A la Z , pentru alezaje (fig.1.20,*a*) și de la a la z , pentru arbori (fig.1.20,*b*), funcție de dimensiunea nominală.

Prezentarea convențională a toleranțelor și ajustajelor

Toleranța conform STAS ISO 406-91 se înscrie pe desenul de execuție după cota care reprezintă dimensiunea nominală, astfel:

- prin simbolul câmpului de toleranță, scris în același rând cu cota și având aceeași dimensiune cu cifrele cotei (fig.1.21,*a* pentru arbori și fig.1.21,*b* pentru alezaje);
- prin valorile abaterilor limită în mm , scrise cu cifre arabe având dimensiunea de 0,5 – 0,6 ori din dimensiunea cifrelor cotei, dar nu mai mică de 2,5 mm , precedată de semnele $+$ sau $-$; valorile abaterilor au același număr de zecimale (fig. 1.22,*a,b*), excepție făcând abaterea egală cu zero (fig.1.22,*c*);

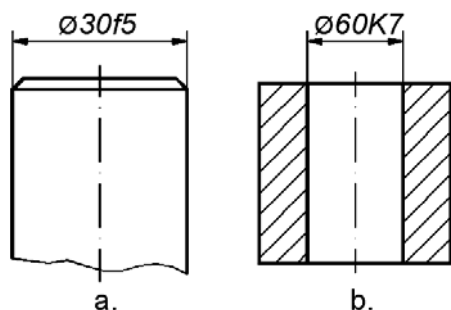


Fig. 1.21. Simbolul câmpului de toleranță.

-prin simbolul câmpului de toleranță, urmat în paranteze de valorile, în mm , ale abaterilor limită (fig.1.23,*a,b*); când abaterile sunt egale și de semn contrar, valoarea se înscrie o singură dată, în rând cu cota, precedată de semnele $\pm$ (fig. 1.23,*c*).

În cazul în care la o dimensiune este necesară indicarea numai a uneia din abaterile limită, cota va fi urmată de inscripția *max* pentru abaterea superioară (fig.1.24,*a*) și de inscripția *min* pentru abaterea inferioară (fig.1.24,*b*).

Dacă o suprafață a unei piese cu aceeași dimensiune nominală are porțiuni cu abateri limită diferite, limitele se reprezintă cu linie continuă subțire, fiecare porțiune cotându-se separat (fig. 1.24, *c*).

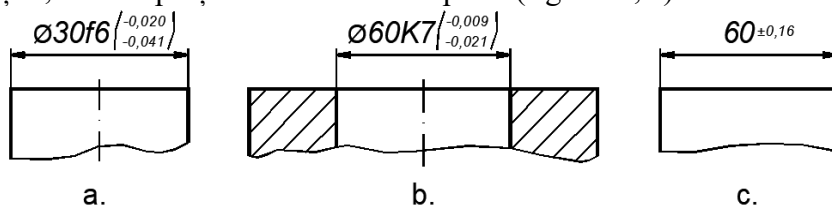


Fig. 1.22. Simbolizarea câmpului de toleranță și abaterilor limită.

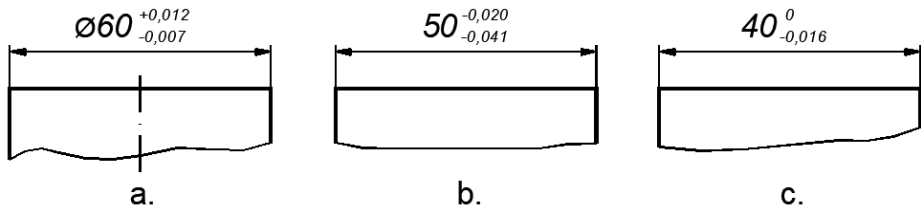


Fig. 1.23. Symbolizarea abaterilor limită.

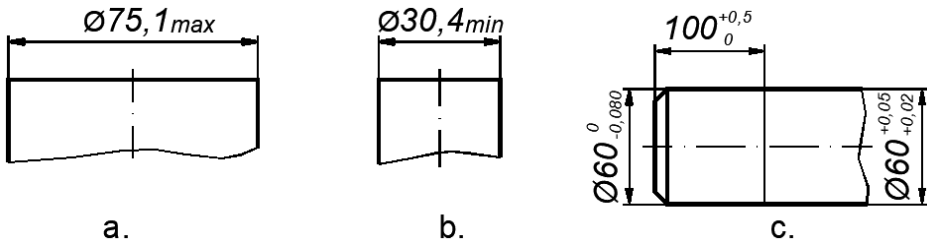


Fig. 1.24. Dimensiuni cu o singură abatere limită și dimensiuni cu porțiuni, care au abateri limită diferite.

Înscrierea toleranțelor la dimensiuni unghiulare. Abaterile limită ale dimensiunilor unghiulare se înscriu pe desenele de execuție sau de ansamblu cu valori în grade, minute, secunde (gradele și minutele exprimate obligatoriu prin numere întregi), precedate de valoarea unghiului respectiv (fig.1.25,a-c).

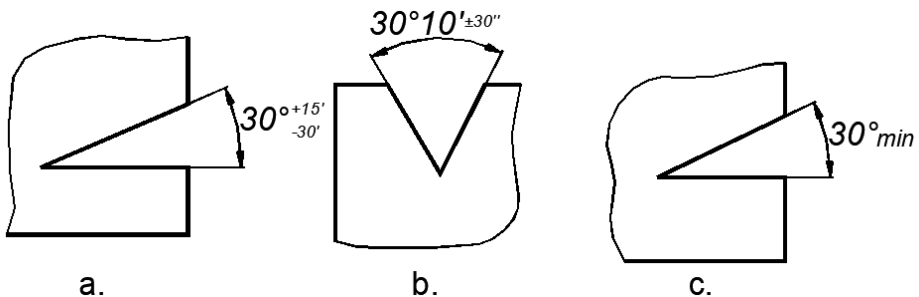


Fig. 1.25. Symbolizarea abaterilor limită ale dimensiunilor unghiulare.

Înscrierea toleranțelor la dimensiuni pe desenele de ansamblu. Toleranța se înscrie după cota ajustajului, după cum urmează:

- prin simbolurile celor două câmpuri de toleranță, scrise sub formă de fracție cu linia de fracție oblică (fig.1.26,a) sau orizontală (fig.1.26,b), la numărător este simbolul câmpului de toleranță al alezajului și la numitor - al arborelui;
- prin înscrierea de două ori a cotei deasupra liniei de cotă pentru alezaj și dedesubtul liniei de cotă pentru arbore, fiecare cotă fiind urmată de valorile abaterilor limită și precedate de precizarea, la care piesă se

referă: prin denumire (fig.1.26,c) sau prin numărul de poziție scris cu caractere de aceleași dimensiuni utilizate la poziționare (fig.1.26,d).

Sistemul ISO de toleranțe și ajustaje permite alegerea unei mari varietăți de câmpuri de toleranță și ajustaje. În tabelele 1.6-1.9 sunt date o parte din standarde necesare pentru alegerea unor câmpuri de toleranță și ajustaje mai des utilizate în practică.

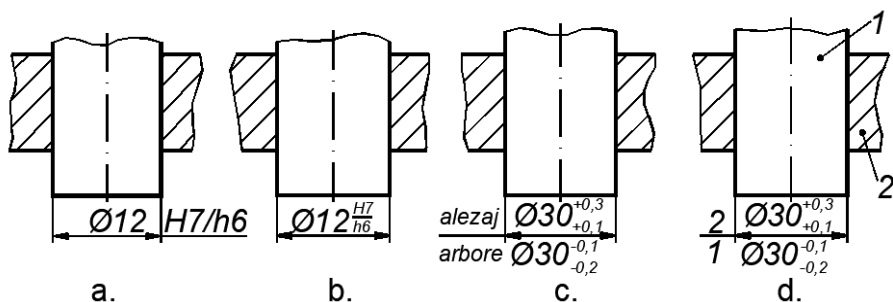


Fig.1.26. Symbolizarea abaterilor limită pe desenele de ansamblu.

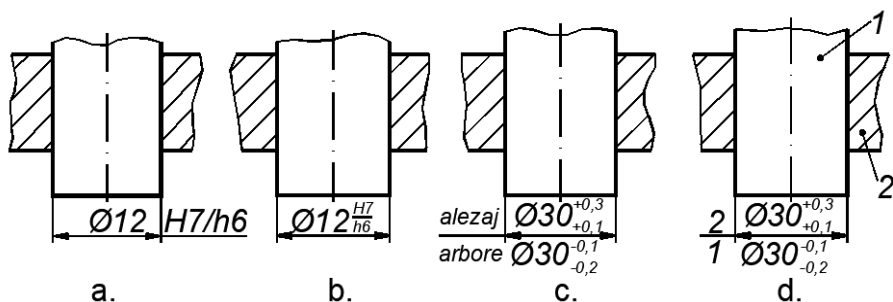


Fig.1.26. Symbolizarea abaterilor limită pe desenele de ansamblu.

Tabelul 1.6. Sistemul alezaj și arbore unitar SR ISO 286-1:2010.

Câmpuri de toleranță preferențiale și ajustaje preferențiale pentru dimensiuni până la 500 mm SISTEMUL ALEZAJ UNITAR								Câmpuri de toleranță preferențiale și ajustaje preferențiale pentru dimensiuni până la 500 mm SISTEMUL ARBORE UNITAR					
	H6	H7	H8	H9	H10	H11	H12		h6	h7	h8	h9	h11
a			a9			a11		A					A11
b			b9			b11	b12	B					B11
c		c8	c9			c11		D				D8	D11
d		d8	d9	d10	d10	d11		E			E7		
e	e7	e8	e9					F		F7	F8		
f	f6	f7 f6	f8	f9				G	G7				

Câmpuri de toleranță preferențiale și ajustaje preferențiale pentru dimensiuni până la 500 mm SISTEMUL ALEZAJ UNITAR								Câmpuri de toleranță preferențiale și ajustaje preferențiale pentru dimensiuni până la 500 mm SISTEMUL ARBORE UNITAR					
g	g5	g6						H	H7	H8	H9	H9	H11
h	h5	h6	h7 h8	h9	h10	h11	h12	J	J7				
j	j5	j6	j7					K	K7				
k	k5	k6	k7					M	M7				
m	m5	m6	m7					N	N7				
n	n5	n6	n7					P	P7				
p	p5	p6	p7					R	R7				
r	r5	r6	r7					S	S7				
s	s5	s6	s7					U	U7				
t	t5	t6						Z	Z7				
u	u5	u6	u7										
v	v5	v6											
x	x5	x6	x7										
y		y6	y7										
z		z6	z7										

Tabelul 1.7. Câmpuri de toleranță de uz general pentru dimensiuni până la 100 mm – ARBORI – Abateri limită μm SR ISO 286-2:2010.

N, mm	Simbol											
	e8	f7	f8	g6	h6	h7	h8	h9	j6	k6	m6	n6
> 3	-14	-6	-6	-2	0	0	0	0	+4	+6	+8	+10
	-18	-16	-20	-8	-6	-10	-14	-25	-2	0	+2	+4
3 - 6	-20	-10	-10	-4	0	0	0	0	+6	+9	+12	+16
	-38	-22	-28	-12	-8	-12	-18	-30	-2	+1	+4	+8
6 - 10	-25	-13	-11	-5	0	0	0	0	+7	+10	+15	+19
	-47	-28	-35	-14	-9	-15	-22	-36	-2	+1	+6	+10
10 - 18	-32	-16	-16	-6	0	0	0	0	+8	+12	+18	+23
	-59	-34	-43	-17	-11	-18	-27	-43	-3	+1	+7	+12
18 - 30	-40	-20	-20	-7	0	0	0	0	+9	+15	+21	+28
	-73	-41	-53	-20	-13	-21	-33	-52	-4	+2	+8	+15
30 - 50	-50	-25	-25	-9	0	0	0	0	+11	+18	+25	+33
	-89	-50	-64	-25	-16	-25	-39	-62	-5	+2	+9	+17
50 - 80	-60	-30	-30	-10	0	0	0	0	+12	+21	+30	+39
	-106	-60	-76	-29	-19	-30	-46	-74	-7	+2	+11	+20
80 - 120	-72	-36	-36	-12	0	0	0	0	+13	+25	+35	+45
	-126	-71	-90	-34	-22	-35	-54	-87	-9	+3	+13	+23

Tabelul 1.8. Câmpuri de toleranță de uz general pentru dimensiuni până la 100 mm – ALEZAJE – Abateri limită μm SR ISO 286-2:2010

N, mm	Simbol											
	E7	F7	F8	G7	H6	H7	H8	H9	J7	K7	M7	N7
> 3	+24	+16	+20	+12	+6	+10	+14	+25	+4	0	- 2	- 4
	+14	+ 6	+ 6	+ 2	0	0	0	0	-6	-10	-12	-14
3 - 6	+32	+22	+28	+16	+8	+12	+18	+30	+6	+3	0	- 4
	+20	+10	+10	+ 4	0	0	0	0	-6	-9	-12	-16
6 - 10	+40	+28	+35	+20	+9	+15	+22	+36	+8	+ 5	0	- 4
	+25	+13	+13	+ 5	0	0	0	0	-7	-10	-15	-19
10 - 18	+50	+34	+43	+24	+11	+18	+27	+43	+10	+ 6	0	- 5
	+32	+16	+16	+ 6	0	0	0	0	- 8	-12	-18	-23
18 - 30	+61	+41	+53	+28	+13	+21	+33	+52	+12	+ 6	0	- 7
	+40	+20	+20	+ 7	0	0	0	0	- 9	-15	-21	-28
30 - 50	+75	+50	+64	+34	+16	+25	+39	+62	+14	+ 7	0	- 8
	+50	+25	+25	+ 9	0	0	0	0	-11	-18	-25	-33
50 - 80	+90	+60	+76	+40	+19	+30	+46	+74	+18	+ 9	0	- 9
	+60	+30	+30	+10	0	0	0	0	-12	-21	-30	-39
80 - 120	+107	+71	+90	+47	+22	+35	+54	+87	+22	+10	0	-10
	+ 72	+36	+36	+12	0	0	0	0	-13	-25	-35	-45

Tabelul 1.9 - Tipul și domenii de aplicare ale ajustajelor.

Simbolul ajustajului	Tipul ajustajului	Domeniul de aplicare
H8/a9, H11/a11, H8/b9, H11/b11, H12/b12	Jocuri foarte mari	Asigurarea unei anumite elasticități necesare a pieselor în condiții de solicitări și mediu nefavorabile. Asigurarea montării ușoare. Joc redus dacă arborele se încălzește mul mai mult decât alezajul (de exemplu ajustajul H7/c8 la tija supapei în bușca de ghidare la motoare cu ardere internă).
H7/d8, H8/d9, H9/d10, H10/d10, H11/d11	Jocuri mijlocii	Asamblări mobile în mașini grele (de exemplu, roți libere pe arbore, lagăre de alunecare în turbine, mașini de îndreptat, laminoare).
H6/e6, H7/e8, H8/e9	Jocuri mijlocii	Arbori în lagăre de alunecare cu lubrefiere abundentă, mult distanțate între ele sau arbori în mai mult de două lagăre (de exemplu, H6/e7 la arborele cotit și axul cu came în lagărele lor la motoarele cu ardere internă, lagărele turbogeneratoarelor, motoarelor electrice mari).

Simbolul ajustajului	Tipul ajustajului	Domeniul de aplicare
H6/f6, H7/f6, H7/f7, H8/f8, H9/f9	Jocuri mici	Arbori în lagăre de alunecare cu lubrefiere normală cu ulei sau unsoare, funcționând la temperaturi medii (de exemplu lagăre la reductoare de turație, motoare electrice mici, pompe, mecanisme mijlocii și ușoare, roți dințate libere pe axe fixe, tije de tacheți în ghidajul lor, mecanisme de cuplare).
H6/k6, H7/k6, H8/k7	Ajustaje intermediare cu strângere probabilă mică	Asamblări precise cu montaj ușor. Asigurarea lipsei de vibrații (de exemplu, bolțul pistonului în piston, bușele cu ghidare de cuplare pe arborii cutiilor de viteză).
H6/m5, H7/m6, H8/m8	Ajustaje intermediare cu strângere probabilă mai mică	Forță de montare redusă în cazul strângerii probabile, dar apreciabilă în cazul strângerii maxime. Asamblări foarte precise cu joc limitat la minim (de exemplu, came pe ax, șuruburi cu tijă de centrare).
H6/n5, H7/n6, H8/n7	H6/n5, ajustaj cu strângeri foarte mici (pentru $D > 3$ mm)	Asamblări foarte precise fără joc, însă fără strângeri prea mari.
	H7/n6, H8/n7 ajustaje intermediare cu joc probabil extrem de redus	Asamblări „strânse”. Dacă suprafețele în contact sunt lungi, erorile de rectilinitate sau coaxialitate contribuie la mărirea strângerii.
H6/p5, H7/p6, H8/p7	H7/p6 – ajustaj cu strângeri mici (pentru $D > 3$ mm)	Fixarea pieselor la solicitări reduse sau în cazul unui element suplimentar de fixare (pene etc). Montarea și demontarea fără pericol de deteriorare. Ajustaj tipic cu strângeri obișnuite la piese de oțel și fontă sau oțel și alamă (de exemplu roți fixate pe arbori sau butuci, cuzineți în lagăre. La piese din aliaje ușoare strângerea e prea redusă pentru a asigura fixarea corespunzătoare.
	H6/p5 – ajustaj cu strângeri mici	Ca la H7/p6, însă o execuție mai precisă (deci mai scumpă).
	H8/p7 – ajustaj intermediar	Se folosește rar.

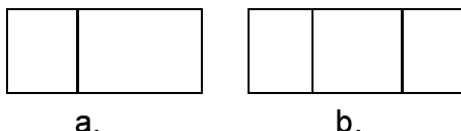
Simbolul ajustajului	Tipul ajustajului	Domeniul de aplicare
H6/g5, H7/g6	Jocuri foarte mici	Asamblări mobile numai la mecanisme de precizie cu solicitări foarte reduse. Asamblări fixe de poziționare a elementelor (de exemplu știfturi de centrare, șurubul capului de bielă).
H6/h5, H7/h6, H8/h8, H8/h7, H9/h9, H10/h10, H11/h11, H12/h12	Joc minim egal cu zero, joc probabil foarte mic	Asamblări fixe cu poziționarea precisă a elementelor. Asamblări mobile cu ghidare foarte precisă, cu ajustaje de precizia 5 – 7 (de exemplu supape comandate cu arc, articulații în mecanisme finale). Lanțuri de dimensiuni la montarea în șir a mai multor piese (de exemplu, roți dințate pe axul cutiei de viteză).
H6/j5, H7/j6, H8/j7	Ajustaje intermediare cu joc probabil foarte mic sau într-un număr redus de cazuri – cu o slabă strângere probabilă	Asamblări fixe cu montare și demontare ușoară a pieselor și joc limitat (de exemplu, roata melcată pe arbore, capace în corpuri, coroane de roți dințate fixate cu șuruburi pe capul roții, centrarea semicuplajelor).
H6/r5, H7/r6, H8/r7	H7/r6 – ajustaj cu strângeri mijlocii	Fixare „mijlocie” la piese din metale feroase și fixare ușoară la piese din metale neferoase (de exemplu, bușe presate în lagăre, ghidaje, capete de bielă, fixarea rotoarelor de pompă de arbore).
	H6/r5 – ajustaj cu strângeri mijlocii	Asemănător cu H7/r6, însă o execuție mult mai precisă (mai scumpă).
	H8/r7 – ajustaj intermediar pentru $D \leq 100$ mm sau ajustaj cu strângere pentru $D > 100$ mm	Strângerea minimă extrem de redusă aproape de zero.
H6/s5, H7/s6, H8/s7	Ajustaje cu strângeri mari	Strângeri apreciabile (în special la H6/s5 și H7/s6). La dimensiuni mari, montarea se face prin încălzirea alezajului sau răcirea arborelui. Asamblări cu strângeri mari permanente sau nepermanente (de exemplu manetoul în manivela arborelui cotit, cămașa de cilindru în cilindrul motoarelor).

Simbolul ajustajului	Tipul ajustajului	Domeniul de aplicare
H6/t5, H7/t6	Ajustaje cu strângeri foarte mari	Asamblări permanente de piese din oțel și fontă, supuse la solicitări apreciabile, asigurând fixarea fără măsuri suplimentare (de exemplu, scaunul supapelor în chiulasa motorului, semicuplele fretate pe arbore, roți dințate mari, supuse la momente de torsiune apreciabile și montate permanent pe arbore sau butuc.
H6/u5, H7/u6, H8/u7	Ajustaje cu strângeri extrem de mari	Strângeri de ordinul 1/1000 din diametru. Montarea se face prin presare cu presa, prin măsuri speciale de lubrifiere sau la dimensiuni mai mari, prin încălzirea alezajului sau răcirea arborelui. Strângerea maximă trebuie verificată prin calcul pentru a se evita suprasolicitățile (de exemplu roata de locomotivă pe osia ei).
H6/v5, H7/v6, H6/x5, H7/x6, H8/x7, H7/y6, H8/y7, H7/z6, H8/z7	Ajustaje cu strângeri cu caracter special	Ajustaje speciale, fără recomandări cu caracter general. Strângerile trebuie analizate de la caz: strângerea minimă să asigure transmiterea forței sau momentului, strângerea maximă să nu dea suprasolicități în piese.

Abaterile de formă și de poziție

În timpul prelucrărilor inevitabil apar abaterile de la forma geometrică (proiectată) a pieselor. Din punctul de vedere al rolului funcțional al piesei, abaterile de formă și poziție reciprocă a suprafețelor trebuie păstrate în anumite limite, care sunt standardizate. Toleranțele de formă și poziție se înscriu pe desene numai dacă sunt necesare pentru asigurarea funcționalității pieselor respective. În cazul în care nu se indică pe desene, toleranțele de formă și poziție se încadrează în toleranțele dimensionale admise.

Pentru înscrierea toleranțelor de formă și poziție se utilizează simbolurile din tabelul 1.10, conform SR EN ISO 1101:2017 „*Specificații geometrice pentru produse (GPS). Tolerare geometrică. Toleranțe de formă, de orientare, de poziție și de bătaie*”. Datele privind toleranțele de formă și de poziție se înscriu într-un dreptunghi, împărțit în două (fig.1.27,a) sau trei (fig.1.27,b) căsuțe, trasate cu aceeași grosime ca grosimea scrierii utilizate pe desen. În căsuțe se indică datele în următoarea ordine: simbolurile toleranței; valoarea toleranței, în *mm*; litera de indicare a bazei de referință,



a.

b.

Fig. 1.27. Căsuțele în care se înscriu abaterile.

dacă este necesar. Dimensiunile cifrelor și literelor utilizare sunt aceleași cu cele utilizate la cotare.

Tabelul 1.10. Simbolizarea abaterilor de formă și de poziție.

Denumirea abaterilor de formă	Simbol grafic
Toleranță la rectilinitate	—
Toleranță la planietate	▭
Toleranță la circularitate	○
Toleranță la cilindricitate	/○/
Toleranță la forma dată a profilului	∩
Toleranță la forma dată a suprafeței	∪
Denumirea abaterilor de poziție	Simbol grafic
Toleranță la paralelism	//
Toleranță la perpendicularitate	⊥
Toleranță la înclinare	∠
Toleranță bății radiale și a bății frontale	↗
Toleranță la coaxialitate și la concentricitate	⊙
Toleranță la simetrie	÷
Toleranță la intersectare	⊗
Toleranță la poziția nominală	⊕

Reguli privind înscrierea pe desene a toleranțelor de formă și poziție. Vom trece în revistă regulile de bază pentru înscrierea pe desene a toleranțelor de formă și poziție:

a. Dacă nu se specifică, toleranța este valabilă pe toată lungimea suprafeței, la care se referă, iar în caz că toleranța se referă doar la o anumită lungime, se indică, în căsuța a doua (printr-o linie înclinată), dimensiunea lungimii (fig.1.28,a) sau dimensiunea suprafeței respective (fig.1.28,b);

		
0,01 / 100	0,1 / 200x100	0,1 0,05 / 100
a.	b.	c.

Fig. 1.28. Reguli de înscriere pe desene a toleranțelor de formă și poziție.

b. În cazul când se înscrie toleranța pentru toată lungimea (suprafața) dată, dar este necesară limitarea pe o anumită lungime (suprafață), căsuța a

doua se împarte în două, în partea de sus se trece toleranța generală și în partea de jos toleranța, care limitează lungimea (suprafața) respectivă (fig.1.28,c);

c. Dacă prescriem o toleranță fără a indica o bază de referință, aceasta se aplică la toate suprafețele paralele cu suprafața, pe care am indicat toleranța;

d. Când zona toleranței este circulară sau cilindrică, se înscrie semnul $\varnothing$ înaintea toleranței (fig.1.29,a);



a.

b.

e. Când se folosesc abateri limită de poziție, valoarea abaterii se scrie precedată de litera R (fig.1.29,b);

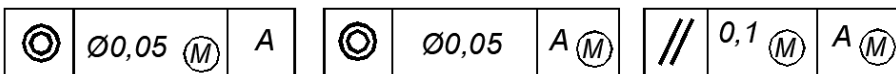
Fig. 1.29. Reguli de înscriere pe desene a toleranțelor de formă și poziție.

f. Toleranțele de poziție dependente se notează prin înscrierea semnului M , astfel:

- după valoarea toleranței, dacă toleranța de poziție este dependentă de abaterile efective ale dimensiunii elementului la care se referă (fig.1.30,a);

- după litera de identificare a bazei de referință, dacă toleranța de poziție este dependentă de abaterile efective ale dimensiunii bazei de referință (fig.1.30,b);

- după valoarea și după litera de identificare a bazei de referință, când toleranța de poziție este dependentă de abaterile efective ale dimensiunii elementului la care se referă, respectiv de abaterile efective ale dimensiunii bazei de referință (fig.1.30,c);



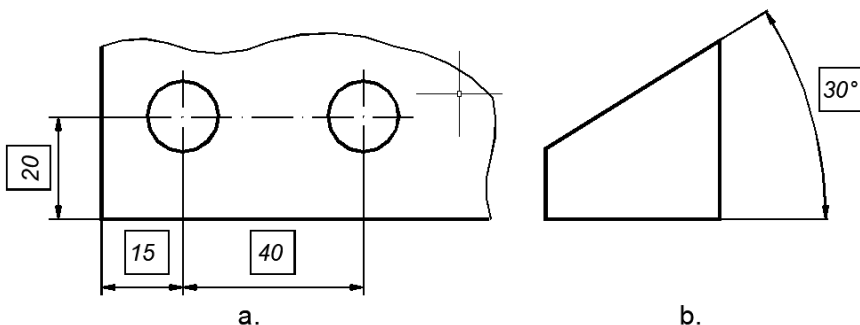
a.

b.

c.

Fig.1. 30. Toleranțe de poziție dependente.

g. Cotele care determină poziția nominală a elementelor, pentru care se prescriu toleranțele de poziție, nu se notează dimensional și se încadrează într-un pătrat (dreptunghi) (fig.1.31).



a.

b.

Fig. 1.31. Toleranțe de poziție pentru cotele care determină poziția nominală.

Indicarea suprafeței la care se referă toleranța. Suprafața, la care se referă toleranța, este indicată cu o linie de indicație (dreaptă sau frântă) terminată cu o săgeată pe suprafața respectivă, având în cealaltă parte dreptunghiul cu datele privind toleranțele de formă sau poziție (fig.1.32). Capătul liniei de indicație terminat cu o săgeată se poate sprijini:

- pe o linie de contur (fig.1.32,a) sau pe o linie ajutătoare (fig.1.32,b), dar nu în dreptul liniei de cotă, dacă toleranța se referă la profilul sau suprafața respectivă;

- pe o linie ajutătoare în prelungirea liniei de cotă dacă toleranța se referă la axa de simetrie sau la planul de simetrie al întregii piese (fig.1.32,c);

- pe axa (planul) de simetrie a piesei, dacă toleranța se referă la această axă (plan) (fig.1.32,d,e).

Abaterea de formă sau de poziție se măsoară în direcție paralelă cu cea indicată de săgeată (fig.1.33,a-c), iar dacă zona toleranței nu este circulară sau cilindrică, lățimea acesteia este în direcția săgeții.

În cazul în care abaterea de formă sau de poziție se referă numai la o porțiune limitată a elementului, conturul respectiv se dublează cu o linie – punct groasă și se cotează separat (fig.1.33,d).

Indicarea bazei de referință. Baza de referință se indică printr-o linie de indicație (dreaptă sau frântă), terminată cu un triunghi înnegrit (fig.1.34), care are o latură sprijinită pe:

- o linie de contur (fig.1.39,a) sau linie ajutătoare (fig.1.34,b), dar nu în dreptul liniei de cotă (dacă baza de referință este suprafața respectivă);

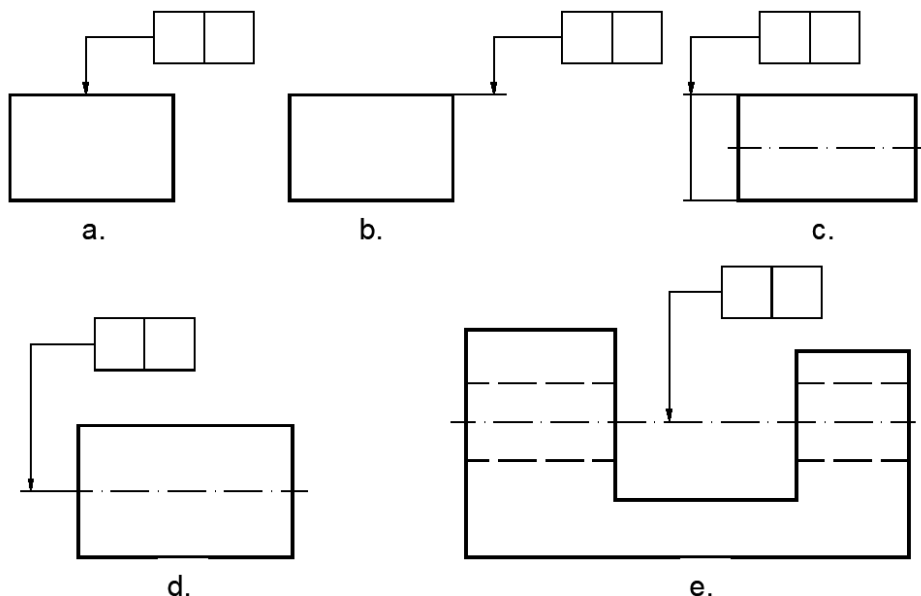


Fig. 1.32. Indicarea suprafeței la care se referă toleranța.

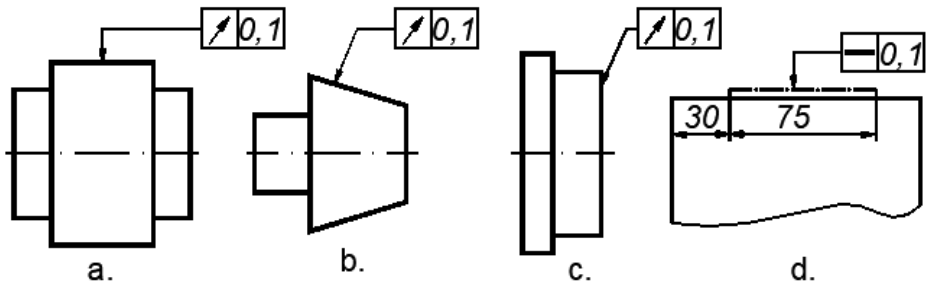


Fig. 1.33. Reguli de înscriere pe desene a toleranțelor de formă și poziție.

- o linie ajutătoare, în dreptul liniei de cotă, dacă toleranța se referă la axa de simetrie sau la planul de simetrie al întregii piese (fig.1.34,c);
- axa (planul) de simetrie a piesei, dacă toleranța se referă la această axă (plan) (fig.1,34,d).

Când dreptunghiul cu datele referitoare la toleranțele de formă și de poziție nu poate fi legat direct de baza de referință, pentru că ar dăuna clarității citirii desenului tehnic, se indică baza de referință separat, notându-se cu o literă încadrată într-un pătrat, care se leagă de baza de referință cu o linie de indicație terminată cu un triunghi înnegrit (fig. 1.35). În acest caz, în cea de-a treia căsuță a dreptunghiului cu date se va trece litera respectivă.

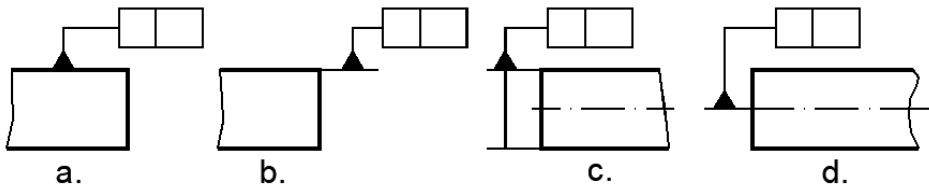


Fig. 1.34. Indicarea bazei de referință.

Dacă nu este necesar să se precizeze care dintre cele două elemente corelate pentru o toleranță de poziție este baza de referință, triunghiul înnegrit se înlocuiește cu o săgeată (fig.1.36).

Când toleranța de formă sau de poziție se referă la două sau mai multe elemente ale piesei, se indică toate bazele de referință (fig.1.37).

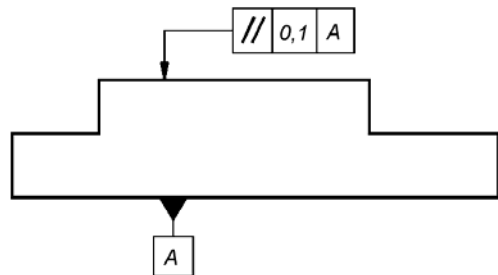


Fig. 1.35. Indicarea bazei de referință.

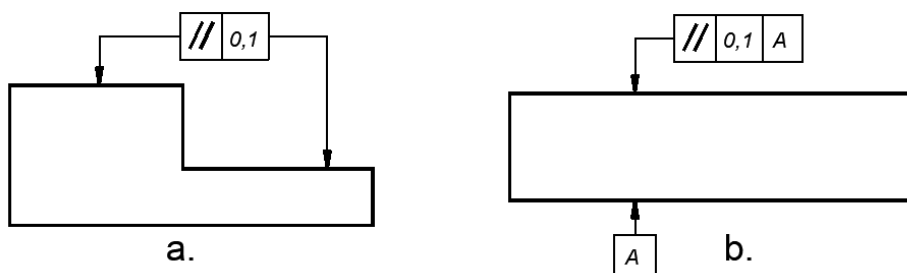


Fig. 1.36. Indicarea bazei de referință.

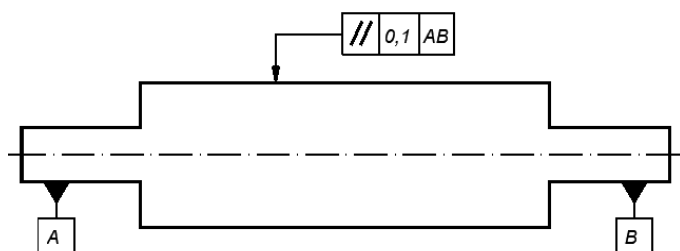


Fig. 1.37. Indicarea bazei de referință.

Rugozitatea suprafețelor

În procesul tehnologic de obținere a unei piese nu întotdeauna suprafețele rezultate au o formă perfect plană, ci reprezintă unele neregularități, care nu se observă cu ochiul liber. Dacă considerăm o secțiune printr-o piesă (mărită la microscop, fig.1.38), putem observa neregularitățile profilului suprafeței reale.

Terminologia generală, prevăzută de SR ISO 468-98, cuprinde: *suprafața reală*, cea care limitează piesa și o separă de mediul înconjurător; *supra-fața efectivă*, apropiată suprafeței reale, obținută prin

măsurare. Dacă se secționează aceste suprafețe cu plane proiectante se obține profilul geometric (ideal) și profilul efectiv (măsurat). În SR ISO 468-98 se definește rugozitatea ca fiind ansamblul neregularităților unei suprafețe care nu sunt abateri de la forma geometrică a piesei.

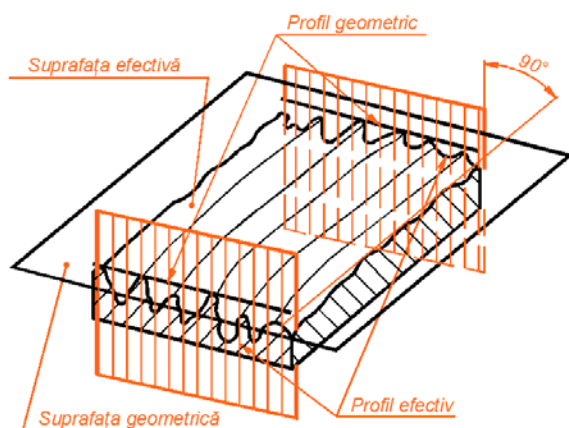


Fig. 1.38. Neregularitățile profilului suprafeței reale.

Rugozitatea suprafețelor se măsoară în micrometri și se determină cu ajutorul unor aparate de măsurare speciale.

Rugozitatea se exprimă prin următorii parametri de profil:

Abaterea medie a neregularităților, notată cu R_a , care reprezintă valoarea medie a ordonatelor $y_1, y_2, \dots, y_{n-1}, y_n$ (fig.1.39,a) punctelor profilului efectiv față de linia medie a profilului:

$$R_a = \frac{1}{l} \int_B^A y dx \text{ sau, aproximativ } R_a = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^{i=n} y_i. \quad (1.54)$$

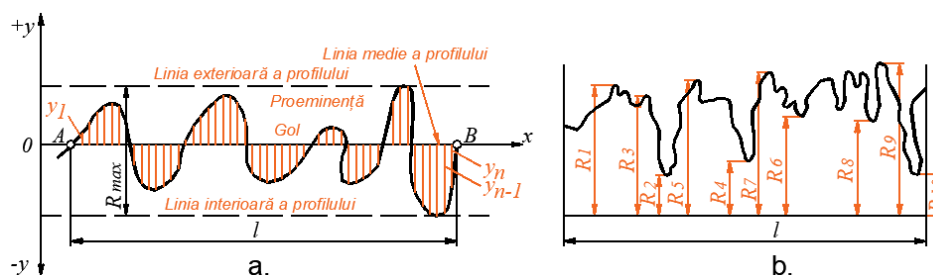


Fig. 1.39. Abaterea medie R_a și înălțimea medie R_z .

Înălțimea medie, notată cu R_z , diferența între media aritmetică a ordonatelor y celor mai înalte cinci proeminente și a celor mai de jos cinci goluri ale profilului efectiv, de la dreaptă paralelă cu linia medie și care nu intersectează profilul (fig.1.39,b), calculată pe o lungime l , astfel:

$$R_z = \left[(R_1 + R_3 + R_5 + R_7 + R_9) - (R_2 + R_4 + R_6 + R_8 + R_{10}) \right] / 5.$$

Datele privind starea suprafețelor se indică pe desenele de execuție, în cazul în care sunt indispensabile pentru asigurarea calității funcționale și aspectului piesei, considerându-se că se reprezintă starea finită a suprafeței respective (inclusiv tratamentele termice, acoperiri electrochimice), însă înainte de vopsire sau acoperiri decorative.

Înscrierea pe desen a rugozității se face conform SR EN ISO 21920-1:2022

„*Specificații geometrice pentru produse (GPS). Starea suprafeței: Profil. Partea 1:*

Indicare a stării suprafeței”, utilizându-se simbolul de bază (fig.1.40) sau simbolurile

derivate în cazul obligativității prelucrării prin îndepărtare de material (fig.1.41,a) sau

menținerea suprafeței în starea obținută inițial (fără îndepărtare de material, fig.1.41,b). Când sunt necesare și prescripții suplimentare, în

afara indicării parametrului de profil, se completează simbolurile din fig.1.40-1.41,a,b conform fig.1.41,c-e.

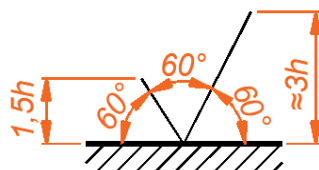


Fig.1.40. Simbolul rugozității.

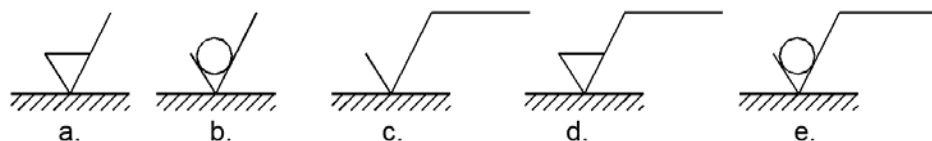


Fig. 1.41. Simboluri derivate ale rugozității.

Simbolurile se trasează cu linie de aceeași grosime cu linia utilizată pentru inscripționarea cotelor pe desenul respectiv și au dimensiunile indicate în figura 1.40, unde h este dimensiunea nominală a scrierii folosite la cotare.

Parametrul de profil se indică prin înscrierea valorii numerice a acestuia, μm , după cum urmează:

- când parametrul de profil ales este R_a , se indică doar valoarea lui (fig.1.42,a);
- când parametrul de profil este R_z sau $R_{\max}$, se indică valoarea sa precedată de simbolul parametrului respectiv (fig.1.42,b,c).

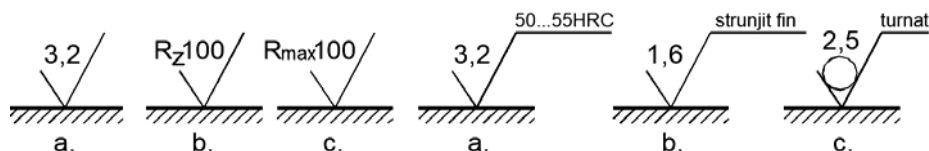


Fig. 1.42.

Fig. 1.43.

Dacă în afara parametrului de profil mai sunt necesare și alte date referitoare la starea suprafeței respective, acestea se notează ca în fig.1.43,a-c.

Indicațiile înscrise în jurul simbolului de rugozitate trebuie să poată fi citite de jos și din dreapta desenului (fig.1.44), fără a fi întrerupte sau întretăiate de linii de cotă sau de linii ajutătoare.

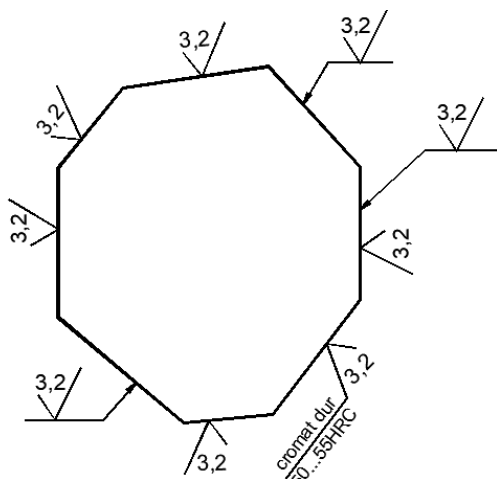


Fig. 1.44.

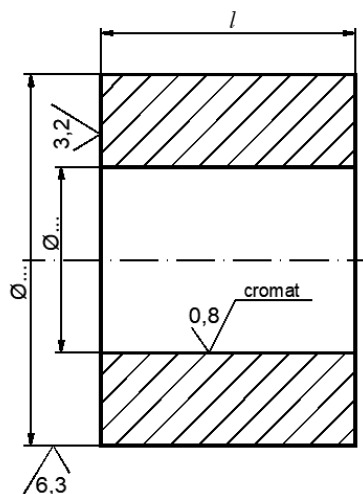


Fig. 1.45.

Simbolurile pentru notarea stării suprafețelor se amplasează după caz, direct pe liniile de contur, pe linii ajutătoare trasate în prelungirea liniilor de contur sau prin intermediul unor linii ajutătoare, terminate cu o săgeată (fig.1.44-1.45).

În tabelul 1.11 sunt prezentate alte recomandări privind prescrierea rugozității suprafețelor pieselor în construcția de mașini [6].

Tabelul 1.11. Recomandări privind alegerea rugozității suprafețelor.

$R_a, \mu m$	Exemple de utilizare
0,2	Suprafețe supuse la frecare și de uzura cărora depinde precizia de lucru a mecanismului: suprafețele lagărelor la arbori cotiți și la arbori cu camă, fusuri de manivelă.
0,4	Suprafețe cu uzura redusă la viteze și presiuni de contact mijlocii, suprafețe de centrare, suprafețe ce urmează să fie acoperite galvanic, suprafețe de alunecare la pene, suprafața cilindrică a pistoanelor și fusurilor, suprafețe de etanșare.
0,8	Suprafețe cu uzura redusă la viteze și presiuni de contact reduse la forțe axiale, suprafețe de centrare, de etanșare cu pâslă, suprafețe de alunecare la pene paralele, cuzineți rectificați, piulițe la transmisii cu filet.
1,6	Suprafețe de ghidare și de centrare la mișcări periodice, suprafețe ale alezajelor găurilor de alunecare, suprafețe la arbori și alezaje la reductoare, suprafețe de contact la carcase din fontă.
3,2	Transmisii cu uzură redusă, fusuri și lagăre de transmisii normale, găuri de centrare, suprafețe laterale pe flancurile danturii roților melcate, conice și de lanț, ale filetelor și canalelor roților pentru curele trapezoidale.
6,3	Suprafețe de contact nesolicitate și fără centrare, suprafețe exterioare, suprafețe la etanșări cu garnituri nemetalice, filetele la toate organele de asamblare uzuale și semi-precise.
12,5; 25	Suprafețe de contact grosolane, fără mișcare, folosite ca suprafețe de așezare la piesele mari și grele, suprafețe cu condiții de aspect, piese turnate în cochilii.
50; 100	Suprafețe grosolane, neprelucrate, curățate, folosite la piese turnate, suprafețe forjate, laminate, matrițate, debitate, ambutisate, găuri fără importanță.

1.4. Materiale utilizate în construcția aparatelor

O etapă importantă pentru alegerea condițiilor tehnologice optime reprezintă alegerea materialelor, - o etapă importantă și dificilă în proiectarea elementelor de mecanică fină, cu toate că în acest domeniu costul materialului este, în general, redus în comparație cu costul manoperei.

Din punct de vedere tehnologic, la alegerea materialelor trebuie luată în vedere și posibilitatea de prelucrare a acestora, după caz, prin turnare, presare, laminare, ștanțare, aşchiere, precum și capacitatea materialului de a lua forma, prin acoperiri chimice și galvanice, straturi rezistente la coroziune și la alți agenți ai mediului.

În toate etapele de proiectare, la alegerea materialului mai trebuie avut în vedere și criteriul economic, urmărindu-se costul acestuia și faptul dacă este sau nu este deficitar.

În funcție de caracterul producției (de masă, în serie mai mică), raportul dintre costul materialului și cel al prelucrării variază. Astfel, în producția de masă, datorită automatizării și mecanizării proceselor de producție, costul prelucrării devine mic față de cel al materialului, deși piesele de mecanică fină necesită puțin material. Cu toate acestea, este nerecomandabil să se încerce reducerea cheltuielilor de producție prin folosirea unor materiale mai ieftine, de calitate inferioară, deoarece rezultatele mecanizării și automatizării producției sunt condiționate de utilizarea unor materiale omogene, atât dimensional cât și din punctul de vedere al proprietăților tehnologice.

În mecanica fină se folosesc aproape toate materialele cu valoare industrială. Astfel, se utilizează materiale feroase, materiale neferoase și aliajele lor, materiale plastice, materiale compozite precum și multe alte materiale (produse ceramice, pietre prețioase, sticlă, cauciuc, lemn, hârtie).

Oțeluri. Proprietățile Proprietăți de bază

Din grupa *materialelor feroase* se utilizează oțelurile carbon de uz general pentru construcții, oțeluri carbon de calitate și oțelurile carbon superioare pentru construcții de mașini, oțeluri aliate și oțeluri aliate superioare pentru construcția de mașini, oțeluri carbon pentru scule, oțeluri pentru arcuri, oțeluri pentru prelucrat pe mașini-automate, oțeluri pentru rulmenți, precum și fonta cenușie de rezistență (STAS 1458-87 „*Fonte și oțeluri. Determinarea conținutului de carbon total*”).

Oțelurile moi și extra moi (cu conținut de carbon sub 0,2%) se folosesc pentru piese ce se prelucrează la rece și care nu necesită o rezistență înaltă (de exemplu, șuruburi obținute prin rulare, nituri) sau în circuite magnetice, cărora nu li se impune o viteză mare de acționare ori gabarit redus, aceste oțeluri având o remanență magnetică scăzută. Pentru piese, care necesită o rezistență mai mare, aceste oțeluri pot fi carburate sau nitrurate.

Oțelurile carbon cu conținut mai ridicat de carbon se folosesc în construcția elementelor de mecanică fină, la care se cere o rezistență mai înaltă, fără a se recurge la tratamente termice sau termochimice. Astfel, roțile dințate pot fi executate din OL70 (OLC55), dacă se urmărește o prelucrare precisă și rezistența dinților fără un tratament termic, care ar putea provoca deformarea acestora. Totuși, trebuie menționat faptul că aceste oțeluri nu sunt ușor de prelucrat, sculele folosite uzându-se mai rapid decât cele folosite în cazul oțelurilor cu conținut scăzut de carbon. În aceste condiții este preferabil ca acele piese la care interesează duritatea superficială, să fie executate din oțeluri cu conținut scăzut de carbon, nitrurate sau cianurate.

Oțelul pentru prelucrat pe mașini-automate (cu conținut scăzut de carbon, în mediu 0,1% și conținut ridicat de fosfor) este livrat sub formă de bare drepte trase precis. Prelucrarea pe strunguri automate este facilitată de fragilitatea așchiilor ce pot fi, astfel, eliminate mai ușor. În același timp, barele din oțel pentru prelucrat pe mașini automate se livrează la diametre destul de strâns tolerate, deoarece, în tehnologia de precizie, acestea ghidează pe diametrul exterior și în acest mod se poate limita imprecizia de prelucrare (pe unele strunguri chiar la 10 μm). Este important de precizat că oțelurile pentru prelucrat pe mașini automate, deși au un conținut redus de carbon, este impropriu pentru prelucrarea la rece, fiind fragile.

În tehnologia de precizie, acest oțel se folosește la elemente de tipul arborilor, șuruburilor, piulițelor și roților dințate.

Oțelul cu conținut înalt de carbon (1% C – oțel-argint) tras la rece, este folosit pentru arbori, roți dințate și alte elemente active expuse la uzare, precum și în toate cazurile, în care este necesară o duritate mare ce nu se poate obține cu oțeluri pentru prelucrat pe mașini automate. Piese realizate din aceste oțeluri sunt, de regulă, supuse tratamentului termic pentru a le mări duritatea deși, uneori, aceasta poate provoca o deformare apreciabilă.

Tablele din oțel carbon pot fi folosite pentru carcase, suporti, și alte piese de o mai mică importanță funcțională. Totuși, utilizarea lor este, în majoritatea cazurilor neeconomică, deoarece, deși materialul este ieftin, carcasa trebuie chituită și lustruită înainte de vopsire ori numai lustruită înainte de galvanizare. Aceste operații urcă considerabil costul de fabricație.

Oțelurile aliate și oțelurile aliate superioare pentru construcția de mașini se utilizează adesea în mecanica fină, în special, cele care au ca principale elemente de aliere cromul și nichelul în diferite procente, atât variantele cu conținut ridicat de carbon (care necesită un proces de carburare) cât și în variantele cu conținut ridicat de carbon (care se călesc

dur pentru că au o viteză critică de călire scăzută și pot fi ușor durificate complet, de obicei prin călire în ulei). În consecință, oțelurile aliate sunt cu mult mai puțin deformate de tratamentul termic decât oțelurile carbon, această concluzie fiind de mare importanță în cazul pieselor mici și precise, a căror prelucrare ulterioară călirii este dificilă și, uneori, imposibilă din cauza dimensiunilor mici și a formei complicate.

Dintre oțelurile aliate, cele nitrurate capătă, în urma tratamentului termochimic, un strat superficial foarte dur și rezistent la uzură. Acestea suferă o deformare foarte ușoară în timpul nitrurării, deoarece temperatura procesului este joasă (sub punctul Curie). Din acest motiv, aceste oțeluri sunt recomandate pentru piese foarte precise.

Oțelurile inoxidabile cu conținut de crom între 12% și 14% sunt folosite pentru piese, ale căror suprafețe de lucru trebuie să fie rezistente la coroziune (de exemplu într-o climă umedă, tropicală). Totuși, nu trebuie neglijat faptul că oțelurile inoxidabile sunt cu mult mai greu de prelucrat decât oțelurile carbon și, mai ales, decât cele pentru prelucrat pe mașini automate. În plus, ele nu sunt complet inoxidabile, rezistența la coroziune crescând cu calitatea suprafeței. Piese executate din oțeluri inoxidabile trebuie să fie lustruite, ceea ce este costisitor, în special dacă acestea sunt de dimensiuni mici și complicate ca formă. În aceste cazuri trebuie luată în considerare posibilitatea de a executa piesele din oțel carbon și a le acoperi galvanic, cu un strat de metal dur, neporos (de exemplu nichel).

Oțeluri austenitice inoxidabile sunt rezistente la acizi și se utilizează la realizarea diaframelor, membranelor și a unor piese de ambutisare adâncă.

Oțelurile și aliajele feroase speciale pentru electrotehnică sunt moi din punct de vedere magnetic, de aceea sunt utilizate pentru circuite magnetice în dispozitive electrice mici. Acestea sunt oțeluri cu conținut scăzut de carbon (0,03%-0,04% C), care sunt caracterizate de un câmp magnetic coercitiv mic sau oțeluri silicioase ce imprimă circuitului magnetic pierderi reduse în fier. Oțelurile electrotehnice cu conținut redus de carbon pot fi ușor prelucrate la rece și, de aceea, se folosesc în tehnologia de precizie la execuția pieselor ce necesită deformări mari în procesul de producție.

Metale neferoase și aliajele lor. Proprietățile de bază

Materialele neferoase utilizate în mecanica fină sunt: aluminiul, cuprul, magneziul, zincul și aliajele lor. Se folosesc aliaje de aluminiu, cupru-zinc (alame), cupru-staniu (bronzuri cu staniu), cupru-aluminiu (bronzuri cu aluminiu), de antifricțiune pe bază de staniu, plumb, aluminiu (STAS 202-80).

Aliajele cupru-zinc se mai numesc *alame* dacă au un procent mai mic de 72% cupru și *tombacuri* dacă au mai mult de 80% cupru. Alamele

moi, rezistente la tracțiune, conținând 58% cupru și 2% plumb sau 63% cupru și 1,5% plumb (CuZn36Pb1 și CuZn40Pb1), sunt ușor de prelucrat chiar și pe mașini automate, având așchiile casante. Tablele de alamă sunt utilizate pentru executarea plăcilor de bază ale mecanismelor de precizie, de exemplu pentru angrenaje, fusurile arborilor acestora fiind lăgăruite direct în tablă, deoarece alamele cu plumb sunt bune materiale antifricțiune. Din table de alamă se pot executa roți dințate de modul mic (pentru mecanică fină), deoarece frezarea dinților nu lasă aproape de loc bavuri. Dacă totuși acestea apar, sunt suficient de mici și subțiri încât pot fi îndepărtate printr-o operație de decapare în soluție acidă, dantura rămânând practic neatinsă. Aceste materiale nu pot fi, totuși, folosite în procese tehnologice de deformare la rece, deoarece fragilitatea lor caracteristică conduce la fisuri.

Alama binară cu 63% cupru este un material maleabil, potrivit pentru operații de deformare la rece și care poate fi durificat prin compresiune, valoarea durității obținute fiind inferioară celei a bronzurilor cu plumb. Așchiile obținute la prelucrare sunt însă continue și însoțite de formarea unor bavuri mari și maleabile și, din această cauză, materialul nu poate fi folosit pentru roți dințate, mai ales pentru cele de modul mic sau foarte mic, deoarece încercarea de a îndepărta bavrile, mecanic sau chimic, nu dă rezultate.

Elementele elastice greu încărcate, cu săgeți de lucru foarte mari, se realizează din aliajul cupru-beriliu (bronz cu beriliu), un aliaj costisitor cu 2% beriliu, tratat termic.

Bronzurile turnate în piese, de exemplu cel cu 85% cupru, 5% staniu, 5% zinc și 5% plumb, sunt aliaje bune pentru lagăre, din ele realizându-se elementele fixe de alunecare (cuzineții, ghidajele, etc.).

Aluminiul tehnic (practic 99 ... 99,9%), recopt, este foarte moale și maleabil. Poate fi prelucrat la rece pentru a face piese de masă mică, cum ar fi: discuri numerice, cilindri, armături, carcase sau indicatoare. Pentru a le mări rezistența superficială la uzare și coroziune, aluminiul și aliajele sale sunt supuse procesului de oxidare artificială (electrolitică sau chimică), eloxarea. Stratul subțire de oxid de aluminiu este foarte dur (oxialuminiul denumit și alumină este unul dintre cele mai dure materiale) și poate fi colorat diferit și plăcut în procesul electrochimic.

Aliajele de aluminiu, turnate în piese, au drept component principal siliciul, care le asigură o bună fluiditate. În mecanica fină se folosesc numeroase aliaje de aluminiu turnate cu diferiți componenți și, deci, proprietăți, din care se fac carcase, cadre, suporti, mânere și alte elemente. Ca procedee tehnologice se aplică turnarea în nisip, pentru producția de unicate sau în loturi mici, și turnarea sub presiune, la serii mari sau

producție de masă. Datorită bunei fluidități a aliajelor, piesele turnate sub presiune au suprafețe netede, pereți subțiri și forme complicate, care pot înlocui mai multe piese din tablă, reducându-se astfel cheltuielile de producție la serii foarte mari. Proprietățile mecanice ale acestor aliaje pot fi îmbunătățite prin tratamente termice.

În tehnologia de precizie se folosesc aliajele de aluminiu tratate termic. Aceste materiale își dobândesc proprietățile mecanice după un timp mai scurt sau mai îndelungat de menținere la temperatura camerei, dependent de tipul aliajului. Piesele din aliaje maleabile de aluminiu pot fi prelucrate prin deformare plastică la rece imediat după tratamentul termic, care nu mai poate provoca, în acest caz, schimbări în forma piesei. Îmbătrânirea aliajelor de aluminiu poate fi încetinită prin păstrarea materialului la o temperatură sub 0°C . În acest mod se extinde timpul disponibil pentru deformare plastică. Unele dintre aceste aliaje au o rezistență apropiată de cea a oțelului. La folosirea lor ca înlocuitori ai oțelului, pentru a reduce masa, trebuie să se țină cont de faptul că modulul de elasticitate longitudinal ($E = 0,75 \cdot 10^3 \text{ N/mm}^2$) este circa o treime din cel al oțelului și, la aceleași sarcini aplicate pieselor, deformările de încovoiere vor fi aproximativ de 3 ori mai mari decât la oțel, pentru aceleași dimensiuni.

În mecanica fină se folosesc aliaje de magneziu sub formă turnată sau table, bare, tuburi și profiluri extrudate. Aliajele de magneziu sunt considerabil mai ușoare decât cele de aluminiu (densitate $1,8 \dots 1,9 \text{ g/cm}^3$), dar rezistența lor este mai scăzută ($\sigma_c = 50 \dots 150 \text{ N/mm}^2$), iar modulul de elasticitate longitudinal puțin mai mare decât jumătate din cel al aliajelor de aluminiu. De aceea, considerațiile asupra utilizării aluminiului în cazul sarcinilor dinamice sunt valabile în mare măsură și pentru aliajele de magneziu. Piesele turnate din aliaje de magneziu pot avea forma tot atât de complicată ca și cele din aluminiu, cu observația că pereții obținuți pot fi și mai subțiri. Aliajele de magneziu sunt supuse coroziunii și, de aceea, trebuie acoperite cu un strat protector. Din aceste materiale se realizează cadre, carcase și alte elemente ușor încărcate și care au ca principală caracteristică o greutate mică.

Aliajele de zinc sunt folosite pentru piese turnate sub presiune, datorită bunei fluidități a materialului. Se obțin suprafețe netede, o precizie înaltă a dimensiunilor și forme complicate cu cheltuieli reduse, deoarece materialul este ieftin, iar matrițele durabile, temperatura de turnare fiind scăzută. Piesele turnate au însă o rezistență scăzută, sunt casante și, considerabil mai grele decât cele din aliaje de aluminiu și magneziu (un aliaj cu zinc are o densitate de circa $6,7 \text{ g/cm}^3$). Posibilitatea de a obține pereți foarte subțiri prin turnare compensează întrucâtva dezavantajul

densității mari, când se cere o greutate mică. O deficiență importantă a aliajelor de zinc este rezistența scăzută la coroziune și, în consecință, apare necesitatea de a acoperi piesele din aceste materiale cu un strat protector. În plus, multe aliaje de zinc își măresc volumul în timp „se umflă” ceea ce poate produce blocări sau alte defecțiuni funcționale.

Nichelul tehnic pur este foarte dur și rezistent la coroziune. Este folosit pentru articulații, arbori, roți dințate care lucrează în medii corozive (de exemplu, în aparatele de măsurare a apei fierbinți). Nichelul este costisitor și foarte dificil de prelucrat, fiind dur.

Alpacua este un aliaj compus din 10 ... 30% nichel, 55 ... 63% cupru și restul zinc. Culoarea acestuia este ușor gălbuie, când procentul de nichel este redus, și aproape albă, când procentul de nichel este ridicat. Alpacua este rezistentă la coroziune, are rezistență mecanică mare și modulul de elasticitate longitudinal scăzut. Sub formă de table, benzi și sârme este folosită pentru arcuri, garnituri decorative expuse coroziunii și uzării.

Invarul (36% nichel și cantități minime din alți componenți, restul fier) este un aliaj cu un coeficient de dilatare termică foarte redus (practic neglijabil). Este folosit la fabricarea unor elemente ale diferitelor aparate, ale căror dimensiuni nu trebuie să depindă de temperatură (articulații precise, rigle pentru măsurarea lungimilor, stratul pasiv al arcurilor bimetalice ș.a.). Invarul îmbătrânește în timp, iar coeficientul său de dilatare se schimbă. La temperatura camerei, schimbarea are loc foarte încet, în decurs de câțiva ani. Din această cauză, invarul care urmează a fi utilizat în aparate de precizie este îmbătrânit artificial, deși această operație este dificilă, necesitând o aparatură scumpă. Invarul nu se prelucrează ușor și, în special, găurirea sa este deosebit de dificilă, deoarece, datorită conductivității sale termice scăzute, burghiul se încălzește, se dilată, se gripează și se rupe.

Elinvarul este un aliaj cu o variație termică foarte scăzută a modulului de elasticitate transversal. Este folosit pentru fabricarea elementelor elastice de măsurare, insensibile la variațiile de temperatură.

Materiale nemetalice

Materiale plastice. Proprietățile de bază

Materialele plastice se folosesc din ce în ce mai mult în mecanica fină, datorită proprietăților lor anticorozive, electroizolante, greutății specifice mici, proprietăților mecanice satisfăcătoare, costului scăzut, aspectului exterior plăcut. Unele caracteristici dezavantajează materialele plastice (micșorarea rezistenței mecanice cu creșterea temperaturii, coeficientul de dilatare mare, coeficientul de transmitere a căldurii mic).

Materialele plastice utilizate în tehnică se împart în două grupe:

- *termoplaste*, care prin încălziri repetate trec în stare plastică (polistiren, polimetilmetacrilat, celuloză, policlorură de vinil, poliamidă);

- *termoreactive*, care prin încălziri repetate nu mai trec în stare plastică (poliesteri nesaturați, rășini, fenolformaldehidă).

Piesele din aceste materiale se obțin prin injecție și presare cu mare precizie, în special, la dimensiuni mici, fiind posibilă și realizarea de inserții metalice (cu precădere elemente filetate), care conferă rezistență la uzare piesei complexe și posibilitatea de asamblare fără altă prelucrare. Comparate cu metalele, trebuie subliniate următoarele proprietăți diferite ale termoplastelor:

- rezistența la temperatură înaltă este, de obicei, scăzută. Această proprietate se măsoară prin temperatura la care are loc o deformare permanentă, în condiții specifice de încărcare. Pentru termoplaste, această temperatură se apreciază că este cuprinsă între 70°C și câteva zeci de grade peste 100°C;

- modulul de elasticitate longitudinal este mai scăzut decât cel al metalelor (de 100 ... 300 ori mai mic decât al oțelului). În aceste condiții, se vor obține deformări foarte mari ale elementelor constructive pentru încărcări mici;

- deformările sub acțiunea unei sarcini exterioare se măresc în timp;

- conductivitatea termică este mică, încât o încălzire locală poate provoca distrugerea elementului constructiv;

- termoplastele sunt hidroskopice și, în condițiile creșterii umidității relative a aerului, apar variații dimensionale, în sensul „umflării” piesei. Această proprietate se manifestă diferențiat, funcție de material;

- sunt izolatoare din punct de vedere electric;

- au un coeficient de dilatare termică mare în comparație cu metalele.

Termoreactivele nu mai trec în stare plastică prin încălzire, dar devin totuși mai moi (până la circa 120°C), după care se întăresc din nou. Această transformare este ireversibilă, un obiect confecționat din aceste materiale rămânând rigid în procesul de încălzire.

Rășinile termoreactive sunt folosite, în general, ca agent de legătură, în combinație cu substanțe de umplutură, cum ar fi: aşchiile de lemn, azbestul, grafitul, carbonul, deșeurile textile, fibrele de sticlă și alte materiale. După felul umpluturii, folosindu-se aceeași rășină de legătură, materialul preparat poate avea proprietăți mult diferite, utilizarea lor oferind proiectantului o gamă largă de posibilități.

Materialele plastice termoreactive se livrează în două forme principale:

- hârtie sau textile(textolite) ce pot fi prelucrate ușor sau laminate; cu umplutură din fibre de sticlă, care au o rezistență similară cu cea a oțelului;

- pudră sau tablete în stare nepolimerizată, din care se realizează produse finite prin presare, folosindu-se diferite materiale de umplutură.

Materiale compozite. Proprietățile de bază

Materialele compozite cu fibre au structura alcătuită dintr-un material de baza (matrice), în care sunt înglobate fibre individuale (scurte sau lungi, orientate sau neorientate), împletituri de fibre sau straturi de fibre din diferite materiale. Pentru majoritatea materialelor din această categorie matricea este un material organic macromolecular (de obicei, un material duroplast, de tipul rășinilor poliesterice nesaturate sau rășinilor epoxidice), anorganic (ceramica pe baza de Al_2O_3 , ciment sau beton) sau metalice (diverse metale sau aliaje), iar fibrele sunt polimerice (poliamide de tip Kevlar, Nylon sau Aramid), de sticlă, ceramice (alumina, oxid de Be, carbura de B, carbura de siliciu, nitrura de siliciu), de carbon (grafit) sau metalice (W, Ta, Cr, Cu, Mo, Ni, Fe etc.), în prezent fiind folosite frecvent fibrele fine (trihite, whiskers) cu structura de monocristale perfecte din aluminiu, carbura de siliciu, fier sau grafit.

Compozitele durificate cu fibre reprezintă o categorie de materiale plurifazice caracterizate prin faptul că în ansamblu sunt îmbinate calitățile matricei și ale fibrelor, dar nu și efectele lor. Un astfel de mecanism nu acționează, de exemplu, la compozitele durificate cu particule, caz în care nu se obțin nici rezistența la oxidare și nici rigiditatea componentei ceramice sub formă de pulbere, dar nici ductilitatea componentei metalice.

Fibrele de carbon sunt produse de o multitudine de firme, fiind disponibile sub formă de mănunchi sau tow format din 1000-200000 (1K-200K) de filamente (diametrul de filament fiind de 7μ). Astfel în industria aerospațială se folosesc mănunchiuri de 24K filamente sau chiar mai mult.

Materialele compozite pot fi ranforsate și cu fibre din sticlă. Sticlă este materialul cel mai frecvent utilizat pentru obținerea fibrelor de ranforsare a compozitelor. Materialul de bază al fibrei de sticlă este SiO_2 , la care se adaugă diferite cantități de oxizi de Ca, B, Al și Fe. Exista mai multe tipuri de fibre de sticlă, în funcție de compoziția chimică, cum ar fi:

- fibre de tip A (alkali), obținute dintr-o sticlă sodo-calcică cu un conținut apreciabil de oxizi de sodiu, potasiu și un conținut limitat de oxizi de bor și oxizi bazici; utilizate pentru armarea materialelor, care lucrează în medii lipsite de intemperii și umiditate;
- fibre de tip C (chemical), realizate dintr-o sticlă cu un conținut mic de oxizi bazici. Prezintă o foarte bună rezistență la acțiunea acizilor;
- fibre de tip D (dielectric), prezintă o constantă dielectrică mică;
- fibre de tip E (electrical), obținute din boro-silicat de calciu și aluminiu, are rezistivitate electrică mare, este utilizată în scopuri de izolare, iar datorită rezistenței mecanice și a rezistenței la apă și umezeală este cel mai des utilizat tip de fibră de sticlă pentru structuri;

- fibre de tip S (strength), obținute dintr-o sticlă, care conține oxizi de siliciu, aluminiu și magneziu. Aceste fibre sunt folosite în scopuri structurale, având caracteristici ridicate, apropiate de cele ale metalelor. Acest tip de fibre prezintă rezistență mecanică bună la temperaturi înalte.

Tendința de a realiza materiale cu proprietăți superioare a dominat secolul 20. Astfel cerința pe piață este de a obține produse de cea mai bună calitate, cu eforturi și costuri minime fără a polua. Materialele compozite prezintă un interes științific deosebit, fiind un înlocuitor perfect al materialelor metalice, permițând rezolvarea unor probleme tehnice care nu pot fi soluționate utilizând materialele clasice.

Astfel materialele compozite datorează utilizării largi a proprietăților superioare cum ar fi: densitate mică (în cazul fibrelor de sticlă 54 g/cm^3 , de carbon $1,8 \text{ g/cm}^3$, fibre de kevlar $1,45 \text{ g/cm}^3$), au rezistența foarte bună la coroziune și oxidare, coeficientul de dilatare este mult mai mic decât cel al metalelor, conferind o stabilitate dimensională, comportare bună la impact, rezistența la tracțiune (mai ales în cazul materialelor compozite armate cu fibre lungi), amortizează bine vibrațiile, au stabilitate chimică.

Există însă și dezavantaje, cum ar fi: costul destul de ridicat al materialelor compozite în comparație cu cel al oțelurilor și aliajelor de aluminiu, temperatura până la care rezistă un material compozit depinde de natura matricei acestuia, iar în cazul materialelor compozite polimerice rezistența la umezeală este destul de scăzută.

Materiale ceramice

Produsele ceramice folosite în construcția de aparate servesc, de obicei, părților elastice ale acestora, ca: ceramică pentru izolatoare, condensatoare sau ceramică poroasă.

Din ceramica pentru izolatoare, porțelanul și steatita sunt materialele folosite pentru elementele de transport a energiei electrice la tensiuni joase sau înalte. Porțelanul se compune din caolină (silicat de aluminiu), cuarț și feldspat. Steatita conține în jur de 90% talc (silicat de magneziu), la care se adaugă cantități mici de ulei și fondant pentru întărirea mecanică. În comparație cu porțelanul, steatita are o rezistență mecanică mai înaltă, capacitate mai bună de a-și păstra dimensiunile în timp ce se coace și mai bune proprietăți electrice. Ambele materiale sunt neporoase și au o capacitate scăzută de absorbție a umidității; ele trebuie să aibă proprietăți mecanice bune (în special la izolatoarele utilizate pentru fixarea conductoarelor) cât și o înaltă rezistență electrică.

Ca ceramică pentru condensatoare se folosesc compuși de titan (TiO_2 , CaTiO_3) și de alte materiale, în aparatura radio și telecomunicații. Se consideră că fac parte din ceramica poroasă materialele ceramice rezistente la temperatură și adaptare condițiilor de lucru în vid și la

temperaturi înalte. Aici trebuie menționate materialele refractare cum sunt șamota (argilă refractară sau caolin) sau materiale, care au ca principali constituenți corindonul și talcul. Proprietatea acestora de a rezista la temperaturi înalte este utilizată pentru a izola electric sau termic diferite elemente constructive.

Sticlă. Materiale sticloase

Există o mare varietate de tipuri de sticlă, grupate în funcție de tipul oxizilor, care conferă sticlei anumite proprietăți. Astfel după compoziția chimică sticla poate fi:

- *unitară*, care conține în calitate de vitrifianti un singur tip de oxizi (de exemplu sticla de cuarț, conține cca 98% de oxid de siliciu);
- *binară*, care conține în calitate de vitrifianti două tipuri de oxizi (de exemplu sticla silico-calco-sodică);
- *ternară*, care conține în calitate de vitrifianti trei tipuri de oxizi (de exemplu sticla silico-plumbo-potasică).

Sticla silico-calco-sodică (*soda lime silicate glass*) este cunoscută ca sticlă obișnuită și este cel mai frecvent folosită pentru geamuri, ambalaje, obiecte de menaj, aparate de laborator, etc. Răspândirea ei mare se datorează costului destul de redus al materialelor prime. Oxizii de bază Na_2O , SiO_2 și CaO conduc la reducerea temperaturii de topire (mai ales Na_2O) și asigură o rezistență chimică bună (mai ales CaO). Sticla silico-calco-sodică conține 69-74% SiO_2 , 10-17% Na_2O și 5-14% CaO , iar pentru reducerea tendinței cristalizării în topitură se introduc 3-4% MgO , dar mai conține Al_2O_3 precum și alți compuși.

Sticla silico-calco-potasică (*alkaline earthsilicate glass*) face și ea parte din categoria sticlei obișnuite folosită pentru geamuri, ambalaje, obiecte de menaj, aparate de laborator, etc. Oxizii de bază sunt K_2O , SiO_2 și CaO . Sticla silico-calco-potasică conține 55-70 SiO_2 , 5-14% K_2O și 3-12% CaO , mai conține Al_2O_3 , ZrO_2 , SrO , BaO și alți compuși.

Sticla boro-silicatică (*borosilicate glass*) se caracterizează prin coeficienți de dilatare mici și se utilizează ca sticlă specială pentru aparatura de laborator, care este supusă la temperaturi ridicate. Utilizarea oxidului de bor B_2O_3 împreună cu silicea SiO_2 în calitate de formator de rețea are ca efect reducerea temperaturii de topire, fără a fi afectată stabilitatea chimică și fără a fi modificate proprietățile de solidificare a sticlei. Sticla borosilicatică conține 70-87% SiO_2 , 7-15% B_2O_3 3-12% CaO , mai conține Na_2O , K_2O , Al_2O_3 și alți compuși.

Sticla alumino-silicatică (*aluminosilicate glass*) are temperaturile punctului de vâscozitate ridicate și se utilizează la temperaturi înalte. Conținutul scăzut de oxizi alcalini le conferă o rezistență electrică foarte mare și rezistență chimică bună, fiind electroizolantă.

Sticla cu plumb (*lead glass*) are rezistență chimică scăzută, dar proprietăți optice și electrice deosebite. Denumirea comună de „*cristal de plumb*” se folosește pentru sticlele care conțin peste 20% PbO. Sticla este sensibilă la concentratori de tensiuni, ceea ce conduce la o dispersie mare a caracteristicilor mecanice.

Sticla de cuarț (*quartz glass*) este elaborată în baza unei singure componente și are un conținut de 96-99% Si₂O. Este elaborată frecvent cu conținut de 96% Si₂O și 3% B₂O₃. Are temperatura de înmuiere ridicată (1700°C), coeficient de dilatare redus, este transparentă pentru radiațiile ultraviolete. Sticla de cuarț se folosește pe larg în multe ramuri ale tehnicii și științei cum ar fi: fabricarea sticlei termorezistente, veselei și aparaturii acido-rezistente, articolelor rezistente la foc, țevilor, izolatoarelor de voltaj mare, becurilor de cuarț, becuri luminescente cu acțiune gazoasă, articolelor optice etc.

1.5. Tehnologii neconvenționale de fabricare a pieselor aparatelor

1.5.1. Particularități tehnologice de fabricare a pieselor din mecanica fină

Structurile din mecanica fină trebuie să reziste la diferite solicitări: frecare, șoc, întindere, compresiune. Răspunsul acestor structuri este adesea legat de aspectul suprafeței sale, de asemenea, de dimensiunile părților componente.

Aspectele specifice ale Mecanicii fine țin, în mare măsură, și de tehnologiile de fabricare a componentelor. În general, forma produsului se realizează în trei moduri [7]:

- procedee, la care au loc separări de materie (prin aşchiere, eroziune, tăiere, ştanţare);
- procedee fără separare de material (turnare, deformare plastică, agregare de pulberi etc.);
- procedee cu adăugare de material (sudare, lipire, metalizare, galvanizare etc.).

Problemele, pe care le implică construcția mașinilor de prelucrat de uz general, se regăsesc și la mașinile specifice mecanicii fine, cu deosebirea că se impune, de obicei, o precizie de prelucrare mai ridicată, dimensiuni de gabarit mai mici, utilizarea unor sisteme de precizie pentru fixarea, centrarea-reglarea pieselor și sculelor, sisteme de acționare specifice [8].

Datorită forțelor de aşchiere mici la mai multe sisteme de prelucrare în locul cutiei de viteze se întâlnesc variatoare pentru reglarea turației, care permit realizarea unor viteze economice de prelucrare în funcție de materialul,

dimensiunile piesei și regimul de aşchiere optim din punctul de vedere al productivităţii.

Execuţia pieselor din domeniul mecanicii fine, la un înalt nivel calitativ, la care să fie respectate integral condiţiile tehnice impuse de proiectant, apare ca o sarcină permanentă a tehnologilor. Printre tehnologiile utilizate în mecanica fină sunt:

- tehnologii convenţionale de fabricare prin aşchiere a pieselor metalice (strunjire, găurire, broşare, rectificare, frezare):

- prelucrarea suprafeţelor de revoluţie;
- prelucrarea suprafeţelor plane;
- prelucrarea suprafeţelor elicoidale;
- prelucrarea danturii roţilor din angrenaje;
- prelucrarea suprafeţelor profilate ale camelor.

- Tehnologii specifice mecanicii fine:

- tehnologii de fabricare a pieselor sinterizate din pulberi metalice;
- tehnologii de fabricare a pieselor prin turnare din mase plastice;
- fabricarea pieselor din materiale compozite;
- tehnologii aditive de fabricare rapidă a prototipurilor.

Însă tendinţa tot mai accentuată de miniaturizare face tot mai dificilă, sau chiar uneori imposibilă, utilizarea tehnologiilor de fabricaţie convenţionale (strunjire, frezare, rectificare ş.a.), utilizabile la fabricarea pieselor de mecanică la scară medie şi mare. În acest caz tehnologiile neconvenţionale devin tot mai des soluţia multor probleme. La rândul lor acestea se împart în două grupuri de bază:

- tehnologii cu prelevare de material;
- tehnologii cu adaos de material.

Printre tehnologiile neconvenţionale cu prelevare de material pot fi menţionate:

- prelucrare cu laser;
- prelucrare prin electroeroziune;
- prelucrare procedee electrochimice;
- prelucrare cu fascicul de electroni;
- prelucrare cu plasmă;
- prelucrare cu ultrasunete.

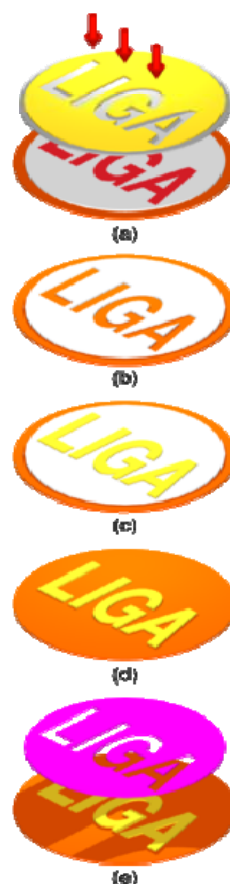


Fig. 1.46 Etapele de realizare a procesului de microfabricare LIGA.

Tehnologiile cu adaos de material se bazează pe utilizarea tehnologiilor proprii structurilor electronice pentru prelucrarea structurilor. Unul dintre pionierii tehnologiilor micromecanice este H. Natanson care, împreună cu colectivul său de la Westinghouse Electric Comp. - Pittsburgh, a realizat prima microstructură rezonantă metalică, la începutul anilor 60 [9, p.180]. Realizări similare au apărut la Institutul de tehnică a microstructurilor Fraunhofer – Berlin, Universitatea Wisconsin, Departamentul de inginerie al Universității din Cambridge ș.a.

Spre deosebire de prelucrările mecanice convenționale și neconvenționale cu prelevare de material, unde obținerea unei piese presupune îndepărtarea de material din semifabricat, întreaga tehnologie micromecanică se bazează pe adaos de material. De aceea, procedeele de lucru utilizate sunt proprii straturilor subțiri; depuneri, creșteri epitaxiale, difuzii, implantări ionice, litografie și eroziune chimică.

Cea mai utilizată tehnologie în microfabricare este procedeul LIGA (litografie, galvanizare și turnare) [10]. Etapele de bază ale procesului de microfabricare LIGA sunt : expunerea (a); dezvoltarea (b); galvanizarea (c); stirparea (d); replicarea (e).

Există două tehnologii principale de LIGA în microfabricare:

- **X-Ray LIGA** – proces, care utilizează raze *X* pentru a crea microstructuri cu raport înalt „înălțime – grosime” (apr. 100:1);
- **UVLIGA** – o metodă mai accesibilă, care folosește lumina ultravioletă pentru a crea structuri cu raport „înălțime – grosime” relativ scăzut.

1.5.2. Elemente de prototipare rapidă

*„Această tehnologie este foarte aproape de Nirvana,
pe care o veți obține vreodată”.*

(Profesor Richard Hague, GCFA)

1.5.2.1. Noțiuni generale



Cândva Michelangelo își descria astfel procedura de lucru „*L-am văzut pe înger în stânca de marmură și am săpat, până l-am eliberat*”. Marele artist plastic a folosit o tehnologie substractivă, inversă tehnologiei aditive. În lumea vie tehnologia aditivă a fost adusă la stadiu de perfecțiune de către rândunici la construirea cuiburilor, de albiși la construirea fagurilor de viespi ș.m.a.

Epoca Societății cunoașterii, în care Omenirea intră tot mai hotărât, conduce la

modificarea, în mod continuu, a cerințelor privind metodele de fabricație. Dacă până în prezent tehnologiile tradiționale și producția de masă satisfăceau cerințele, acum, odată cu creșterea complexității produselor industriale, a cerințelor legate de protecția mediului înconjurător și a conservării resurselor, sunt necesare noi tehnologii de fabricație. Răspunsul la aceste cerințe se regăsește, în principal, în tehnologiile de *fabricație aditivă (FA)* (Additive Manufacturing – AM), care se mai numește Printare 3D [11].

Fabricația aditivă ar putea fi instrumentul tehnologic, care are cele mai mari șanse să transforme radical lanțul de fabricare-aprovizionare. Fabricația aditivă își demonstrează potențialul în zona sustenabilității, prin numeroasele beneficii pe care le oferă, cele mai importante fiind eliminarea pierderilor de material, reducerea numărului de piese componente și a necesității operațiunilor de asamblare.

Profesorul matematician, politicianul Varujan Pambuccian vorbește despre 4 domenii, care vor schimba lumea: roboții industriali, inteligența artificială, fabricația aditivă și biologia sintetică. Fabricația aditivă este una din tehnologiile promițătoare ale viitorului, care va schimba lumea, va schimba înseși paradigma proiectării și fabricării produselor, structura sistemelor de fabricație. Se consideră că *Fabricația Aditivă* reprezintă un element al *Revoluției Industrie 4.0*. Astăzi, *Fabricația aditivă*, este prezentă în [12]. Astfel, datorită necesității personalizării în masă în industria 4.0, noile metode de fabricație netradiționale sunt dezvoltate în mod constant. Grație gradului înalt de digitalizare procesul de *Fabricația aditivă (FA)* a găsit un loc important în lanțul proceselor Tehnologiei 4.0, devenind o tehnologie cheie pentru fabricarea produselor personalizate datorită capacității sale de a crea obiecte sofisticate cu atribute avansate [13]. În comparație cu fabricația tradițională, avantajele generale ale fabricației aditive sunt capacitățile în proiectarea și dezvoltarea produselor. În ciuda anumitor limitări, companiile folosesc *FA* din ce în ce mai mult grație numeroaselor beneficii posibile, cum ar fi fabricarea fără complexitate. În fabricația tradițională există o legătură directă între complexitate și costurile de fabricație. Modelele destinate fabricării tradiționale sunt adesea foarte limitate de costurile ridicate pentru construcție și confectionarea uneltelor. O mai mare libertate de proiectare prin intermediul *FA* permite combinarea unui ansamblu de piese într-o singură parte și, prin urmare, reducerea lucrărilor și costurilor necesare de asamblare. Din punct de vedere al fundamentelor, materialele disponibile, viteza de fabricație și rezoluția proceselor 3DP ar trebui luate în considerare pentru fiecare aplicație specifică [14].

Se prevede o evoluție a prelucrărilor aditive, similară cu cea, care a avut loc în domeniul informaticii. Scăderea costurilor echipamentelor va permite accesul unui număr mare de potențiali creatori de noi produse la proiectarea și fabricarea lor. Prelucrarea aditivă are marele avantaj că nu are limite în ceea ce privește complexitatea produselor proiectate. Pentru a îndrăzni să te aventurezi în lumea prelucrărilor aditive este destul să ai imaginație, o bună pregătire *TI* și să perseverezi.

Industrializarea tehnologiei aditive. În prezent, companiile industriale se confruntă cu provocări din ce în ce mai complexe în dezvoltarea de produse. Clienții cer produse inovatoare, individualizate, cu o calitate ridicată și la un preț rezonabil. În plus, durata de viață economică a produselor scade, ceea ce obligă companiile să-și scurteze timpul pe piață și ciclurile lor de dezvoltare. Prin globalizare, concurența pe piețele fertile crește. Imitatorii de pe piețele externe îngreunează companiile să mențină cote de piață realizate. O nouă soluție pentru creșterea inovației și scurtarea timpului pe piață este furnizată de tehnologia aditivă de producție (*FA*). În prezent, tehnologia *FA* devine treptat tehnologia de bază și există un consens tot mai mare că tehnologiile 3D vor fi una dintre următoarele revoluții tehnologice majore. Cu aplicații mobile și cloud, tehnologia 3D de imprimare va continua să crească în viitor. Se estimează că impactul economic al fabricației aditive bazat pe costuri reduse și pe ponderea personalizării produselor ar putea varia de la 100 miliarde la 300 de miliarde de dolari pe an până în 2025 [15].

Compania „General Motors” a fabricat deja un motor cu reacție prin metode aditive. La „Institutul Fraunhofer pentru Tehnologie Laserului”, în strânsă colaborare cu specialiștii în motoare „Rolls-Royce”, s-a reușit creșterea stabilității pieselor motoarelor de aeronave, care sunt supuse solicitării din cauza temperaturii. La bază, tehnologia se bazează pe filigran, microstructuri de ordinul a 30 microni, realizate prin fabricație aditivă.

Să facem un scurt istoric în domeniu. Ca și multe alte procese, tehnologii, structuri, ideea *Fabricației Aditive* este preluată din natură: tehnologia de construire a fagurilor de către albine; tehnologia construirii lăcașului termitelor; tehnologia construirii cuiburilor de unele păsări (de ex. rândunici) ș.a. Cu câtă măiestrie mănuiesc rândunicile această *Tehnologie aditivă*, folosind mișcări calculate ale ciocului cu materialul de umplutură (lut, glod) și apă, și paie, crenguțe, ca structuri de rezistență.

Istoria procedeeleor de fabricație aditivă poate fi studiată prin prisma brevetelor de invenție depuse în acest domeniu, însă, deținerea unui brevet de invenție nu garantează succesul unei tehnologii, metode sau

echipament. Succesul final este dat de mai mulți factori economici și tehnologici precum:

- *costul de implementare al tehnologiei;*
- *suportul tehnic;*
- *complexitatea tehnologiei;*
- *costurile de operare;*
- *ușurința în utilizare;*
- *materia primă;*
- *legislația;*
- *competiția;*
- *cererea și utilitatea echipamentului și a produselor fabricate.*

Datorită factorilor tehnico-economici, unele tehnologii au evoluat, creând în jurul lor companii mari, care s-au extins la nivel internațional (Stratasys, 3D Systems, Magics etc.), altele au fost cumpărate de concurență pentru a se putea păstra segmentul de piață deschis, unele au evoluat, iar altele au fost pur și simplu eliminate de pe piață. Ținând cont de aceste caracteristici se pot plasa, în context istoric, procedeele de fabricație aditivă, de această dată luând în considerare și factori tehnico-economici, nu doar pe cei de natură legislativă și inovativă.

Istoria fabricației aditive începe pe la mijlocul anilor 1960. Fabricația aditivă a fost cunoscută inițial sub denumirea de prototipare rapidă (RP – Rapid Prototyping), deoarece aceste tehnologii erau utilizate la obținerea de prototipuri. De fapt în a.1974, David E. H. Jones, chimist din Newcastle, Marea Britanie, a prezentat conceptul de imprimare 3D în coloana sa obișnuită „*Ariadne*” în revista New Scientist, „*mărturisind*” că a fost inspirat de „*prietenul*” său Dedal, sinonimul inventatorului în mitologia greacă. În anii ‘80 au fost create o serie de echipamente și materiale de fabricație timpurie de aditivi [16]. În a. 1981, Hideo Kodama de la Institutul Municipal de Cercetare Industrială Nagoya a inventat două metode aditive pentru fabricarea modelelor plastice tridimensionale cu polimer termorezistent, unde zona de expunere la UV este controlată de un model de mască sau de un emițător de fibre de scanare [16]. La 2 iulie 1984, antreprenorul american Bill Masters a depus un brevet de invenție pentru „*Procesul și Sistemul său de fabricație automatizată pe computer*” (US 4665492) [17], fiind primul brevet de invenție de imprimare 3D din istorie. Împreună cu alte două brevete de invenție a pus bazele sistemelor de imprimare 3D utilizate astăzi [16]. La 16 iulie 1984, Alain Le Méhauté, Olivier de Witte și Jean Claude André au depus brevetul de invenție pentru procesul de stereolitografie [13], care însă a fost refuzat de compania franceză „*General Electric*” (acum Alcatel-Alsthom) și CILAS (The Laser

Consortium) pe motivul „din lipsa perspectivei de afaceri” [16]. Trei săptămâni mai târziu, în 1984, Charles Hull de la compania „3D Systems Corporation” a depus propriul brevet pentru un sistem de fabricare a stereolitografiei, în care se adaugă straturi prin întărirea fotopolimerilor cu lasere ultraviolete [18]. Hull a definit procesul ca un „sistem de generare a obiectelor tridimensionale prin crearea unui model în secțiune transversală a obiectului care urmează să fie format”. Contribuția lui Hull a fost formatul fișierului STL (Stereolitografie) și strategiile de tranșare și umplere digitale comune pentru multe procese de astăzi. În a.1986, Charles Hull a primit brevet de invenție pentru sistemul său, iar compania sa, „3D Systems Corporation”, a lansat prima imprimantă 3D comercială, SLA-1 [16].



Fig. 1.47. Primul procedeu de imprimare 3D numit stereolitografie (SLA).

Tehnologia folosită de majoritatea imprimantelor 3D până în prezent - în special, modelele hobbyiste și orientate către consumator, este modelarea depozitelor fuzionate, o aplicație specială de extrudare plastică, dezvoltată în 1988 de S. Scott Crump și comercializată de compania sa Stratasys, care a comercializat prima sa imprimantă MDF în 1992.

Procesele de FA prin sinterizarea sau topirea metalelor (cum ar fi sinterizarea cu laser selectivă, sinterizarea cu laser direct în metal și topirea cu laser selectiv) au mers, de obicei, cu propriile nume individuale în anii '80 - '90. La vremea respectivă, toată prelucrarea metalelor se făcea prin procese tradiționale, care acum sunt numite non-aditive (turnare, așchiere, ștanțare și presare). Până la mijlocul anilor '90, tehnici noi de depunere a materialului au fost dezvoltate la Stanford și Carnegie Mellon University, inclusiv, microturnare și materiale pulverizate [16]. Termenul de imprimare 3D s-a referit inițial la un proces de jetare pulbere, care utiliza capete de imprimare cu jet de cerneală standard și personalizate, dezvoltat la MIT de Emanuel Sachs în 1993 și comercializat de companiile „Soligen Technologies”, „Extrude Hone Corporation” și „Z Corporation”.

Anul 1993 a fost, de asemenea, începutul unei companii numite „Solidscap”, care a introdus un sistem de fabricație cu jet de polimeri de înaltă precizie, cu structuri de suport solubile. În a. 1995, societatea Fraunhofer a dezvoltat procesul selectiv de topire cu laser (SLS).

Anii 2010. Pe măsură ce diferitele procese aditive s-au maturizat, a devenit clar că curând îndepărtarea metalelor nu va mai fi singurul proces de prelucrare a metalelor, realizat printr-o unealtă sau un cap, care se deplasează într-un spațiu de lucru 3D, transformând o masă de materie primă într-o formă dorită strat cu strat.

Pe măsură ce procesele și cerințele de calitate au evoluat, piața s-a extins și în acest moment, tehnologiile de fabricație aditivă sunt folosite, inclusiv în fabricația de produse finite. În prezent, există o multitudine de procedee de fabricație aditivă. Unele dintre cele mai vechii fiind considerate LOM (*Layered Object Manufacturing* – fabricarea obiectelor din foi laminate) și SLA (*Stereolithography* - *stereolitografie*). Procedeele mai recente includ sinterizare selectivă cu laser (SLS), sinterizare directă a metalului cu laser (*Direct Metal Laser Sintering* – *DMLS*), topirea selectivă cu laser (*Selectiv Laser Melting* – *SLM*), tehnologii inkjet, FDM (*Fused Deposition Modeling*), matricele Polyjet și altele [16].

În ultimi ani, anumite echipamente din domeniu au făcut obiectul unor îmbunătățiri continue, iar acum ele pot concura cu cele tradiționale, din punctul de vedere al prețului, vitezei, fiabilității și al costurilor de utilizare. Acest lucru a condus la o extindere a folosirii *Fabricării Aditive* în aproape toate domeniile. Extinderea *FA* a favorizat și industria de creare a softurilor, care permit utilizarea tehnologiilor mult mai eficiente, într-un mod personalizat. O altă caracteristică, care a dus la creșterea competitivității, a fost diversificarea tipului și a numărului de materiale folosite. Mașinile moderne pot utiliza o gamă largă de materiale, precum sticlă, ceramică, polimeri, fotopolimeri, ceară, materiale plastice, metale și aliaje ale acestora. Pe măsură ce viteza, fiabilitatea și precizia sistemelor hardware se îmbunătățesc, tehnologiile aditive ar putea să înlocuiască sau să fie pe o scară largă complementare metodelor tradiționale de fabricație.

În prezent, tehnologiile de *Fabricare aditivă* sunt folosite în industria medicală pentru fabricarea implanturilor dentare și a implanturilor osoase în serie mică, mijlocie și unicat. *Fabricația aditivă* se întâlnește și în industria aerospațială pentru fabricarea produselor finite ce intră în componența avioanelor de linie. Metodele de fabricație aditivă sunt întâlnite și în alte domenii cum ar fi: industria electronică și a produselor de consum, industria constructoare de mașini, industria militară și artă.

Beneficii și limitări ale *Fabricației aditive*

Printarea 3D sau *Fabricația aditivă* este definită de Asociația Americană pentru Testare și Materiale (ASTM – American Society for Testing and Materials) ca „*procesul de îmbinare a materialelor, de obicei strat cu strat, în vederea realizării de obiecte tridimensionale, pornind de la modelele de date 3D disponibile în fișierele CAD, proces complet diferit*

de metodologiile de fabricație substractivă”. Fabricația aditivă este, conform ASTM F2792, termenul oficial din industrie, având ca sinonim foarte des folosit Imprimarea 3D (3D printing - 3DP). Exista o adevărată explozie de interes a publicului larg pentru domeniul printării 3D. Printarea 3D este cunoscută și sub diferite denumiri, mai mult sau mai puțin similare, precum [16]:

- fabricație aditivă *FA* (*additive manufacturing AM*);
- fabricare rapidă *FR* (*rapid manufacturing RM*);
- prototipare rapidă *PR* (*rapid prototyping RP*).

Alte denumiri mai puțin uzuale sunt:

- fabricare digitală *FD* (*digital manufacturing DM* sau *digital fabrication DF*);
- fabricare în straturi *FS* (*layered manufacturing LM*);
- fabricare DMF (*desktop manufacturing*).

Procesul de imprimare 3D construiește un obiect tridimensional dintr-un model de CAD (design asistat de calculator), de obicei, prin adăugarea succesivă a materialului strat cu strat, motiv pentru care se mai numește fabricație aditivă, spre deosebire de procese convenționale de prelucrare prin așchiere, turnare și forjare, unde materialul este îndepărtat dintr-un semifabricat sau turnat într-o matriță și modelat cu ajutorul matrițelor, preselor și ciocanelor. Imprimarea 3D este capabilă să înlocuiască multe metode de fabricație tradiționale. Există multe aplicații, în care o imprimantă 3D este capabilă să livreze rapid un produs, cu o precizie ridicată dintr-un material funcțional. Înțelegerea avantajelor printării 3D permite proiectanților să ia decizii mai bune atunci când selectează un proces de fabricație și le permite să livreze un produs optim.

Tehnologiile de fabricație aditivă au avut o dezvoltare majoră în ultima perioadă datorită beneficiilor, pe care le aduc. Începând cu a. 2019, precizia, repetabilitatea și gama de materiale au crescut până la punctul, în care unele procese de imprimare 3D sunt considerate viabile ca tehnologie de producție industrială. Unul dintre avantajele cheie ale imprimării 3D este capacitatea de a produce forme sau geometrii foarte complexe, inclusiv, piese cu structuri interne pentru a reduce greutatea, iar o condiție prealabilă pentru producerea oricărei piese imprimate 3D este un model 3D digital sau un fișier CAD. De asemenea, multitudinea de opțiuni, pe care le oferă imprimarea 3D, legate de designul exterior al piesei și, nu în ultimul rând, posibilitatea de modificare facilă a formei produsului finit fără a mai fi necesară o pregătire suplimentară de fabricație. Beneficiile integrării procedeeleor de fabricație aditivă în procesele tehnologice sunt multiple, printre care:

- Utilizarea unei game mici de dispozitive și, eventual, scule;

- Reducerea numărului de operații efectuate până la obținerea produsului finit;

- Pot fi create ușor geometrii complexe, asigurând o mare libertate în proiectare;

- Permite personalizarea produsului fără costuri suplimentare;
- Eliminarea stocurilor de piese, acestea fiind fabricate doar la cerere;
- Crearea de piese și structuri, care sunt imposibil de fabricat prin metode tradiționale, de exemplu, piese cu structuri interne complicate sau forme organice complexe. O singură componentă creată, utilizând *Fabricația aditivă*, poate înlocui un întreg ansamblu format din mai multe componente, eliminând necesitatea asamblării. De asemenea, piesele pot fi proiectate și produse pentru performanțe mai bune și cu o utilizare mai eficientă a materialelor;

- Deoarece modelele și părțile componente pot fi produse într-un timp scurt, imprimarea 3D se folosește pentru verificarea și dezvoltarea ideilor de proiectare. Este mai ieftin să produci un prototip 3D decât să recreezi unul deja existent, dacă este nevoie;

- Fabricarea pieselor metalice de schimb la cerere, fără a fi nevoie de o întreagă fabrică și de mai multe mașini-unelte;

- Producerea de materiale noi cu proprietăți unice;
- Durată mică de timp necesară pentru realizarea unui produs complex;
- Eliminarea reziduurilor tehnologice generate în procesul de fabricație cum ar fi șpanul și lichidele de ungere și lubrifiere;

- Înlocuirea pieselor uzate sau deteriorate, care nu mai sunt fabricate. Procesele de depunere stratificată permit construirea unor noi funcționalități pe lângă cele existente, deschizând noi oportunități pentru re-fabricarea componentelor.

Unul dintre avantajele cel mai des întâlnite este acela că tehnologiile de fabricație aditivă elimină o mare parte din efortul depus de forța de muncă în obținerea pe cale tradițională a produselor.

Limitări în imprimarea 3D:

- Costuri ridicate pentru producție de serie mare [fig. 1.48, 16]. Din analiza efectuată la serii mari, deocamdată, cea mai avantajoasă sub aspect economic este tehnologia formativă, urmată de tehnologia substractivă. Prețul imprimantelor și al materiei prime este în continuare ridicat, dar există tendința ca acestea să scadă;

- Game reduse de materiale, culori și finisaje. Există limitări comparativ cu metodele convenționale;

- Rezistență și durabilitate limitate. Nu toate tehnologiile aditive asigură durabilitatea produselor. Rezistența nu este uniformă;

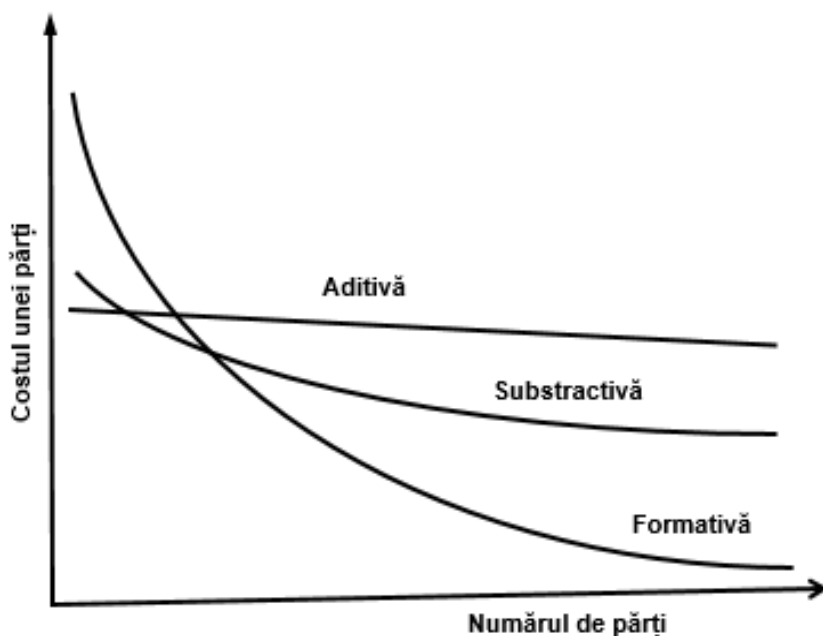


Fig. 1.48. Costul produsului funcție de tipul fabricației: formativă, substractivă și aditivă.

- Precizia produselor imprimate 3D. Anumite procese aditive nu sunt foarte precise;
- Majoritatea imprimantelor 3D au limitări legate de dimensiunile produsului.

În ciuda limitărilor, pe care le avem astăzi, tehnologiile de imprimare 3D se dezvoltă foarte rapid și costurile tind să se reducă. Astfel, tehnologiile de imprimare 3D devin din ce în ce mai răspândite.

Pentru a se putea face o analiză corectă a beneficiilor tehnologiilor de fabricație aditivă trebuie ținut cont de limitările și avansurile tehnologice ale metodelor și procedeele de fabricație aditivă. Pentru comparație se folosesc, în principal, tehnologiile convenționale cu îndepărtare de material, însă, cu cât problemele tehnice ale fabricației aditive vor fi rezolvate, cu atât balanța va înclina către aceste tehnologii, datorită beneficiilor pe care le aduc.

Mașinile de fabricație aditivă completează o construcție într-o singură etapă, fără interacțiuni din partea operatorului mașinii în faza de construire. Imediat ce proiectul CAD este finalizat, acesta poate fi încărcat pe aparat și tipărit într-un pas în câteva ore [19]. Capacitatea de a produce o parte într-o singură etapă reduce considerabil dependența de diferite procese de fabricație (prelucrare, sudare, vopsire) și oferă proiectantului un control mai mare asupra produsului final (fig. 1.49).

În comparație cu tehnologiile convenționale, tehnologiile aditive au un impact mult mai redus asupra mediului înconjurător, în primul rând datorită materiei prime, care poate fi reutilizată, procedeele de fabricație aditivă fiind utile în direcția dezvoltării durabile.

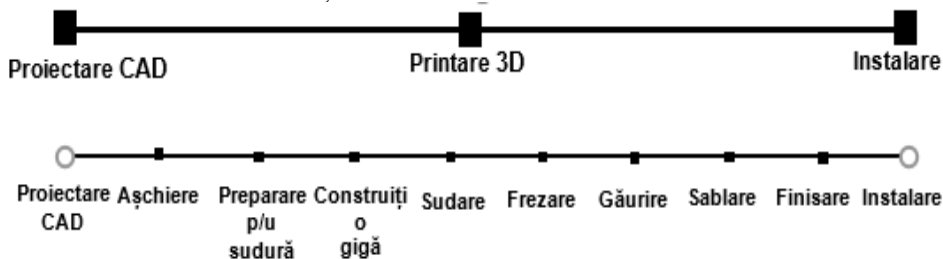


Fig. 1.49. Procesul de printare 3D (sus) comparat cu procesul tradițional de fabricare (jos).

1.5.2.2. Principiul fabricației aditive

Fabricația aditivă (FA) reprezintă „*procesul de alipire a materialelor pentru a fabrica obiecte pe baza datelor provenite din modelul 3D, de obicei strat peste strat spre deosebire de fabricația prin eliminare de material și cu metodologia fabricării prin redistribuire de material*” [19]. Deci, produsul este construit prin stratificare, fiecare strat de material aderând la cel precedent până la obținerea formei complete a obiectului. Modul, în care sunt formate straturile și modul în care se formează adeziunea dintre acestea, depinde de tipul de procedeu de FA utilizat și de materialul de fabricație. În orice procedeu de FA obiectul este fabricat, pornind de la modelul său virtual 3D obținut:

- prin modelare, utilizând un software 3D CAD cum ar fi: SolidWorks, Solid Edge, Siemens NX, CATIA, Google Sketchup, OpenCAD, 123Design etc.;
- din nori de puncte generate prin utilizarea echipamentelor de scanare, într-o abordare de tip inginerie inversă/Reverse Engineering (RE);
- prin utilizarea datelor de scanare de tip tomografie computerizată (Computer Tomography - CT) sau rezonanță magnetică (Magnetic Resonance Imaging - MRI).

Modelul virtual tridimensional al piesei sau ansamblului (fig. 1.50, a), exportat în format STL sau AMF, verificat și corectat pentru eliminarea eventualelor erori, este importat în software-ul mașinii de FA și secționat cu plane paralele între ele și perpendiculare pe direcția de fabricație (fig. 1.50, b). Datele de secționare astfel obținute reprezintă traiectoriile urmate de capul de extrudare, capul de depunere a liantului, capul laser etc. pentru formarea fiecărui strat (fig. 1.50, c). Formarea fiecărui strat și apoi a întregului obiect (fig. 1.50, d) se face prin solidificarea unei rășini lichide

fotosensibile, depunerea de filamente de material, lipirea foilor de hârtie, topirea pulberilor etc., în funcție de tipul de procedeu utilizat și de materialul de fabricație.

Procesele de prelucrare aditivă disponibile sunt capabile să realizeze piese cu o formă externă personalizată predefinită, precum și să asigure un control precis al geometriei interne a celulelor. Structurile de strat utilizate sunt clasificate în funcție de forma geometrică a unităților celulare, unități bazate pe: proiectarea CAD, imagini, suprafețe implicite, sau prin

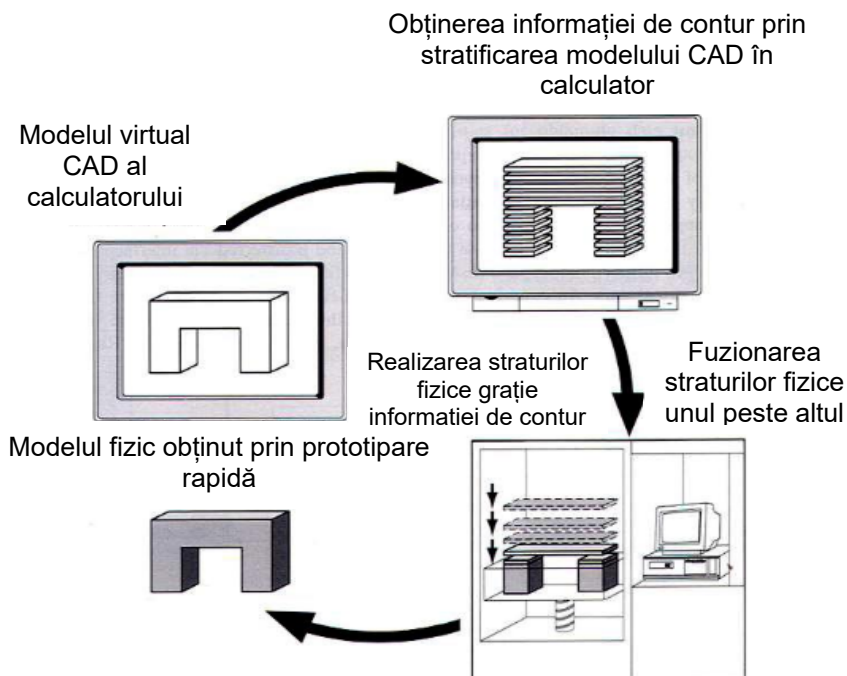


Fig. 1.50. Principiul prototipării rapide.

optimizarea topologică. Proiectarea CAD a unităților celulare este adaptată la diverse solide, de ex. poliedrice, așa cum este prezentat în figura 1.51 [16]: a) *dodecaedru*, b) *romb* și c) *diamant*.

Modelul 3D al unităților celulare se bazează pe proiectarea CAD parametrizată pentru a permite pregătirea diferitelor eșantioane

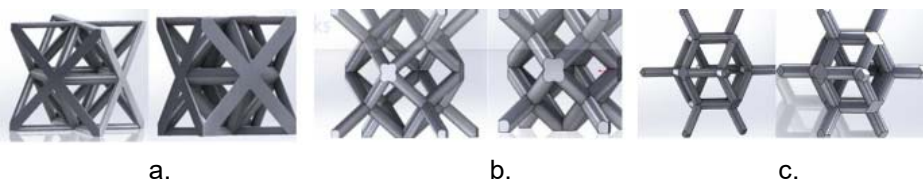


Fig. 1.51. Diferite tipuri de unități celulare ale structurilor straturilor, proiecte CAD, utilizate.

reprezentative cu diferite mărimi ale unităților celulare, diferite dimensiuni ale obiectului și diferite porozități (fig.1.52,a). De asemenea, această abordare a permis realizarea unor eșantioane reprezentative pentru probe cu structuri celulare cu gradient funcțional (fig.1.52,b).

După proiectarea CAD a eșantioanelor cu diferite valori ale parametrilor se utilizează metoda de analiză cu elemente finite (AEF)

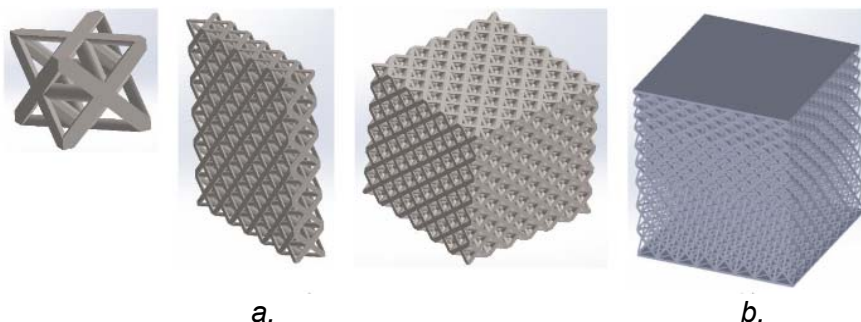


Fig. 1.52. Proiectarea CAD a eșantioanelor reprezentative cu posibilitatea modificării parametrilor (dimensiuni unitate celulară, dimensiuni obiect, porozitate): a) obținerea eșantioanelor prin multiplicarea unităților celulare; b) eșantion reprezentativ de structură cu gradient funcțional.

pentru a modela rezistența structurilor proiectate la solicitări mecanice, optimiza distribuția detaliată a eforturilor și proiectarea structurii straturilor funcție de porozitatea admisibilă. De asemenea, AEF este utilizată pentru a testa mai multe posibilități ale diferitelor forme și dimensiuni ale unității celulelor. Precizia acestei analize depinde de proprietățile materialului utilizat modelului 3D al esantionului, de geometria elementului finit, de dimensiunea obiectului, de geometria modelului CAD, și, de asemenea, de performanțele calculatorului. Cu cât mai fină este discretizarea obiectului în elemente finite cu atât mai mare este precizia, dar și timpul de analiză. Funcție de rezultatele obținute se alege tipul respectiv de *Fabricație aditivă*.

Pornind de la tipul de piesă, care trebuie să fie fabricată, s-au stabilit mai multe criterii de analiză, care au permis identificarea procedeeului optim pentru aplicație: *prețul mașinii de FA; prețul materiei prime; dificultatea service-ului și mentenanței mașinii; asigurarea unor caracteristici mecanice minime pentru piesă; dificultatea și durata operațiilor de post-procesare.*

Etape în imprimarea 3D

În general, fabricarea aditivă, se efectuează în următoarele etape [20]:

1. *Modelul digital.* Primul pas în procesul de fabricație aditivă este realizarea modelului digital. Pentru aceasta se folosește Proiectarea Asistată de Calculator (CAD). Există mai multe programe CAD, care folosesc

diferite principii de modelare, capacități și politici de costuri. De exemplu, se pot folosi Solidworks, Autodesk Fusion 360, SketchUp. Ingineria inversă se poate utiliza pentru a genera un model digital, prin scanare 3D;

2. *Modelul în format STL*. Un model digital este convertit într-un fișier STL (*stereolitografie*) acceptat de imprimantele 3D. Se poate selecta un model STL din bazele online existente precum Pinshape, GrabCAD etc. Unele din aceste baze oferă modele gratis, altele contra cost;

3. *Verificarea și repararea modelului STL*. Se verifică și se repară potențialele erori ale fișierului STL (lipsa triunghiurilor, margini neconectate, inversări ale normalelor (o fațetă este percepută, greșit, ca interior al piesei)). Există software pentru manevrarea modelelor STL cum ar fi Meshlab, 3DPrintCloud, Netfabbetc. Dacă nu sunt erori, se pot face și unele corecții: dimensionare, densitate, modificări de geometrie. Se poate stabili, de asemenea, o orientare adecvată a modelului 3D. Odată ce fișierul STL a fost generat, el este importat într-un program, care îl convertește în cod G. Codul G este un limbaj de programare folosit în fabricarea asistată de calculator (CAM) pentru controlul mașinilor unelte automate;

4. *Pregătirea imprimantei 3D*. Echipamentul este pregătit pentru imprimare. Procesul necesită setarea corespunzătoare și controlul imprimantei 3D, curățarea mesei de lucru și încărcarea materiei prime. Este necesară și o verificare de rutină a tuturor setărilor de imprimare principale și a panoului de control. Când echipamentul este pregătit, se poate încărca fișierul pentru imprimare 3D;

5. *Imprimarea 3D*. Procedura de imprimare 3D este, în mare parte, automată. În funcție de dimensiunea obiectului, de materiale și de imprimantă, procedura poate dura de la câteva ore până la câteva zile. Trebuie să se verifice, din când în când, să nu existe erori;

6. *Înlăturarea obiectului imprimat*. În majoritatea cazurilor, în imprimarea 3D non -industrială, înlăturarea obiectului imprimat se face cu ușurință – se separă piesa imprimată de masa de imprimare;

7. *Procesarea ulterioară*. Procesarea pieselor după imprimare poate varia destul de mult, în funcție de tehnologia de imprimare și de materialele folosite. De exemplu, o piesă imprimată prin SLA trebuie întărită sub raze UV în timp ce una imprimată prin FDM poate fi manevrată imediat. Procesarea produsului final poate include curățare manuală sau cu aer comprimat, lustruire, colorare și alte acțiuni, care pregătesc produsul pentru utilizarea finală.

În prezent se folosesc mai multe tehnologii și materiale pentru imprimarea 3D. De curând, echipamentele pentru imprimare 3D sunt disponibile atât pentru producția industrială cât și pentru utilizatorii casnici.

1.5.2.3. Clasificarea procedeeleor de fabricație aditivă

În momentul de față există o impresionantă diversitate a aplicațiilor tehnologiei de fabricație aditivă în diferite domenii: *construcția de mașini, auto, aviație, medicină, stomatologie, marketing, arhitectură și artă, industria divertismentului, arheologie etc.*, fiind fabricate diverse obiecte funcționale, modele pentru testarea asamblării, obiecte pentru vizualizarea/prezentarea unor concepte, pentru studii de piață, machete, modele de turnare, prototipuri de dispozitive medicale, jucării etc. Toate acestea cer diverse procedee de fabricație aditivă, însă utilizabile sub aspect tehnologic, economic, ecologic, doar pentru un anumit produs.

Cele mai cunoscute tipuri de procedee de fabricație aditivă sunt (fig.1.53) [21]:

- *stereolitografie (SLA)*;
- *modelare prin extrudare termoplastica (FDM)*;
- *expunerea digitala a luminii (DLP)*;
- *fabricare stratificată prin laminare (LOM)*;
- *sinterizare selectivă cu laser (SLS)*;
- *topirea selectivă cu laser a metalelor (SLM)*;
- *printare inkjet tridimensională (3DP)*;
- *printare PolyJet cu Fotopolimeri (PJP)*;
- *topire cu fascicul de electroni (EBM)*.
- *Injectarea liantului (BJ)*;
- *Injectarea materialului (MJ)*.

Aceste procedee sunt utilizate în mod diferit. În fig. 1.53 [16] sunt prezentate utilizarea procedeeleor enumerate mai sus în a. 2017 și 2019. Cel mai utilizat este procedeul FDM (sau FFF) cu 46% (în a. 2018). Alegerea corectă a procedeeului poate asigura fabricația pieselor prototip cu proprietăți similare sau mai bune decât mijloacele convenționale. În ceea ce privește costurile, cercetătorii afirmă că ele se vor reduce în mod constant.

În cazul fabricației aditive un loc important îl ocupă materialele. LOM, FDM, SLS, SLM sunt sisteme de fabricație aditivă, care pot utiliza ca materie prima o mare diversitate de materiale, metalice și nemetalice (fig.1.54) [16]).

O utilizare largă în industria de fabricație aditivă au materialele polimerice și compozite. Componentele de bază ale materialelor plastice sunt polimerii organici. Polimerii constau într-un număr mare de unități fundamentale, monomeri, care sunt molecule organice formate din atomi de carbon sau siliciu (în cazul polimerilor siliconici). Pornind de la monomeri, polimerii sunt formați prin polimerizare prin adăugare sau polimerizare în condensare și, funcție de comportamentul lor sub acțiunea căldurii și presiunii, se împart în materiale termoplastice sau termorigide.

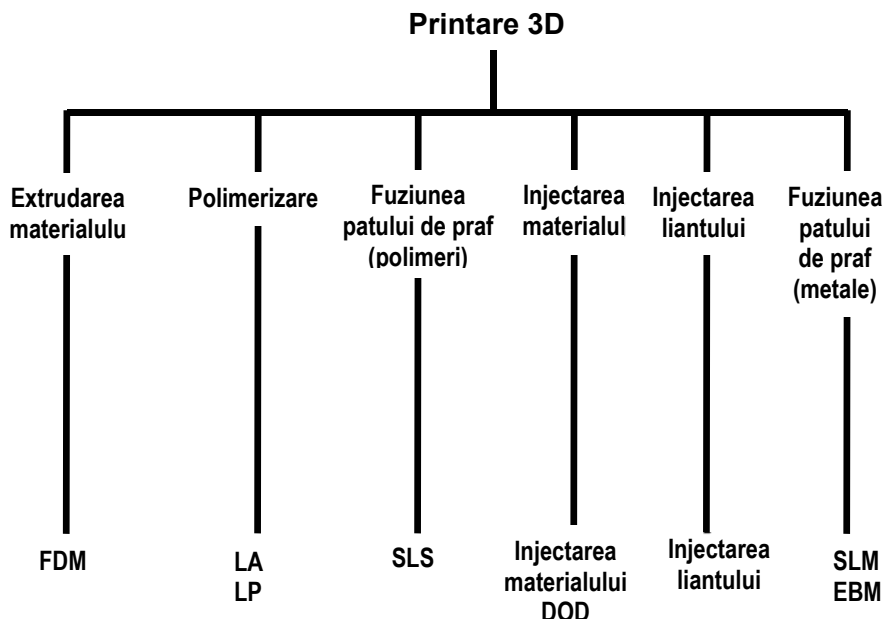


Fig. 1.53. Clasificarea procedeelor de fabricație aditivă.

Cele mai utilizate filamente în industria de fabricație aditivă sunt [22]:

- PLA Filament - densitate 1,24 g/cm³, temperatura de imprimare recomandată 190-220°C;
- PET Filament - densitate 1,2 g/cm³, temperatura recomandată de imprimare 220-240°C;
- TPU/TPE Filament - densitate 1,15g/cm³, temperatura de imprimare recomandată 190-240°C;
- ABS Filament - densitate 1,03 g/cm³, temperatură recomandată de imprimare 220-245°C;
- HIPS Filament - densitate 1,04 g/cm³, temperatură recomandată de imprimare 220-270°C;
- ASA Filament - densitate 1,75 g/cm³, temperatura de imprimare recomandată 235-255°C;
- PA Filament - nylon, temperatura de imprimare recomandată 230-260°C;
- PC Filament - densitate 1,19-1,20g/cm³, temperatura de imprimare recomandată 250-270°C;
- PP Filament - densitate 0,9 g/cm³, recomandat pentru temperatura de intrare 220-240°C;
- Ligmin Filament - polimer biodegradabil - densitate 1,23g/cm³, temperatura de imprimare recomandată 140-180°C.

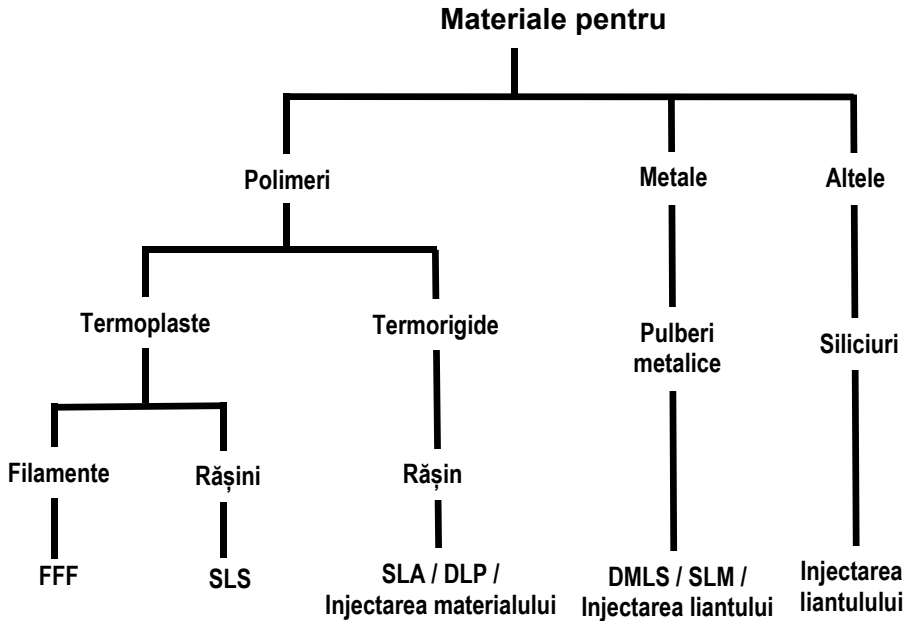


Fig. 1.54. Clasificarea materialelor pentru printarea 3D.

Se folosesc și alte materiale combinate: ceramică (de regulă, polimeri încărcăți cu pulberi de ceramică) sau compozite (fibre de carbon sau pulberi metalo-polimeri). Carbonul, aluminiul, grafitul sau fibrele de sticlă asigură rezistență majorată la sarcini raportată la masă.

1.5.2.4. Procedee de fabricație aditivă

Modelare prin extrudare termoplastică (FDM/FFF)

Tehnicile FDM inventate în anii 1980 de cercetătorul Scott Crump, fondatorul Stratasys, o companie care se află printre cele mai importante companii din industria de imprimare 3D. FDM este cea mai utilizată tehnologie de imprimare 3D (46% în 2018, fig.1.55 [16]): reprezintă cea mai mare bază instalată de imprimante 3D la nivel global; este cea mai obișnuită tehnologie de fabricare a aditivilor, pentru materiale polimerice și compozite, care impune costuri reduse pentru echipamente și consumabile, folosește ca materiale de bază filament PLA / ABS. Cu toate că tehnologia FDM a fost inventată după celelalte două tehnologii cele mai populare, stereolitografia (SLA) și sinterizarea selectivă cu laser (SLS), FDM este, de obicei, cea mai ieftină dintre cele trei, printr-o marjă mare, ceea ce conferă popularitate procesului.

Principiul de realizare. Modelarea prin extrudare termoplastică (FDM) sau Fabricarea filamentelor condensate (FFF) este un proces de fabricație aditivă, care aparține familiei de extrudare a materialelor. În



Fig. 1.55. Printere 3D industriale.

acest procedeu de *FA* obiectele sunt fabricate prin depunere de straturi formate din rânduri de filament de material termoplastic extrudat printr-o duză (fig.1.56 [16]). În cazul tehnicii FFF, în procesul de alimentare a materialului este utilizat un tub întreg, în raport cu o duză.

Cum funcționează procesul de fabricație FDM?

1. Un filament termoplastic este, la început, încărcat în imprimanta 3D. Odata ce duza a atins temperatura dorită, filamentul este alimentat la capul de extrudare și în duză, unde se topește (fig. 1.56, *a,b*);

2. Capul de extrudare este atașat la un sistem cu 3 axe, care îi permite să se deplaseze în direcțiile X, Y și Z. Materialul topit este extrudat în linii subțiri și este depus strat cu strat în locuri predeterminate, unde se răcește și se solidifică. Uneori, răcirea materialului este accelerată prin utilizarea ventilatoarelor de răcire atașate pe capul de extrudare (fig. 1.56, *a,b*).

3. Pentru a umple o zonă, sunt necesari mai mulți pași (similar cu colorarea unui dreptunghi cu un marker). Când un strat este terminat, patul de construire se deplasează în jos (sau în alte configurații ale imprimantei 3D, capul de extrudare se ridică) și se depune un nou strat (fig. 1.56, *b*). Fiecare strat nou va fi depus deasupra stratului deja existent și atașat la el, deoarece materialul extrudat se întărește foarte repede, imediat după ce a fost scos prin duză. Acest proces se repetă până la finalizarea piesei.

Traectoria duzei de extrudare depinde de secțiunile obținute prin intersecția modelului STL cu planele de secționare. Sunt depuse mai întâi perimetrul exterior și perimetrele interioare, apoi stratul este format prin depunerea de rânduri în zig-zag (raster) la unghiuri de: $+45^{\circ}/-45^{\circ}$, $0^{\circ}/90^{\circ}$, $30^{\circ}/120^{\circ}$ etc., sau folosind o strategie circulară de umplere a stratului. În procedeul FDM, structurile suport sunt construite pentru susținerea

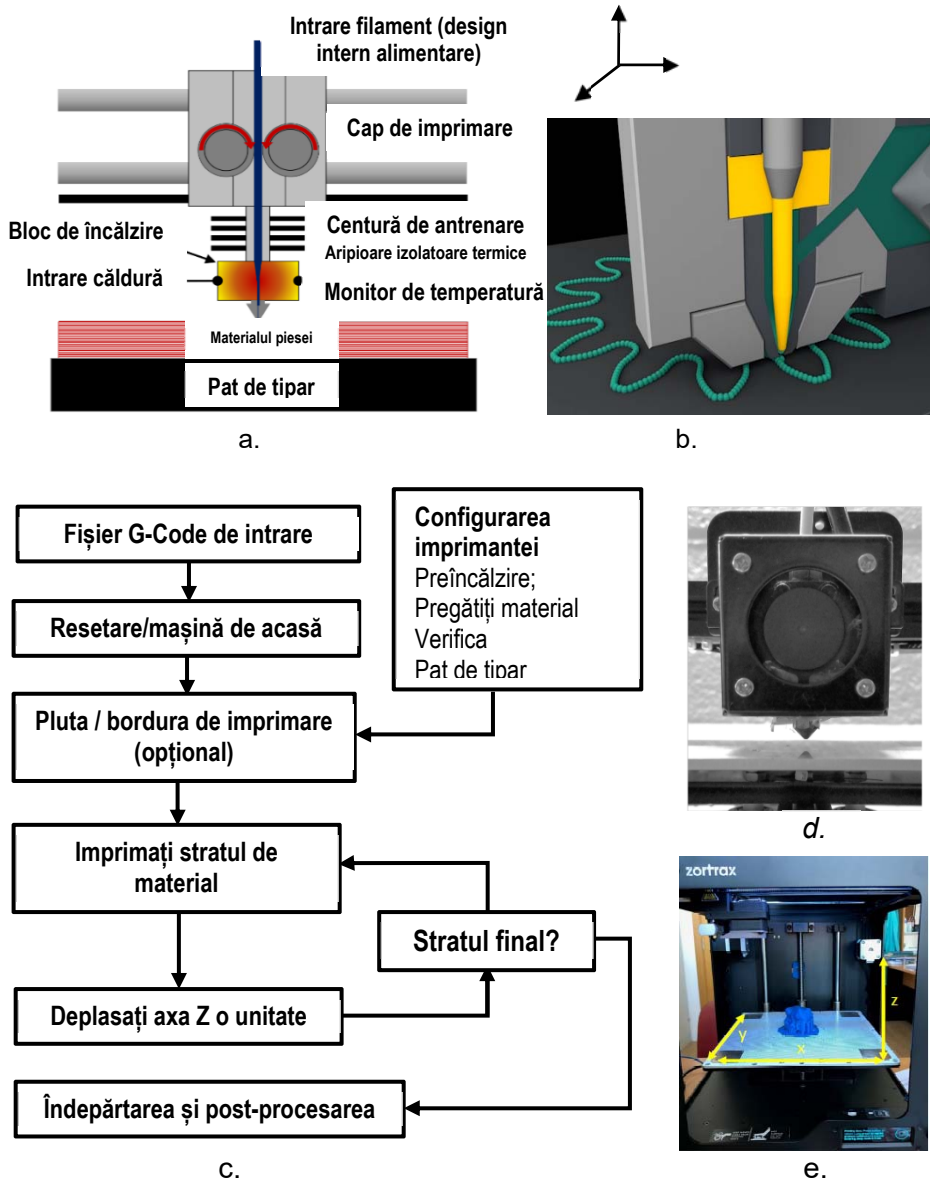


Fig. 1.56 Principiul de realizare a procedurii de extrudare termoplastică (FDM).

elementelor în consolă aflate la unghiuri, de obicei, mai mari de 45° față de verticală. Acestea trebuie eliminate în etapa de post-procesare. În fig. 1.56, c este prezentat un algoritm al procesului de printare FDM 3D. Capul de extrudare al imprimantei este prezentat în fig. 1.56, d. În fig. 1.56, e se prezintă o imprimantă FDM Zortrax. De obicei, imprimantele FDM folosesc plastic ABS, PLA, polimeri biodegradabili, iar unii mai

„excentrici” folosesc chiar beton, ciocolată, zahăr sau alte alimente neobișnuite. În funcție de tipul de mașină FDM, depunerea structurii suport poate fi realizată, utilizând aceeași duză de extrudare (pentru mașinile low-cost), dar de obicei se folosesc două duze de extrudare pentru depunerea separată a materialului pentru obiect și a materialului pentru suport. De asemenea, în funcție de modelul de imprimantă, capul de extrudare se poate deplasa în planul XY și patul de tipar pe axa Z , dar există și variante, în care capul de extrudare se deplasează pe X și Z și patul de tipar se deplasează de-a lungul lui Y sau capul de extrudare se deplasează pe Z , iar patul de tipar după X și Y .

Parametrii de bază ai procesului FDM sunt: orientarea obiectului în spațiul de lucru al mașinii, grosimea stratului, unghiul de umplere (raster), lățimea rândului și golul dintre rânduri. Acești parametri afectează precizia obiectului fabricat și proprietățile sale mecanice, precum și timpul și costul de fabricație. Majoritatea sistemelor FDM permit reglarea mai multor parametri de proces, inclusiv, temperatura atât a duzei, cât și a patului de construcție, viteza de construcție, înălțimea stratului și viteza ventilatorului de răcire. Acestea sunt stabilite, în general, de către operator. Ceea ce este important din perspectiva unui proiectant este dimensiunea construcției și înălțimea stratului. Dimensiunea disponibilă a unei imprimante 3D desktop este, de obicei, 200 x 200 x 200 mm, în timp ce pentru imprimante 3D industriale aceasta poate ajunge la 1000 x 1000 x 1000 mm. De regulă, înălțimea stratului utilizat în FDM variază între 50 și 400 micrometri și poate fi determinată la plasarea unei comenzi. O înălțime mai mică a stratului mărește precizia și calitatea suprafeței și geometriei, în timp ce o înălțime mai mare produce piese mai repede și cu un cost mai mic. Cel mai frecvent se folosește o înălțime a stratului de 200 micrometri.

Colmatare (warping). Este unul dintre cele mai frecvente defecte ale FDM. Când materialul extrudat se răcește în timpul solidificării, dimensiunile acestuia scad. Deoarece secțiunile diferite ale imprimării se răcesc la viteze diferite, dimensiunile lor se schimbă. Răcirea diferențiată determină acumularea de solicitări interne, care conduc la colmatarea (exfolierea) stratului nou depus. Colmatarea straturilor poate fi prevenită prin monitorizarea mai atentă a temperaturii sistemului FDM și prin creșterea aderenței dintre piesă și patul de construcție. De asemenea, probabilitatea de deformare a straturilor poate fi redusă la etapa de proiectare de către proiectant [16]:

- zonele plate mari sunt mai predispuse la deformare și ar trebui evitate atunci când este posibil;

- părțile subțiri dintr-o piesă sunt, de asemenea, predispuse la deformare. În acest caz, deformarea poate fi evitată prin adăugarea de

materiale suplimentare la marginea părții mai subțiri, care, la etapa de post-procesare este eliminată;

- colțurile ascuțite se deformează mai des decât formele rotunjite;
- diferite materiale sunt mai sensibile la deformare: ABS este, în general, mai sensibil la deformare în comparație cu PLA sau PETG, datorită temperaturii sale mai mari de tranziție a sticlei și a coeficientului de expansiune termică relativ ridicat.

Structura de sprijin. Structura de sprijin este esențială pentru crearea produselor în FDM cu suprapuneri. Suprafețele imprimate pe suport vor fi, în general, de calitate inferioară a suprafeței de sprijin comparativ cu restul piesei. Din acest motiv, se recomandă ca piesa să fie proiectată astfel încât să se reducă la minim nevoia de sprijin. Suportul este, de obicei, imprimat din același material ca și piesa. Există materiale de suport, care se dizolvă în lichid, însă sunt utilizate mai ales în imprimante 3D FDM industriale. Imprimarea pe suporturi dizolvabile îmbunătățește semnificativ calitatea suprafeței piesei, dar mărește costul total al piesei, deoarece este necesară o mașină specializată (cu extrudare dublă) și deoarece costul materialului dizolvabil este relativ ridicat.

Umplerea și grosimea învelișului. Perimetrul exterior la piesele FDM este trasat, folosind așa numita cochilie, iar interiorul este umplut cu o structură internă, de densitate relativ mică, numită umplutură. Umplerea și grosimea învelișului influențează foarte mult rezistența piesei. Pentru imprimantele desktop FDM, setarea implicită este densitatea de umplere de 25% și grosimea cochiliei de 1 mm, ceea ce reprezintă un bun compromis între rezistență și viteză pentru imprimările rapide. În fig. 1.57 [16] se prezintă variante de umplere internă a FDM cu densitate de umplere diferită: grosieră (a); medie (b) și fină (c).

Post procesare. Piesele FDM pot fi finisate la un standard foarte ridicat, folosind diferite metode de prelucrare, precum șlefuire și lustruire, amorsare și vopsire, sudare la rece, netezire cu vapori, acoperire epoxidică și placare metalică.

Beneficii și limitări. Principalele avantaje și dezavantaje ale tehnologiei sunt prezentate mai jos [16]:

Avantaje:

- FDM este cel mai eficient mod de a produce piese și prototipuri termoplastice personalizate;

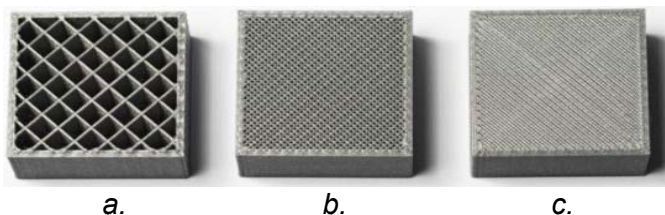


Fig. 1.57. Geometria internă a FDM imprimată cu densitate de umplere diferită.

- Timpul de livrare al FDM este scurt, datorita disponibilitatii mari a tehnologiei;
- Este disponibilă o gamă largă de materiale termoplastice, potrivite atât pentru prototipare cât și pentru unele aplicații funcționale necomerciale.

Dezavantaje:

- FDM are cea mai mică precizie dimensională și rezoluție comparativ cu alte tehnologii de imprimare 3D, deci nu este potrivit pentru piese cu elemente complexe.
- Piese FDM sunt susceptibile să aibă linii vizibile de strat, deci, este necesară post-procesare pentru o finisare lină.
- Mecanismul de aderență a stratului face ca piesele FDM să fie anizotrope în mod inerent.

Stereolitografie (SLA)

Stereolitografia (SLA sau SL) este o tehnologie de prototipare rapidă utilizată la scară largă în mediul industrial pentru realizarea matrițelor, modelelor și chiar a componentelor funcționale. Cunoscută și sub denumirea de *foto-solidificare* sau *fabricare optică*, stereolitografia implică utilizarea unui fascicul laser cu lumină ultravioletă pentru solidificarea unei rășini fotopolimerice lichide aflată în cuva de construcție a imprimantei. Sub acțiunea luminii laser ultraviolete rășina, sensibilă la lumina ultravioletă, se solidifică în straturi succesive, obținându-se astfel modelul solid 3D. Materialele utilizate în **SLA** sunt polimeri termosimetri fotosensibili, care vin într-o formă lichidă.

Bazele acestei tehnologii au pus-o inventatorii francezi Alain Le Méhauté, Olivier de Witte și Jean Claude André, și, în mod special, inventatorul american Charles (Chuck) Hull de la „*3D Systems Corporation*”, care au depus cereri pentru brevet de invenție. În baza brevetului de invenție obținut în a.1986 [18], Charles Hull cu compania sa „*3D Systems Corporation*” a lansat prima imprimantă 3D comercială, SLA-1. Contribuția lui Hull a fost, de asemenea, formatul fișierului STL (Stereolitografie) și strategiile de tranșare și umplere digitale comune pentru multe procese de astăzi.

Dacă sunt necesare piese cu o precizie foarte ridicată sau o finisare netedă a suprafeței, SLA este cea mai eficientă tehnologie de imprimare 3D disponibilă. Cele mai bune rezultate sunt obținute atunci când proiectantul profită de avantajele și limitările procesului de fabricație. SLA are multe caracteristici comune cu Direct Light Processing (DLP), o alta tehnologie de imprimare 3D a fotopolimerizării Vat. Pentru simplitate, cele două tehnologii pot fi tratate ca egale.

Principiul de realizare a procesului de fabricație SLA.

Procesul de fabricație SLA funcționează în modul următor (fig.1.58,[16]):

1. Platforma de construcție este poziționată mai întâi în rezervorul de fotopolimer lichid, la o distanță de înălțimea unui strat de suprafața lichidului. Astfel modelul 3D dorit este feliat inițial în secțiuni transversale, pe care fasciculul laser o trasează pe suprafața rășinii lichide.

2. Apoi, un laser UV creează următorul strat prin întărirea și solidificarea selectivă a rășinii fotopolimerice. Fasciculul laser este focalizat pe calea stabilită, folosind un set de oglinzi de scanare X-Y, cu care este scanată întreaga secțiune transversală a modelului, astfel încât partea produsă este complet solidă. Expunerea la lumina laser ultravioletă solidifică modelul trasat pe rășina lichidă, rezultând un strat solid construit (printat 3D), care se adaugă la stratul precedent construit;

3. Când un strat este finalizat, platforma se deplasează cu ajutorului mecanismului de ridicare la o distanță egală cu grosimea stratului, iar măturătoarea re-acoperă suprafața cu rășină fotopolimerică. Procesul se repetă apoi până la finalizarea piesei;

4. După finalizarea construcției, piesa se află într-o stare „crudă”, nu se întărește complet și necesită o prelucrare ulterioară sub lumină UV, dacă sunt necesare proprietăți mecanice și termice foarte ridicate. Uneori modelul 3D obținut este imersat într-o baie chimică separată, pentru îndepărtarea excesului de rășină, după care este tratat într-un cuptor cu radiații ultraviolete pentru întărirea finală.

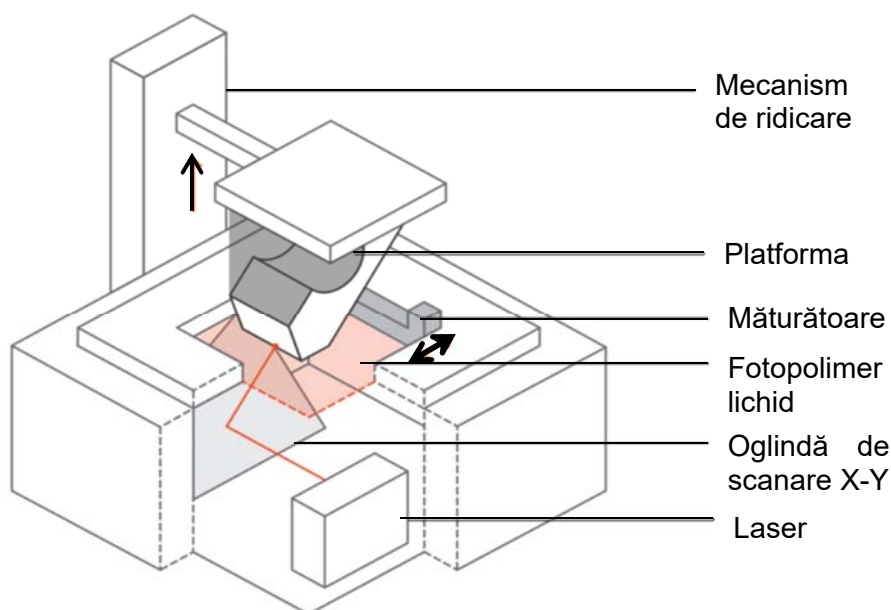


Fig. 1.58. Principiul procesului de litografie (SLA).

Aplicații. Piese și componente extrem de detaliate; modele finisate pentru prezentări de marketing; testare fizică a formei; modele de producție rapidă a sculelor (rapid tooling); aplicații rezistente la temperaturi înalte; matrițe master de turnare.

Sinterizare selectivă cu laser (SLS, SLM)

Tehnologia de prototipare rapidă, cunoscută și ca Sinterizare Laser, a fost brevetată la sfârșitul anilor 1980 și este apropiată de stereolitografie (SLA). *Materiale utilizate:* pulberi (termo)plastice (nylon, polyamidă, polystyren; elastomeri; compoziți), pulberi metalice (oțel, titan, aliaje), pulberi ceramice, pulberi din sticlă. funcție de tipul materialului se disting două procese de sinterizare selectivă cu laser:

- sinterizare selectivă cu laser nemetale (SLS);
- topirea selectivă cu laser a metalelor (SLM).

Sinterizare selectivă cu laser nemetale (SLS). Tehnologia de prototipare rapidă SLS (*Selective Laser Sintering*), tradusă prin *Sinterizare Laser Selectivă*, a fost brevetată la sfârșitul anilor 1980 de inventatorul american Carl Deckard. Procedul este similar cu stereolitografia, fiind înlocuit doar polimerul cu pulbere. Pe langa denumirea SLS se folosește pe scara largă și denumirea generică LS (*Laser Sintering*), sau Sinterizare Laser. Pulberea este depozitată în buncărul de alimentare pe ambele părți ale camerei (fig.1.59,a,b, [23]) și este împinsă din buncăr cu un piston. Un tambur de nivelare îl împrăștie într-un strat uniform peste zona de construcție. Un laser CO₂, care furnizează un fascicul infraroșu de mare putere, topește (sinterizează) pulberii în straturi succesive, obținându-se astfel modelul 3D dorit. Modelul 3D dorit este convertit inițial în secțiuni transversale (felii) ale obiectului și trimise apoi printrului. Pe baza

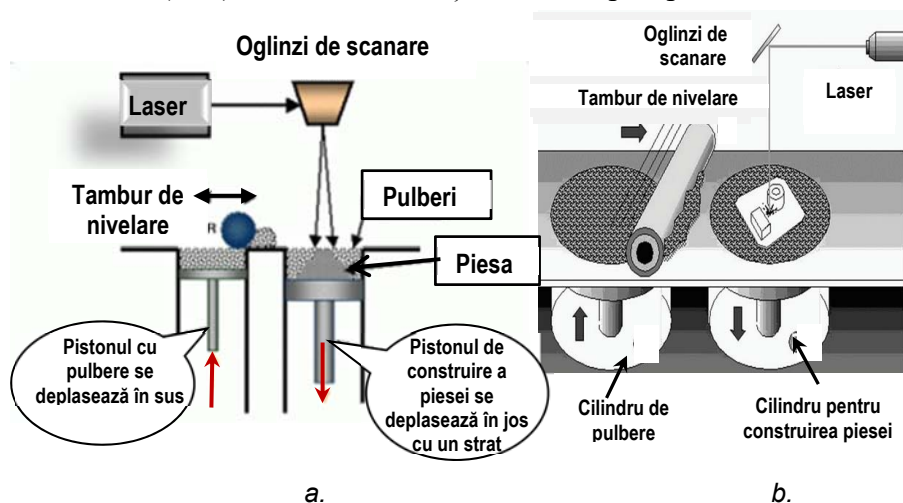


Fig. 1.59. Principiul procesului de sinterizare selectivă cu laser (SLS).

informațiilor primite, fasciculul mobil al laserului topește (sinterizează) selectiv stratul de pulbere aflat pe platforma de construcție din interiorul cuvei, conform fiecărei secțiuni transversale. După finalizarea secțiunii, platforma, pe care sunt construite modelele 3D, este coborâtă înăuntrul cuvei pentru realizarea următoarei secțiuni transversale. Modelul 3D este în permanență încadrat în pulberea de construcție pe parcursul printării, ceea ce permite printarea unor geometrii extrem de complexe fără material suport. Pulberea rămasă în cuva de construcție poate fi reutilizată la printările ulterioare. Obiectele 3D obținute prin sinterizarea laser sunt poroase și nu necesită finisare ulterioară decât dacă se dorește întărirea acestora prin infiltrare.

Tehnologia sinterizării laser folosește componente scumpe, ceea ce duce la costuri ridicate ale printerelor de tip SLS (peste 90000 EUR). Totodată este asigurată calitate înaltă a produsului: acuratețea pieselor printate – bună; finisarea suprafețelor printate - bună spre foarte bună; viteza de printare - medie spre superioară.

Avantaje tehnologie SLS / LS: acuratețe bună a modelului 3D; paletă largă de materiale utilizate; piese fabricate rezistente; posibilitatea construcției unor geometrii extrem de complexe fără material suport; flexibilitate a modelelor printate (pot fi utilizate ca modele finale sau modele de testare, unele materiale nu necesită post-procesare); piese fabricate rezistente la temperaturi înalte; nu necesită operațiuni de post procesare (întărire, îndepărtare suport, etc.) dacă nu se dorește întărirea mecanică.

Dezavantaje tehnologie SLS / LS: tehnologie scumpă și dimensiuni mai mari ale printerului; materiale de printare scumpe; suprafață mediu finisată, comparativ cu SLA; detalii medii ca finețe, comparativ cu SLA; prototipuri poroase, care pot necesita operațiuni adiționale de întărire; timp de răcire mare după printare pentru obiecte mari.

Aplicații SLS/LS: piese rezistente pentru testare funcțională; testare la temperaturi înalte; producție de serie mică, modele de turnare.

Sinterizarea (topirea) selectivă cu laser a metalelor (SLM). Topirea selectivă cu laser (Selective Laser Melting - SLM) este un procedeu de fabricație aditivă, care folosește fișierele 3D CAD ca sursă de informație digitală, și energie sub forma unei raze laser de mare energie, pentru a obține piese metalice tridimensionale prin topirea pulberilor metalice [16]. Procedul SLM a fost creat prin brevetul de invenție nr. 19649865 DE (FRA96) în a.1995 la Institutul Fraunhofer ILT din Aachen, Germania. Încă din faza de pionerat Dr. Dieter Schwarze și Dr. Matthias Fockele de la F&S Stereolithographietechnik GmbH au avut o strânsă colaborare cu cercetătorii de la ILT, Dr. Wilhelm Meiners și Dr. Konrad Wissenbach. Comitetul de standardizare internațional ASTM F42 a grupat SLM în

categoria „sinterizări cu laser”, chiar dacă acest lucru este oarecum greșit deoarece procesul topește complet metalul într-o masă solidă omogenă, spre deosebire de sinterizarea selectivă cu laser (SLS) și sinterizarea metalică directă cu laser (Direct Metal Laser Sintering – DMLS), care sunt, în realitate, procese de sinterizare. Un proces asemănător SLM este procesul de topire cu rază de electroni (Electron Beam Melting – EBM), care folosește ca sursă de energie un flux de electroni [16].

Procesul SLM (fig. 1.60) pornește cu secționarea în straturi cu grosimi între 20 și 100 micrometri a fișierului 3D CAD și generarea a câte o imagine 2D pentru fiecare strat. Această informație este salvată într-un fișier de tip STL. Fișierul STL este apoi încărcat într-un pachet de programe de postprocesare, care precizează parametrii de lucru și generează suportii de fabricare. Aceștia permit ca fișierul să fie interpretat și rulat pe diferite tipuri de mașini. Se topesc selectiv straturi subțiri de pulbere metalică atomizată, pulbere, care este distribuită cu ajutorul unui sistem de nivelare pe patul de pulberi (patul de construcție), de obicei metalică, care este fixată pe o masă de indexare cu deplasare pe axa verticală (Z). Toate acestea au loc într-o cameră cu atmosferă controlată de gaz inert, azot sau argon cu nivel de oxigen sub 500 părți/milion. După distribuirea unui strat de pulbere, fiecare secțiune 2D a geometriei piesei este îmbinată prin topirea selectivă cu laser a pulberii metalice. Acest lucru este realizat cu o rază laser de mare putere, de obicei de sute sau mii de wați. Raza laser este ghidată pe axele X și Y cu ajutorul a două oglinzi de înaltă frecvență. Energia laserului este suficient de intensă încât să permită topirea completă (sudarea) particulelor pentru a

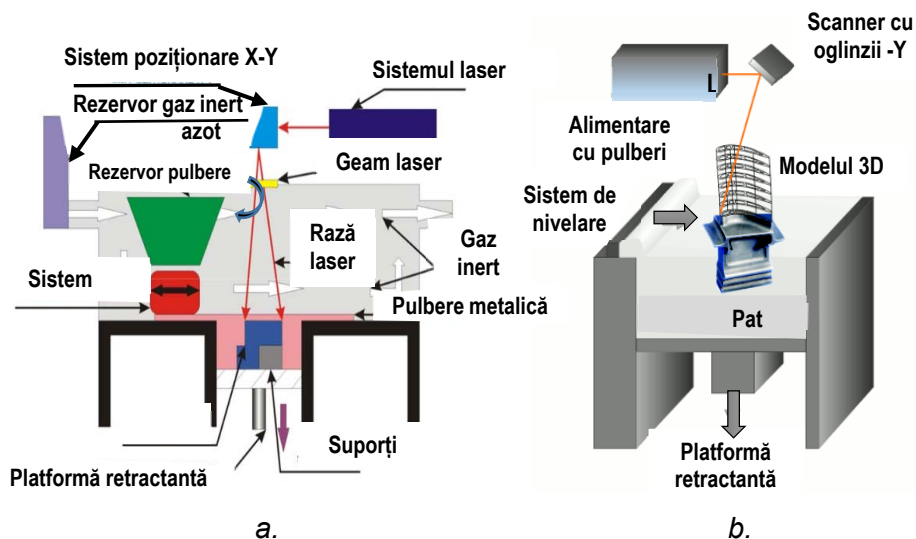


Fig. 1.60. Principiul de funcționare al SLM.

crea o formă metalică solidă. Procesul este repetat strat cu strat până când piesa este fabricată în totalitate.

O etapă foarte importantă în fabricarea pieselor prin sinterizare/topire cu laser din pulberi metalice reprezintă pregătirea ciclului de fabricație aditivă. După finalizarea proiectării modelului digital, sunt necesare câteva etape suplimentare de pregătire înainte ca piesa să poată fi fabricată. Acest lucru se realizează prin utilizarea software-urilor specifice de pregătire și poate fi împărțit în 4 etape [16]:

- *amplasarea în volumul de construire;*
- *adăugarea suporților de legătură cu placa de construire;*
- *împărțirea în straturi sau felierea*
- *crearea traiectoriilor de construire (traiectoriilor fasciculului laser).*

Amplasarea și orientarea piesei (a grupului de piese) în cadrul volumului de construire sunt parte integrantă a calității fiecărei componente. Distanța dintre repere poate afecta proprietățile materialului (consolidare slabă), finisarea suprafeței și ușurința post-procesării.

Orientarea fiecărui reper poate să influențeze performanțele sale funcționale prin afectarea proprietăților anizotropice ale acestuia. Prelucrarea prin sinterizare/topire cu laser din pulberi metalice necesită structuri temporare de suporți pentru anumite repere din cauza procesului de fabricare strat-cu-strat. Locația, tipul și numărul acestora pot afecta precizia geometrică și proprietățile mecanice ale piesei finale. În general, pentru amplasarea și numărul suporților sunt utilizați algoritmi automatizați, dar complexitatea geometrică sau limitele de printare necesită, de cele mai multe ori, o intervenție manuală ulterioară a operatorului pentru a optimiza distribuția acestora (fig.1.61, [16]).

Cu o utilizare industrială specializată, tehnologia SLM poate fi încadrată mai degrabă în domeniul prototipării rapide decât în cel al printării 3D. Echipamentele sunt extrem de scumpe, depășind, în general, 100000 Eur. Spre deosebire de *Sinterizarea Laser Selectivă*, tehnologia SLM utilizează pulberi metalice drept material de construcție, care sunt topite și sudate împreună cu ajutorul unui laser de mare putere.

Tehnologia SLM asigură: acuratețea pieselor printate - bună; finisarea suprafețelor printate - bună spre foarte bună; viteza de printare - medie spre superioară.

Materiale utilizate: pulberi metalice din oțel inoxidabil, oțel de scule, cobalt, crom, titan și aluminiu.

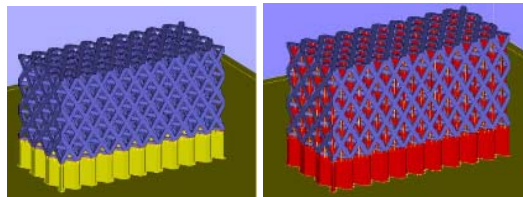


Fig. 1.61. Optimizarea manuală a suporților.

Avantaje tehnologie SLM / DMLS: acuratețe bună a modelului 3D; utilizarea unei game de materiale speciale metalice; piese fabricate cu rezistență mecanică înaltă; posibilitatea construcției unor geometrii organice sau extrem de complexe; piese ușoare (industria aerospațială, medicină); flexibilitate a modelelor printate (pot fi utilizate ca modele finale sau modele de testare).

Dezavantaje tehnologie SLM/DMLS: tehnologie scumpă și dimensiuni mari ale printerului; materiale de printare speciale și scumpe; prototipuri, care pot necesita operațiuni adiționale de întărire; timp de răcire mare după printare pentru piese mari.

Aplicații SLM / DMLS: prototipuri rezistente pentru testare funcțională; piese cu geometrii complexe, structuri cu pereți subțiri și goluri sau canale ascunse; piese metalice complexe din materiale speciale produse în serie mică; forme hibride, în care geometrii solide / parțiale / pot fi realizate împreună pentru crearea unui singur obiect (ex. implanturi ortopedice, în care integrarea osoasă este sporită de geometria suprafeței).

Fabricarea obiectelor laminate (LOM)

Tehnologia LOM (Laminated Object Manufacturing) sau *Fabricarea Stratificată prin Laminare* este o tehnologie mai puțin cunoscută, cu toate că primul sistem de fabricare LOM a fost dezvoltat încă din a. 1991 de compania Helisys Inc.

Tehnologia LOM permite fabricarea stratificată a obiectului 3D din straturi de hârtie sau plastic, care sunt lipite împreună cu o rolă de laminare, încălzită la aproximativ 70°, și decupate cu ajutorul unui cuțit sau al unui laser cu putere mică. Inițial, modelul 3D CAD este convertit în secțiuni transversale (felii) ale obiectului și trimise apoi imprimantei.

Piese sunt create pe o platformă de construcție 1 (fig. 1.62, [16]), care este alimentată cu material de construcție subțire dintr-un rulou de alimentare 2. Materialele utilizate sunt, de obicei, hârtie, plastic, ceramică sau folie metalică. După fiecare strat, platforma de construcție este coborâtă și este alimentată cu un nou strat de material. Stratul finalizat este lipit de stratul anterior cu ajutorul unui adeziv aplicat pe partea inferioară a foii, activat prin încălzire, peste care trece rola de laminare încălzită 3. Cu ajutorul unei surse laser 4 sau a unui cuțit, printerul decupează din foaia de material solid straturile, care vor compune piesa 3D. Restul materialului nefolosit în urma decupării este mărunțit de cuțit (sau sursa laser) pentru ca la sfârșitul procesului să poată fi îndepărtat manual.

O tehnologie nouă denumită **3D paper printing**, îmbină printarea inkjet cu tehnologia LOM. Secțiunile transversale din hârtie sunt inițial printate color, utilizând tehnologia inkjet obișnuită, și apoi decupate în straturi, rezultând un model 3D cu rezoluție color.

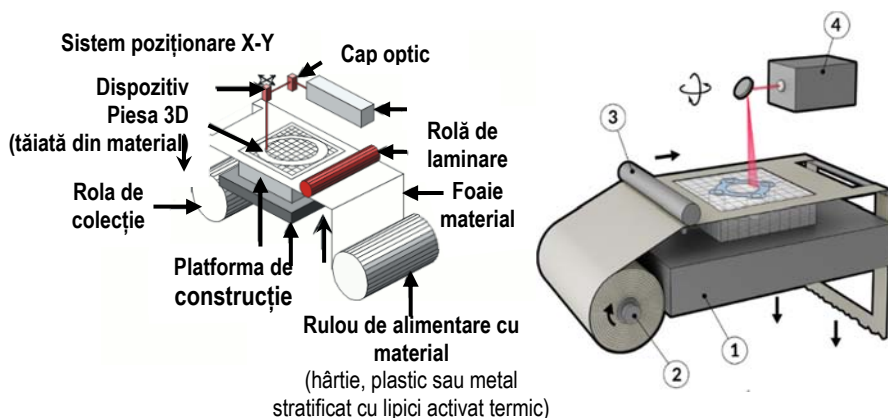


Fig. 1.62. Fabricarea stratificată prin laminare (LOM).

Tehnologia LOM asigură: acuratețea pieselor printate - medie spre bună; finisarea suprafețelor printate - medie spre bună; aspect esthetic (color); viteza de printare – medie.

Materiale utilizate: hârtie (foi obișnuite), plastic (în rulouri).

Avantaje tehnologie LOM: materiale de printare foarte ieftine (hârtie format A4 obișnuită); acuratețe și precizie destul de bună; permite printarea modelelor mai mari, care nu au elemente complicate; nu necesită structuri de suport; nu folosește reacții chimice, nu necesită camere speciale; prototipuri 3D printate color cu impact vizual maxim; echipamentele pretabile în mediul office (fără praf, substanțe chimice, operațiuni periculoase de post-procesare).

Dezavantaje tehnologie LOM: gamă limitată de materiale; proprietăți slabe ale materialelor; materialul nefolosit trebuie îndepărtat manual; pierderi de material destul de mari (restul neutilizat al colii se aruncă); volume de printare limitate.

Aplicații tehnologie LOM: testare fizică a formei; modele 3D voluminoase (al căror cost de producție trebuie să fie mic); piese relativ simple (cu puține componente); printarea color are aplicabilitate în multe domenii, unde aspectul vizual are importanță maximă: arhitectură, design conceptual, modele marketing, vizualizare științifică, educație

Printare inkjet tridimensională (3DP)

Tehnologia de *printare tridimensională 3DP (Three-Dimensional Printing)* a fost printre primele tehnologii 3D introduse în România și este, în continuare, tehnologia preferată în domenii precum arhitectură și design. Până la apariția tehnologiei LOM, cu hârtie, 3DP a fost singura tehnologie, care permitea imprimarea color 3D. Tehnologia 3DP mai poartă și numele de *3D inkjet printing* sau *Plaster-based 3D printing (PP)*. Printarea tridimensională 3DP implică utilizarea tehnologiei de printare

injet pentru solidificarea unei pulberi introdusă în camera de construcție (fabricare) (fig.1.63, [16]) a imprimantei prin lipirea particulelor cu ajutorul unui material liant. Inițial, modelul 3D CAD este convertit în secțiuni transversale (felii) ale obiectului și trimise apoi imprimantei. Un strat subțire de pulbere este introdus în camera de construcție, după care

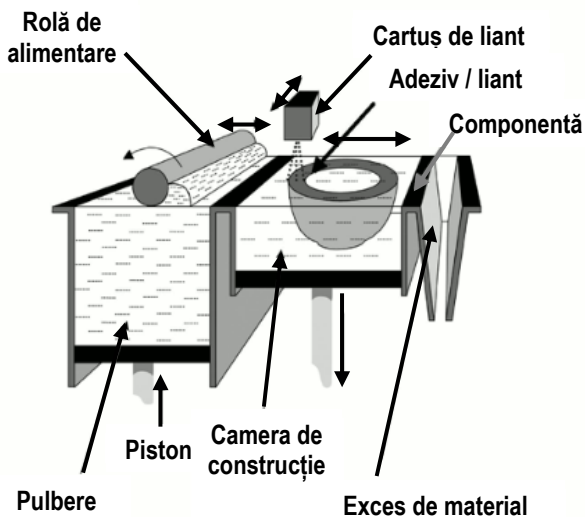


Fig. 1.63. Tehnologia de printare 3DP.

camera de construcție coboară cu exact grosimea unui strat, după care procesul de printare este reluat. Prin repetarea operațiunii se vor construi straturi succesive, unul deasupra celuilalt, până la realizarea piesei finale. Pe măsură ce procesul avansează, piesa este cufundată în pulbere, ceea ce constituie un suport natural pentru geometriile mai complexe. După finalizare și scoatere din camera de construcție, piesa finală se introduce într-o cuvă pentru îndepărtarea prin suflare a pulberii rămase în diversele cavități și goluri. În procesul printării liantului pot fi adăugate și culori, rezultând obiecte 3D color cu aplicabilitate în multe domenii. În cazul pulberilor de amidon sau ipsos, piesele 3D printate sunt, de obicei, infiltrate cu material de etanșare sau cu întăritor pentru îmbunătățirea durității și calității suprafeței. Pulberea rămasă în camera de construcție poate fi reutilizată la printările ulterioare.

Costul echipamentelor bazate pe tehnologia 3DP / 3D inkjet printing începe de la aproximativ 20000 Eur, însă pentru echipamentele industriale (pulberi PMMA și volume mari de construcție) poate depăși 150000 Eur.

Tehnologia 3DP/3D asigură: acuratețea piese printate - medie spre bună; finisarea suprafețelor printate - medie spre bună; aspect estetic (color); viteza de printare - foarte bună.

este întins, distribuit și compresat uniform cu ajutorul rolei de alimentare. Cartușul de liant aplică apoi jetul de material liant, urmând structura (felia) proiectată a modelului 3D. În rezultat se obține un strat al obiectului 3D din pulbere solidificată cu liant.

Odată ce un strat este finalizat,

Materiale utilizate: pulberi (amidon, ipsos, pulberi plastice PMMA, alte tipuri).

Avantaje tehnologie 3DP / 3D inkjet printing: viteză mare de printare; materiale relativ ieftine; prototipuri 3D printate color cu impact vizual maxim; funcționare silențioasă a printerelor 3D; echipamentele pretabile în mediul office.

Dezavantaje tehnologie 3DP / 3D inkjet printing: modele 3D destul de fragile; necesită întărire prin infiltrare pentru îmbunătățirea rezistenței mecanice; rezoluție și suprafață medii ca nivel de finisare; gamă de materiale limitată; manipularea pulberilor, curățarea piesei și infiltrarea pentru întărire pot genera praf și deranj.

Aplicații tehnologie 3DP / 3D inkjet printing: printarea color are aplicabilitate în multe domenii, unde aspectul vizual are importanță maximă: arhitectură, design conceptual, modele marketing, vizualizare științifică, educație.

1.5.3. Elemente de tehnologia pulberilor

1.5.3.1. Noțiuni generale

Metalurgia pulberilor este știința și tehnologia, care se ocupă cu elaborarea diferitelor pulberi metalice și cu fabricarea din acestea a unor materiale noi, cu proprietăți deosebit de avantajoase, a unor piese de mașini și mecanisme, în special, din domeniul mecanicii fine, unde sarcinile portante sunt reduse, în serie mare și a unor produse speciale pentru diferitele domenii ale tehnicii modern.

Metalurgia pulberilor s-a dezvoltat foarte intens în ultimele decenii, atât din punct de vedere tehnologic, cât și ca activitate industrială. Nu există nici o ramură a tehnicii moderne, care să nu profite din plin de avantajele metalurgiei pulberilor.

Istoria acestei tehnologii este de peste o sută de ani. Pentru prima oară inginerul englez A. G. Bloxam a propus primul brevet de invenție în domeniul sinterizării pulberilor cu curent continuu în vid. Prima implementare a acestei invenții a fost realizată în producerea industrială a firului de filament pentru lămpile cu incandescență [24]. În 1913 inginerii germani Weintraub și Rush au brevetat o metodă modificată unde a combinat curentul electric cu presiunea. Beneficiul acestei metode a fost obținut la sinterizarea metalelor refractare ca pulberii de carbizi și nitridi. Temperatura de sinterizare estimată era de 2000°C [24]. În Germania, în a. 1943 în laboratorul din Phenemunde au fost executate componente ale rachetelor V1, V2.

În SUA metoda de sinterizare pentru prima oară a fost brevetată de Duval d'Adrian în a. 1922. Procesul său în trei trepte era utilizat pentru producerea blocurilor rezistente la căldură din zirconiu, tor sau tantal.

Metoda constă în turnarea și presarea pulberilor, tratarea lor termică la temperatura de aproximativ 2500°C și apoi aplicarea metodei lui Weintraub și Rush de sinterizare cu curent electric și presiune [24]. Utilizarea arcului electric cu curent alternativ în procesul de sinterizare a pulberilor metalici a fost pentru prima oară brevetată de inginerul american G. F. Taylor în a. 1932. Această metodă a fost dezvoltată în continuare pe parcursul mai multor ani și brevetată cu peste 640 de brevete de invenție [24].

Avantajele de bază ale metalurgiei pulberilor:

- Metalurgia pulberilor permite realizarea mai completă a tendințelor moderne de producție - fabricarea în masă, consum relativ mic de energie la fabricarea pieselor de calitate înaltă, utilizarea completă a materialului inițial, automatizarea, introducerea controlului static al calității. De exemplu, la fabricarea roții dințate din pulbere metalică coeficientul de utilizare a materialului este de 95%, consumul energetic - 29 MJ/kg, iar la piesele turnate acești indici au valorile de 90% și 30...38 MJ/kg, iar după prelucrare mecanică - 40...50% și 66...82 MJ/kg (fig. 1.64, [25]).
- Piese sinterizate posedă caracteristici de rezistență înalte, condiții de lubrifiere bune;
- Metalurgia pulberilor permite fabricarea pieselor cu forme complicate, uneori imposibile pentru fabricarea prin alte metode;
- Metalurgia pulberilor elimină sau minimizează prelucrarea ulterioară prin producerea pieselor cu dimensiuni finale;
- Piese sinterizate permit porozitate controlată pentru asigurarea autolubrifierii (cavitatea porilor reprezintă niște buzunare, în care se acumulează lubrifiant).

■ Coeficientul de utilizare a materialului ■ Energie consumată, MJ/kg

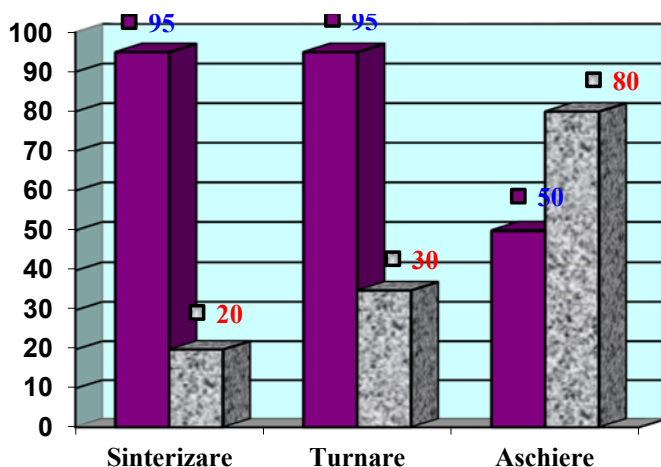


Fig. 1.64. Analiza comparativă a consumului de material la fabricarea roților dințate prin sinterizare, turnare și aşchiere.

Pentru obținerea unor proprietăți tehnologice și mecanice corespunzătoare, un rol hotărâtor îl are presiunea de compactizare aplicată, care determină compactitatea, respectiv porozitatea de presare. Cea mai importantă proprietate a unui semifabricat presat este densitatea aparentă de presare $\rho_p [g/cm^3]$.

Prin folosirea cât mai largă a metalurgiei pulberilor se pot realiza economii importante de metale, în special a celor deficitare și scumpe, se pot recupera și refolosi o serie de materiale și deseuri într-un mod deosebit de avantajos, se poate reduce importul la o serie de materiale și, ceea ce este cel mai important, se pot ridica calitatea, performanțele și fiabilitatea mașinilor, aparatelor și instalațiilor fabricate, care devin mai căutate și mai competitive pe piață. Pulberile metalice și produsele fabricate din acestea sunt folosite pe o scară din ce în ce mai largă în industria constructoare de mașini, în electrotehnică și electronică, în mecanica fină ș.a.

Proprietățile materialelor sinterizate

Spre deosebire de materialele metalice compacte, proprietățile mecanice ale materialelor sinterizate sunt definite, înafara de compoziția chimică și structura aliajului, și de porozitatea materialului sinterizat, care este o consecință normală a tehnologiei și nu un defect. Rezistența la tracțiune, alungirea, duritatea, reziliența etc. sunt reduse cu atât mai mult, cu cât porozitatea este mai mare, aceasta acționând ca un factor de micșorare a secțiunii efective metalice și ca un concentrator de tensiuni.

Cele mai importante proprietăți sunt:

- uniformitatea densității în volumul semifabricatului format – aceasta depinde de calitatea suprafețelor granulelor de pulberi, calitatea și cantitatea lubrifiantului folosit la presare, forma și dimensiunile semifabricatului presat, caracterul presării;
- porozitatea totală se determină prin metoda hidrostatică, dar în acest caz trebuie să se facă o impregnare totală a corpului poros cu lichidul insolubil în apă;
- compactitatea corpului presat arată, în procente, cât din volumul ocupat aparent de corpul poros este efectiv umplut de către materialul metalic;
- conductivitatea electrică a semifabricatelor formate din pulberi metalice – poate fi utilizată pentru caracterizarea compactizării granulelor de pulbere care s-au format între acestea în timpul presării, prin măsurarea mărimii suprafețelor metalice de contact dintre granulele de pulbere;
- rezistența la compresiune și încovoiere – deși nu constituie un criteriu de rebutare a semifabricatului, valoarea lor se determină în scopul stabilirii tehnologiei optime de fabricație. Orientativ, rezistența de rupere

la tracțiune este de două ori mai mică decât rezistența la încovoiere și de zece ori mai mică decât cea la compresiune. O influență deosebit de mare asupra rezistenței semifabricatului o au mărimea granulelor pulberii, plasticitatea și forma lor;

- duritatea semifabricatelor presate – aceasta crește aproape liniar cu presiunea de compactizare. În volumul semifabricatului duritatea variază paralel cu densitatea neuniformă;

- stabilitatea formei semifabricatului după formare;

- revenirea elastică a semifabricatelor după scoaterea lor din matriță – aceasta trebuie cunoscută pentru a se proiecta corect matrițele de presare. Coeficientul de efect elastic întârziat diferă de la un material la altul, depinzând și de condițiile presării, respectiv de densitatea realizată.

Amestecul de pulberi se poate compactiza prin diferite metode de formare. Rezistența mecanică a comprimatului nesinterizat este foarte mică, insuficientă pentru a putea fi folosit în practică. Prin formare trebuie să se asigure: o stabilitate a formei, o rezistență a muchiilor corespunzătoare, care să permită manipularea sigură a semifabricatelor formate, până la încărcarea lor în cuptoarele de sinterizare.

Grație avantajului de bază, pe care îl are tehnologia pieswelor prin sinterizare, procesele de presare și sinterizare sunt totalmente automatizate, fapt ce asigură o productivitate înaltă.

1.5.3.2. Metode de fabricare a pieselor din pulberi metalice

Presarea unidirecțională cu simplă și dublă acțiune. Fazele presării piesei din pulberi metalici sunt: dozarea materialului; presarea la cald sau la rece, cu simplă sau dublă acțiune; eliminarea semifabricatului presat și dozarea noii porții (fig. 1.65, [25]). Pentru proiectarea corectă a formelor de presare a pieselor din pulberi metalice este necesar de luat în calcul procesele care au loc în cavitatea de formare a piesei sub acțiunea presiunii. La deplasarea pulberii sub acțiunea presiunii exercitată de poanson, fiecare granulă are tendința de a evita presiunea exercitată asupra ei, deplasându-se în direcția rezistenței minime. Ea se deplasează nu numai în direcția presării ci și spre mijlocul matriței, apărând astfel o scufundare a straturilor orizontale de pulberi de forma unui con aplatizat sau a unei calote.

Dacă în sistem este introdus un lubrifiant, adânciturile suprafețelor se umplu cu acestea și se interpun între contactele metal pe metal. Într-o piesă presată unidirecțional cu simplă acțiune cea mai mare densitate se afla în zona periferică de sub poansonul de presare, iar cea mai mică - în zona periferică din apropierea zonei de închidere a matriței. Diferențele de densitate sunt dependente de înălțimea stratului de pulberi ce urmează a fi compactizată, calitatea suprafețelor matriței și a părților sculelor solicitate

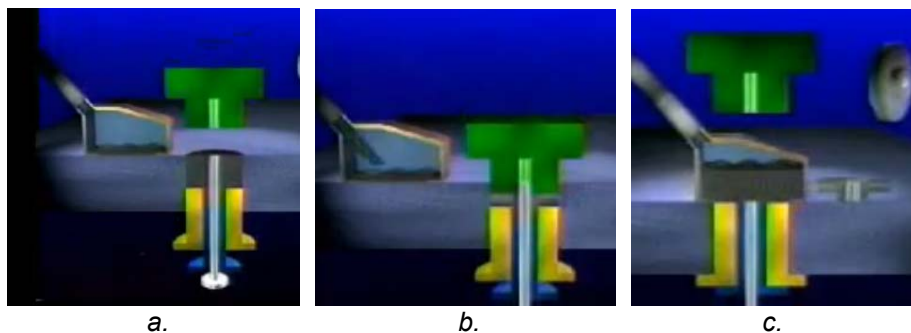


Fig. 1.65. Fazele presării piesei din pulberi metalici: *a - dozarea materialului; b - presarea; c - eliminarea semifabricatului presat și dozarea noii porții.*

la frecare (miezurile pentru formarea orificiilor), comportarea la curgere a pulberii, mărimea frecării interioare, deformabilitatea pulberii. Sculele utilizate au o construcție simplă, de aceea se poate folosi orice tip de presă hidrolică.

În cazul dublei acțiuni, presiunea acționează pe ambele poansoane, inferior și superior, ceea ce determină o descreștere a densității în direcția propagării presiunii numai în jumătate din înălțimea piesei presate, obținându-se distribuții aproximativ uniforme. În starea finală, în mijlocul piesei presate rămâne o zonă dependentă de înălțimea totală a piesei, cu densitatea mai mult sau mai puțin redusă față de densitatea totală a piesei. Această zonă se recunoaște printr-un aspect mai mat, datorită faptului că granulele s-au deplasat mai puțin față de peretele matriței, datorită frecării lor pe acești pereți și se numește zona neutră. Este întotdeauna în centrul piesei, deoarece conul de presiune simetric este față de ambele poansoane.

De menționat că duritatea pieselor obținute prin presare din pulberi metalice este foarte mică. Pentru a mări duritatea lor piesele sunt sinterizate. În acest caz piesele sunt încălzite până la o temperatură mai joasă decât punctul de topire al metalului, de regulă, în medii de gaze dirijate. În fig. 1.66 sunt prezentate fazele de realizare a procesului de sinterizare a pieselor.

Presarea la cald (sinterizare). Presarea la cald în matrițe, numită și sinterizare sub presiune, constă în încălzirea materialului în timpul presării până la temperatura de sinterizare. Ea se poate executa la temperaturi înalte și presiuni inferioare sau la temperaturi moderate și presiuni mari. În ambele variante produsele obținute au densități apropiate de cele teoretice, de exemplu: pentru cupru, la o temperatură de 2500°C și o presiune de 1575 N/mm^2 rezultă o densitate de $8,37 \text{ g/cm}^3$, deci compactarea este de 99,3%; dacă temperatura se dublează, iar presiunea scade la 400 N/mm^2 , rezultă densitatea de $8,74 \text{ g/cm}^3$, și o compactare de 97,9%. Rezultate similare se obțin și în cazul alamei (65%Cu + 35%Zn): astfel, la

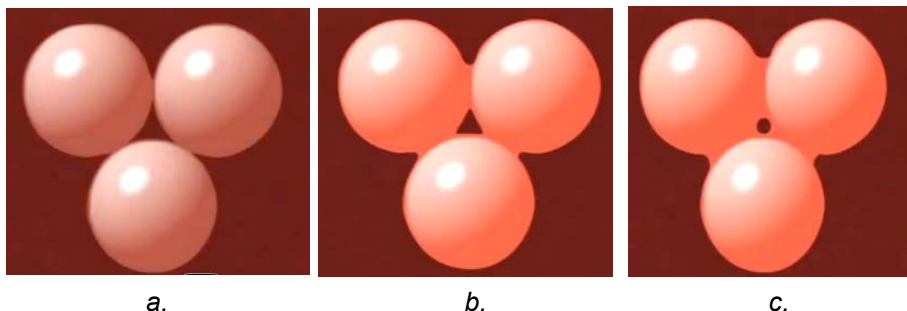


Fig. 1.66. Fazele procesului de sinterizare: *a* – faza inițială a granulelor; *b* – începutul procesului de umplere a spațiului între granule cu material parțial topit; *c* – finalizarea procesului umplere a spațiului între granule cu material parțial topit.

temperatura de 3000°C și presiunea 930 N/mm^2 rezultă o compactare de 96%, iar la temperatura de 5000°C și presiunea de 400 N/mm^2 de 98,6% [25]. Comparativ cu presarea la temperatura camerei urmată de sinterizarea produselor, presiunea și temperatura de lucru sunt mai scăzute și permit formarea de structuri cu grăunți fini.

Parametrii, care influențează procesul de prelucrare prin presare la cald a pulberilor metalice, sunt: natura pulberii metalice, mărimea particulelor, presiunea de compactare, temperatura de sinterizare, durata și atmosfera presării la cald, materialele din care sunt executate poansoanele și matrița. În comparație cu presarea la temperatura obișnuită presarea la cald prezintă următoarele avantaje:

- în același agregat au loc simultan procesele de presare și sinterizare;

- nu schimbă dimensiunile și forma produselor;
- coboară temperatura de sinterizare a produselor;
- se obțin produse cu porozitate redusă.

Dar există și dezavantaje, cum ar fi timpul mare de presare și rezistența scăzută la temperaturi înalte a matrițelor și a poansoanelor, scoaterea și răcirea dificilă a pieselor, condițiile grele de lucru, productivitatea și posibilitățile de automatizare reduse.

Asigurarea proprietăților de autolubrifiere a pieselor sinterizate.

Un aspect important al funcționării unor piese mobile este autolubrifierea suprafețelor contactante. Deseori, în mecanica fină lubrifierea clasică în baie de ulei este dificilă sau imposibilă. În acest caz în amestecul de pulberi metalice se adaugă lubrifianți solizi aleși în funcție de condițiile de funcționare, tipul pulberii etc. Pe lângă funcția de autolubrifiere a suprafețelor contactante aflate în mișcare lubrifianții sunt substanțe chimice utilizate în metalurgia pulberilor pentru a determina o distribuție mai uniformă a presiunii în timpul compactării pulberilor și pentru a ușura

ejecția presatului din matrița. Ei sunt utilizați în proporție de 0,2...1% în greutate și determină următoarele efecte la presarea pulberilor metalice:

- creșterea ușoară a compresibilității pulberilor;
- reducerea presiunii de ejecție (extracție);
- eliminarea defectelor fizice în comprimate (fisuri, densități neuniforme etc.);
- reducerea frecării între particulele pulberii, între poanson și matrița, între comprimat și pereții matriței la scoaterea presatului;
- reducerea uzurii sculelor;
- eliminarea gripării matrițelor.

Tipul lubrifiantului și cantitatea adăugată trebuie să argumentate teoretic și experimental, deoarece afectează densitatea aparentă și viteza de curgere a pulberii și comportarea lubrifiantului la sinterizare. Lianții se adaugă în pulberii metalici în proporție de 1...5% pentru a măări adeziunea între particulele de pulberi și, prin aceasta, coeziunea comprimatului și pentru a elimina defectele fizice din materialul compact.

Adăugarea lianților și lubrifiantilor în pulberele metalice se face sub formă de:

- pulbere, prin amestecarea uscată cu pulberea metalică;
- lichid, prin amestecare la temperatura camerei sau la temperaturi înalte cu pulberea metalică;
- soluții în apă sau solvenți organici, prin amestecare cu pulberile metalice, urmată de evaporarea solventului.

Efectele secundare care apar datorită utilizării lubrifiantilor și lianților sunt: carbonul rezidual afectează proprietățile fizice, mecanice și chimice ale pieselor sinterizate; oxizii influențează proprietățile tehnologice ale pieselor sinterizate; în zona de răcire a cuptorului, în timpul eliminării lubrifiantilor se formează reziduuri solide sau lichide.

Tehnologia de fabricare a pieselor din pulberi metalice are următoarea structură:

- Elaborarea, prin diverse metode a pulberilor de fier, cupru, staniu, plumb, grafit, lubrifianti, lianți;
- Dozarea și omogenizarea amestecului de pulberi de compoziție prestabilită;
- Formarea pieselor;
- Presinterizarea sau sinterizarea semifabricatelor în atmosferă protectoare;
- Calibrarea, prelucrarea mecanică de finisare și impregnarea cu lubrifianti sau aliaje ușor fuzibile a pieselor sinterizate;
- Tratamente termice sau termochimice.

Metalurgia pulberilor asigură produselor sinterizate o compoziție precisă și uniformă, cu o mare constanță a proprietăților, în condițiile înlocuirii materialelor scumpe și deficiente cu altele mai ieftine și existente în cantități suficiente și a eliminării complete a deșeurilor. Totodată, prin această tehnologie se obțin materiale, cu o porozitate fină, uniformă și ridicat al pulberilor metalice; limitelor impuse complexității formei geometrice și dimensiunilor pieselor; valori mari a matrițelor, care se amortizează numai la serii mari de fabricație; compactității mai mici și fragilității mai mari ale reperelor sinterizate, față de cele turnate sau deformate plastic; diminuării rezistenței la tracțiune, alungirii, durtății și rezilienței odată cu creșterea porozității, dimensiunilor pieselor; valori mari a matrițelor, care se amortizează numai la serii mari de fabricație; compactității mai mici și fragilității mai mari ale reperelor sinterizate, față de cele turnate sau deformate plastic; diminuării rezistenței la tracțiune, alungirii, durtății și rezilienței odată cu creșterea porozității.

Elaborarea, dozarea și omogenizarea pulberilor metalice. Pulberile metalice sunt alcătuite din particule de diferite dimensiuni, după care pot fi clasificate în [26]:

- pulberi ultradisperse (UDP): 0,001-0,1 μm ;
- pulberi fin dispersate (FDP): 0,1-10 μm ;
- pulberi dispersate medii (ADP): 10-200 μm ;
- pulberi „grosiere” (C / LDP): 200-1000 μm .

Ele se obțin din metale pure (fier, cupru, staniu, plumb, cobalt, nichel), aliaje sau compuși intermetalici, prin metode mecanice (așchiere, măcinare în diverse tipuri de mori, pulverizarea metalelor sau aliajelor topite) sau fizico-chimice (reducerea metalelor din oxizi, electroliza soluțiilor apoase sau a sărurilor topite, descompunerea carbonililor de metal. Pulberile trebuie să posede o înaltă compactitate, proprietăți bune de curgere, variații dimensionale minime în procesul de sinterizare, rezistențe mecanice ridicate și compoziție chimică uniformă.

Dezintegrarea prin așchiere se aplică foarte rar deoarece compoziția chimică a diferitelor sorturi de așchii este variabilă, măcinarea șpanului de oțel cu conținut scăzut de carbon este dificilă, pulberea din fontă are un procent ridicat de carbon, siliciu și fosfor fapt ce nu permite fabricarea unor piese sinterizate de bună calitate. Măcinarea în mori vibratoare cu bile a materialelor casante și prealiajelor (carburi, feroaliaje, aliaje Al-Fe, Al-Si-Fe, catozi poroși și fragili rezultați în urma electrolizei) se aplică la elaborarea pulberilor fine și foarte fine.

Formarea pieselor din pulberi metalice. În urma compactării amestecurilor de pulberi rezultă semifabricate poroase cu rezistențe mecanice foarte mici. Formarea trebuie astfel condusă încât să se asigure

stabilitatea mecanică a formei până la introducerea în cuptoarele de sinterizare. Compactitatea și rezistența mecanică a semifabricatelor depind de proprietățile pulberilor, mărimea presiunii și modul de aplicare a forțelor de presare, forma și dimensiunile piesei și temperatura la care se execută formarea. Formarea semifabricatelor se poate realiza prin compactare (presare, sintermatrițare, extrudare, laminare), turnare în forma de ipsos sau presare fără tasare.

Formarea prin presare. Presarea pulberilor în matrițe de oțel se poate face la rece (unilateral, bilateral sau izostatic) sau la cald. La presarea unidirecțională cu simplă acțiune poansonul și matrița sunt fixe. Forța de comprimare se aplică numai prin intermediul poansonului superior (fig. 1.67 a) [27]. Procedul asigură o repartizare neuniformă a densității pulberii presate în matriță, iar compactarea scade. În cazul presării bilaterale (fig. 1.67 b) se deplasează ambele poansoane cu viteze egale, asigurându-se astfel o omogenitate mult mai mare a densității și durtății. Prin această metodă se pot presa piese cu raportul h/D (înălțime/diametru) cuprins între 2 și 4. Aproximativ la mijlocul înălțimii semifabricatelor rezultă o zonă neutră cu densitate mai mică, care se restrânge în timpul sinterizării. Se recomandă ca valoarea presiunii de compactare să nu depășească 60...70MPa. Presarea izostatică cu pungă umedă a formei cu înveliș elastic, umplută în prealabil cu amestec de pulbere, se realizează sub acțiunea unui lichid comprimat la presiuni de 300...500MPa (fig. 1.67 c). Deoarece aerul dintre granulele de pulbere nu se poate îndepărta în timpul presării, formele flexibile sunt în prealabil vidate și închise. Mediul de transmitere a presiunii pentru presare la rece poate fi apa, uleiul sau glicerina, iar pentru cea la cald gazele inerte încălzite la temperaturi ridicate.

Presarea izostatică cu pungă se execută în forme din material elastic (cauciuc, mase plastice) așezate în matrițe obișnuite din oțel.

O variantă a presării izostatice este cea prin explozie (fig.1.67,d: 1-exploziv; 2 - piston; 3 - capac; 4 - pulbere; 5 - înveliș; 6 - ulei). Procedul

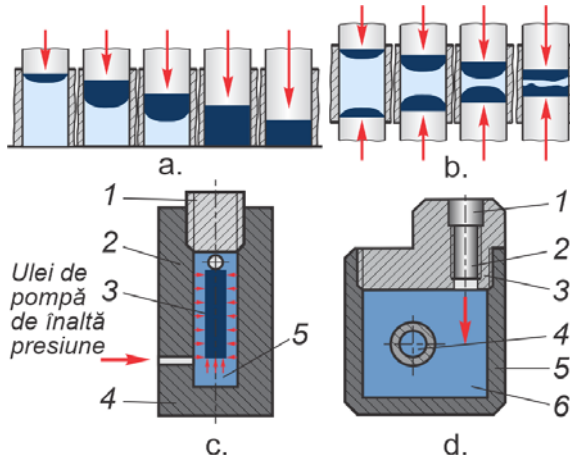


Fig. 1.67. Formarea prin presare:
a – unidirecțională cu simplă acțiune;
b – bidirecțională cu dublă acțiune;
c – izostatică; d – de explozie.

permite fabricare pe instalații simple, cu cheltuieli minime, a unor repere ce nu pot fi obținute prin alte metode, cu aceleași rezistențe mecanice în toate secțiunile, fără goluri și tensiuni interne, cu compactități (10...16%), rezistențe mecanice (30...60%) și alungiri la rupere (20...60%) mai mari ca ale celor executate prin presare unidirecțională. Dezavantajele se datoresc imposibilității respectării riguroase a formei și dimensiunilor semifabricatului, productivității mici și durabilității reduse a sculei.

Grație avantajelor, pe care le posedă piesele sinterizate, actualmente pe piața producătorilor activează firme recunoscute, printre care: Powder Metallurgy Company, ASCO Sintering, ARC Metals Corp. (SUA), Hoeganaes Corporation Europe GmbH (Germania, SUA, Belgia, Suedia), Mitsubishi Materials PMG Corporation (Japonia) – în total peste 100 de firme. Printre ele se evidențiază compania americană ASCO Sintering, care cu o experiență în domeniu de peste 50 de ani este lider în fabricarea pieselor cu configurații complicate din pulberi feroase și neferoase: oțeluri slab aliate, oțeluri aliate, cupru, bronz, fier magnetic moale etc.

Fabricarea pieselor prin microsinterizare din pulberi metalice. Pentru producerea componentelor microsistemelor se utilizează pe larg și procesul de microfabricare prin sinterizare din pulberi metalice. Procesele de dozare a materialului și presare sunt identice cu cele din metodele convenționale. În linii mari specificul microfabricării prin sinterizare constă în efectuarea procesului de sinterizare cu microunde, folosind microunde termice cu frecvența 2.45 GHz și puterea de 1...6 kW [25]. În figura 1.68 este prezentată schema sistemului de sinterizare cu microunde în atmosferă de gaz. Sistemul este echipat cu dispozitivele necesare pentru asigurarea atmosferei controlate de sinterizare (H_2 , N_2 , Ar ș.a.) și capabil să atingă temperaturi până la 1600°C. Sinterizarea cu microunde este un proces foarte eficient din punct de vedere al consumului de energie electrică, este de mai mult de două ori mai mic decât în cazul sinterizării convenționale (fig.1.69).

Astfel de proprietăți mecanice cum sunt modulul de rupere și duritatea superficială a roților dințate sinterizate cu microunde sunt semnificativ mai înalte decât la exemplarele convenționale (în cazul compoziției comerciale de praf metalic Fe-Ni-C (FN208) modulul de rupere este cu 60% mai înalt. Se consideră că în acest caz este implicat un factor de formă la nivelul de sub un milimetru, iar efectele non-termice conduc la accelerația difuziei. Densitatea mostrelor sinterizate cu microunde este mai bună și este apropiată de cea teoretică. Densitatea poate fi dirijată prin dirijarea temperaturii de încălzire (v. fig.1.70). Există mai mulți factori care contribuie semnificativ la încălzirea totală cu microunde a metalelor sub formă de praf. Mărimea eșantionului de piese și forma lor, distribuția de energie cu microunde în interiorul cavității și

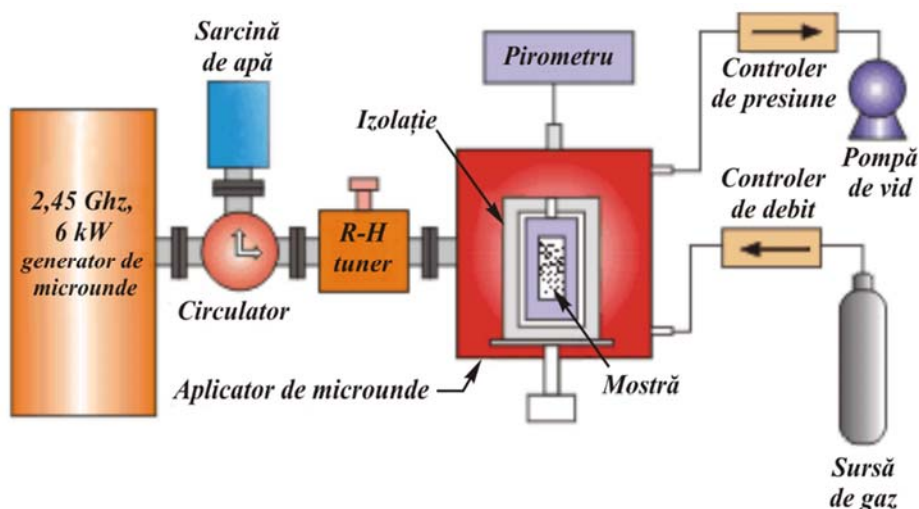


Fig. 1.68. Schema sistemului de sinterizare cu microunde în atmosferă de gaz.

câmpul magnetic al radiației electromagnetice sunt toate importante în sistemul de încălzire și sinterizare a pulberilor metalici.

Prin metalurgia pulberilor pot fi realizate tendințele moderne actuale de producție: fabricare în masă, consum relativ mic de energie la fabricarea pieselor de înaltă calitate, utilizarea fără pierderi a materialului inițial, automatizare, introducerea controlului static al calității.

Majoritatea componentelor de mecanică fină utilizate în aparate electronice, utilajul tehnologic și medical, automobile, avionică, roboți etc. includ transmisii mecanice, către care sunt înaintate cerințe din ce în ce mai rigide, referitoare la asigurarea următoarelor performanțe:

- masă și gabarite reduse;
- fiabilitatea înaltă în exploatare;
- cost redus realizat prin tehnologii de fabricare înalt-productive și de asamblare robotizată;
- capacitate portantă și randament înalte;
- nivel redus de zgomot și vibrații.

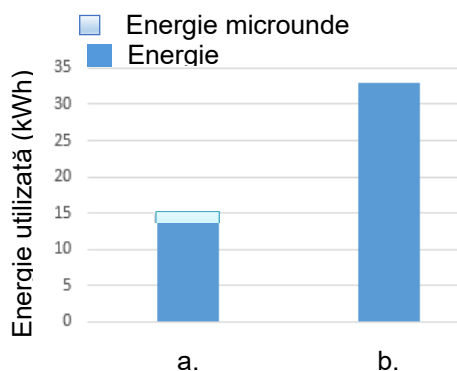
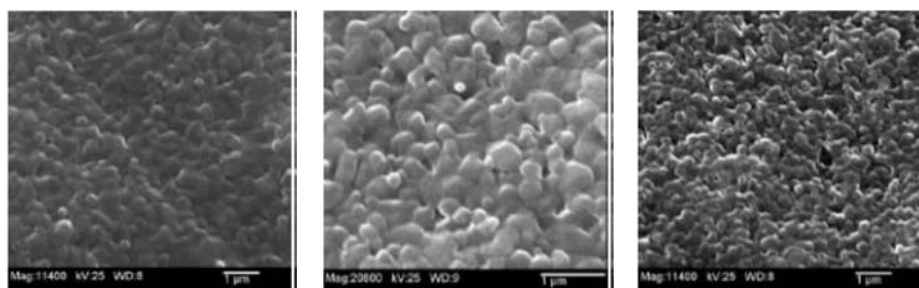


Fig. 1.69. Consumul comparativ de energie electrică în cazul sinterizării cu microunde (a) și cu energie convențională (b).



1550°C, 0.20μm, 15%

1450°C, 0.24μm, 17%

1346°C, 0.21μm, 8%

Fig. 1.70. Densitatea mostrei sinterizate la diferite temperaturi de încălzire.

Alegerea pulberilor metalice. Astăzi pe piață există o gamă largă de pulberi produse de diverse firme. Alegerea pulberilor metalice se efectuează funcție de caracteristicile mecanice dorite ale pieselor și forma lor pentru condiții anumite de funcționare: densitate, duritate, rezistență la impact, întindere, torsiune, încovoiere; proprietățile termice, electrice, chimice, anticorozivitate, antioxidare; de lubrifiere, izotrope, biocompatibilitate ș.a. În construcția de mașini piesele sinterizate ocupă un loc important, în special, în industria de automobile (>50%), industria utilajelor electrocasnice (20%) și mașini de birou (10%), condiția care se pune fiind alegerea corespunzătoare a parametrilor de fabricație pentru reducerea la minim a porozității și crearea unor piese de rezistență. Cele mai utilizate pulbere în mecanica fină sunt [28]:

- Materiale sinterizate pe bază de fier, care utilizează drept pulberi de bază oțel aliat cu Cr, Ni și Mo, la care se adaugă pulberi de Cu în proporție de 2-3%. Prezența cuprului este favorabilă pentru reducerea porozității prin formarea unei faze lichide la sinterizare, care va determina obținerea unor structuri omogene, creșterea rezistenței și a stabilității dimensionale. Astfel se pot realiza piese de tipul bușelor, camelor, pârghiilor, roților dințate, segmenti de piston etc. Obținerea unor proprietăți optime în exploatare este asigurată prin aplicarea unor tratamente termice sau termochimice identice celor prin tehnologii clasice;

- Materialele sinterizate pe bază de cupru se utilizează la obținerea unor benzi cu proprietăți mecanice și electrice superioare. Bronzul sinterizat aliat cu Zn (1-2%) sau cu Ni (8-15%) este utilizat pentru piese rezistente atât la coroziune dar și la tracțiune, atingându-se valori de 45 daN/mm². Alamele sinterizate (30% Zn, 70% Cu) își găsesc aplicații în mecanică fină și industria electronică. Se mai pot realiza piese din pulberi de alpaca sau bronz, cu beriliu cu proprietăți ridicate și la un preț de cost cu 50% mai mic decât cel al pieselor obținute prin tehnologii clasice;

- Materiale din aluminiu sinterizat se obțin prin extrudarea la cald a pulberilor de aluminiu. Datorită faptului că în timpul extrudării are loc fragmentarea rețelei de oxizi și înglobarea lor în masa metalică de bază, semifabricatele obținute sub formă de bare conțin 7-13% oxid de aluminiu. Se mai pot realiza piese cu rezistență ridicată de tipul pistoanelor pentru motoare, palete de turbine sau ventilatoare, din pulberi de aluminiu aliat cu Fe, Ni, Cr, Ta, V obținute prin pulverizare;

- Materiale metaloceramice (cermeții) - materiale sinterizate din amestecuri de pulberi metalice și ceramice (oxizi refractari, carburi, boruri, siliciuri), utilizând ca liant metalic pulberi de Fe, Ni, Cr, W, Mo, Nb sau prealiaje pe bază de Fe. Cei mai utilizați cermeți sunt pe bază de oxid de aluminiu, făcând parte din sistemele: $\text{Al}_2\text{O}_3\text{-Fe}$; $\text{Al}_2\text{O}_3\text{-Ni}$; $\text{Al}_2\text{O}_3\text{-Cr}$; $\text{Al}_2\text{O}_3\text{-Mo}$, $\text{Al}_2\text{O}_3\text{-W}$; $\text{Al}_2\text{O}_3\text{-Al}$ și altele;

- Materiale sinterizate poroase pentru cuzineții poroși autolubrifianți se fabrică din pulberi de fier sau de bronz. Materialele sinterizate cu bază de Fe conțin 0,5-1,5% grafit și 3-12% Cu pur, iar cele din pulberi de bronz conțin 6% Sn, 6% Zn, 3% Pb și 1-4% grafit. Porozitatea acestor cuzineți este de 18-30% și pot absorbi ulei în cantitate de 1,8-3,5% din greutatea piesei. Impregnarea porilor cu ulei asigură caracteristici funcționale foarte bune: coeficient de frecare mic (0,004-0,1), rezistență bună la uzare și tendință redusă la gripare, funcționare silențioasă și economie de lubrifiant. Cuzineții poroși sinterizați sunt ieftini, pot lucra ani de zile fără întreținere sau supraveghere, asigurând o ungere foarte bună. La condiții grele de încărcare este necesară o ungere suplimentară, iar în cazul solicitărilor termice se adaugă un lubrifiant solid (grafit, MoS_2 etc.).

- Materialele magnetice sinterizate prezintă proprietăți superioare celor ce se pot realiza la materialele obținute prin turnare și deformare plastică. Apelând la metalurgia pulberilor se pot obține diferite tipuri de materiale magnetice cu compoziții precise. Se utilizează pulberi de mare puritate cu granulație fină ceea ce conduce la obținerea unei structuri fine și omogene ce asigură proprietăți mecanice și tehnologice foarte bune. Materialele magnetice moi se obțin din pulberi fine de fier de mare puritate sau amestecuri de pulberi de Fe și 2-4% Si; Fe cu 9-11% Si 5-6% Al sau Fe și 45-55% Ni. Legarea acestor pulberi se realizează prin intermediul unui liant organic ceea ce asigură un histerezis magnetic redus și permeabilități magnetice ridicate. Materialele magnetice dure utilizate pentru magneți permanenți fac parte din sistemele Fe-Al-Ni (Alni) și Fe-Al-Ni-Co (Alnico). O importanță mare au materialele magnetice pe bază de cobalt și pământuri rare (samariu) SmCo_5N și cele obținute din pulberi de oxizi ($\text{BaO}_6\text{Fe}_2\text{O}_3$ - baferit);

Materialele de fricțiune din pulberi metalice trebuie să asigure un coeficient de frecare ridicat, conductivitate termică bună, rezistență bună la uzare, coeficient de dilatare redus. Sunt utilizate ca garnituri la frânele și ambreiajele moderne de mare capacitate. Aceste materiale au baza de fier, cupru sau bronz până la 35% și componenți nemetalici (grafit, SiO_2 , Al_2O_3 , azbest etc.). Prin adăugarea cuprului crește conductivitatea termică și este favorizată lipirea prin sinterizare a amestecului pe suportul de oțel al discurilor și lamelor. Plumbul și grafitul îmbunătățesc rezistența la uzare, micșorează tendința la gripare și asigură o cuplare sau o frânare fină, fără șocuri. Componenții nemetalici vor mări coeficientul de frecare și rezistența la uzare. Aplicarea pe suportul de oțel supus în prealabil cuplării electrochimice se face prin presarea unor plăci sau inele din pulberi urmată de o sinterizare sub sarcină sau presărare și presare direct pe suport, urmată de sinterizare și calibrare.

2. COMPONENTE ALE CALCULULUI ELEMENTELOR CONSTRUCTIVE

2.1. Generalități

Piesele mecanice create trebuie să asigure un set de cerințe, care pot fi foarte variate. Una din cerințele importante se referă la rezistența mecanică piesei. Rezistența este capacitatea elementului de a se opune acțiunii forțelor exterioare (numite *solicitări*) fără a se distruge sau deforma plastic. Rezistența piesei depinde de *materialul*, care o compune, *forma* și *dimensiunile* acesteia, modul în care este *rezemată*, de asemenea, de *magnitudinea*, *direcția* și *caracterul* forțelor exterioare, care solicită piesa. Aceste aspecte sunt luate în considerare la rezolvarea *problemelor de rezistență*.

O piesă, solicitată de forțe exterioare, tinde să își schimbe forma și dimensiunile, cu alte cuvinte, tinde să se deformeze. În mod obișnuit, deformațiile sunt mici comparativ cu dimensiunile piesei analizate, totuși, determinarea acestora este importantă, în special, pentru elementele mecanicii fine. Dacă e să ne referim la un sistem format din mai multe componente, deformarea unei piese poate împiedica o alta/sau alte piese să opereze în condițiile prevăzute la etapa de proiectare. Acest lucru poate compromite întregul sistem. Capacitatea elementului de a se opune deformațiilor se numește *rigiditate*, iar metodele cu ajutorul cărora sunt stabilite deformațiile, în condițiile date de solicitare, țin de *calculul la rigiditate a piesei*.

În anumite condiții de solicitare, piese cu forme și dimensiuni specifice se pot deforma pe neașteptate. Deformații bruște pot apărea, spre exemplu, solicitând, la compresiune, o coloană cu lungimea mult mai mare decât lățimea și grosimea, sau solicitând un cilindru cu pereți subțiri etc. Acest efect se numește *flambaj*, iar metodele de previziune a condițiilor, în care poate apărea flambajul, țin de *calculul la stabilitate a piesei*.

În procesul de proiectare a unei piese se ține cont și de *aspectele economice*. Astfel, piesa trebuie să fie fabricată cu un consum minim de material, satisfăcând, în același timp, pe lângă cerințele funcționale, de asemenea, pe cele de rezistență, rigiditate și stabilitate.

Sistemele mecanice sunt formate, de obicei, din multe piese cu forme și dimensiuni variate. Acestea sunt clasificate în trei categorii, având drept reper forme simple, și anume: *bare*, *placi* și *blocuri* sau *masive*.

Barele sunt elementele, pentru care o dimensiune este mult mai mare decât celelalte două. Acestea pot avea diferite roluri în cadrul unui sistem, respectiv, pot fi solicitate în diferite moduri. Bara solicitată la întindere

este numită *tirant*. În cazul în care este solicitată la compresiune, bara poartă denumirea de *stâlp* sau *coloană*. Bara solicitată la încovoiere este numită *grindă*, iar dacă este solicitată la răsucire și, eventual, încovoiere, – *arbore*.

Plăcile sunt elementele, pentru care două dimensiuni sunt mult mai mari decât a treia.

Masivul sau *blocul* este corpul, pentru care cele trei dimensiuni sunt apropiate.

Clasificarea făcută este importantă întrucât metodele de calcul la rezistență, rigiditate etc. sunt adaptate pentru fiecare dintre cele trei clase de corpuri. Acest capitol introductiv de Rezistența Materialelor este focusat pe calculul de rezistență și rigiditate a barelor, întrucât acesta este mai simplu și permite familiarizarea cu conceptele importante, utilizate ulterior pentru analiza unor situații complexe. Pentru un grad și mai mare de simplitate, sunt abordate barele aflate în plan. Conceptele principale ale capitolului sunt: *forțe exterioare* sau *solicitări*, *forțe și momente interioare* sau *eforturi*, *tensiuni* sau *eforturi unitare*, *deformații* și *deplasări*. Rezolvarea problemelor de rezistență presupune determinarea, în final, a tensiunilor, iar rezolvarea problemelor de rigiditate implică determinarea deformațiilor și a deplasărilor punctelor în piesă. La această etapă, conceptele menționate și necesitatea lor, probabil, nu este înțeleasă. Aceste aspecte sunt însă clarificate în paragrafele care urmează.

2.1.1. Forțe, care acționează în mecanisme

Forțele externe se referă la solicitările, pe care un corp le impune altui corp, de interes. Interacțiunea dintre elementele unui sistem mecanic este iminentă întrucât, de cele mai multe ori, sistemele mecanice sunt compuse din mai multe piese. Interacțiunea menționată presupune automat apariția forțelor de diferit tip și caracter, în dependență de care s-au făcut mai multe clasificări:

a. În dependență de mărimea suprafeței pe care este aplicată forța, avem forțe *distribuite* și forțe *concentrate* (fig.2.1). Distribuite sunt considerate forțele aplicate pe o linie, pe o suprafață sau în volumul unui corp. Forțele pot fi distribuite în mod uniform sau neuniform. Deseori, la rezolvarea problemelor, sistemul de forțe distribuite este înlocuit cu o forță concentrată echivalentă (fig.2.1). Forțele concentrate sunt cele aplicate pe un punct al corpului. În realitate, nu există forțe concentrate întrucât toate corpurile sunt, într-o măsură mai mare sau mai mică, deformabile. Drept consecință, forțele apărute la acțiunea a două corpuri se transmit prin suprafețe. Totuși modelul forțelor concentrate este, în multe cazuri, aplicabil și utilizat pentru simplificarea calculelor. Considerăm o forță ca

fiind concentrată când suprafața de aplicare a acesteia este mică, comparativ cu dimensiunile corpului analizat sau comparativ cu distanța de la locul de aplicare a forței până la secțiunea corpului, pentru care sunt analizate efectele solicitării.

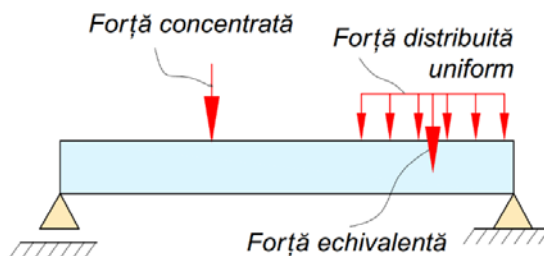


Fig. 2.1. Forță concentrată și forță distribuită uniform pe o bară plană.

b. În dependență de locul de aplicare, forțele distribuite pot fi de *suprafață* sau de *volum* (sau masice). Există și alte clasificări, care se referă la variația în timp a forțelor, caracterul acestei variații etc.

Piese, rezistența și rigiditatea cărora este calculată în capitolul introductiv de Rezistența Materialelor, sunt statice și sunt rezemate pe alte obiecte. Din partea reazemelor, conform Legii a Treia a lui Newton, apar *forțe de reacțiune*. Aceste tipuri de forțe exterioare sunt, de obicei, necunoscute și în unele probleme de rezistență și rigiditate, trebuie calculate pentru a putea trece la etapele ulterioare ale calculului. Sunt întâlnite, de obicei, trei tipuri de reazeme: *reazem mobil*, *reazem fix* și *încăstrare* (fig.2.2). Reazemul mobil poate acționa asupra corpului de interes cu o singură forță de reacțiune, care este dispusă vertical. Reazemul fix poate acționa cu două forțe de reacțiune, una dispusă vertical, iar alta dispusă orizontal. Din partea reazemului de tip încăstrare pot apărea trei reacțiuni: una dispusă vertical, alta dispusă orizontal și o a treia reacțiune sub formă de moment. O bară susținută doar de un reazem de tip încăstrare este numită *consolă*.

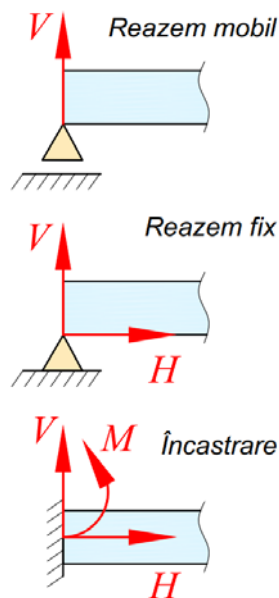


Fig. 2.2. Tipuri de reazeme.

După cum a fost menționat anterior, capitolul introductiv de Rezistența Materialelor este axat pe rezolvarea problemelor de rezistență și rigiditate pentru bare. Acestea pot fi solicitate în patru moduri distincte și anume: întindere/compresiune, forfecare, torsiune și încovoiere (fig.2.3).

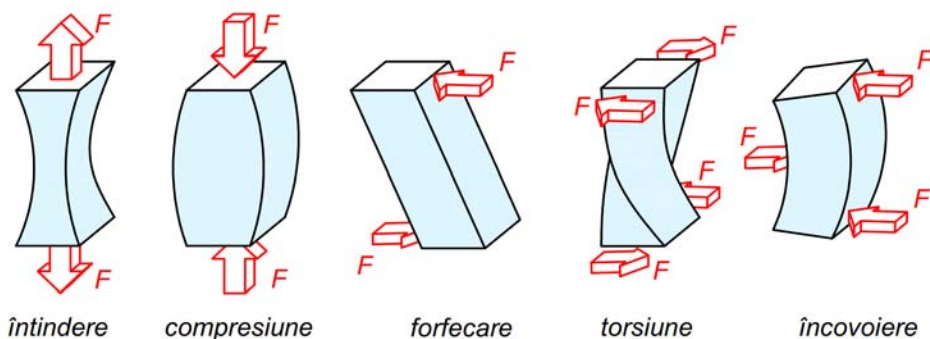


Fig. 2.3. Tipurile de solicitări simple (F – forță exterioară).

Aceste tipuri de solicitări sunt numite *solicitări simple* și sunt abordate fiecare în parte în cadrul capitolului. Adesea, corpurile pot fi acționate de *solicitări compuse*, formate din cel puțin două solicitări simple. În cazul problemelor, care presupun solicitări compuse, la început sunt determinate efectele cauzate de solicitările simple, după care acestea se suprapun și se determină efectul cumulativ.

2.1.2. Forțe interioare

Materialele sunt formate din atomi și molecule, pe scurt, din particule, poziționate într-o anumită ordine și la o anumită distanță una față de alta. În cazul în care particulele sunt forțate din exterior să-și schimbe pozițiile, între ele apar forțe de atracție, când sunt îndepărtate, și forțe de respingere când particulele sunt apropiate. Forțele generate în interiorul corpului, drept reacțiune la forțele exterioare, sunt numite *forțe interioare* sau *eforturi*. Acestea pot fi distribuite uniform sau neuniform în interiorul corpului.

Pentru o mai bună înțelegere a forțelor interioare, vom analiza, principal, cazul unei bare în plan, solicitată la întindere (fig.2.4). Până la solicitare, particulele în bară sunt poziționate la distanța x_0 una față de alta (fig.2.4.a, particulele în bară nu sunt prezentate la scară). La aplicarea forței exterioare F , particulele se deplasează astfel că distanța dintre ele devine x_1 (fig.2.4.b). Acest lucru are drept consecință generarea, între particule, a unor forțe de atracție elementare F_{el} , care pot fi vizualizate conceptual prin secționarea imaginară a barei (fig.2.4.c). Sumate, forțele elementare F_{el} compun forța rezultantă numită *forța interioară normală* N sau *forța axială*. *Metoda secțiunilor* imaginare, adoptată mai sus, este un instrument important, utilizat la rezolvarea problemelor de rezistență, în particular, pentru determinarea eforturilor.

Efectele descrise sunt în concordanță cu *legea lui Hooke* care spune că deplasarea punctelor în corp sau mărimea deformației corpului este direct proporțională cu forța care cauzează deformația. Afirmația dată este descrisă de relația:

$$F = kx, \quad (2.1)$$

unde k este o constantă, care depinde de natura materialului, care formează corpul, dar și de dimensiunile acestuia, iar x este deplasarea unui punct de interes pe corp.

Legea lui Hooke este validă atât la nivel microscopic cât și macroscopic însă poate fi aplicată doar în anumite condiții. Sub acțiunea forțelor exterioare, corpurile se deformează. Pentru început *deformația* este *elastică*, ceea ce înseamnă că după îndepărtarea forței deformația dispare. Dacă însă forța exterioară persistă și crește, deformația crește în consecință, însă corpul nu mai revine la forma și dimensiunile inițiale. În acest caz spunem că avem o *deformație plastică*. Legea lui Hooke este aplicabilă atâta timp cât deformațiile imprimate corpului sunt elastice. De obicei, deformațiile elastice sunt foarte mici comparativ cu dimensiunile corpului de interes.

Întinderea sau compresiunea barei este considerată un caz simplu de sollicitare, unde drept forță internă rezultantă apare doar forța normală N . În caz general însă, corpul poate fi sollicitat de o multitudine de forțe externe, aplicate în diferite direcții. Drept consecință, în secțiunile transversale ale barei pot fi generate diferite tipuri de eforturi. În secțiunea barei sollicitată în plan pot exista maximum trei eforturi: *forța normală* sau *axială* N (menționată mai sus), *forța tăietoare* sau *transversală* Q conținută

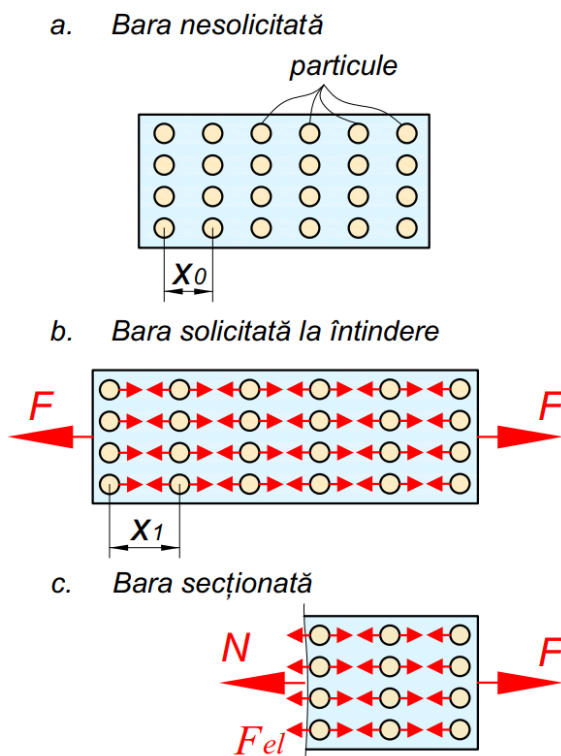


Fig. 2.4. Forțe interne generate în bara sollicitată la întindere.

în planul secțiunii și apare la forfecarea și încovoierea barei, și *momentul de încovoiere* M_i care acționează în planul perpendicular planului secțiunii și apare la încovoierea barei.

În secțiunile transversale ale barei solicate în spațiu pot apărea maximum șase eforturi: *forța axială* N , *forțele tăietoare (transversale)* Q_x și Q_y ; *momentele de încovoiere* M_{ix} și M_{iy} ; *momentul de torsiune sau răsucire* $M_z = T$ (fig.2.5). Indicii x , y și z arată axa de-a lungul căreia este îndreptat vectorul forței sau momentului.

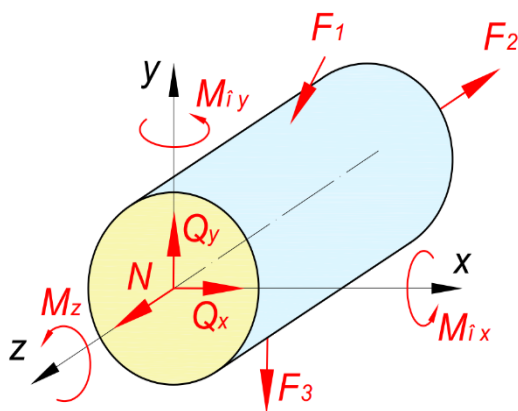


Fig. 2.5. Eforturile la solicitarea barei în spațiu.

Fiecare dintre eforturile menționate este efectul unei solicitări simple. Astfel:

1. *Forța axială* N apare la întindere sau compresiune;
2. *Forțele tăietoare* Q_x și Q_y apar la solicitări de forfecare;
3. *Momentele de încovoiere* M_{ix} și M_{iy} apar la solicitarea la încovoiere;
4. *Momentul de răsucire sau torsiune* apare la torsiune.

Drept exemple de piese solicate la întindere sau compresiune sunt firele conductoare pentru transportul energiei electrice, cablurile, stâlpii, care susțin diferite construcții etc.

Printre piesele solicate la forfecare se numără niturile, buloanele, foile metalice în procesul tăierii etc.

Solicitățile la încovoiere se întâlnesc în grinzile și plăcile, care susțin greutăți pe direcție transversală, osii etc.

Solicitarea la torsiune este întâlnită la arborii de transmisie, burghie.

Pe lângă determinarea reacțiunilor, determinarea eforturilor este un alt pas, adesea necesar pentru rezolvarea problemelor de rezistență și rigiditate. Eforturile sunt determinate aplicând metoda secțiunilor și a ecuațiilor de echilibru, care vor fi exemplificate mai târziu.

2.1.3. Eforturi unitare (tensiuni)

Eforturile în secțiunea transversală a corpului prezintă efectul resultant al forțelor, care apar între particule, și se referă la toată secțiunea. În caz general, valoarea forțelor interne poate fi diferită de la un punct la altul al secțiunii. Aici apare necesitatea introducerii unei mărimi numită

tensiune, care se reflecte valoarea localizată a forțelor interioare pe o unitate de arie.

Vom considera un element de suprafață ΔA pe secțiunea plană, de arie A , a unui obiect. Pe acest element acționează forța internă F_{in} , orientată în direcție arbitrară (fig.2.6). Valoarea raportului:

$$P_{med} = \Delta F_{in} / \Delta A \quad (2.2)$$

este numită *efort unitar mediu*. În cazul în care mărimea elementului de arie ΔA tinde spre zero, expresia ia forma:

$$P = \lim_{\Delta A \rightarrow 0} \Delta F_{in} / \Delta A. \quad (2.3)$$

Vectorul P se numește *efort unitar* sau *tensiune* [$N/m^2 = Pa$] și poate fi descompus în componente prin proiecția acestuia pe direcțiile celor trei axe de coordonate (fig.2.6). Componenta perpendiculară pe secțiune este numită *tensiune normală*, notată cu simbolul σ . Componentele situate în planul secțiunii, pe direcția axelor x și y , sunt numite tensiuni tangențiale τ_x , și respectiv, τ_y . Tensiunile normale apar în cazul în care particulele care formează materialul sunt forțate să se îndepărteze sau să se apropie una față de alta. Tensiunile tangențiale apar în cazul în care particulele sunt forțate să se deplaseze în planul secțiunii, adică să lunece una față de alta.

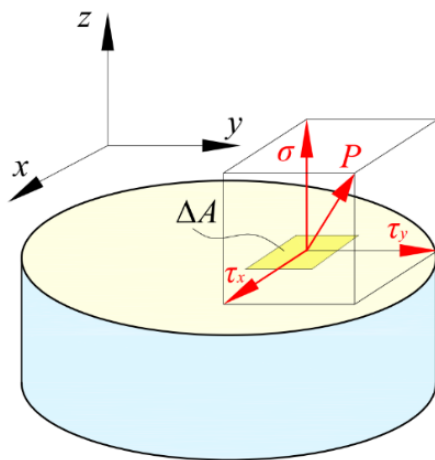


Fig. 2.6. Tensiunea P și componentele normală σ și tangențiale τ_x și τ_y .

2.1.4. Deformații și deplasări

Deformațiile și deplasările sunt consecințe ale acțiunii forțelor exterioare asupra unui corp. Deformațiile generate pot fi fie de dimensiuni, fie de formă, fie ambele (fig.2.7).

Deplasarea este drumul parcurs de un punct al piesei, ca urmare a deformației. În figura 2.8,a este prezentat cazul unei bare solicitate la întindere, în care poate fi observată deplasarea punctelor aflate, inițial, pe linia $a - a$. După deformație, punctele s-au deplasat către linia $a_1 - a_1$.

Figura 2.8,b afișează cazul unei console deformată, pentru care punctele a și b se deplasează către pozițiile a_1 și b_1 . Calculul deformațiilor și deplasărilor este subiectul calculului la rigiditate.

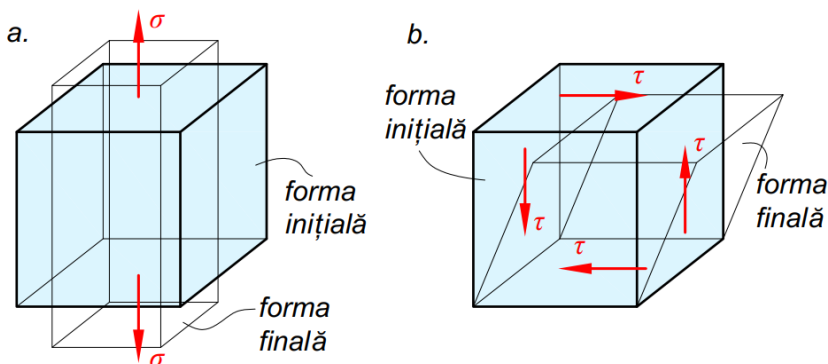


Fig. 2.7. Deformație de dimensiuni (a) și de formă (b).

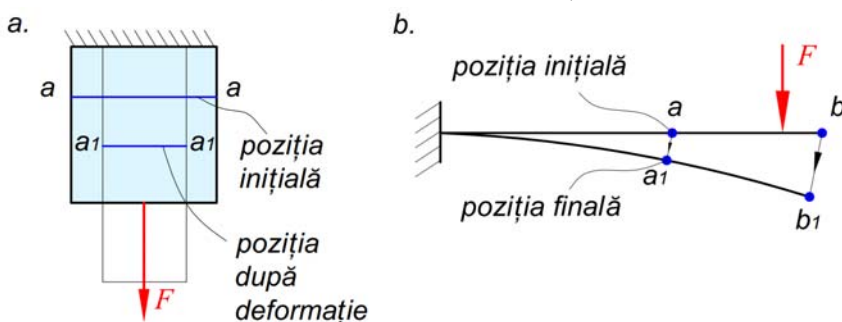


Fig. 2.8. Deplasări pe o bară solicitată la întindere (a) și o consolă solicitată la încovoiere (b).

2.2. Calculul la întindere și compresie

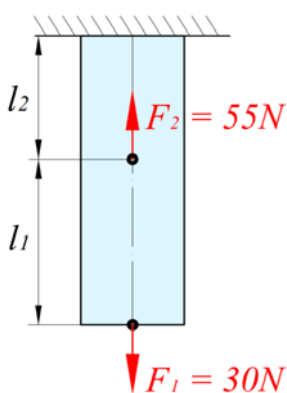


Fig. 2.9. Bară solicitată pe direcția axei.

Problemele de rezistență presupun determinarea tensiunilor în diferite puncte ale secțiunilor corpului. Un pas preliminar determinării tensiunilor este calculul forțelor interioare. Acest lucru se face implicând metoda secțiunilor și aplicarea ecuațiilor de echilibru.

Vom considera o bară, pe care acționează două forțe pe direcție axială $F_1 = 30\text{ N}$ și $F_2 = 55\text{ N}$ (fig.2.9). În mod obișnuit, calculul începe cu determinarea forțelor de reacțiune în reazeme. În unele cazuri, cum este cel de față, se poate trece la pașii următori, desconsiderând reacțiunile.

Aplicăm două plane, care secționează bara în două locuri. Primul plan, situat la distanța x_1 față de capătul barei, formează secțiunea A-A și se găsește între punctele de aplicare a forțelor F_1 și F_2 . Al doilea plan, situat

la distanța x_2 față de același reper, formează secțiunea $B-B$ aflată între punctul de aplicare a forței F_2 și reazem (fig.2.10,a). În general, planele de secționare se aplică în locuri unde se presupune că efectele în interiorul barei nu se schimbă sau se schimbă în mod continuu.

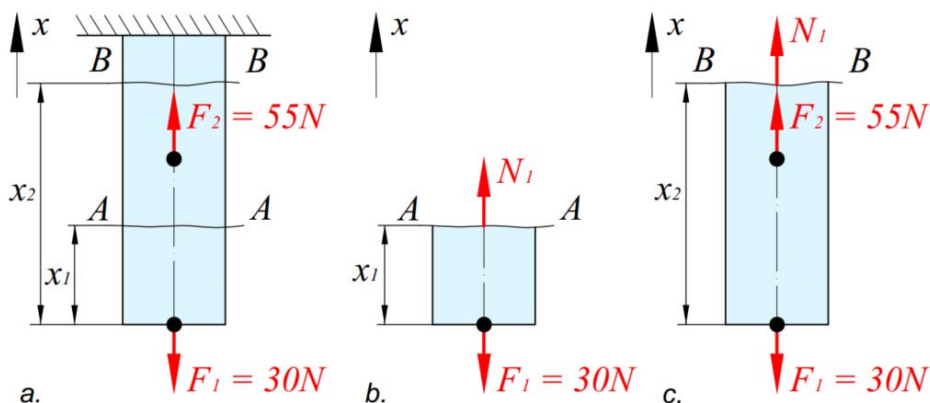


Fig. 2.10. Secționarea barei și izolarea sectoarelor.

Începem cu secțiunea $A-A$, care împarte bara în două sectoare și înlăturăm una din ele (fig.2.10,a). Este recomandabilă înlăturarea sectorului cu cele mai multe forțe aplicate, acest lucru simplificând calculele. În acest caz particular înlăturăm sectorul, care conține reazemul întrucât forțele de reacțiune nu au fost determinate.

În planul secționat al sectorului rămas aplicăm forțele interioare, care pot apărea. După cum a fost menționat în paragraful 2.1.2, pentru bara în plan, cum este cea din exemplu, pot apărea trei eforturi și anume: forța normală N , forța tăietoare Q și momentul de încovoiere M_i . Întrucât bara este solicitată doar pe direcția axei, în secțiune apare o singură forță interioară – N , care poate fi funcție de distanța x_1 . Fiind necunoscută încă, forța interioară este orientată pe direcție din secțiune, orientare considerată, convențional, pozitivă. Direcția pozitivă sau negativă a forțelor interioare normale este independentă de orientarea sistemului de coordonate. Dacă forța interioară normală iese din secțiune, cu alte cuvinte, dacă solicită bara la întindere, convențional îi este atribuit semnul pozitiv și invers (fig.2.11).

Având indicate toate forțele pe sectorul izolat, atât cele exterioare cât și cele interioare, aplicăm ecuațiile de echilibru.

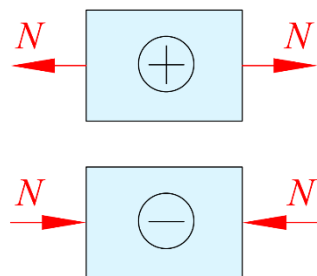


Fig. 2.11. Regula semnelor pentru forțele interioare normale N .

Ecuațiile de echilibru constau în sumarea tuturor forțelor (sau momentelor) proiectate de-a lungul unei axe de coordonate și egalarea sumei cu zero. Aceasta este, de fapt, aplicarea Legii a Doua a lui Newton, $\Sigma \vec{F} = m \cdot \vec{a}$, dar, întrucât obiectele analizate sunt statice, partea dreaptă a ecuației este zero.

Deoarece avem forțe dispuse pe o singură axă, aplicăm o singură ecuație de echilibru. Semnele forțelor se identifică în baza orientării axelor de coordonate. Astfel, forța F_1 , fiind orientată în direcție opusă axei de coordonate x , are semnul negativ, iar forța normală N_1 , fiind dispusă în direcția axei x , are semnul pozitiv:

$$\Sigma F_x = 0; \quad (2.4)$$

$$\Sigma F_x = -F_1 + N_1(x_1) = 0; \quad (2.5)$$

$$\Sigma F_x = -30N + N_1(x_1) = 0; \quad (2.6)$$

$$N_1(x_1) = 30N. \quad (2.7)$$

Valoarea pozitivă calculată pentru forța interioară N_1 ne arată că direcția aplicată inițial a fost corectă, bara fiind solicitată la întindere. De asemenea, faptul că în rezultat a fost obținută o valoare constantă ne spune că pentru acest sector, forța interioară N_1 nu este funcție de distanța x_1 , cu alte cuvinte, forța interioară este aceeași pentru întreg sectorul.

Același set de pași îl parcurgem pentru cazul secțiunii $B-B$ și anume:

- Înlăturăm una din cele două părți ale barei secționate (fig.2.10,b);
- În secțiunea sectorului rămas aplicăm o forță interioară, orientată pozitiv conform regulii semnelor (fig.2.11);
- Aplicăm ecuațiile de echilibru pentru a determina valoarea și direcția forței interioare necunoscute.

$$\Sigma F_x = -F_1 + F_2 + N_2(x_2) = 0; \quad (2.8)$$

$$\Sigma F_x = -30N + 55N + N_2(x_2) = 0; \quad (2.9)$$

$$N_2(x_2) = -25N. \quad (2.10)$$

Valoarea negativă constantă obținută pentru N_2 , ne arată că sectorul doi este supus compresiunii, iar forța interioară este aceeași, indiferent unde este poziționat planul de secționare pe acest sector.

Odată determinate forțele interioare, pot fi calculate tensiunile și deformațiile barei. Tensiunile calculate sunt comparate cu valori maxim admisibile și astfel se stabilește dacă corpul va rezista sau nu sub acțiunea forțelor externe. Subiectul tensiunilor admisibile dat este abordat în paragraful 2.1.6.

Solicitările la întindere sau compresiune generează deformații de întindere sau compresiune care, la rândul lor, cauzează tensiuni normale σ . Pentru a determina modul de repartizare a acestora pe secțiunile transversale, vom analiza deformația unei bare cu lungimea l_0 , lățimea t_0 și grosimea h_0 . Pe suprafața barei sunt trasate linii verticale și orizontale, care formează un câmp de dreptunghiuri (fig.2.12). La aplicarea forței F pe capetele barei, liniile trasate rămân drepte și paralele însă se deplasează. Spre exemplu, toate punctele pe linia $a-b$ se deplasează în același mod către poziția $a'-b'$. Admitem că secțiunile plane în interiorul barei rămân plane și după deformație, iar punctele pe plan se deplasează la fel ca în cazul liniilor trasate pe suprafață.

Forța axială internă N este rezultanta eforturilor elementare σdA pe toată suprafața A a secțiunii:

$$N = \int_A \sigma dA. \quad (2.11)$$

Deoarece punctele pe secțiunile transversale se deplasează la fel, tensiunile σ formate sunt constante pe toată suprafața:

$$N = \sigma \int_A dA = \sigma A, \quad (2.12)$$

de unde:

$$\sigma = N/A. \quad (2.13)$$

După aplicarea forței F , lungimea inițială l_0 a barei devine l_1 . Diferența dintre cele două mărimi, notată cu Δl sau δ și egală cu $\Delta l = l_1 - l_0$, se numește *alungire* (în cazul întinderii) sau *scurtare* (în cazul compresiunii).

O altă mărime, care caracterizează deformația barei, este ε *alungirea specifică* sau *scurtarea specifică* și este definită de relația:

$$\varepsilon = \Delta l / l_0 = (l_1 - l_0) / l_0. \quad (2.14)$$

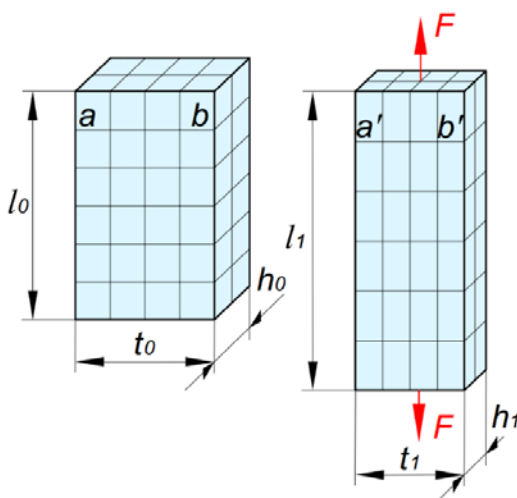


Fig. 2.12. Deformații la solicitarea axială.

Alungirea sau scurtarea specifică este o mărime adimensională care, pentru cele mai multe corpuri reale, are o valoare mică. În limitele deformației elastice a corpului, tensiunile normale σ sunt direct proporționale cu deformația specifică ε :

$$\varepsilon = \sigma / E = N / AE, \quad (2.15)$$

unde E este o constantă de proporționalitate specifică materialului, numită *modul de elasticitate longitudinală* sau *modulul lui Young* [N/m^2].

Având în vedere relația 2.14, putem formula relația, cu ajutorul căreia este determinată alungirea Δl a barei:

$$\Delta l = Nl_0 / AE. \quad (2.16)$$

Mărimea AE este numită *rigiditatea la întindere* sau *compresiune* a secțiunii.

La aplicarea solicitărilor axiale, pe lângă schimbarea lungimii, are loc micșorarea secțiunilor transversale ale corpului. Astfel, bara prezentată în figura 2.12 și-a modificat lățimea t_0 , care devine t_1 , și grosimea h_0 care devine h_1 :

$$\Delta t = t_0 - t_1; \quad (2.17)$$

$$\Delta h = h_0 - h_1. \quad (2.18)$$

Fenomenul de îngustare este caracterizat de mărimea ε_t numită *îngustare transversală*:

$$\varepsilon_t = \frac{\Delta t}{t_0} \cdot 100\% = \frac{\Delta h}{h_0} \cdot 100\%. \quad (2.19)$$

Între alungirea corpului și îngustarea acestuia există o dependență proporțională exprimată de relația:

$$\varepsilon_t = -\nu \cdot \varepsilon. \quad (2.20)$$

Coefficientul de proporționalitate ν este numit *coeficientul de îngustare transversală* sau *coeficientul Poisson*. Pentru majoritatea materialelor, acest coeficient are o valoare situată în jurul $\nu \approx 0,3$.

2.3. Studiul experimental al materialelor la întindere

Proprietățile materialelor sunt determinate experimental, supunând piese, cu dimensiuni standardizate, la diferite tipuri de solicitări. Unul dintre cele mai importante teste este încercarea la întindere a corpului. În acest scop, este pregătită o epruvetă cilindrică, din materialul de interes, cu lungimea $l_0 = 100$ mm și diametrul $d_0 = 10$ mm (fig. 2.13). Capetele

îngroșate ale epruvetei sunt introduse în fălcile mașinii de încercat la întindere, care solicită piesa cu o sarcină statică care este înregistrată. De asemenea, mașina este echipată cu un dispozitiv, care măsoară deformarea sub formă de alungire a epruvetei, date care la fel sunt înregistrate. Ținând cont de lungimea inițială și aria secțiunii transversale cunoscute, calculatorul mașinii afișează diagrama la întindere, care prezintă relația dintre tensiunile normale σ și alungirea specifică ε . Diagrama la întindere oferă informații privind proprietățile materialului testat. Un exemplu de astfel de diagramă, pentru materiale elastice, este prezentat în figura 2.14.

Tensiunea normală, care corespunde punctului P pe grafic, se numește *limita de proporționalitate*, notată cu σ_{pr} . Până la această valoare, deformările ε sunt proporționale cu tensiunile σ , dependență care se manifestă grafic printr-o linie dreaptă. Panta acestei linii, exprimată de raportul $\Delta\sigma/\Delta\varepsilon$, reprezintă modulul lui Young E caracteristic materialului. Până la limita de proporționalitate, este valabilă legea lui Hooke.

Tensiunea, care corespunde punctului El , reprezintă *limita de elasticitate* a materialului, notată cu σ_{el} . Până la atingerea acestei valori a tensiunii, materialul are un comportament elastic, adică, după îndepărtarea solicitării, materialul revine la forma și dimensiunile inițiale. Dincolo de această valoare, corpul se deformează plastic.

Întrucât materialele nu sunt perfect elastice, în realitate corpul nu-și revine complet după îndepărtarea forței, păstrând deformări remanente. În cazul în care aceste deformări sunt foarte mici, de aproximativ 0,01%, se consideră că, condiția de elasticitate este satisfăcută. Valoarea tensiunii,

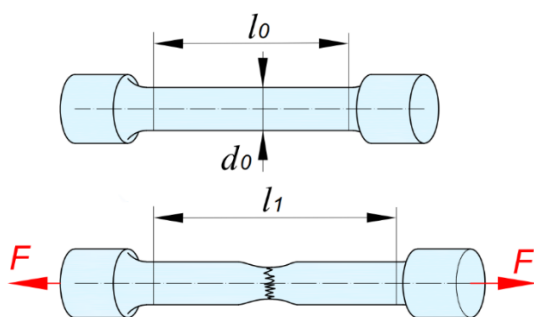


Fig. 2.13. Epruvetă testată la întindere.

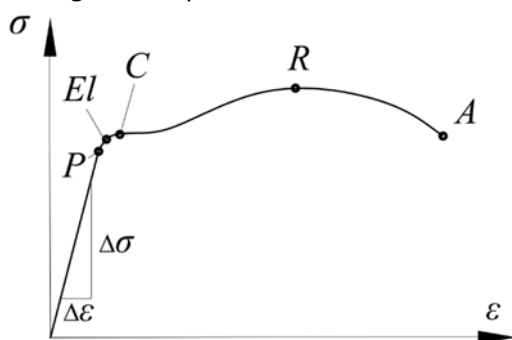


Fig. 2.14. Diagrama solicitării la întindere.

pentru care deformația are o asemenea valoare, este numită *limita de elasticitate tehnică*.

Punctul C pe grafic corespunde *limitei de curgere a materialului*. Pentru valoarea dată a tensiunii, notată cu σ_c , materialul se deformează rapid fără creșterea substanțială a forței de întindere. Unele materiale nu manifestă zona de curgere. În aceste cazuri, drept limită de curgere este considerată tensiunea, pentru care epruveta se deformează cu 0,2%, numită *limită de curgere convențională*.

Punctul R corespunde valorii maxime a tensiunilor, pe care materialul le poate suporta, aceasta reprezentând *rezistența la rupere*, notată cu σ_r . Valoarea dată este definită de relația:

$$\sigma_r = \frac{F_{\max}}{A_0}, \quad (2.21)$$

unde $F_{\max}$ este forța maximă înregistrată în timpul încercării, iar A_0 este aria inițială a secțiunii transversale a epruvetei.

În jurul acestei valori a tensiunii, corpul suferă deformații plastice importante. Dincolo de valoarea σ_r , deformația se localizează și pe epruvetă apare o gâtuire, regiune în care aria transversală se micșorează. La această etapă, forța înregistrată scade și după o perioadă are loc ruperea materialului, care corespunde punctului A pe grafic.

Toate aceste valori, determinate cu ajutorul diagramei solicitării la întindere, sunt importante privind calculul de rezistență. În dependență de problemă sau cerințele față de piesă, dintre valorile menționate (σ_{pr} , σ_{el} , σ_c , σ_r), drept valoare de referință, se alege cea relevantă, care trebuie să fie mai mare decât tensiunile maxime calculate.

În acest scop este introdusă condiția de rezistență, care spune că tensiunile maxime calculate $\sigma_{\max}$ nu trebuie să depășească valoarea admisibilă $[\sigma]$. Dacă considerăm drept valoare de referință limita de curgere σ_c , atunci *tensiunea admisibilă* este calculată cu relația:

$$[\sigma] = \frac{\sigma_c}{[n]}, \quad (2.22)$$

unde $[n]$ este coeficientul de siguranță. Acest coeficient are valori mai mari ca 1 și vine să acopere inexactitățile admise la determinarea tensiunilor. În dependență de gradul de responsabilitate a piesei, acest coeficient poate atinge valoarea de 8.

Amintim că graficul prezentat în figura 2.14 este unul caracteristic materialelor elastice, pentru care diagrama la întindere și compresiune este similară. Pentru materialele fragile însă diagrama este diferită.

2.4. Solicitarea la forfecare

Solicitarea la forfecare pură are loc atunci când asupra corpului acționează forțe transversale, adică forțe aplicate perpendicular pe axa piesei, egale și dispuse în sens contrar. Acest tip de solicitare este întâlnit la asamblările cu nituri, buloane, în angrenaje în care sunt utilizate pene, sudură etc.

În figura 2.15 este prezentată o placă supusă forfecării sub acțiunea a două forțe q distribuite pe o linie, de o parte și de alta a piesei. Fenomenul de forfecare pură se manifestă în cazul, în care distanța a dintre planele de aplicație a forțelor este mică. Pentru o distanță a mai mare, pe lângă forfecare, apar efectele caracteristice încovoierii.

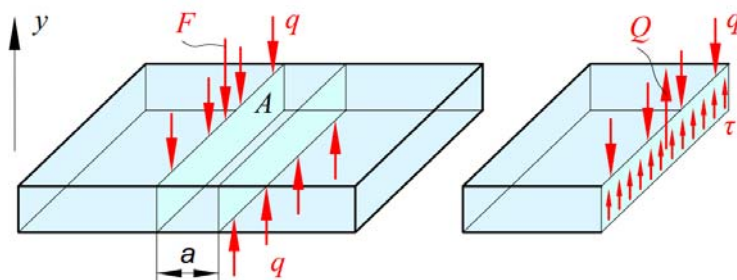


Fig. 2.15. Placă solicitată la forfecare.

Referindu-ne la cazul prezentat în figura 2.15 sarcina distribuită q poate fi înlocuită cu o forță concentrată echivalentă F . Aplicăm un plan perpendicular în limitele distanței a , care secționează placa, împărțind-o în două sectoare și înlăturăm unul din ele, spre exemplu cel din partea dreaptă. În secțiune apar tensiuni tangențiale τ care se opun forfecării și au drept rezultantă forța tăietoare interioară Q . Formulăm o ecuație de echilibru care implică forțele orientate de-a lungul axei y :

$$\Sigma F_y = 0; \quad (2.23)$$

$$\Sigma F_y = -F + Q = 0; \quad (2.24)$$

$$Q = F. \quad (2.25)$$

Vom considera vederea laterală a piesei solicitate la forfecare (fig.2.16). Deformarea porțiunii, aflate între punctele de aplicare a celor două forțe echivalente F , are drept consecință deplasarea punctelor pe corp. Spre exemplu, punctul B s-a deplasat în poziția B' , mărimea deplasării fiind notată cu Δs . Admitem că punctele, pe întreaga secțiune transversală, s-au deplasat cu aceeași mărime Δs . Pornind de la această premisă, putem afirma că tensiunile tangențiale sunt distribuite uniform și pot fi determinate cu relația:

$$\tau = F/A \leq [\tau], \quad (2.26)$$

unde A este aria secțiunii transversale a piesei. Tensiunile calculate nu trebuie să depășească valoarea admisibilă $[\tau]$. Pentru materialele plastice, $[\tau] = (0,5..0,6) \cdot [\sigma]$, iar pentru cele casante $[\tau] = (0,7..1,0) \cdot [\sigma]$. $[\sigma]$ sunt tensiunile normale admisibile pentru solicitarea la întindere.

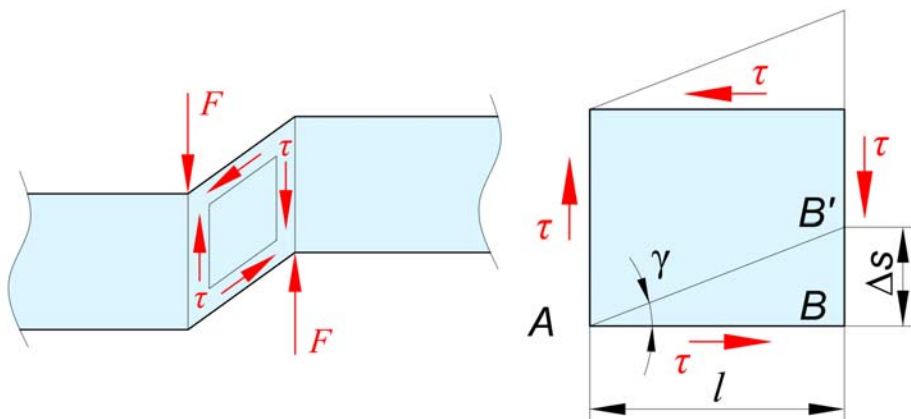


Fig. 2.16. Vedere laterală a piesei solicitate la forfecare.

Deformația la forfecare este caracterizată de *unghiul de deformație* γ . Se constată că există o legătură directă în unghiul de deformație γ și tensiunile tangențiale τ .

$$\gamma = \tau/G, \quad (2.27)$$

unde G este *modulul de elasticitate la forfecare* care, ca și modulul de elasticitate longitudinală (modulul lui Young), este o proprietate a materialului. Relația dată se numește *Legea lui Hooke pentru solicitarea la forfecare*.

Între modulul de elasticitate la forfecare G , coeficientul de contracție universală (coeficientul Poisson) ν și modulul de elasticitate longitudinal (modulul lui Young) E există o legătură dată de expresia:

$$G = E/2(1+\nu). \quad (2.28)$$

Din figura 2.16 putem deduce legătura dintre unghiul de deformație γ și deplasarea punctelor piesei. Astfel, dacă considerăm distanța dintre punctele AB drept lungimea l a elementului analizat, putem afirma că:

$$\operatorname{tg} \gamma = \Delta s/l. \quad (2.29)$$

Deformația prezentată în figura 2.16, reflectată de unghiul γ , are o mărime exagerată. În general, în limita comportamentului elastic al

materialului, aceste unghiuri sunt mici. În aceste condiții, tangenta unghiului γ este aproximativ egală cu valoarea acestui unghi, astfel:

$$\gamma = \Delta s / l, \quad (2.30)$$

de unde:

$$\Delta s = \gamma l. \quad (2.31)$$

Ținând cont de legea lui Hooke (relația 2.27), avem:

$$\Delta s = \tau / G l. \quad (2.32)$$

Înlocuind în expresia dată relația 2.26, obținem:

$$\Delta s = Fl / GA, \quad (2.33)$$

unde produsul GA este numit *rigiditatea la forfecare* a secțiunii transversale.

2.5. Solicitarea la torsiune

Torsiunea sau răsucirea se petrece în cazul în care pe bară este aplicat un moment care acționează în jurul axei barei. Acest tip de solicitare este întâlnit la arborii de transmisie ai mașinilor, burghie etc. Calculul de rezistență la torsiune, este simplu în cazul barelor cu secțiune circulară și complicat pentru alte forme ale secțiunii.

În secțiunile transversale ale pieselor supuse răsucirii apar momente interne de torsiune. Figura 2.17 prezintă o bară acționată de momentul de răsucire exterior T , care are drept efect apariția momentului de răsucire interior M_t (secțiunea $A-A$). Determinarea acestuia este unul din pașii necesari pentru efectuarea calculului de rezistență sau rigiditate. Realizarea calculelor implică metoda secțiunilor și aplicarea ecuațiilor de echilibru. Exemple de calcul ale momentelor interne de torsiune pot fi găsite în [29, pag. 81], [30, pag. 43].

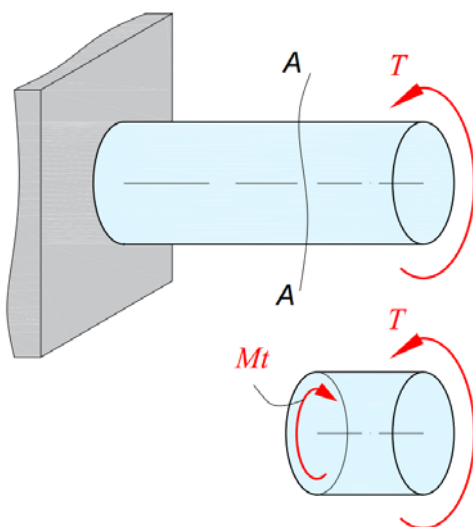


Fig. 2.17. Moment de răsucire intern M_t generat la torsiunea barei.

Pentru determinarea tipurilor de tensiuni care apar la torsiune dar și repartizarea lor, vom analiza deformația barei. Considerăm un element de bară cilindrică încastrată, de rază r și lungime dl . Pe suprafața barei sunt trasate linii astfel încât acestea formează un element de arie dreptunghiular $abcd$ (fig. 2.18,a). La aplicarea momentului de torsiune exterior T , bara se răsucesce și în consecință, dreptunghiul $abcd$ ia forma unui paralelogram $ab'cd'$ (fig. 2.18,b). Deformația dreptunghiului este cuantificată cu ajutorul unghiului de răsucire γ_{max} . După cum a fost menționat în cazul forfecării, între unghiul de răsucire și tensiunile tangențiale, există o dependență exprimată de legea lui Hooke:

$$\tau_{max} = G\gamma_{max} \quad (2.34)$$

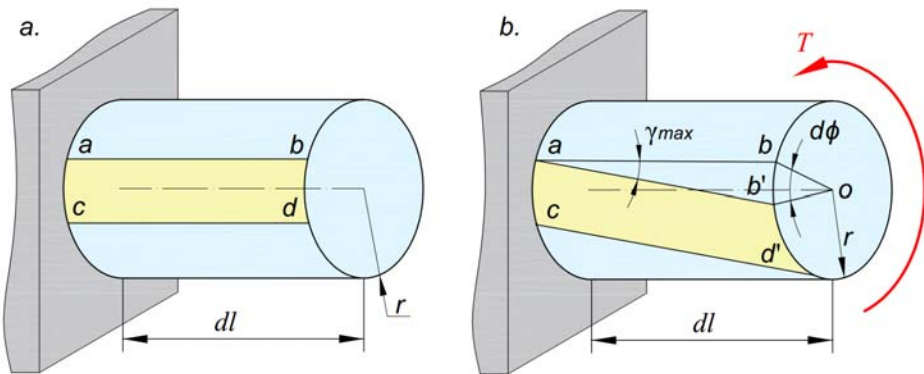


Fig. 2.18. Deformația barei supuse torsiunii.

Pe lângă deformația unghiulară γ_{max} , momentul de torsiune exterior T mai generează o altă deformație unghiulară – $d\phi$, care se manifestă la capătul barei (fig. 2.18,b). Considerând cele două triunghiuri dreptunghice abb' și obb' , descrise de unghiurile γ_{max} și $d\phi$, care au cateta comună bb' , putem formula următoarele relații:

$$\operatorname{tg} \gamma_{max} = bb' / ab \quad \text{și} \quad \operatorname{tg} d\phi = bb' / ob \quad (2.35)$$

Pentru că $bb' = \operatorname{tg} \gamma_{max} \cdot ab = \operatorname{tg} d\phi \cdot ob$, putem scrie:

$$\operatorname{tg} \gamma_{max} = \operatorname{tg} d\phi \cdot ob / ab \quad (2.36)$$

Întrucât pentru unghiurile mici, tangentele sunt egale cu valoarea unghiurilor, exprimate în radiani, putem înlocui tangentele unghiurilor γ_{max} și $d\phi$ cu valoarea propriu-zisă a unghiurilor. De asemenea, latura ob o putem înlocui cu raza r a cilindrului iar latura ab cu lungimea dl . Astfel, relația 2.36 capătă forma:

$$\gamma_{\max} = r \frac{d\phi}{dl}. \quad (2.37)$$

Expresia dată este valabilă pentru valori mici ale unghiurilor $\gamma_{\max}$ și $d\phi$. Deformația unghiulară maximă $\gamma_{\max}$ are loc la suprafața cilindului. Dacă e să considerăm o secțiune cilindrică în interiorul corpului, definită de raza ρ , atunci valoarea γ este mai mică (fig. 2.19). Între raza ρ a secțiunilor interne ale cilindului și deformația unghiulară γ există o legătură direct proporțională:

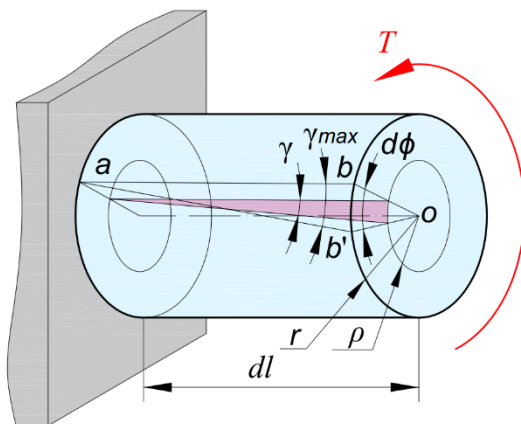


Fig. 2.19. Deformațiile la suprafață și în interiorul barei.

$$\gamma = \rho \frac{d\phi}{dl}. \quad (2.38)$$

Înlocuind această formulă în relația, care exprimă legea lui Hooke, obținem o nouă expresie pentru tensiunile tangențiale:

$$\tau = G\gamma = G\rho \frac{d\phi}{dl}. \quad (2.39)$$

De aici, la solicitarea statică, tensiunile tangențiale τ sunt direct proporționale cu raza ρ a secțiunii cilindrice interioare a barei. În centrul de greutate al secțiunii tensiunile sunt nule, în timp ce tensiunile maxime se dezvoltă pe stratul superior al piesei (fig. 2.20).

Odată stabilit tipul și modul de distribuție a tensiunilor, identificăm legătura dintre acestea și momentele interne.

Momentul de torsiune intern M_t , dezvoltat pe secțiunea transversală de arie A , este egală cu suma tuturor momentelor de torsiune elementare $\tau \cdot \rho \cdot dA$

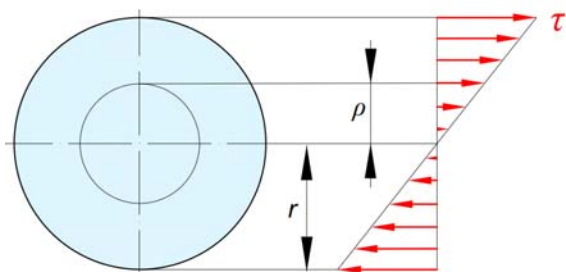


Fig. 2.20. Distribuția tensiunilor tangențiale în secțiunea transversală a cilindului.

generate de tensiunile tangențiale, care acționează pe elementele de arie dA ale secțiunii

$$Mt = \int_A \tau \rho dA. \quad (2.40)$$

Înlocuind în expresia dată relația (2.39) pentru τ , obținem:

$$Mt = \int_A G \rho^2 \frac{d\phi}{dl} dA. \quad (2.41)$$

Întrucât mărimile G , $d\phi$ și dl sunt constante, putem scrie:

$$Mt = G \frac{d\phi}{dl} \int_A \rho^2 dA. \quad (2.42)$$

$\int_A \rho^2 \cdot dA = I_p$ este *momentul polar de inerție*, fiind o caracteristică geometrică a secțiunii. Ținând cont de această mărime și de relația (2.42) avem:

$$\frac{d\phi}{dl} = \frac{Mt}{GI_p}. \quad (2.43)$$

Introducem această expresie în relația (2.39):

$$\tau = G \rho \frac{Mt}{GI_p}; \quad (2.44)$$

$$\tau = \rho \frac{Mt}{I_p}. \quad (2.45)$$

Tensiunile maxime, generate la suprafața arborelui, pot fi determinate utilizând valoarea razei r a cilindrului:

$$\tau = r \frac{Mt}{I_p}. \quad (2.46)$$

Pentru concizie, valorile razei r și ale momentului polar de inerție sunt comasate într-o mărime, numită *momentul polar de rezistență* W_p al arborelui:

$$W_p = \frac{I_p}{r}. \quad (2.47)$$

Această mărime este utilizată pentru calculul tensiunilor tangențiale maxime:

$$\tau_{\max} = \frac{Mt}{W_p}. \quad (2.48)$$

În cazul barei cu secțiune circulară de diametru d , momentul polar de inerție I_p și momentul polar de rezistență W_p pot fi calculate cu relațiile:

$$I_p = \pi d^4 / 32 \quad r = d/2; \quad (2.49)$$

$$W_p = \pi d^4 / 32d = \pi d^3 / 16. \quad (2.50)$$

Condiția de rezistență statică la solicitarea de torsiune este:

$$\tau_{\max} = Mt / W_p \leq [\tau]. \quad (2.51)$$

Pentru determinarea momentului de torsiune admisibil, avem relația:

$$[Mt] \leq W_p [\tau]. \quad (2.52)$$

În vederea determinării deformațiilor barei ca urmare a răsucirii utilizăm relația (2.43) de unde obținem:

$$d\phi = Mtdl / GI_p. \quad (2.53)$$

Deformația arborelui pe lungimea l este:

$$\int_0^\phi d\phi = \int_0^l Mtdl / GI_p; \quad (2.54)$$

$$\phi = Mtl / GI_p. \quad (2.55)$$

Unghiul de răsucire specifică θ , în radiani pe metru, este calculat cu expresia:

$$\theta = \phi / l = Mt / GI_p. \quad (2.56)$$

Condiția de rigiditate la torsiune are forma:

$$\theta = Mt / GI_p \leq [\theta], \quad (2.57)$$

unde $[\theta]$ este *unghiul specific admisibil* prevăzut în cerințele față de piesă.

2.6. Calculul la încovoiere

Bara este supusă solicitării de încovoiere în cazul în care asupra ei acționează cupluri de forțe (momente) sau forțe aflate în plane, care conțin axa acesteia. În cazul în care planele nu conțin axa barei, pe lângă încovoiere, apare și solicitarea la torsiune. De asemenea, forțele, care solicită bara la încovoiere, sunt normale pe axa barei. În cazul unei forțe externe aplicate sub un unghi, această se descompune în componente. Componenta normală solicită bara la încovoiere, iar componenta orientată de-a lungul axei barei solicită piesa la întindere sau compresiune. În

rezultatul încovoierii, pe una din părțile grinzii fibrele se întind, pe partea opusă, fibrele se comprimă.

Problemele de rezistență pentru barele solicitate la încovoiere încep, de obicei, cu determinarea reacțiunilor în reazeme, după care urmează determinarea forțelor și momentelor interioare (eforturilor). Odată calculate eforturile, pot fi determinate tensiunile. Exemple de calcul a reacțiunilor și eforturilor la încovoiere pot fi consultate în [30, pag. 46].

Încovoierea poate fi de două tipuri: *încovoiere pură* și *încovoiere transversală*. În cazul încovoierii transversale, eforturile în secțiune sunt sub forma forțelor tăietoare și momentelor de încovoiere. În rezultat apar atât tensiuni normale, cât și tensiuni tangențiale. La încovoierea pură, în secțiune se dezvoltă doar momente de încovoiere și sunt generate doar tensiuni normale.

O bară este solicitată la încovoiere pură, spre exemplu, în cazul în care asupra celor două capete ale ei sunt aplicate două momente de încovoiere. Pentru a stabili repartizarea tensiunilor normale în secțiune, vom analiza modul în care se deformează bara, întrucât, între deformații și tensiuni există o relație exprimată de legea lui Hooke.

Pe suprafața barei din cauciuc de secțiune dreptunghiulară, solicitată la încovoiere pură, sunt trasate linii longitudinale și transversale care formează o rețea de dreptunghiuri (fig. 2.21). La aplicarea momentelor de încovoiere M pe capete, bara se deformează. În rezultat observăm că:

- Liniile transversale 1 și 2, inițial paralele, sunt dispuse sub un unghi $d\theta$ una față de alta;

- Liniile transversale, inițial drepte, se deformează în mod diferit și își schimbă lungimile.

În partea de sus liniile se alungesc (spre exemplu linia $a-b$), iar în partea de jos, liniile se scurtează (spre exemplu, linia $e-f$). Trecerea de la liniile alungite la cele scurtate se face în mod continuu, de unde rezultă că există o linie pentru care, în ciuda

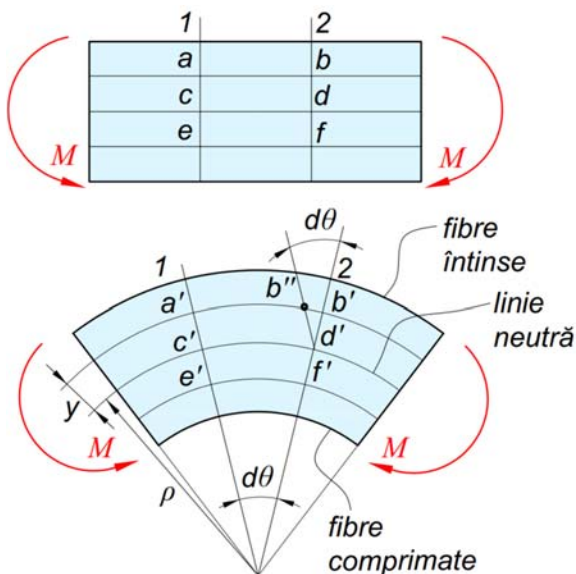


Fig. 2.21. Bară supusă încovoierii pure.

deformației, lungimea a rămas cea inițială. Această linie se numește *linie neutră*, iar stratul, care conține toate liniile neutre în interiorul bare, se numește *strat neutru*. Deformația barei este caracterizată de *raza de curbura* ρ a liniei neutre.

Linia $a-b$, care se află la distanța y față de linia neutră $c-d$, se deformează astfel încât după deformație devine $a'-b'$. Lungimea deformației acesteia este $b'-b''$. Deformația relativă a liniei $a-b$ este:

$$\varepsilon = \frac{b'b''}{ab} = \frac{b'b''}{cd} = \frac{b'b''}{c'd'} = \frac{y d\theta}{\rho d\theta} = \frac{y}{\rho}. \quad (2.58)$$

Observăm că fibrele barei sunt solicitate fie la întindere, în partea de sus, fie la compresiune, în partea de jos. Pornind de aici, putem aplica legea lui Hooke pentru întindere și compresiune, ținând cont, în același timp, de relația (2.58):

$$\sigma = \varepsilon E = \frac{y}{\rho} E. \quad (2.59)$$

Tensiunile normale σ , dezvoltate în secțiunile barei, sunt direct proporționale cu distanța față de linia neutră, descrisă în figura 2.22 de mărimea y . Astfel, pentru $y = 0$ avem $\sigma = 0$, iar pentru valori y maxime avem tensiuni σ maxime.

Poate fi demonstrat că legătura dintre tensiunile normale σ și momentul de încovoiere interior M_i are forma:

$$\sigma = \frac{M_i y}{I_x}, \quad (2.60)$$

unde I_x este *momentul de inerție al secțiunii* în raport cu axa x . Această mărime caracterizează dimensiunile și forma secțiunii transversale și, la rezolvarea problemelor, trebuie determinată pentru forma secțiunii barei analizate. În general, momentul de inerție a unei secțiuni oarecare în raport cu axa x se determină cu relația:

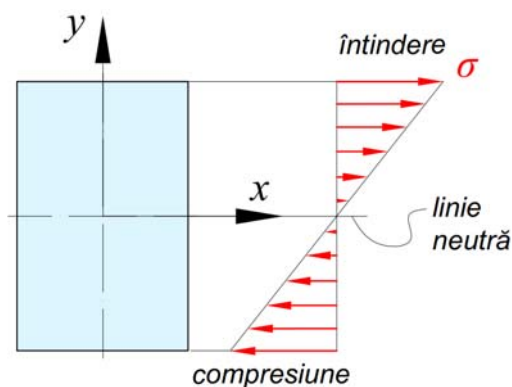


Fig. 2.22. Tensiunile normale în secțiunile barei solicitate la încovoiere pură.

$$I_x = \int_A y^2 dA. \quad (2.61)$$

În raport cu axa y avem:

$$I_y = \int_A x^2 dA. \quad (2.62)$$

Calculul tensiunilor normale maxime $\sigma_{\max}$, care apar la distanța $y_{\max}$ față de axa neutră, se face cu relația:

$$\sigma_{\max} = \frac{M_i y_{\max}}{I_x} = \frac{M_i}{\frac{I_x}{y_{\max}}} = \frac{M_i}{W_x}, \quad (2.63)$$

unde W_x este *modulul de rezistență al secțiunii*.

Pentru secțiunea transversală dreptunghiulară cu lățimea b și înălțimea h , momentul de inerție și modulul de rezistență față de axele x și y sunt calculate cu formulele:

$$I_x = \frac{bh^3}{12}; \quad I_y = \frac{b^3h}{12}; \quad y_{\max} = \frac{h}{2}; \quad x_{\max} = \frac{b}{2}; \quad (2.64)$$

$$W_x = \frac{I_x}{y_{\max}} = \frac{bh^3}{12} = \frac{bh^3 2}{12h} = \frac{bh^2}{6}; \quad (2.65)$$

$$W_y = \frac{I_y}{x_{\max}} = \frac{b^3h}{12} = \frac{b^3h 2}{12b} = \frac{b^2h}{6}. \quad (2.66)$$

Pentru secțiunea circulară de diametru d , avem relațiile:

$$I_x = I_y = \frac{\pi d^4}{64}; \quad x_{\max} = y_{\max} = \frac{d}{2}; \quad (2.67)$$

$$W_x = W_y = \frac{\pi d^4 2}{64d} = \frac{\pi d^3}{16}. \quad (2.68)$$

Subiectul încovoierii transversale poate fi consultat în [30, pag. 261].

2.7. Calculul tensiunilor de contact

Când două corpuri sunt forțate unul spre celălalt, în contactul dintre ele apar tensiuni. Fenomenele de contact sunt importante, în special, în cazul roților dințate aflate în angrenaj, a rulmenților cu bile de diferite forme, elementelor mecanismelor cu came, șinelor etc.

Există trei teorii clasice, care abordează interacțiunile prin contact: modelul lui Hertz, modelul Johnson-Kendall-Roberts (JKR), modelul Derjaguin-Muller-Toporov (DMT). Aici vom considera modelul

dezvoltat, în baza teoriei elasticității, de către fizicianul german Heinrich Hertz. Relațiile matematice au fost formulate, ținând cont de următoarele ipoteze:

- corpurile în contact sunt izotrope, omogene și nu se mișcă unul față de celălalt;
- în zona de contact, sarcinile provoacă deformații elastice care respectă legea lui Hooke;
- forța, care cauzează interacțiunea prin contact dintre corpuri, este constantă și normală pe suprafețele de contact ale acestora;
- între suprafețele de contact nu există peliculă de lubrifiant.

Vom considera cazul, în care cel puțin unul dintre obiectele care intră în contact, are formă curbă. În dependență de forma specifică a corpului, contactul inițial are loc fie într-un punct, fie pe o linie. Odată cu creșterea forței, punctul sau linia de contact se transformă într-o suprafață cu o arie de o anumită valoare. Pe lângă forța solicitantă, mărimea suprafeței generate depinde de proprietățile elastice ale materialelor obiectelor aflate în contact și caracteristicile geometrice ale acestora.

În figura 2.23, *a* este prezentată interacțiunea dintre o semisferă și un obiect cu suprafață plană, pe care îl vom numi placă. Ca urmare a aplicării forței F , placa se deformează, facilitând generarea suprafeței de contact între cele două obiecte. În cazul dat, suprafața are formă circulară cu diametrul $2a$. Deformația cea mai mare, definită de distanța d , are loc la mijlocul suprafeței de contact. Pentru o mai bună înțelegere a fenomenului, în figura 2.23, *b* este prezentată aceeași semisferă, forțată, de această dată, pe în câmp de arcuri.

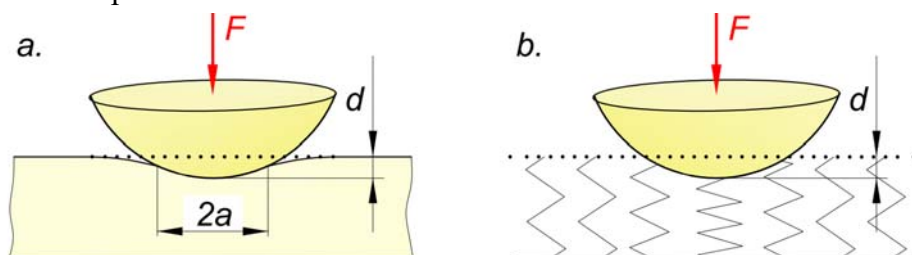


Fig. 2.23. *a.* contactul dintre o semisferă și o suprafață plană;
b. contactul dintre o semisferă și un câmp de arcuri.

Cu creșterea forței F crește numărul de arcuri, care vin în contact cu semisfera, respectiv, crește aria suprafeței de contact. Arcurile cele mai deformate sunt cele aflate la mijlocul suprafeței. Cunoaștem că există o legătură directă între valoarea deformației și tensiunile dezvoltate în obiect.

Să ne referim la cazul a două bile sferice cu razele R_1 și R_2 (fig.2.24). Raza a , a suprafeței de contact formate, poate fi calculată cu relația:

$$a = \sqrt[3]{3F \left(\frac{1-\nu_1^2}{E_1} + \frac{1-\nu_2^2}{E_2} \right) / 4 \left(\frac{1}{R_1} + \frac{1}{R_2} \right)}, \quad (2.69)$$

unde: F este forța, care acționează pe cele două bile; E_1 și E_2 sunt modulele de elasticitate longitudinală pentru materiale bilelor; ν_1 și ν_2 sunt coeficienții Poisson.

Forța F , acționând pe suprafața de contact, generează presiune, care este distribuită parabolic (fig.2.24). Presiunea are valoarea maximă în centrul suprafeței de contact și poate fi calculată cu relația:

$$p_{\max} = 3F / 2\pi a^2. \quad (2.70)$$

Aceleași relații pentru calculul razei de contact a și a presiunii maxime $p_{\max}$ sunt valide și în cazurile contactului dintre o bilă și o suprafață plană (fig.2.25), de asemenea, dintre o bilă și o suprafață sferică concavă (fig.2.26). În cazul contactului cu planul, drept valoare R_2 considerăm ∞ , întrucât linia, care formează un cerc, tinde să fie dreaptă la creșterea razei către infinit. În cazul interacțiunii dintre bilă și suprafața sferică concavă, introducem în relația (2.69) o valoare negativă pentru raza R_2 .

Tensiunile, care apar în regiunea de contact, sunt distribuite tridimensional, caracterul

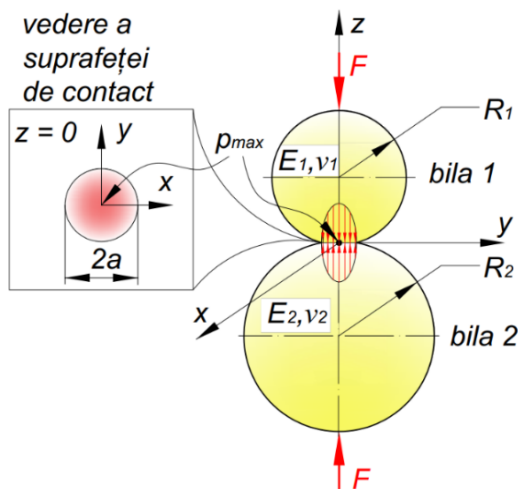


Fig. 2.24. Două bile aflate în contact.

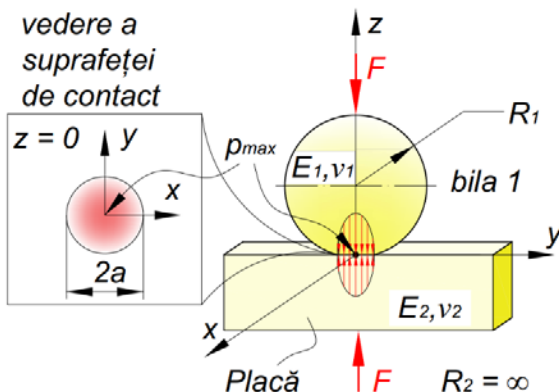


Fig. 2.25. Contactul dintre o bilă și o suprafață plană.

fiind același pentru ambele corpuri aflate în contact. Tensiunile de contact sunt date în termeni de tensiuni principale, noțiuni care nu au fost abordate în acest capitol. Acestea pot fi consultate în [30, p. 163], [31, pag. 227].

Întrucât suprafața de contact este simetrică față de axele x și y , tensiunile normale principale dezvoltate pe aceste direcții σ_x și σ_y sunt, de asemenea, simetrice și pot fi calculate cu relația:

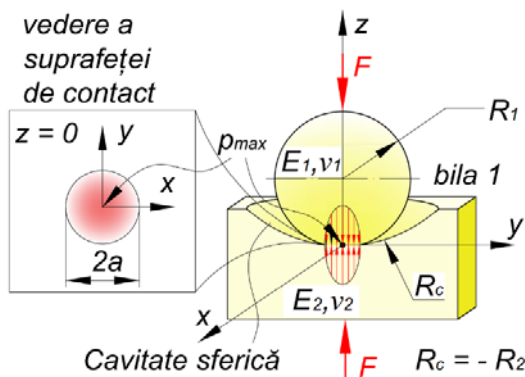


Fig. 2.26. Contactul dintre o bilă și o suprafață sferică concavă.

$$\sigma_1 = \sigma_2 = \sigma_x = \sigma_y = -p_{\max} \left[(1+\nu) \left(1 - \left| \frac{z}{a} \right| \arctan \left| \frac{a}{z} \right| \right) - \frac{1}{2 \left(\frac{z^2}{a^2} + 1 \right)} \right]. \quad (2.71)$$

Relația tensiunilor principale pe direcția axei z are forma:

$$\sigma_3 = \sigma_z = -p_{\max} \left(\frac{z^2}{a^2} + 1 \right)^{-1}. \quad (2.72)$$

Valoarea tensiunilor variază pe direcția axei z , fiind, de asemenea, funcție de raza suprafeței de contact a și presiunea maximă $p_{\max}$. Toate tensiunile formate sunt de compresiune. Poate fi demonstrat că tensiunile tangențiale maxime se formează sub suprafața corpului, la adâncimea $z = 0,48a$, zonă în care materialul devine cel mai susceptibil la distrugeri. Aici apar, de obicei, primele fisuri care, în timp duc la apariția ciupiturilor, în special pentru corpurile în contact aflate în mișcare relativă, cum sunt, spre exemplu, bilele și colivia rulmentului.

În cazul contactului dintre două suprafețe cilindrice, pata de contact are formă dreptunghiulară cu lățimea $2b$ și lungimea L (fig. 2.27). Mărimea b , care reprezintă jumătate din lățimea dreptunghiului, poate fi calculată cu relația:

$$b = \sqrt{4F \left(\frac{1-\nu_1^2}{E_1} + \frac{1-\nu_2^2}{E_2} \right) / \pi L \left(\frac{1}{R_1} + \frac{1}{R_2} \right)}. \quad (2.73)$$

Expresia este validă și pentru contactul dintre un cilindru și o suprafață plană, pentru care raza $R_2 = \infty$ sau pentru contactul dintre un cilindru și o suprafață cilindrică concavă pentru care, drept valoare R_2 , este introdusă raza suprafeței cu valoare negativă.

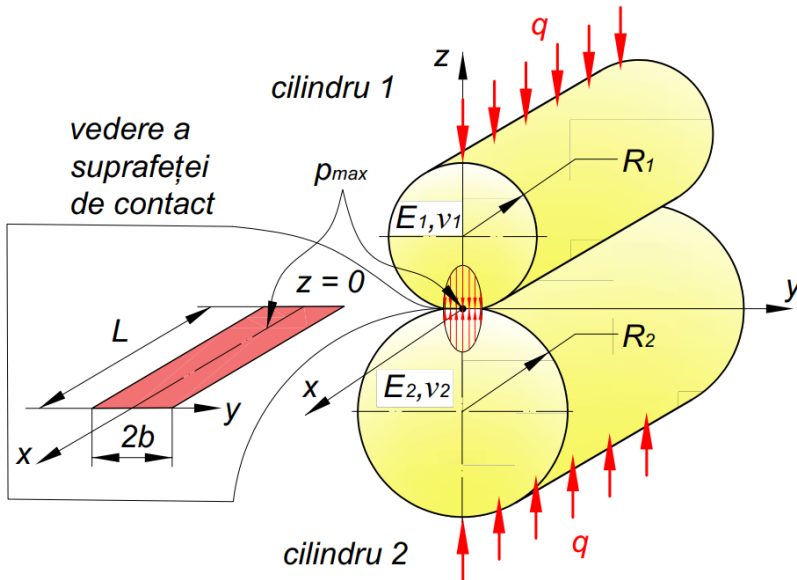


Fig. 2.27. Contactul dintre două suprafețe cilindrice

Presiunea pe suprafața de contact are o distribuție eliptică, cu valoare maximă p_{max} dispusă pe linia de mijloc a dreptunghiului, paralelă la axa x .

$$p_{max} = \frac{2F}{\pi bL}. \quad (2.74)$$

Tensiunile principale pe direcția celor trei axe de coordonate sunt calculate cu relațiile:

$$\sigma_1 = \sigma_x = -2\nu p_{max} \left(\sqrt{\frac{z^2}{b^2} + 1} - \left| \frac{z}{b} \right| \right)^{-1}; \quad (2.75)$$

$$\sigma_2 = \sigma_y = -p_{max} \left[\left(2 - \left(\frac{z^2}{b^2} + 1 \right)^{-1} \right) \sqrt{\frac{z^2}{b^2} + 1} - \left| \frac{z}{b} \right| \right]; \quad (2.76)$$

$$\sigma_3 = \sigma_z = -p_{max} \left[\sqrt{\frac{z^2}{b^2} + 1} \right]^{-1}. \quad (2.77)$$

3. ELEMENTE PENTRU ACUMULAREA ENERGIEI

3.1. Generalități, clasificare, parametri de bază

Elementele pentru acumularea energiei și traducerea semnalelor sunt denumite astfel, reieșind din funcțiile pe care le îndeplinesc în mecanica fină. În această categorie de elemente constructive sunt cuprinse toate elementele elastice, în cadrul cărora intră, în primul rând, arcurile metalice.

Elementele elastice se caracterizează prin deformații elastice mari, de care sunt capabile sub acțiunea unui semnal exterior, care poate fi o forță, un moment, presiunea, temperatura, revenind în întregime sau parțial la forma inițială după încetarea semnalului. Acumulând energie în timpul deformațiilor, ele sunt utilizate în diferite scopuri și anume:

- ca elemente motoare sau acumulative de energie, prin cedarea energiei, pe care au înmagazinat-o în timpul deformației, pentru acționarea altor elemente în mișcarea mecanismelor din aparate [32];
- ca elemente pentru traducerea semnalelor;
- ca amortizoare de șocuri, când energia unei mase în mișcare este folosită pentru încărcarea arcului;
- ca elemente pentru exercitarea unei forțe permanente după tensionare;
- ca elemente pentru asigurarea unor îmbinări elastice, între două sau mai multe elemente constructive.

Clasificarea elementelor elastice după criteriul constructiv:

a. *arcuri lamelare* formate din lamele sau foi și care, în funcție de forma pe care o au, pot fi simple și drepte, simple curbate - preformate, în foi multiple sau lamelare suprapuse;

b. *arcuri spirale plane* sau lamelare răsucite, formate din bare de secțiune dreptunghiulară sau circulară răsucite în formă de spirală;

c. *arcuri bară de torsiune* formate din bare drepte (de secțiune circulară sau dreptunghiulară);

d. *arcuri elicoidale* formate din bare de diferite secțiuni răsucite în formă de elice și care pot fi cilindrice de întindere-compresiune, cilindrice de torsiune, conice sau de alte forme;

e. *arcuri bimetalice* formate din două foi suprapuse și care pot fi lamelare, spirale plane, elicoidale (semnalul este variația de temperatură);

f. *membrane plane sau gofrate*, care sunt plăci subțiri de formă circulară sprijinite pe contur;

g. *tuburi ondulate*, denumite și silfoane, care au o formă cilindrică cu ondulații pe suprafața laterală și se deformează sub acțiunea unei presiuni interioare;

h. *tuburi manometrice*, care au formă circulară, spirală, elicoidală etc. și își bazează funcționarea pe deplasarea capătului liber, semnalul fiind tot o presiune interioară;

i. *arcuri din cauciuc*, care au diferite forme (dreptunghiulară, cilindrică ș.a.) și pot înmagazina energii mari de șoc din cauza materialului, care are frecare internă mare.

Clasificarea arcurilor se mai poate face și pe baza solicitării principale a materialelor, care poate fi: încovoierea sau torsiunea și, mai rar, întinderea – compresiunea, deoarece alungirile în acest ultim caz sunt mici, de regulă, la materialele arcurilor. La fiecare din arcurile de încovoiere sau de torsiune, secțiunea barelor poate fi rotundă, pătrată, dreptunghiulară, trapezoidală etc.

Alegerea materialelor pentru elementele elastice trebuie făcută, ținând seama de următoarele criterii mai importante: variația în timp a proprietăților elastice ale materialelor, după tratamentul termic; rezistența la rupere și rezistența la șoc; coeficientul de dilatare liniară; conductivitatea electrică (la arcurile din electrotehnică); rezistența la coroziune.

Pentru arcuri sunt folosite următoarele materiale: oțelul special pentru arcuri (călit și detensionat, apoi șlefuit sau ecruiat prin jet de alicie, la arcurile supuse la oboseală); metalele neferoase, laminate la duritatea necesară sau trase dur, ca: bronzul fosforos, alama, aliajele cu beriliu. Uneori se utilizează materialele plastice (dintre ele cauciucul) și materialele compozite.

Cele mai utilizate materiale, cu principalele lor proprietăți fizico – mecanice, sunt prezentate în tabelul 3.1 și în manualul [33].

Sarcinile admisibile se aleg conform principiilor generale cunoscute. Coeficientul de siguranță se stabilește în funcție de condițiile de lucru ale arcului, având ca urmare valori cuprinse între limite foarte largi: 1,5 ... 3 - la arcuri lamelare și elicoidale; 10...15 - la arcuri, pentru care se cer condiții severe privind stabilitatea proprietăților elastice.

Proiectarea sau selectarea unui arc pentru o anumită aplicație presupune cunoașterea *caracteristicii arcului*. 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 [2]:

$$F = F(\delta) \text{ sau } T = T(\theta), \quad (3.1)$$

în care δ reprezintă deformația liniară a arcului pe direcția forței F (săgeata), iar θ – deformația unghiulară a arcului pe direcția momentului de torsiune T (rotirea).

Tabelul 3.1. Materiale utilizate pentru arcuri.

Material	Modulul de elasticitate		Efortul unitar de rupere		Coef. termic $\alpha_E \times 10^{-4}$ [1/1°C]
	longitudinal , E , [GPa]	transversal , G , [GPa]	încovoiere , σ_{ir} , [GPa]	torsiune, τ_r , [GPa]	
Oțel pentru arcuri de ceasornicărie (0,8... 1,0 %C)	200	80	1,8...2	1,5	-
Oțel de arc special tras Ø 0,14... 2 mm	200	80	3,1...2	1,5	- 3,3
Bronz fosforos (8% Sn)	110	41	0,6...0,4	0,32	- 4,8
Bronz cu beriliu (3...4 % Be)	120	48	1,0...1,2	-	- 3,1
Neizilber (13% Ni; 22% Zn)	125	46	0,36...0,5 0	0,28	- 4,2
Alamă (37% Zn)	100	37	0,24...0,28	0,28	- 4,8

Graficul caracteristicii arcului (fig.3.1) redă imaginea variației rigidității c a unui arc, definită prin panta curbei care exprimă dependența „sarcini – deformație”, când sarcina este o forță (fig.3.1,a) sau un moment (fig.3.1,b):

$$c = \operatorname{tg} \alpha = F/\delta; \text{ sau } c' = \operatorname{tg} \alpha = T/\theta. \quad (3.2)$$

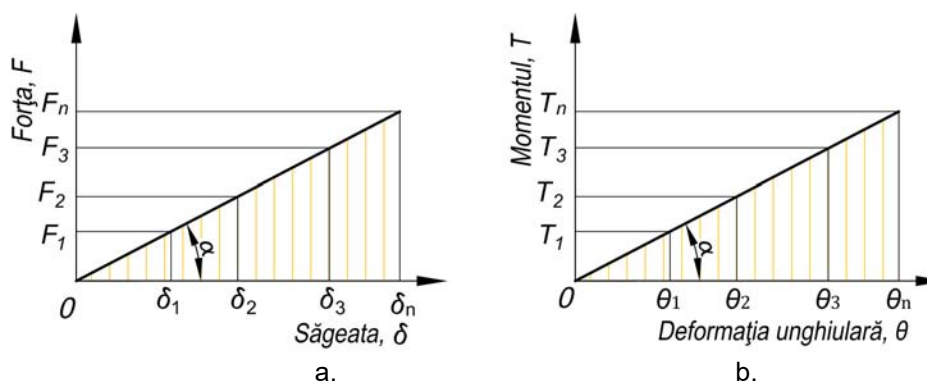


Fig. 3.1. Curbe caracteristice ale arcurilor.

Caracteristica liniară (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.

Ținând seama de faptul că lucrul mecanic elementar este determinat prin expresia $dL = F d\delta$, 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_n . Rezultă că, în ipoteza caracteristicii liniare, expresia lucrului mecanic de deformare – în cazul când sarcina exterioară este o forță este :

$$L = F \cdot \delta / 2 = c \cdot \delta^2 / 2, \quad (3.3)$$

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

$$L = T \cdot \theta / 2 = c' \cdot \theta^2 / 2. \quad (3.4)$$

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:

$$c = \operatorname{tg} \alpha = \partial F / \partial \delta \neq \text{const}; \quad c' = \operatorname{tg} \alpha = \partial T / \partial \theta \neq \text{const}. \quad (3.5)$$

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):

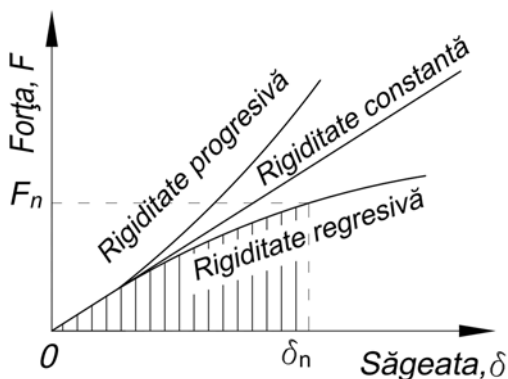


Fig. 3.2. Curbe caracteristice ale arcurilor cu rigiditate variabilă.

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

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

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, hașurată orizontal și vertical în fig. 3.3) și lucrul mecanic absorbit de arc L , sub acțiunea forței exterioare (suprafața de sub caracteristica de încărcare, hașurată vertical în fig. 3.3), definește randamentul arcului, exprimat analitic prin raportul:

$$\eta = L_c/L. \quad (3.7)$$

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

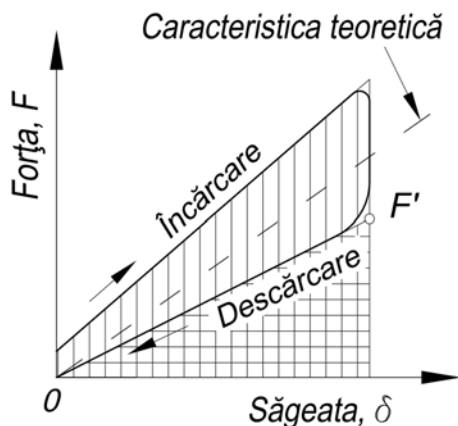


Fig. 3.3. Caracteristicile arcurilor pentru frecări elastice.

Procese de relaxare elastică și de histerezis se explică prin aceea că o parte din energia primită de elementul elastic se consumă prin frecarea internă dintre moleculele materialului. Ea va fi, deci, o energie disipată, ceea ce reprezintă un dezavantaj pentru arcurile din aparatele de măsurare, dar prezintă o importanță mare în cazul elementelor elastice întrebuințate

ca amortizoare. În vederea eliminării acestei erori, precum și a efectului de relaxare, care se remarcă la aplicarea îndelungată a sarcinii, înainte de montarea arcului în dispozitiv, se efectuează operația de stabilizare, care constă în supunerea arcului unor sarcini și, uneori, unor temperaturi constante sau variabile.

3.2. Arcuri lamelare. Clasificare. Elemente de calcul

Arcurile lamelare simple și drepte sunt alcătuite dintr-o singură lamelă, care în stare neîncărcată are forma dreaptă. Aceste arcuri au o largă utilizare ca elemente de apăsare elastică, cu forțe relativ mici, la diferite mecanisme ale aparatelor. Sunt folosite la mecanismele cu mișcare intermitentă cu clichet, la mecanismele de blocare, la diferite aparate

electrice ca lamele de contact sau ca arcuri de orientare pentru aparatele de măsurare, la relee, comutatoare electrice și altele.

În majoritatea cazurilor, aceste arcuri au secțiunea dreptunghiulară, iar forma lor poate fi: dreptunghiulară, triunghiulară, trapezoidală sau eliptică (fig. 3.4, b, c, d). În ultimele trei cazuri, secțiunea este tot dreptunghiulară, dar variabilă de-a lungul lungimii arcului.

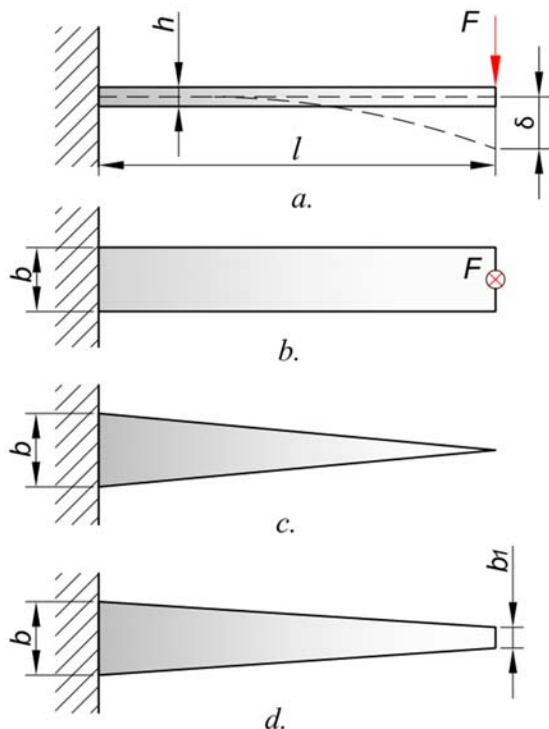


Fig. 3.4. Arcuri lamelare.

de formă dreptunghiulară încastrat la un capăt și aflat sub acțiunea sarcinii F .

Momentul încovoiător este maxim în secțiunea de încastrare de lățime b și înălțime h și are valoarea:

$$M_i = F \cdot l = W \cdot \sigma_i = \sigma_i (bh^2)/6, \quad (3.8)$$

de unde se face dimensionarea lamelei, determinându-se lățimea ei b , sau se verifică tensiunile admisibile.

În afară de dimensionare sau verificare se mai poate determina forța maximă sau săgeata maximă, pe care o poate suporta arcu, când sunt date dimensiunile lui și materialul din care este confecționat. Săgeata maximă se determină, plecând de la ecuația fibrei medii deformată. Momentul încovoiător în secțiunea situată la distanța x de capătul liber al arcului este: $M_x = -F \cdot x$, iar ecuația diferențială a fibrei medii deformată:

$$(d^2 y)/(d x^2) = (F \cdot x)/(EI), \quad (3.9)$$

și întrucât momentul de inerție al secțiunii este constant, prin integrare se obține:

$$y = (F x^2)/(6 EI) + C_1 x + C_2. \quad (3.10)$$

Pentru $x = l$ este necesar ca $(dy)/(dx) = 0$ și $y = 0$, se determină constantele de integrare, iar pentru $x = 0$ se obține săgeata maximă:

$$y_{\max} = (F \cdot l^3)/(3 EI) = 4 \cdot (F \cdot l^3)/(E \cdot b \cdot h^3). \quad (3.11)$$

Ținând seama de expresia lui σ_i din relația (3.8), rezultă săgeata:

$$\delta = (2/3) \cdot (l^3/h) \cdot (\sigma_i/E). \quad (3.12)$$

Energia potențială stocată (lucrul mecanic de deformare):

$$E_p = L = (1/2) F \cdot \delta = (2 F^2 l^3)/(E \cdot b \cdot h^3). \quad (3.13)$$

Se vor determina în continuare principalele caracteristici ale arcului *lamelar de formă triunghiulară* (fig. 3.4, c). Dacă se consideră o secțiune la distanța x de capătul liber al arcului, momentul încovoiator M_x în această secțiune este:

$$M_x = F \cdot x = (z \cdot h^2/6) \cdot \sigma_i, \quad (3.14)$$

unde z este lățimea lamelei în secțiunea considerată.

Tensiunile din încastrare σ_i se determină din relația (3.8).

Săgeata maxima δ , [mm] va fi:

$$\delta = (F \cdot l^3)/(2E \cdot I_0) = (l^2/h) \cdot (\sigma_i/E), \quad (3.15)$$

unde: $I_0 = (b \cdot h^3)/12$ este momentul de inerție al secțiunii de încastrare.

Energia potențială stocată (lucrul mecanic de deformare):

$$E_p = L = (1/2) F \cdot \delta = (1/6) b h l \cdot (\sigma_i)^2/E. \quad (3.16)$$

Calculul arcurilor de formă trapezoidală și eliptică nu diferă de cel pentru arcurile de formă triunghiulară. Relațiile de calcul pentru arcurile lamelare curbe cu secțiunea constantă sunt expuse în manualele [33 și 34].

Arcurile în foi multiple.

Când lungimea arcului este limitată de săgeata dată și se obține o lățime prea mare pentru lamelă sau dacă se urmărește realizarea unor forțe de contact mai mari, se folosesc arcurile în foi multiple. În acest caz, lățimea calculată pentru un arc triunghiular poate fi considerată descompusă în părți, ajungându-se la arcurile în foi sau la pachetele de arcuri (fig.3.5). Soluția se folosește frecvent la aparatele electrice (comutatoare, releu). Calculul este similar arcului lamelar de formă triunghiulară.

Disponerea foilor trebuie astfel realizată încât arcul întreg să prezinte caracteristici cât mai apropiate de cele ale solidului de egală rezistență la încovoiere, însă este necesar (pentru evitarea frecării) ca fiecare lamelă individuală să aibă toată libertatea de mișcare.

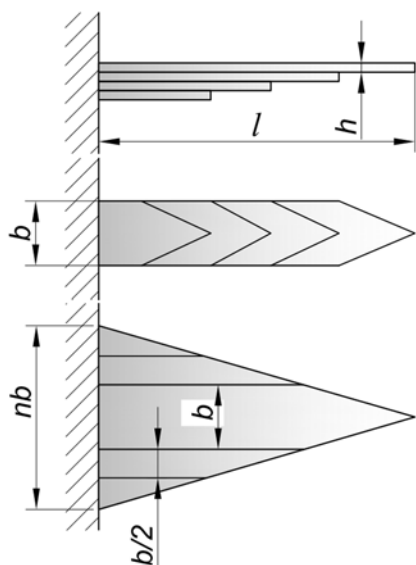


Fig. 3.5. Arcuri în foi multiple.

În figura 3.6 se prezintă două moduri de dispunere a foilor la un arc multiplu: în figura 3.6, *a* se realizează mobilitatea foilor prin spațiile intermediare, care sunt create între ele; în figura 3.6, *b* se realizează mobilitatea prin desfacerea lamelelor la capăt, urmare a polizării oblice a suprafeței extreme de contact a arcului. Dacă arc multiplu este folosit pentru contacte electrice este necesară izolarea tuturor părților metalice.

La calculul arcurilor multiple, înclinate cu unghiul α , se consideră forța $F = F_p \cos \alpha$. Dacă se notează prin i numărul foilor, forța F_1 , care revine unei foi, va fi:

$$F_1 = F/i = (F_p \cos \alpha)/i. \quad (3.17)$$

Pentru calcul se pot considera două cazuri:

a) când unghiul α este foarte mic, F_1 soliciță arcul numai la încovoiere, deci:

$$\sigma_i = (6 F_1 l)/(b h^2) \leq [\sigma_i], \quad (3.18)$$

unde l este lungimea medie a lamelelor pînă la secțiunea de încastrare;

b) când $\alpha = 30^\circ \dots 40^\circ$ se va considera și solicitarea la compresiune dată de componenta F_2 , perpendiculară pe F_1 și se determină σ_{tot} :

$$\sigma_{tot} = (6 F_1 l)/(b h^2) + F_2/bh \leq [\sigma], \quad (3.19)$$

unde $F_2 = (F_p \sin \alpha)/i$.

3.3. Arcuri spirale plane. Clasificare. Elemente de calcul

Arcurile spirale plane sau lamelare răsucite au forma unei panglici înfășurate după o spirală (de obicei spirala lui Arhimede) și pot acționa prin unul din cele două capete, fie un fus, fie carcasa arcului datorită energiei acumulate. Se folosesc la mecanisme de mecanică fină din domeniul aparatelor de măsurat, aparatelor electrotehnice, ceasornicelor,

ca elemente motoare sau de comandă și ca elemente pentru readucerea acelor indicatoare în poziția inițială, deci, elemente de rezistență.

De obicei, modul de prindere a capetelor arcului este încastrarea (fig.3.7,a), iar uneori capătul liber poate fi articulat (fig.3.7,b). Secțiunea acestor arcuri este dreptunghiulară sau uneori circulară.

Arcurile spirale plane sunt solicitate la încovoiere în secțiunea transversală a barelor, dar efectul lor practic se traduce printr-un moment de torsiune. Egalitatea dintre momentul de torsiune T și momentul încovoiator M_i rezultă din figura 3.7,c, pentru situația anterioară deformației în formă de spirală. Se vede că:

$$T = F(l + D_0/2) \text{ și } M_i = F l, \quad (3.20)$$

unde D_0 este diametrul fusului, iar l – distanța până la secțiunea de încastrare. Deoarece D_0 este mult mai mic decât l , se poate scrie: $T \approx M_i$.

Pentru cazul cel mai frecvent al arcului spiral plan, încastrat la ambele capete, forța F , care acționează la distanța R , produce în arbore un moment de torsiune $T = F R$, indiferent dacă arcul este înfășurat sau desfășurat.

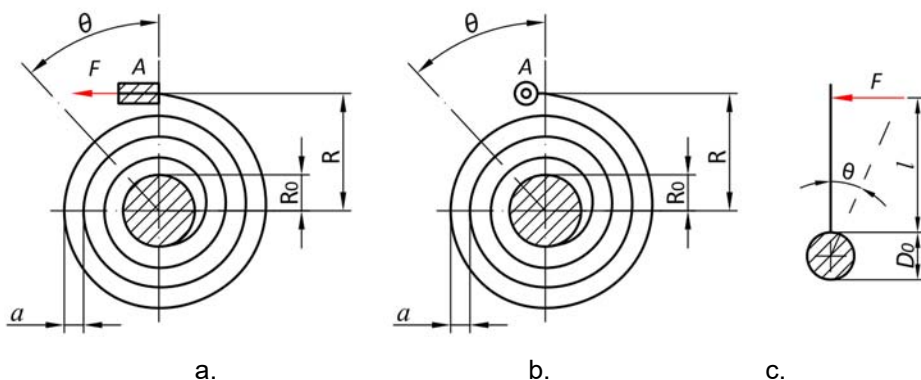


Fig. 3.7. Arcul spiral plan: a. încastrat; b. articulat; c. momente de torsiune și încovoiere.

Acest moment de torsiune solicită arcul la încovoiere prin momentul încovoiator $M_i \approx T$. Efortul unitar de încovoiere în secțiunea arcului este:

$$\theta = (T l)/(E I) = M_i/W = (6 T)/(b h^2), \quad (3.21)$$

de unde rezultă grosimea h a arcului la o valoare aleasă pentru lățimea sa b .

Unghiul de rotație (săgeata unghiulară) θ , în funcție de care se determină săgeata liniară δ sau răsucirea capătului exterior A , este:

$$\sigma_i = T/W = M_i/W = 2 l/h \sigma_i/E. \quad (3.22)$$

și, înlocuind pe I , se obține θ (în rad):

$$\theta = (12 T l)/(E b h^3), \quad (3.23)$$

unde l este lungimea desfășurată a benzii. Răsucirea δ a capătului A al arcului va fi:

$$\delta = R \theta = (12 R^2 l F)/(E b h^3) = 2 (l R \sigma_i)/(h E). \quad (3.24)$$

Lucrul mecanic de deformare este dat de relația:

$$L = \frac{1}{2} T \theta = \frac{1}{2} (W^2 l \sigma_i^2)/(E I) = \frac{1}{6} (V/E) \cdot \sigma_i^2, \quad (3.24)$$

deci, coeficientul de utilizare volumetrică este $K = 1/6$.

Arcul spiral plan, utilizat ca *arc motor*, poate funcționa deformat în stare liberă sau închis în carcasă. În ultimul caz poate fi cu carcasă rotitoare, când arborele este fixat de un mecanism cu clichet, sau cu arbore rotitor când carcasa este fixă. În ambele situații se cere să se stabilească condițiile geometrice, care trebuie îndeplinite pentru a se obține un număr de rotații maxim.

Pentru aceasta se vor considera două poziții limită ale arcului: când el este destins în carcasă (fig.3.8,a) și când este strâns pe arbore (fig.3.8,b).

Deoarece volumul rămâne neschimbat, cu notațiile din aceste figuri se poate scrie:

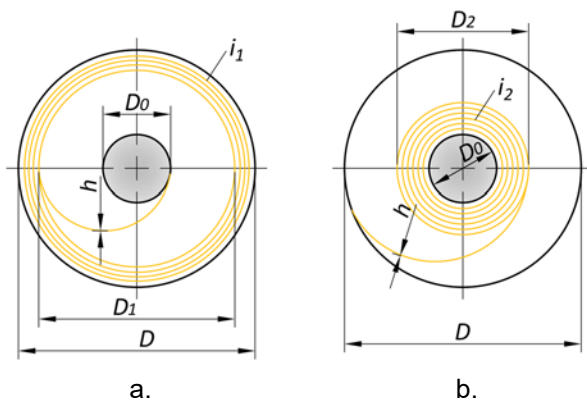


Fig. 3.8. Arcul spiral motor *destins* în cutie (a) și *strâns* pe arbore (b).

$$\pi(R^2 - R_1^2)b = \pi(R_2^2 - R_0^2)b, \quad (3.25)$$

de unde

$$R_2 = \sqrt{R^2 + R_0^2 - R_1^2}. \quad (3.26)$$

Dacă i_1 este numărul spirelor arcului destins și i_2 - numărul spirelor arcului strâns, rezultă

$$i_1 = \frac{R - R_1}{h} \text{ și } i_2 = \frac{R_2 - R_0}{h}, \quad (3.27)$$

deci, numărul de rotații n pentru carcasă și arbore este

$$\begin{aligned} n &= i_2 - i_1 = \frac{1}{h} [R_1 + R_2 - (R + R_0)] = \\ &= \frac{1}{h} [R_1 + \sqrt{R^2 + R_0^2 - R_1^2} - (R + R_0)] \end{aligned} \quad (3.28)$$

Luându-se raza interioară a arcului destins în cutie R_1 ca variabilă independentă, pentru obținerea numărului maxim de rotații trebuie anulată derivata, adică:

$$\frac{dn}{dR_1} = \frac{1}{h} \left[\frac{-2R_1}{2\sqrt{R^2 + R_0^2 - R_1^2}} + 1 \right] = 0, \quad (3.29)$$

de unde:

$$R_1 = \sqrt{\frac{R^2 + R_0^2}{2}}, \quad (3.30)$$

iar din relația 3.26:

$$R_2 = \sqrt{R^2 + R_0^2 - \frac{R^2 + R_0^2}{2}} = \sqrt{\frac{R^2 + R_0^2}{2}} = R_1. \quad (3.31)$$

Rezultă că numărul maxim de rotații se obține când raza interioară a arcului destins este egală cu raza exterioră a arcului strâns.

Dacă V este volumul cutiei iar, k_u - coeficientul de umplere, atunci:

$$k_u = \frac{h b}{V} = \frac{h}{\pi(R^2 - R_0^2)} = \frac{1}{2}. \quad (3.32)$$

Pentru determinarea numărului optim de spire se va considera arcul spiral plan strâns pe arbore (fig.3.9). Prima spirală se înfășoară pe aproximativ un sfert din circumferința arborelui, centrul acesteia fiind în O_1 , în timp ce pentru restul de trei sferturi raza va fi R_0 , deci centrul va coincide cu centrul arborelui. Celelalte spire vor avea centrul tot în O_1 . Pentru simplificare se admite ca spirele să aibă forma spiralei lui Arhimede, astfel că ecuația polară a liniei medii a acestora va fi:

$$r = R_0 + \frac{h}{2} + i_2 h = R_0 + \frac{h}{2} + \theta \frac{h}{2\pi}, \quad (3.33)$$

unde h este grosimea benzii, iar θ un unghi curent al spiralei lui Arhimede.

Dacă se notează cu ρ_0 și ρ , razele de curbură ale spiralei într-un punct A pentru arcul destins și arcul strâns pe arbore, se poate scrie:

$$\frac{1}{\rho} - \frac{1}{\rho_0} = \frac{M_i}{EI} = \frac{2\sigma_i}{hE}, \quad (3.34)$$

unde M_i este momentul încovoietor în secțiunea ce corespunde punctului A ;

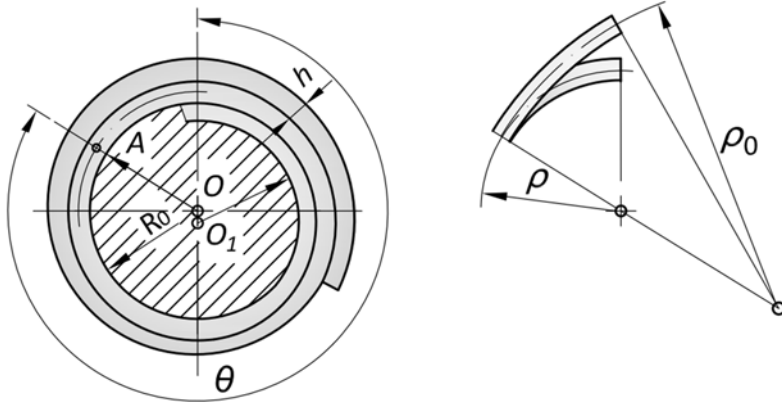


Fig. 3.9. Extremitatea interioară a arcului spiral strâns pe arbore.

σ_i - tensiunea de încovoiere; I - momentul de inerție axial al secțiunii arcului; E — modulul de elasticitate longitudinal. Pentru înmagazinarea optimă a lucrului mecanic trebuie ca, în orice secțiune, $\sigma_i = \sigma_{imax}$, unde σ_{imax} este tensiunea de încovoiere maximă.

Raza de curbură în punctul A al arcului destins rezultă, astfel:

$$\frac{1}{\rho_0} = \frac{1}{\rho} - \frac{2\sigma_{imax}}{hE} = \frac{1 - \frac{2\sigma_{imax}\rho}{hE}}{\rho}. \quad (3.35)$$

Utilizând relația (3.32) se obține:

$$\rho_0 = \frac{\left[\left(\frac{h}{2\pi} \right)^2 + r^2 \right]^{3/2}}{2 \left(\frac{h}{2\pi} \right)^2 + r^2} = \frac{r^2 \left[\left(\frac{h}{2\pi r} \right)^2 + 1 \right]^{3/2}}{r^2 \left[2 \left(\frac{h}{2\pi r} \right)^2 + 1 \right]} = \frac{(r^2)^{3/2} \left[\left(\frac{h}{2\pi r} \right)^2 + 1 \right]^{3/2}}{r^2 \left[2 \left(\frac{h}{2\pi r} \right)^2 + 1 \right]} = rB, \quad (3.36)$$

unde prin B s-a notat factorul, cu care se multiplică r și care pentru valoarea uzuală a raportului $r/h \approx 15$ va fi $B \approx 1$. Ca urmare,

$$\rho \approx r.$$

Din relațiile (3.33) și (3.36) rezultă că linia medie a arcului destins va avea un punct de inflexiune ($\rho_0 = \infty$) pentru i_2 spire ale arcului strâns pe arbore. Numărul i_2 de spire va rezulta combinând relația:

$$1 - \frac{2\sigma_{imax}r}{hE} = 0 \text{ cu relația } R_0 + \frac{h}{2} + i_2h = \frac{hE}{2\sigma_{imax}} \text{ și este :}$$

$$i_2 = \frac{1}{2} \left(\frac{E}{\sigma_{imax}} - \frac{2R_0}{h} - 1 \right). \quad (3.37)$$

Deoarece pentru arcurile motoare din oțel:

$2R_0/h > 40$; $E = 200 \text{ GPa}$; $\sigma_{imax} = 2 \dots 4 \text{ GPa}$; $i_2 = 9 \dots 34 \text{ spire}$.

Arcurile cele mai frecvent folosite au $i_2 = 20 \text{ spire}$.

Arcul înfășurat pe arbore va avea tensiunea maximă în orice secțiune, dacă spirala are un punct de inflexiune în poziția liberă.

În mecanismele de ceasornic sunt cunoscute arcurile motoare în formă de S , denumite și inversate, cu un punct de inflexiune (fig.3.10). La înfășurare pe arbore, în spirele exterioare apar tensiuni, deci și momente mai mari decât în cele interioare, dar desfășurarea arcului este mai uniformă (decât la arcurile spirale obișnuite), deoarece spirele exterioare se desfășoară înaintea celor interioare. În acest fel se reduce frecarea dintre spire.

Forma constructivă a arcurilor motoare depinde, în mare măsură, de destinație. Aceste arcuri se folosesc pe scară largă la mecanismele de ceasornic, mecanismele de autoînregistrare, dispozitivele automate, sistemele telefonice și telegrafice ș.a., atât în stare liberă, cât și în carcasă. Prima soluție (fig.3.11) se întrebunează când nu există limită de gabarit și se cere o turație mai mare (restituirea energiei maxime). Soluția cu carcasă, mai des folosită, micșorează gabaritul arcului, permite ungerea, ceea ce are ca urmare o reducere a frecărilor dintre spire, deci o mărire a randamentului. Arcurile motoare, având o lungime mare într-un gabarit mic, adeseori se înfășoară fără distanță între spire.

Materialele, din care se confecționează, sunt: oțelurile de tip OSC 8, OSC 8 M, OSC 9, OSC 10 sub formă de benzi, de lățime $h = (1,6 \dots 8) \text{ mm}$

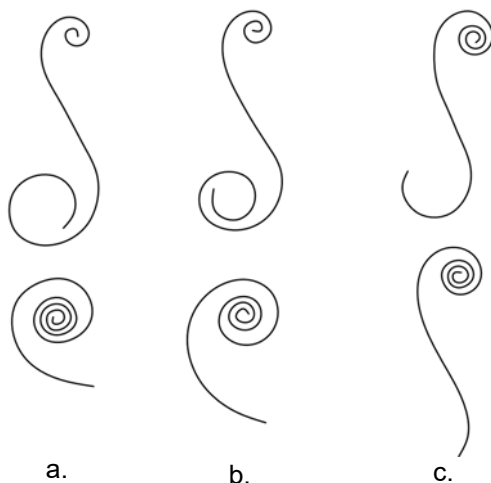


Fig. 3.10. Arcuri motoare destinate în formă de S .

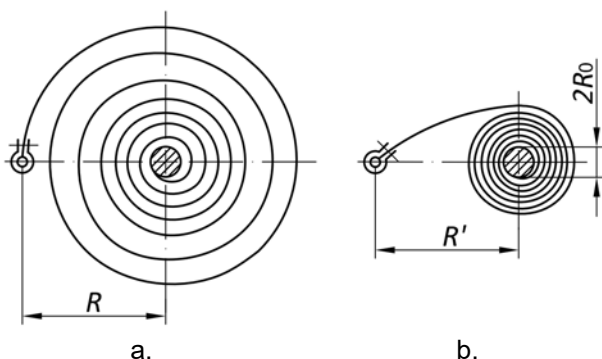


Fig. 3.11. Arc spiral plan motor în stare liberă.

și cu grosimi $h = (0,08 \dots 1,0) \text{ mm}$, pentru mecanismele de ceasornic, și $h = (0,18 \dots 0,22) \text{ mm}$, pentru aparatele de autoînregistrare. Când se cer proprietăți antimagnetice și anticorozive, se întrebuințează aliaje speciale, cu 40% Co,

20% Cr, 15% Ni și, eventual, alte elemente de aliere. Aceste aliaje posedă o rezistență mare și sunt insensibile la umezeală, acizi și săruri.

Arcurile spirale plane de rezistență se pot folosi pentru realizarea unui moment, necesar în vederea readucerii elementului indicator în poziția inițială și la transmiterea curentului electric de la elementul mobil la elementul fix al aparatului. Întrucât aceste arcuri reprezintă cele mai importante elemente, care determină calitatea și precizia aparatului, ele trebuie să îndeplinească următoarele condiții: o strictă proporționalitate între momentul de acționare T și unghiul de răsucire θ , proprietăți mecanice constante (în timp) și deformații remanente minime; coeficient termic mic al modului de elasticitate; lipsa proprietăților magnetice (în aparatele de măsurat electrice); rezistență la coroziune; rezistență electrică mică.

Pentru calcul, condiția esențială este stricta proporționalitate dintre momentul de acționare T și unghiul de răsucire θ . Pe această bază trebuie determinate dimensiunile b , h , l pentru arc cu secțiune dreptunghiulară (fig.3.12,a) și d , l pentru cel cu secțiunea circulară (fig.3.12,b).

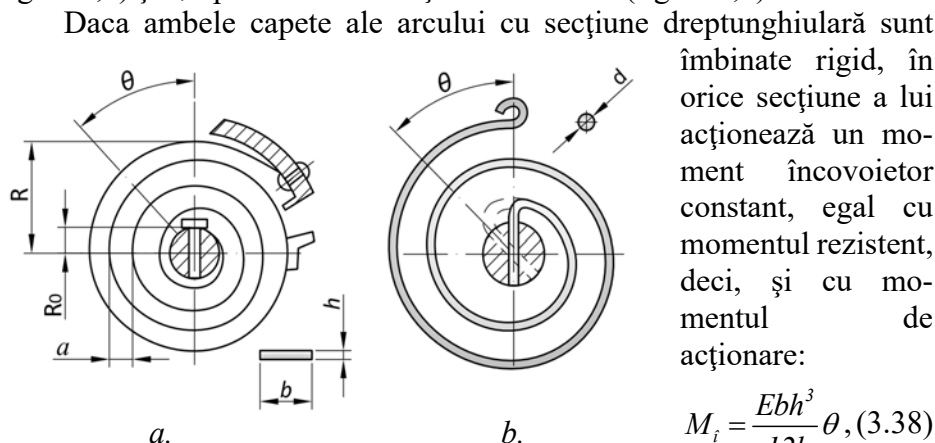


Fig. 3.12. Arc spiral plan de rezistență.

Dacă ambele capete ale arcului cu secțiune dreptunghiulară sunt îmbinate rigid, în orice secțiune a lui acționează un moment încovoietor constant, egal cu momentul rezistent, deci, și cu momentul de acționare:

$$M_i = \frac{Ebh^3}{12l} \theta, (3.38)$$

unde θ este unghiul de răsucire al arcului, egal cu cel de rotire al elementului mobil.

Îmbinarea capetelor arcului influențează și aici funcționarea aparatului, deoarece o îmbinare nerațională sau executată necorespunzător creează apăsări laterale pe arbore, centrul de greutate al arcului se deplasează și se produce balansarea părții mobile. În manualul [2] sunt arătate câteva soluții constructive, privind îmbinarea capetelor arcului. De obicei, capătul interior se fixează de elementul mobil al mecanismului, iar cel exterior – de partea fixă sau de șaiba corectorului. Corectorul este un dispozitiv, care servește la readucerea indicatorului în poziția inițială, când acest lucru nu se realizează de către arc, datorită deformațiilor remanente ale acestuia sau din cauza deformațiilor acului indicator, provocate de loviturile și șocurile din timpul transportului.

Îmbinarea cea mai frecventă este cea prin lipire, dar în acest caz este necesar ca temperatura de lipire să fie mult mai mică decât temperatura de revenire a materialului.

3.4. Arcuri bară de torsiune. Clasificare. Elemente de calcul

Arcurile bară de torsiune, de construcție foarte simplă, denumite și arcuri întinse, au forma unor benzi încastrate la unul din capete și sunt solicitate la torsiune printr-un moment, dat de o forță aplicată la celălalt capăt. În mecanica fină, aceste arcuri se utilizează ca benzi de suspendare pentru aparatele electrice de măsurare mai sensibile (galvanometrele cu oglindă) sau în aparatele de măsurare pentru transformarea unor mici deplasări într-o rotație unghiulară.

Cazul cel mai simplu îl constituie arcul bară de secțiune circulară (fig.3.13), având diametrul d . Relațiile de calcul pleacă de la momentul de torsiune:

$$T = F \cdot r = \tau_t (\pi \cdot d^3)/16, \quad (3.39)$$

de unde se poate deduce diametrul barei.

Săgeata este dată de deplasarea unghiulară, măsurată pe direcția forței, adică săgeata descrie un arc de cerc și are valoarea:

$$\delta = \theta \cdot r = r (T l)/(G I_p) = (32 F l r^2)/(G \pi \cdot d^4). \quad (3.40)$$

Lucrul mecanic de deformare pentru o caracteristică liniară este:

$$L = (T \cdot \theta)/2 = 16 (T^2 l)/(G \pi \cdot d^4) = \frac{1}{4} V \tau_t^2/G, \quad (3.41)$$

deci coeficientul de utilizare volumetrică este $k = \frac{1}{4}$.

Pentru arcul bară de secțiune dreptunghiulară (fig.3.13,b), calculul se face la fel. Diferă doar momentul de inerție polar și, corespunzător lui, modulul de rezistență polar, care se determină cu ajutorul teoriei elasticității sau prin încercare, multiplicându-se valorile lor ecuatoriale prin coeficientul $\alpha = h/b$.

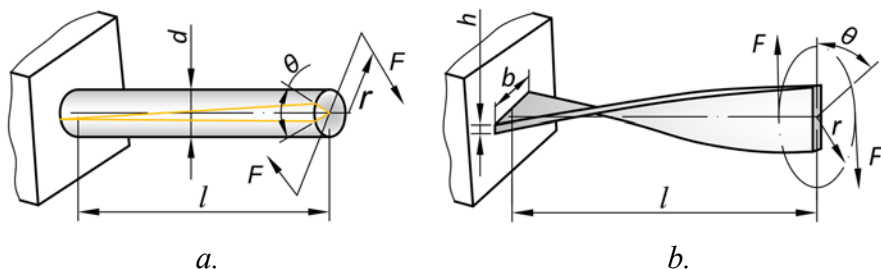


Fig. 3.13. Arcul bară de torsiune de secțiune: a. circulară, b. dreptunghiulară.

Efortul unitar de torsiune maxim este:

$$\tau_{i \max} \approx T / (2 b h^2) / 9, \quad (3.42)$$

iar unghiul de deformare θ ,

$$\theta \approx 0,8 l [\tau_i] (b^2 + h^2) / (b^2 h G), \quad (3.43)$$

iar dacă $h < b$ când $h^2 \approx 0$, unghiul θ va fi:

$$\theta \approx l [\tau_i] / (h G), \quad (3.44)$$

unde prin $[\tau_i]$ s-a notat efortul admisibil la torsiune.

3.5. Arcuri bimetalice. Generalități. Calcul la rezistență

Arcurile bimetalice sunt compuse din două bare executate din materiale cu coeficienți de dilatare diferiți (fig.3.14) și îmbinate între ele, de obicei, prin sudură sau lipire. Materialul cu coeficientul de dilatare mai mic se numește element pasiv sau inert, iar cel cu coeficientul de dilatare mai mare – element activ. Prin încălzire, datorită tendinței de dilatare diferită, rezultă o curbare a întregului sistem spre stratul inert. La răcire se produce același fenomen, dar invers, curbura efectuându-se spre stratul activ.

Datorită acestei proprietăți, arcurile bimetalice au o întrebuințare largă în mecanica fină, atât la mecanismele de măsurare și reglare automată a temperaturii, cât și ca dispozitive de compensare a influenței temperaturii asupra unui anumit dispozitiv.

Forma lor depinde de utilizarea dată, funcționare și gabarit și pot fi lamelare simple, lamelare curbate-preformate, spirale plane, elicoidale.

Materialele, din care se execută arcurile bimetalice, trebuie să aibă valori diferite pentru coeficienții de dilatare, modulul de elasticitate scăzut și rezistență mare la încovoiere, capacitate de a se suda ușor și rapid, cost scăzut.

În tabelul 3.2 sunt date cuplurile de materiale utilizate pentru arcurile bimetalice cu principalele lor caracteristici, de care se ține seama în utilizare [2].

Pentru calculul săgeții arcurilor bimetalice se are în vedere că acestea se pot deforma sau sunt solicitate, fie prin încălzire, fie sub acțiunea unor forțe exterioare, sau sub acțiunea simultană a ambilor factori, când valorile

deformărilor se însumează. Se va face calculul pentru fiecare din cele două efecte în parte.

Pentru stabilirea relațiilor de calcul se ia în considerare un element de arc lamelar drept, între două secțiuni transversale (fig.3.15), supus efectului temperaturii, care variază cu valoarea Δt .

Elementul se va încovoia, însă se poate considera că secțiunile transversale rămân plane, dar se rotesc una față de alta cu unghiul $d\theta$ (fibrele din stratul activ se alungesc mai mult decât cele din stratul pasiv). În fibrele din cele două straturi apar și deformări elastice, astfel că deformația totală ε a unei fibre AB , situată la distanța y de stratul de lipire, este o sumă a deformării termice ε_t și a celei elastice ε_y , adică:

$$\varepsilon = \varepsilon_t + \varepsilon_y. \quad (3.45)$$

Cu deformarea procentuală ε_0 din stratul de lipire, alungirea relativă totală a fibrei AB , aflată la distanța y de stratul de lipire, va fi:

$$\varepsilon = \varepsilon_0 + y \frac{d\theta}{dx}, \quad (3.46)$$

unde $\frac{d\theta}{dx} = \frac{1}{\Delta\rho} \approx \frac{1}{\rho}$ reprezintă variația curburii arcului după deformare.

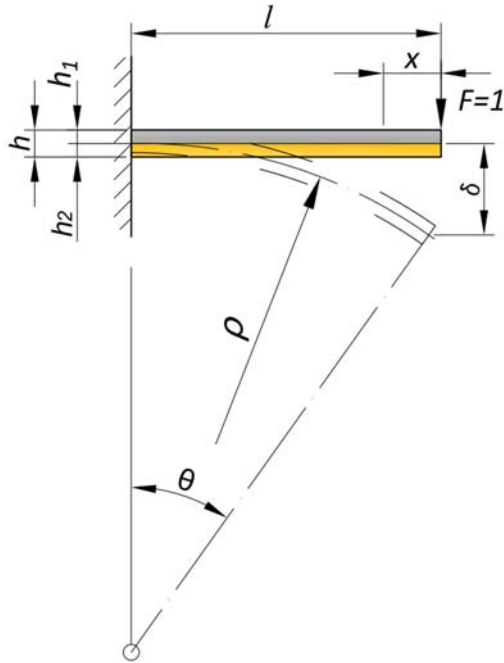


Fig. 3.14. Arcul bimetalic lamelar.

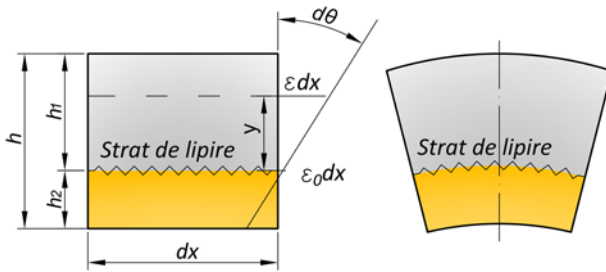


Fig. 3.15. Calculul săgeții arcului bimetalic lamelar

Întrucât deformația termică este $\varepsilon_t = \alpha \Delta t$, unde α este coeficientul de dilatație termică, combinând relațiile (3.41) cu (3.42) se obține deformația fibrei la distanța y :

$$\varepsilon_y = \varepsilon_0 + y \frac{d\theta}{dx} - \alpha \Delta t. \quad (3.47)$$

Aplicând relația lui Hooke pentru cele două straturi se poate scrie:

$$\sigma_1 = E_1 \left(\varepsilon_0 + y \frac{d\theta}{dx} - \alpha_1 \Delta t \right), \text{ pentru } 0 \leq y \leq h_1 \quad (3.48)$$

și
$$\sigma_2 = E_2 \left(\varepsilon_0 + y \frac{d\theta}{dx} - \alpha_2 \Delta t \right), \text{ pentru } -h_2 \leq y \leq 0. \quad (3.49)$$

Pentru a determina necunoscutele ε_0 și dQ/dx se vor folosi condițiile de echilibru ale elementului elastic supus numai acțiunii termice. Făcând echilibrul pentru forțele axiale N , condiția va fi:

$$N = \int_0^{h_1} \sigma_1 dA + \int_{-h_2}^0 \sigma_2 dA = 0, \quad (3.50)$$

iar pentru momentul forțelor axiale, luat în raport cu stratul de lipire:

$$M = \int_0^{h_1} \sigma_1 y dA + \int_{-h_2}^0 \sigma_2 y dA = 0. \quad (3.51)$$

Integrând în planul figurii, înlocuind pe σ_1 și σ_2 și simplificând cu b după efectuarea operațiilor rezultă:

$$\begin{aligned} E_1 h_1 \left(\varepsilon_0 + \frac{h_1}{2} \cdot \frac{d\theta}{dx} - \alpha_1 \Delta t \right) - E_2 h_2 \left(-\varepsilon_0 + \frac{h_2}{2} \cdot \frac{d\theta}{dx} + \alpha_2 \Delta t \right) &= 0, \\ E_1 h_1^2 \left(\varepsilon_0 + \frac{2}{3} h_1 \frac{d\theta}{dx} - \alpha_1 \Delta t \right) - E_2 h_2^2 \left(\varepsilon_0 - \frac{2}{3} h_2 \frac{d\theta}{dx} - \alpha_2 \Delta t \right) &= 0. \end{aligned} \quad (3.52)$$

Din rezolvarea sistemului (3.47) se obține variația curburii arcului lamelar:

$$\frac{d\theta}{dx} = \frac{6(\alpha_1 - \alpha_2) \Delta t}{\frac{E_1 h_1^2 - E_2 h_2^2}{E_1 E_2 h_1 h_2 (h_1 + h_2)} + 4(h_1 + h_2)}. \quad (3.53)$$

Pentru o sensibilitate (cantitatea cu care se deformează un arc la aceeași variație de temperatură și aceeași lungime) maximă este necesar ca dQ/dx să fie maxim. Deoarece grosimile h_1 și h_2 sunt foarte mici, aceasta are loc dacă:

Tabelul 3.2. Cuplurile de materiale pentru arcurile bimetalice

N	Materialele cuplului	Compozența chimică		Modulul de elasticitate, E [GPa]	Diferența medie a coeficienților de dilatare		Rezistența specifică funcție de temperatură		Temperaturi de lucru, [C°]
					Temp., [C°]	$(\alpha_1 - \alpha_2) \cdot 10^{-6}$ [1/C]	Temp., [C°]	$\left[\frac{\Omega \cdot mm^2}{m} \right]$	
1	Pasiv	Invar	Ni+Co Fe	35...37 restul	150	18	20	0,79	-60...+200
	Activ	Oțel, crom-nichel	Ni+Co Cr Fe	18...20 10...12 restul	204...240				
	Pasiv	Invar	Ni+Co Fe	35...37 restul	150	18,2 18,2	20 100	0,79 0,83	-60...+120
	Activ	Oțel, molibden-nichel	Ni+Co Mo Fe	26,5...28 5,5...6,5 restul	189...209	16,0	200 300	0,86 0,96	
3	Pasiv	Oțel aliat	Ni+Co Fe	41...43 restul	166	9,7 11,0	20	0,54	-60...+315
	Activ	Metal monel	Co Mn Fe Cu	65...70 1,2...1,8 2...3 restul	170...183	12,6 13,3	100 200 300 400		
	Pasiv	Oțel aliat	Ni+Co Fe	41...43 restul	165	14,5 12,0	20 100 200	0,68 0,70 0,75	-60...+375
	Activ	Oțel, molibden-nichel	Ni+Co Mo Fe	26,5...28 5,5...6,5 restul	189...209				

$$E_1 h_1^2 - E_2 h_2^2 = 0, \text{ de unde } \frac{h_1}{h_2} = \sqrt{\frac{E_2}{E_1}}. \quad (3.54)$$

Din același sistem de ecuații (3.52), pentru ε_0 se obține:

$$\varepsilon_0 = (\alpha_1 h_2 + \alpha_2 h_1) \frac{\Delta t}{h}. \quad (3.55)$$

Variația curburii arcului la sensibilitatea lui maximă va fi:

$$\frac{d\theta}{dx} = \frac{3}{2}(\alpha_1 - \alpha_2) \frac{\Delta t}{h}, \quad (3.56)$$

unde $h = h_1 + h_2$.

Valoarea unghiului la centru al arcului curbat (fig.3.13) este:

$$\theta = \frac{3}{2} \frac{\alpha_1 - \alpha_2}{h} l \Delta t, \quad (3.57)$$

unde prin l s-a notat lungimea arcului.

Determinarea deplasării (săgeții) capătului arcului pentru diferite forme de arcuri se face, utilizând integrala lui Mohr, care poate fi scrisă sub forma:

$$\delta = \int_0^l \frac{d\theta}{dx} M_1 ds = \frac{3}{2}(\alpha_1 - \alpha_2) \frac{\Delta t}{h} \int_0^l M_1 ds, \quad (3.58)$$

unde M_1 este momentul încovoietor într-o secțiune, corespunzător unei sarcini egale cu unitatea; ds - elementul de arc deformat ($ds = dx$).

Pentru arcul bimetalic *lamelar* se obține:

$$\delta = \frac{3}{2}(\alpha_1 - \alpha_2) \frac{\Delta t}{h} \int_0^l x dx = \frac{3}{2}(\alpha_1 - \alpha_2) \frac{\Delta t}{h} \frac{l^2}{2}, \quad (3.59)$$

deoarece $M_1 = 1 \cdot x = x$.

În vederea măririi sensibilității și pentru diferite funcțiuni cerute se pot folosi și alte forme de arcuri bimetalice (curbat - preformat, spiral plan, elicoidal). La toate aceste arcuri prezintă interes deplasarea capătului liber. Pentru aceasta se utilizează relația de la arcurile lamelare. Dacă se notează:

$$k = \frac{3}{2}(\alpha_1 - \alpha_2) \frac{\Delta t}{h}, \quad (3.60)$$

$$\text{rezultă} \quad \delta = (k \cdot l^2)/2. \quad (3.61)$$

În figura 3.16 este arătat arcul bimetalic lamelar drept, în utilizarea lui la un termoreleu.

Dacă bimetalul este *curbat-preformat* circular ca în figura 3.17, săgeata după direcția x este:

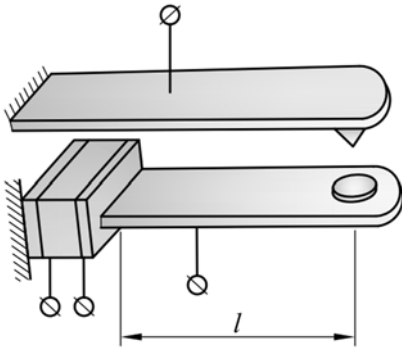


Fig. 3.16. Arcul bimetalic lamelar de la un termoreleu.

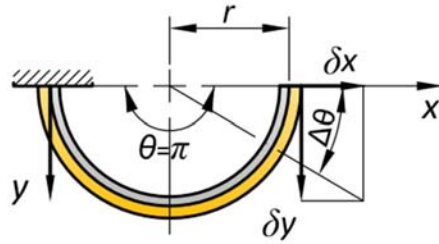


Fig. 3.17. Arcul bimetalic preformat circular.

$$\delta_x = k \frac{l^2}{2} = k \frac{(2r)^2}{2} = 2kr^2, \quad (3.62)$$

iar după direcția y este:

$$\delta_y = r \Delta\theta = r \cdot k \pi r = k \pi r^2, \quad (3.63)$$

deci săgeata totală δ va fi:

$$\delta = \sqrt{\delta_x^2 + \delta_y^2}.$$

Dacă este vorba de arcul *spiral plan*, arătat în figura 3.18, în utilizarea lui practică la un termometru, unghiul de deformare este:

$$\Delta\theta = kl = k\pi D_m i, \quad (3.64)$$

unde prin D_m s-a notat diametrul mediu al arcului $D_m = (D_0 + D)/2$, l – lungimea și i – numărul de spire.

Pentru arcul *elicoidal*, arătat în figura 3.19 în utilizarea lui practică la un regulator de temperatură, unghiul de deformare este:

$$\Delta\theta = kl = k\pi Dn, \quad (3.65)$$

unde: n este numărul de spire; D - diametrul exterior al spirei; l - lungimea arcului.

Toate relațiile stabilite până aici sunt valabile pentru arcurile de lățime mică. Dacă lățimea ar fi mare, vor apărea deformări elastice și pe această direcție, deci, pe ambele direcții, ceea ce desigur că ar aduce modificări ale relațiilor precedente.

În calculul de rezistență al arcurilor bimetalice se urmărește și determinarea forței de apăsare necesară. Dacă se consideră un arc lamelar

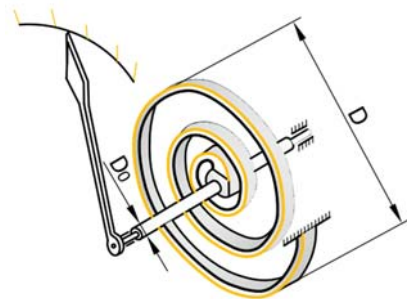


Fig. 3.18. Arcul bimetalic spiral la un termometru.

de contact (fig.3.20), forța de apăsare nu trebuie să fie prea mică (nu s-ar realiza un contact bun), dar nici prea mare (ar apărea o uzură rapidă a suprafețelor în contact).

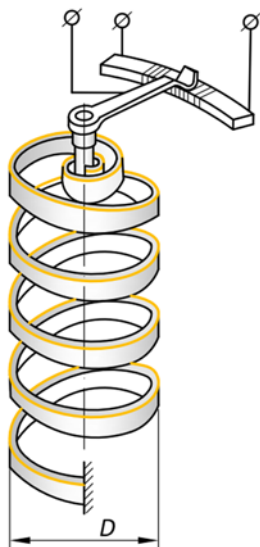


Fig. 3.19. Arcul bimetalic elicoidal pe un releu termic.

Întrucât încărcarea se datorează, atât temperaturii, cât și solicitării exterioare, săgeții de lucru δ_l i se adaugă săgeata termică δ_t dacă arcul ar fi complet liber (fig.3.20).

De fapt, limitatorul de cursă A acționează ca o forță F care se opune unei deformații mai mari decât δ_l , deci:

$$\delta_l = \frac{Fl^3}{3EI}, \quad (3.66)$$

unde: $I = (bh^3)/12$ este momentul de inerție; grosimea totală $h = h_1 + h_2$; modulul de elasticitate echivalent se calculează din

relația: $\frac{2}{\sqrt{E}} = \frac{1}{\sqrt{E_1}} + \frac{1}{\sqrt{E_2}}$ (E_1 și E_2 sunt

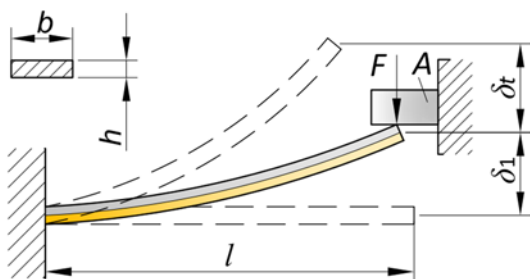


Fig. 3.20. Arc bimetalic lamelar de contact.

modulele de elasticitate ale materialelor celor două straturi).

Fiind stabilită săgeata, se poate determina forța de apăsare (de contact) necesară.

3.6. Tuburi ondulate (silfoane). Generalități. Calcul la rezistență

Silfonul este un tub cilindric, prevăzut cu gofraje transversale pe suprafața laterală. Forma generală a unui silfon este arătată în figura 3.21. Principalele dimensiuni sunt: distanța a dintre ondulații, unghiul de ridicare (etanșare) α , diametrele, exterior $2R_e$ și interior $2R_i$.

Materialul cel mai adecvat pentru construcția silfoanelor este bronzul cu beriliu, care prezintă o caracteristică stabilă, funcționând bine până la o presiune de 15 MPa, temperatura de +150°C și prezentând

pierderi mici prin histerezis. La presiuni mari și la o solicitare ciclică se întrebuițează bronzul cu beriliu și adaosuri de titan, iar la presiuni mai mari (până la $2,2 \text{ GPa}$) și funcționare în medii agresive, oțelul inoxidabil, care poate lucra la temperaturi de până la $+400^\circ\text{C}$.

Presiunile interioare, pentru care se folosesc tuburile ondulate, variază între limite foarte largi. În construcția de aparate se folosesc tuburi ondulate cu diametre de $7... 150 \text{ mm}$ și cu grosimea peretelui de $0,08... 0,3 \text{ mm}$. Se poate realiza o sensibilitate foarte mare, de ordinul zecimilor de $\text{mm H}_2\text{O}$. Silfoanele de diametru mic și cu pereți groși lucrează la presiuni de sute de atmosfere.

Datorită proprietății de a se deforma mult sub acțiunea sarcinilor exterioare se folosesc frecvent. Se utilizează ca elemente elastice manometrice, elemente și dispozitive de acționare (dezvoltă eforturi de tracțiune mari), ca mijloace de etanșare (de ex. în transmisiile precesionale ermetice [25]), în transmisiile hidraulice la distanță datorită variației mari a volumului.

Profilul tuburilor ondulate este extrem de diferit (fig.3.22). Astfel, dacă lucrează la întindere, profilul se execută cu punct de inflexiune (fig. 3.22,a), pentru compresiune se folosesc flancurile drepte (fig.3.22,b), la sarcini variabile flancurile sunt paralele, adică $\alpha = 0$ (fig. 3.22, c). Dacă este necesar, tubul poate fi armat cu inele exterioare pentru a-l proteja împotriva suprapresiunilor (fig.3.22,d). În vederea îmbunătățirii caracteristicii, tuburile ondulate se combină cu arcuri elicoidale (fig.3.22,e). Se micșorează, astfel, efectul de histerezis elastic.

Pentru confecționarea silfoanelor se poate întrebuița un semifabricat cilindric cu pereți subțiri, gofrajele fiind executate, fie mecano-hidraulic prin rulare cu dornul sau, pentru pereți foarte subțiri, prin laminarea de precizie cu bile.

Rezistența și durabilitatea se pot mări, dacă se folosesc silfoane din mai multe straturi, executate din tuburi cilindrice subțiri, bine îmbinate între ele, la

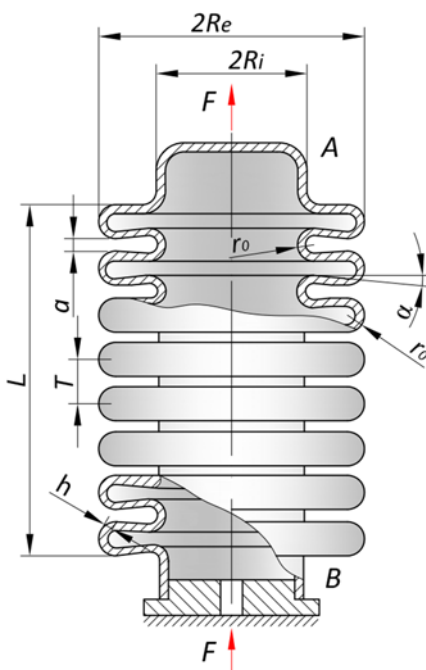


Fig. 3.21. Forma generală a unui silfon.

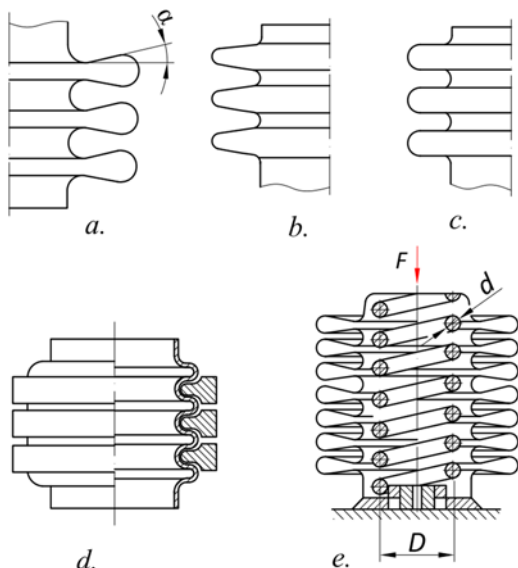


Fig. 3.22. Diferitele profile ale undulațiilor silfoanelor.

în comparație cu adâncimea lor $R_e - R_i$ și dacă unghiul de etanșare $\alpha = 0$.

Calculul se reduce la cel al unei plăci inelare încărcate axial cu o forță concentrată P . Săgeata fiecărei plăci este mică, de ordinul grosimii h , dar săgeata silfonului rezultată prin însumarea săgeților plăcilor devine mare. În limitele săgeților de lucru, caracteristicile silfoanelor, din motivul arătat, pot fi considerate liniare. Ca urmare, cu toate că silfonul este practic

un element flexibil, el rămâne totuși, din cauza deformațiilor parțiale mici, un element elastic cu o caracteristică liniară.

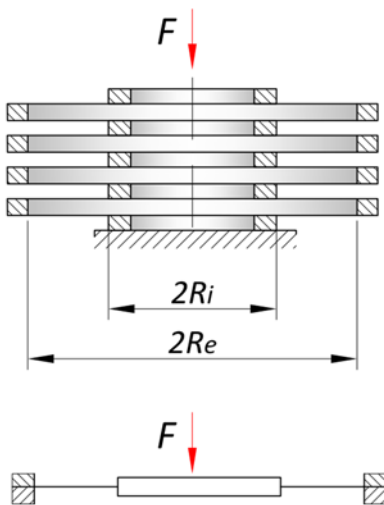


Fig. 3.23. Considerarea tubului undulat ca un sistem de plăci inelare.

care gofrajul se realizează concomitent. Asemenea silfoane au o rezistență superioară, dar pierderile prin histerezis sunt mai mari.

În vederea simplificării calculului, la început, se va considera tubul ondulat ca un sistem de plăci inelare legate alternativ pe conturul exterior și interior. În acest caz silfonul ar apărea ca în figura 3.23. Această schemă pentru calcul este posibilă numai dacă razele r_0 ale undulațiilor sunt mici

Pentru calculul săgeții, similar cu membranele plane foarte rigide, se va integra de două ori ecuația rotirilor și din condițiile ca pentru $r=R_i$, $r=R_e$, $\beta = 0$ (unghiul de rotire), se vor determina constantele. Cu ajutorul lui β se va stabili săgeata pentru o placă și apoi, pentru un număr de $2n$ plăci, se va obține săgeata totală δ , care are forma:

$$\delta = 2nA_k \frac{FR_0^2}{Eh^3}, \quad (3.67)$$

unde coeficientul A_k depinde de materialul tubului și geometria lui și are valoarea:

$$A_k = \frac{3(1-\mu^2)}{4\pi} \left(\frac{c^2-1}{c^2} - \frac{4\ln^2 c}{c^2-1} \right), \quad (3.68)$$

în care prin c s-a notat raportul $c = R_e/R_i$.

Valorile lui A_k , care depind de material (prin coeficientul lui Poisson, μ), sunt date în tabelul 3.3 în raport cu parametrul $c = R_e/R_i$.

Tabelul 3.3. Valorile coeficientului A_k .

$c = \frac{R_e}{R_i}$	1,1	1,2	1,3	1,4	1,5	1,6	1,7	1,8	1,9	2,0
A_k	0,000122	0,000731	0,00201	0,00394	0,0064	0,00933	0,01261	0,01616	0,01991	0,02377

În relația săgeții s-a notat prin h grosimea tubului, dar este ușor de remarcat că aceasta diferă, micșorându-se în procesul de execuție al tubului, de la interior spre exterior. Admițând că h_0 este grosimea tubului pentru raza R_i la o distanță oarecare r de axa tubului, (fig. 3.24), se poate considera că grosimea h va fi proporțională cu distanța la axă, deci va avea valoarea:

$$h = h_0 \frac{R_i}{r},$$

astfel că, pentru punctele 1, 2 și 3, grosimile vor fi date de următoarele relații:

$$h_1 = h_0; \quad h_2 = h_0 \frac{2R_i}{R_e + R_i}; \quad h_3 = h_0 \frac{R_i}{R_e}. \quad (3.69)$$

Valoarea lui h^3 se determină din relația săgeții, care va fi:

$$h^3 = \frac{1}{3} (h_1^3 + h_2^3 + h_3^3) = \frac{h_0^3}{3} \left[1 + \left(\frac{2}{1+c} \right)^3 + \left(\frac{1}{c} \right)^3 \right]. \quad (3.70)$$

Potrivit relației, care dă săgeata, pentru un același material, la aceeași încărcare și pentru aceleași dimensiuni geometrice exterioare, se poate scrie:

$$\delta_1/\delta_2 = n_1/n_2 \text{ și } \delta_1/\delta_2 = h_2^3/h_1^3. \quad (3.71)$$

În ce privește forța F , care intră în relația săgeții, s-a considerat că presiunea interioară p din tub a fost înlocuită cu F . Admițând că există

două semnale diferite, că δ_1 este săgeata pentru p și δ_2 săgeata pentru F , se mai poate scrie: $\delta_1 = c_1 p$ și $\delta_1 = c_2 F$ și dacă $\delta_1 = \delta_1$ rezultă:

$$c_1 p = c_2 F,$$

$$\text{deci } F/p = c_1/c_2. \quad (3.72)$$

Deoarece forța F lucrează la silfon numai pe o anumită arie A_{ef} , numită aria suprafeței efective, se poate scrie:

$$F = p A_{ef} = \pi p R_m^2, \quad (3.73)$$

de unde rezultă că

$$F/p = A_{ef} = \pi R_m^2, \quad (3.74)$$

unde $R_m = (R_e + R_i)/2$.

Correspondența dintre încărcarea cu o forță și încărcarea cu o presiune este posibilă numai la *aprecierea globală a rigidității sau sensibilității*. Practic nu apar erori la o caracteristică liniară, deși se ocolește influența presiunii

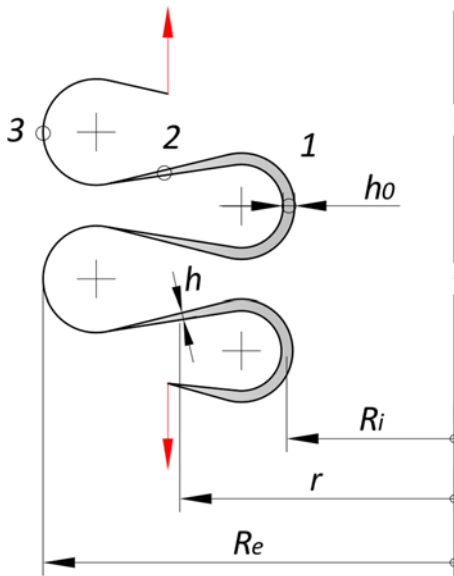


Fig. 3.24. Determinarea grosimii de calcul a peretelui silfonului.

asupra fiecărui gofraj în parte, înlocuirea presiunii p cu forța F raportată la suprafața efectivă nu este acceptabilă pentru calculul eforturilor unitare.

Determinarea săgeții și a caracteristicii, folosindu-se relațiile de mai înainte, când silfonul a fost asimilat cu un sistem de plăci plane, este posibilă numai într-o primă aproximație. Rezultatele nu satisfac întotdeauna cerințele practicii. Aceasta se datorește îndeosebi faptului că la reducerea relațiilor nu s-a ținut seama de unghiul de etanșare α , care modifică radical rigiditatea și, deci, caracteristica silfonului. Relația (3.67) va trebui limitată și în ce privește rigiditatea, la silfoanele confecționate prin rulare, dar fără unghi de etanșare, și când razele de rotunjire ale gofrajului nu sunt prea mari, deoarece săgețile ar provoca unghiuri α .

Ținând seama de aceste particularități, caracteristica silfonului, poate fi determinată prin metoda lui Ritz, care se bazează pe condiția de minim a energiei potențiale totale a tubului ondulat în poziția de echilibru static (metoda energetică). Calculul este laborios, de aceea nu va fi dezvoltat aici, mai ales că de interes practic este relația finală a săgeții δ .

Deci, calculul mai exact pentru deplasarea silfonului încărcat cu o forță concentrată F indiferent de forma undulațiilor, dar cu condiția ca grosimea peretelui să fie invers proporțională cu distanța la axă, se poate face cu relația:

$$\delta = F \frac{1 - \mu^2}{E h_0} \frac{n}{A_0 - \alpha A_1 + \alpha^2 A_2 + B_0 \frac{h_0^2}{R_i^2}}, \quad (3.75)$$

în care: μ este coeficientul lui Poisson;

n – numărul gofreurilor;

h – grosimea silfonului la partea interioară (aproximativ egală cu grosimea semifabricatului);

F – forța axială;

α – unghiul de etanșare (de înclinare a undulațiilor);

A_0, A_1, A_2, B_0 - coeficienții, care se pot determina din nomograme [2] în funcție de $c = R_e/R_i$ și $m = R_0/R_i$.

Calculul la *rezistență* a tuburilor ondulate este complicat și conduce la rezultate mai puțin exacte decât calculul deformațiilor. Dacă s-ar examina o porțiune din tub și pe acesta se ia un element infinit mic, tensiunile principale sunt: σ_r după direcția radială și σ_t după direcția tangențială (fig.3.25). Conform Ritz relațiile de calcul sunt:

$$\sigma_r = \frac{E}{1 - \mu^2} (\varepsilon_1 + \mu \varepsilon_2) \quad \text{și} \quad \sigma_t = \frac{E}{1 - \mu^2} (\varepsilon_2 + \mu \varepsilon_1), \quad (3.76)$$

unde ε_1 și ε_2 sunt alungirile specifice, care se stabilesc ținând seama de deformațiile materialului sub formă de arc de cerc (v. tuburile *Bourdon*).

Se determină prin integrare forțele de întindere, radială F_1 și tangențială F_2 , și momentele, radial M_1 și tangențială M_2 :

$$F_1 = \int_{-\frac{h}{2}}^{+\frac{h}{2}} \sigma_r dz \quad \text{și} \quad F_2 = \int_{-\frac{h}{2}}^{+\frac{h}{2}} \sigma_t dz; \quad (3.77)$$

$$M_1 = \int_{-\frac{h}{2}}^{+\frac{h}{2}} \sigma_r z dz \quad \text{și} \quad M_2 = \int_{-\frac{h}{2}}^{+\frac{h}{2}} \sigma_t z dz, \quad (3.78)$$

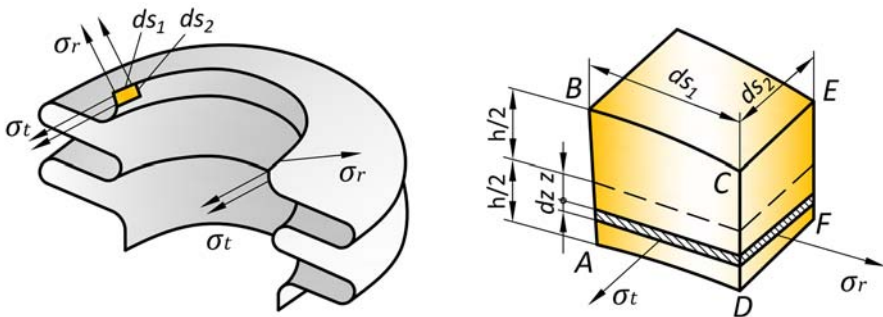


Fig. 3.25. Tensiunile în undulațiile și elementul infinit mic al silfonului.

și se adună eforturile cu semnul lor, verificarea făcându-se cu relațiile

$$\sigma_{r\ tot} = \frac{F_1}{h} + \frac{12M_1}{h^3} z \quad \text{și} \quad \sigma_{t\ tot} = \frac{F_2}{h} + \frac{12M_2}{h^3} z. \quad (3.79)$$

Verificările se fac în zonele cu deformațiile inițiale cele mai mari, adică la diametrul exterior și cel interior al ondulațiilor, pe punctele de pe cele două contururi marginale (exterior și interior).

Uneori, pentru silfoanele subțiri solicitate la presiuni interioare se poate stabili o presiune de rupere p , acolo unde gofrajul este mai subțire:

$$p_r = \frac{\sigma_r h_3}{R_e} \leq p, \quad (3.80)$$

unde: h_3 este grosimea la raza exterioară R_e ; σ_r – limita de rupere a materialului; p – presiunea din interiorul silfonului.

3.7. Arcuri din cauciuc

Cauciucul se întrebuințează, în prezent, atât pentru elemente elastice cât și pentru elemente de amortizare. Din punct de vedere mecanic, interesează următoarele proprietăți: elasticitatea, capacitatea de a amortiza energia, posibilitatea de îmbinare cu alte materiale, rezistența.

Elasticitatea este proprietatea de bază, care îl deosebește de celelalte materiale. Dacă la oțeluri alungirea specifică la sarcinile de lucru reprezintă câteva sutimi de procente, la cauciuc, aceasta ajunge până la 30%, iar alungirile specifice de rupere la 600...700% și chiar la 1000% [33].

Datorită complexității procesului tehnologic de fabricare a cauciucului, proprietățile sale fizico-chimice prezintă abateri mari (care ajung până la $\pm 20\%$) de la valorile nominale, chiar pentru piesele din același lot. Aceasta face ca și valorile modulelor de elasticitate, transversal G și longitudinal E , să depindă de calitatea cauciucului și, în special, de duritatea lui. În figura 3.26, a și b este dată dependența modulelor de elasticitate G și E în funcție de duritatea *Shore* a cauciucului. Între cele două module există relația $E = 3G$ stabilită experimental.

La aceeași duritate, modulul E depinde de un coeficient de formă k , dat de relația

$$k = \frac{\text{suprafața încărcată}}{\text{suprafața liberă}}.$$

De exemplu, pentru o piesă din cauciuc de formă cilindrică, de rază r și înălțime h , rezultă pentru o încărcare verticală:

$$k = \frac{\pi r^2}{2\pi rh} = \frac{r}{2h}. \quad (3.81)$$

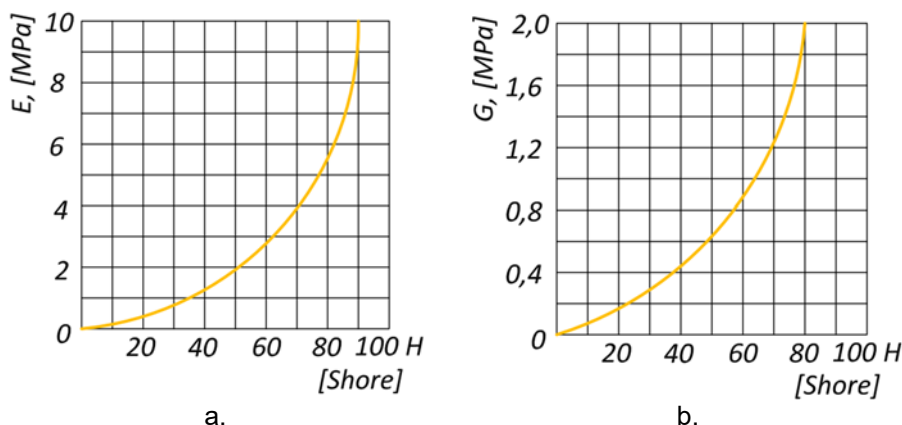


Fig. 3.26. Variația modulelor de elasticitate E și G în funcție de duritatea Shore a cauciucului.

Amortizarea energiei mecanice prin arcurile din cauciuc se produce datorită frecării interne, care reprezintă un procent însemnat în comparație cu cel de la piesele metalice. Caracteristica arcurilor din cauciuc, ținând seama de frecările interne, este prezentată în figura 3.27. Se observă că aceste arcuri înmagazinează o cantitate importantă de energie, dată de suprafața hașurată orizontal, care reprezintă și caracteristica reală a arcului.

Montajul arcului, indiferent de forma lui, se face cu rame ca în figura 3.28. Între cauciuc și metale se pot realiza asamblări rezistente, cu o mai mare durabilitate. Cauciucul se fixează bine pe oțelul cu conținut redus de carbon, pe alamă, fontă și aliaje de aluminiu. Se fixează mai greu pe oțelul inoxidabil, bronzuri și aliaje de magneziu din cauza aderenței mai slabe de aceste materiale.

La proiectarea arcurilor din cauciuc, ca un principiu de bază, trebuie asigurată posibilitatea de deformare a elementului din cauciuc ca în figura 3.28, deoarece altfel arcul se va comporta ca un rigid. Dacă deformările sunt reduse, calculul arcurilor din cauciuc se face cu ajutorul relațiilor simple din rezistența materialelor, bazate pe legea lui Hooke.

Dacă se notează tot cu ε alungirea specifică, $\varepsilon = \Delta l/l$,

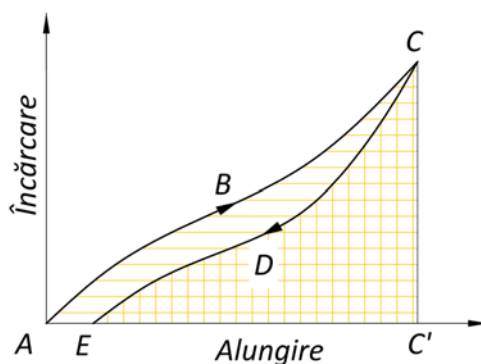


Fig. 3.27. Caracteristica arcului din cauciuc.

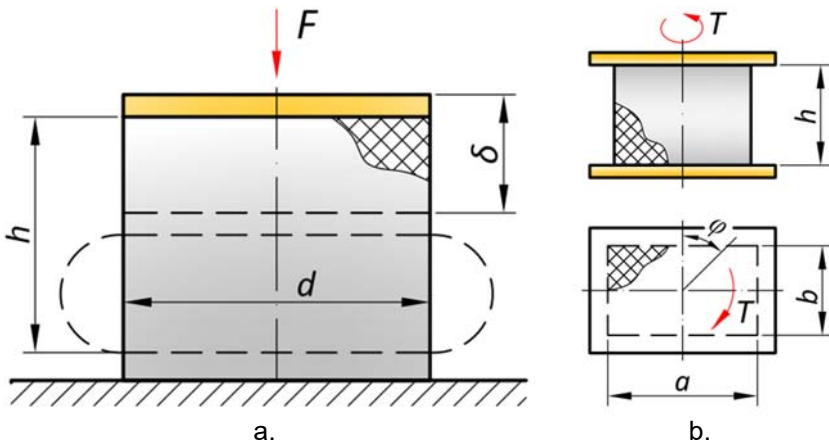


Fig. 3.28. Arcuri din cauciuc montate cu rame metalice.

aceasta să nu depășească 10...20%, pentru a se asigura o dependență liniară între σ și ε , care să facă posibilă aplicarea legii lui Hooke. Astfel, dintre cazurile cele mai frecvente de calcul se poate menționa arcul cilindric, sollicitat la compresiune (fig.3.28,a), care se calculează cu relația:

$$F = A\sigma_c = A \cdot \varepsilon E = \frac{\pi d^2}{4} \cdot \frac{\delta}{h} E, \quad (3.82)$$

valabilă pentru 20% din deformația raportată la k (3.81).

În această relație d , h și δ sunt dimensiunile arătate în figura 3.28,a, iar E este modulul de elasticitate longitudinal. Dacă arcul este de formă dreptunghiulară și este sollicitat la torsiune (fig.3.28,b), momentul de torsiune T va fi dat de relația (care este valabilă pentru $\varphi \leq 20^\circ$):

$$T = G \frac{ab(a^2 + b^2)}{12h} \varphi, \quad (3.83)$$

în care G este modulul de elasticitate transversal.

4. ELEMENTE PENTRU GHIDAREA MIȘCĂRILOR ÎN MECANICA FINĂ

Elementele pentru ghidarea mișcărilor au rolul de a asigura deplasarea sistemelor mobile ale aparatelor după o anumită direcție, calea de ghidare. În raport cu natura mișcării pe care o asigură și ținând seama de forma suprafețelor în contact, ghidajele pot fi: de rotație (cu suprafețe cilindrice, sferice, conice și altele) și de translație (cu suprafețe plane, cilindrice). Se vor considera ca elemente pentru ghidarea mișcării cele două părți componente ale cuplelor, adică cele care sunt susținute (osiile și arborii, fusurile și pivoții, glisierile, deci, în general, elementele care execută mișcarea de rotație sau de translație) și cele care susțin (lagărele și crapodinele, ghidajele de translație, deci, în general, cele care sunt fixe și asigură mișcarea) [2,3,4].

4.1. Arbori și osii

4.1.1. Definiție, clasificare

Osiile și arborii dreپți sunt elemente constructive, care contribuie la transmiterea mișcării de rotație simple, având rolul de a susține elementele aflate în mișcare de rotație. La mecanismele mecanicii fine, osiile și arborii fac legătura cu alte elemente, de la care primesc și la care transmit mișcarea de rotație. Au axa geometrică longitudinală dreaptă, motiv pentru care au această denumire [2,3,4].

Osia se deosebește de arbore, deoarece, având funcția principală de susținător al altor elemente, nu transmite momente de torsiune, deci este solicitată mai ales la încovoiere. Arborele, având funcțiunea principală de a transmite mișcarea de rotație, transmite puteri și, deci, momente de torsiune, fiind solicitat la încovoiere, dar mai ales la torsiune.

Clasificarea osiilor se poate face în: osii fixe, care servesc ca reazeme pentru elementele care se rotesc, așezate liber pe ele, și osii mobile, care se rotesc în reazeme împreună cu elementele fixate pe ele. La osiile fixe apar tensiuni care nu-și modifică sensul (constante și pulsatorii), iar la cele mobile tensiunile își schimbă sensul (alternante).

Clasificarea arborilor:

- a. După forma axei geometrice:
 - arbori dreپți (fig.4.1,*a,b,c*);
 - arbori cotiți (fig.4.1,*e*);
 - arbori cu came (fig.4.1,*f*);
 - arbori înclinați (fig.4.1,*d*);
 - arbori flexibili (fig.4.1,*c*).

- b. După destinație:
 - arbori de transmisie (fig.4.1,a,b,c,d,e);
 - arbori speciali (fig.4.1,e,f);
- c. După forma suprafeței exterioare:
 - arbori netezi;
 - arbori în trepte (fig.4.1,b).
- d. După forma secțiunii:
 - cu secțiune plină;
 - cu secțiune tubulară.
- e. După numărul reazemelor:
 - cu două reazeme;
 - cu mai mult de două reazeme.
- f. După poziția în spațiu a axei geometrice:
 - orizontali;
 - verticali;
 - înclinați.

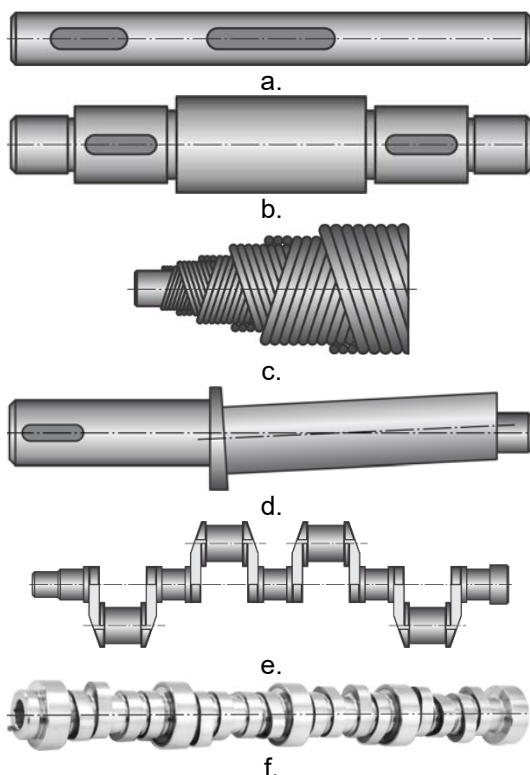


Fig. 4.1. Clasificarea arborilor.

Clasificarea arborilor se mai poate face în funcție de natura solicitării, în arbori considerați solicitați numai la torsiune și arbori solicitați compus (la torsiune și încovoiere).

După numărul reazemelor, atât osiile, cât și arborii se pot grupa în osii și arbori pe două reazeme (static determinați) și pe mai mult de două reazeme (static nedeterminați).

Elemente componente ale arborilor:

Arborele drept poate fi alcătuit din următoarele componente: fus sau porțiunea de reazem, porțiunile de calare suprafața de lucru, colier (umăr), canal de pană, teșitură, corpul arborelui (a); (b) (fig.4.2).

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, semicuplaje etc. Aceste porțiuni se pot executa cilindrice și mai rar conice; forma 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

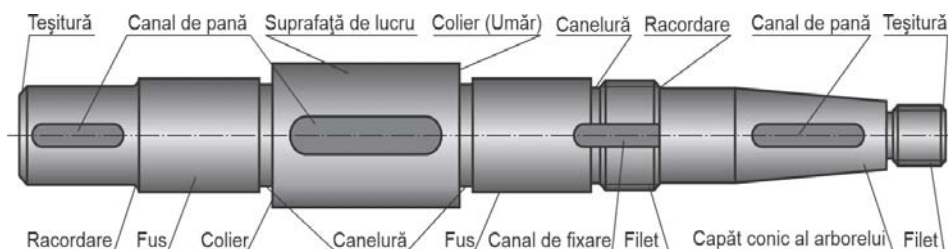


Fig. 4.2. Părțile componente ale arborelui drept.

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.

Arborele cotit (fig.4.3) este alcătuit dintr-un număr de *coturi* egal cu numărul cilindrilor – la motoarele în linie sau cu jumătatea numărului de cilindri – la motoarele în V. La rândul său, fiecare cot este format din două *brațe* și un *fus maneton*, care se articulează cu capul bieiei. În unele cazuri (în special la motoarele rapide și semirapide), pentru echilibrare, pe brațe, în partea opusă manetoanelor, se montează *contragreutăți*. Legătura dintre coturi este realizată prin intermediul unor fusuri de reazem, numite *fusuri palier*. Considerând și fusurile palier de la extremitățile arborelui cotit, rezultă că, în mod obișnuit, un arbore are $(i+1)$ fusuri palier la motoarele în linie și $(i/2+1)$ fusuri palier la cele în V. La motoarele de puteri foarte mici, fusurile palier intermediare pot lipsi, legătura dintre coturi realizându-se prin intermediul unui braț comun, oblic.

Materialul osiilor și arborilor este, în general, oțelul. Se folosesc bare trase din oțel cu conținut mediu de carbon (OL 42, OL 50) și, mai rar, din oțeluri carbon de îmbunătățire (OLC 25, OLC 35). Uneori, în mecanica fină se folosesc, pentru proprietățile lor fizice (comportare magnetică, capacitate de lipire, posibilitate de izolare), alte materiale metalice și nemetalice (alamă, duraluminiu, materiale plastice). În general, la dimensiuni mici este recomandabil ca pentru osii și arbori să se utilizeze semifabricatele standardizate.

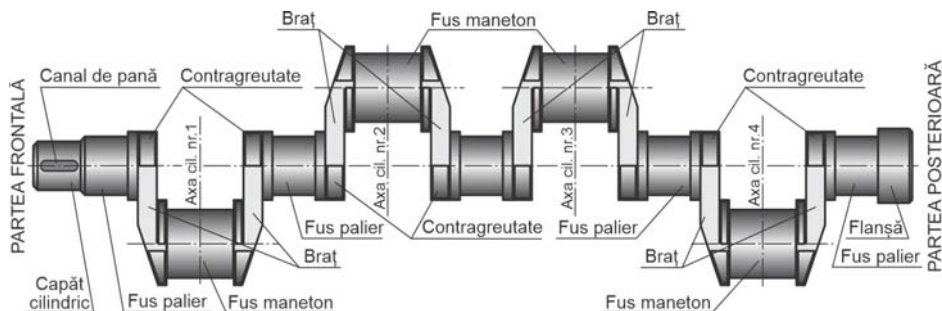


Fig. 4.3. Arborele cotit.

4.1.2. Calculul osiilor

Cu toate că, în construcțiile mecanicii fine, sarcinile și momentele sunt relativ mici și uneori nu pot fi determinate valoric cu suficientă precizie, tensiunile pot atinge valori mari, astfel că este necesară cunoașterea calculului de rezistență, atât pentru osii cât și pentru arbori.

Calculul osiilor, din care se stabilesc dimensiunile transversale ale lor, se face la încovoiere, neglijându-se solicitările foarte mici de torsiune care apar ca urmare a frecării în lagăre. Se neglijează și solicitările foarte mici de forfecare, care însoțesc inevitabil încovoierea.

Calculul curent de încovoiere se aplică osiilor cu solicitări mici, care este economic să fie de secțiune constantă. Dacă se consideră cazul unei osii rotitoare cu încărcarea arătată în fig.4.3, la început se vor determina reacțiunile R_1 și R_2 din cele două lagăre:

$$R_1 = \sum_i^n \frac{F_i \cdot b_i}{l}, \quad R_2 = \sum_i^n \frac{F_i \cdot a_i}{l}. \quad (4.1)$$

Se trasează diagrama de variație a momentelor încovoietoare și se determină momentul încovoietor maxim M_i .

Dacă se consideră o secțiune circulară și având în vedere că este o osie rotitoare: $\sigma_{ai} = \sigma_{-1a}$ (σ_{-1a} , rezistența admisibilă a osiei supuse unui ciclu alternat simetric), înlocuind și pe W - modulul de rezistență, se obține:

$$M_i = \frac{\pi d^3}{32} \sigma_{-1a} \approx \frac{1}{10} d^3 \sigma_{-1a}, \quad (4.2)$$

de unde

$$d = \sqrt[3]{\frac{10M_i}{\sigma_{-1a}}}.$$

Dacă osia este de secțiune inelară (osia tubulară), se va obține:

$$M_i = \frac{\pi(d_e^4 - d_i^4)}{32d_c} \sigma_{-1a} = \frac{d_e^4 - d_i^4}{10d_e} \sigma_{-1a}, \quad (4.3)$$

de unde

$$d_e = \sqrt[3]{\frac{10M_i}{(1 - \beta^4)\sigma_{-1a}}},$$

în care $\beta = d_i / d_e$ (d_e este diametrul exterior, iar d_i - diametrul interior al secțiunii inelare a osiei).

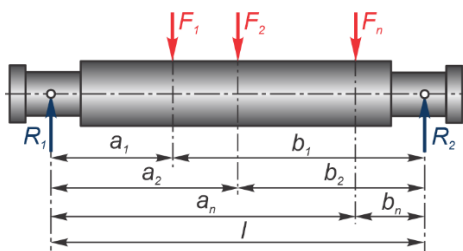


Fig. 4.3. Osie dreaptă de secțiune constantă.

Dacă solicitările sunt mai mari, pentru a se evita osiile grele și risipa de material, osia se calculează astfel ca rezistența reală în toate secțiunile să fie aceeași și egală cu tensiunea admisibilă. La o asemenea osie (fig.4.4), asupra căreia acționează forța F , se notează prin R_1 și R_2 reacțiunile din cele două lagăre, dacă diametrele la distanțele $x_1, x_2, \dots, x_i$ se notează prin $d_1, d_2, \dots, d_i$, se vor scrie momentele încovoietoare în secțiunile de aceste diametre, astfel:

$$\begin{aligned} M_{i1} &= R_1 x_1 = 0,1 d_1^3 \sigma_{-1a}, \\ M_{i2} &= R_1 x_2 = 0,1 d_2^3 \sigma_{-1a}, \\ M_{ii} &= R_1 x_i = 0,1 d_i^3 \sigma_{-1a}. \end{aligned} \quad (4.4)$$

Făcând rapoartele între M_{i1} și M_{i2} , ..., M_{ii} , se obține:

$$\frac{M_{i1}}{M_{i2}} = \frac{x_1}{x_2} = \frac{d_1^3}{d_2^3}; \dots; \frac{M_{i1}}{M_{ii}} = \frac{x_1}{x_i} = \frac{d_1^3}{d_i^3}, \quad (4.5)$$

de unde:

$$d_2 = d_1 \sqrt[3]{\frac{x_2}{x_1}}; \dots; d_i = d_1 \sqrt[3]{\frac{x_i}{x_1}}.$$

Diametrele secțiunilor osiei, care asigură o egală rezistență, fac parte dintr-un paraboloid cubic de revoluție. Forma reală a osiei se va trasa prin tronsoane cilindrice și conice tangente la paraboloidul de egală rezistență. Diametrul d_1 al primei secțiuni se ia diametrul fusului. În secțiunile de trecere de la un tronson la altul este necesară o verificare, ținând cont de concentrarea eforturilor unitare la schimbarea de secțiune. Calculul la deformații și vibrații al osiilor se face așa cum se va arăta la arbori.

4.1.3. Calculul arborilor drepecți

Arborii sunt supuși solicitărilor compuse, rezultat al încovoierii, torsiunii și uneori compresiunii. Metoda geometrică de calcul a grinzilor solicitate compus este metoda de bază în calculul arborilor. În prealabil, dimensiunile arborelui se stabilesc printr-un calcul simplificator, fie numai la torsiune, fie pe baza tensiunilor admisibile, apoi - unde este cazul - se verifică la turație critică de încovoiere sau torsiune, la oboseală și rigiditate.

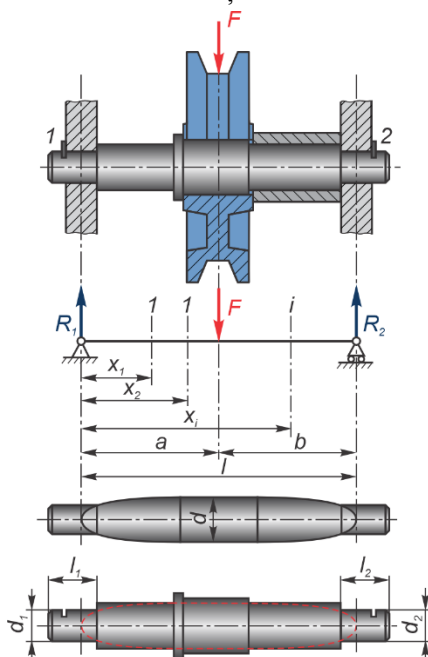


Fig. 4.4. Osie de secțiune variabilă.

Calculul de predimensionare la torsiune. Solicitățile la torsiune trebuie luate în considerare la arborii care au lungimi relativ mari în raport cu diametrul și care trebuie să îndeplinească anumite condiții de rigiditate.

În calcul se pleacă de la relația momentului de torsiune:

$$T = W_p \tau_t, \quad (4.6)$$

unde W_p este modulul de rezistență polar al secțiunii arborelui care poate fi:

$$W_p = \frac{\pi d^3}{16}, \text{ pentru secțiuni pline,}$$

sau

$$W_p = \frac{\pi d_e^3}{16} (1 - \beta^4), \text{ pentru secțiuni inelare,}$$

unde $\beta = d_i / d_e$ (d_i și d_e sunt diametrele exterior și interior ale secțiunii arborelui).

În practică, în locul momentului de torsiune se dă puterea P , în kW , și viteza unghiulară ω a arborelui, în s^{-1} , sau turația n , în min^{-1} . Momentul de torsiune T în acest caz va fi dat de relația:

$$T \approx 10^3 \frac{P}{\omega} [N \cdot m], \quad (4.7)$$

iar pentru arborii de secțiune circulară se obține

$$10^3 \frac{P}{\omega} = \frac{\pi d^3}{16} \tau_t$$

sau

$$d = 17 \sqrt[3]{\frac{P}{\omega [\tau]_t}} [mm]. \quad (4.8)$$

Pentru tensiunea admisibilă la torsiune $[\tau]_t$ se adoptă valori reduse, care să țină seama și de solicitarea la încovoiere, care nu s-a considerat în calcul, de ordinul

$$[\tau]_t = (12 \dots 36) [N/mm^2].$$

Valorile mici vor fi adoptate pentru arborii încărcăți cu forțe mari, iar valorile mari pentru arborii solicitați teoretic numai la torsiune.

În locul relației (4.7) se poate folosi una din ecuațiile:

$$T = 9740 \frac{P}{n} [N \cdot m], \quad (4.9)$$

dacă puterea P este înlocuită în kW , iar turația n în min^{-1} .

Calculul de predimensionare pe baza tensiunilor admisibile.

Metoda necesită, în prealabil, stabilirea regimului de variație a solicitărilor în arbore. De cele mai multe ori, cum la arbori solicitarea la încovoiere variază ca semn, tensiunea admisibilă se ia potrivit celui de-al treilea regim (alternant simetric); solicitarea la torsiune, de regulă, nu se modifică ca semn, ci numai ca mărime, deci tensiunea admisibilă se adoptă potrivit regimului al doilea (pulsatoriu). Uneori însă, diferența între caracterul de variație a solicitărilor la încovoiere și torsiune nu se ia în considerare, iar tensiunea admisibilă se stabilește conform regimului al treilea.

Calculul arborelui, cu această metodă, se face la solicitare compusă, iar diametrul său se stabilește pe baza teoriei a treia de rupere a efortului unitar tangențial maxim deci, rezultă din egalitatea:

$$M_e = \sqrt{M_i^2 + T^2} = W \sigma_{-1a} \approx \frac{1}{10} d^3 \sigma_{-1a}, \quad (4.10)$$

unde M_e este momentul echivalent, iar M_i și T sunt momentele încovoielor și de torsiune.

Diametrul arborelui se stabilește cu relația:

$$d^3 = \frac{10 \sqrt{M_i^2 + T^2}}{(1 - \beta^4) \sigma_{-1a}}, \quad (4.11)$$

dacă diferența dintre regimul de variație a solicitărilor la încovoiere și torsiune nu se ia în considerare, și cu relația:

$$d^3 = \frac{10 \sqrt{M_i^2 + (\alpha T^2)}}{(1 - \beta^4) \sigma_{-1a}} \quad (4.12)$$

dacă se ține seama că solicitarea la torsiune variază într-un regim pulsatoriu.

În relațiile de mai sus: M_i este momentul încovoielor din secțiunea periculoasă; T momentul de torsiune; σ_{-1a} tensiunea admisibilă stabilită pentru cel de-al treilea regim de încărcare (alternant simetric); $\alpha = \sigma_{-1a} / \sigma_{0a}$, unde σ_{0a} este tensiunea admisibilă pentru cel de-al doilea regim de încărcare; $\beta = 0$ - pentru arborii cu secțiune circulară plină și $\beta = d_i / d_e$ pentru arborii cu secțiune inelară (d_i și d_e sunt diametrele exterior și interior ale secțiunii arborelui).

Verificarea la oboseală. În zonele de încărcare maximă sau acolo unde există concentrări de tensiune se face uneori o verificare la oboseală. Se determină eforturile unitare maxime și minime în secțiune:

$$\begin{aligned}\sigma_{i\max} &= \frac{M_{i\max}}{W}; & \sigma_{i\min} &= \frac{M_{i\min}}{W}; \\ \tau_{\max} &= \frac{M_{i\max}}{W_p}; & \tau_{\min} &= \frac{M_{i\min}}{W_p}.\end{aligned}\quad (4.13)$$

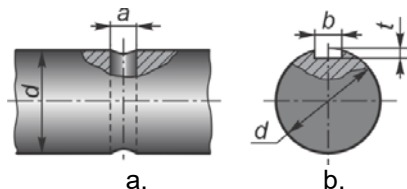


Fig. 4.5. Concentratori de tensiune.

Astfel pentru doi arbori, unul având o gaură circulară (fig.4.5,a) și altul un canal de pană (fig.4.5,b), modulele aproximative de rezistență se pot calcula cu relațiile:

$$W = \frac{\pi d^3}{32} \left(1 - 1,54 \frac{a}{d}\right) \text{ și } W_p = \frac{\pi d^3}{16} \left(1 - \frac{a}{d}\right) \quad (4.14)$$

pentru arborele cu gaură circulară, și

$$W = \frac{\pi d^3}{32} - \frac{bt(d-t)^2}{2d} \text{ și } W_p = \frac{\pi d^3}{16} - \frac{bt(t-d)^2}{2d}, \quad (4.15)$$

pentru arborele cu canal de pană.

Dimensiunile d , a , b și t sunt arătate în fig.4.5.

Relații similare sunt stabilite și pentru alte tipuri de concentratori.

Valorile coeficienților de concentrare a tensiunilor la încovoiere β_σ și torsiune β_τ sunt dați tabelar în funcție de forma concentratorului. Pentru cele două cazuri de mai sus aceste valori sunt prezentate în tabelul 4.1.

Tabelul 4.1. Coeficienții β_σ și β_τ de concentrare a tensiunilor la arbori.

$\sigma_r \left[\frac{N}{mm^2} \right]$	700	800	900	1000
Coeficientul de concentrare				
Arbore cu gaură circulară				
β_σ pentru $0,05 \leq \frac{a}{d} \leq 0,15$	2,00	2,02	2,12	2,32
β_σ pentru $0,15 \leq \frac{a}{d} \leq 0,25$	1,80	1,82	1,90	2,10
β_τ pentru $0,05 \leq \frac{a}{d} \leq 0,25$	1,75	1,83	1,90	2,00
Arbore cu canal de pană				
β_σ	1,75	1,83	1,91	2,00
β_τ	1,60	1,77	1,95	2,10

Se calculează amplitudinea ciclului σ_v și efortul unitar mediu σ_m cu relațiile:

$$\sigma_v = \frac{\sigma_{\max} - \sigma_{\min}}{2} \text{ și } \sigma_m = \frac{\sigma_{\max} + \sigma_{\min}}{2}, \quad (4.16)$$

după care se determină coeficienții de siguranță la încovoiere c_σ și la torsiune c_τ cu relațiile:

$$c_\sigma = \frac{1}{\frac{\beta_\sigma}{\varepsilon_\sigma} \cdot \frac{\sigma_v}{\sigma_{-1}} + \frac{\sigma_m}{\sigma_c}} \text{ și } c_\tau = \frac{1}{\frac{\beta_\tau}{\varepsilon_\tau} \cdot \frac{\tau_v}{\tau_{-1}} + \frac{\tau_m}{\tau_c}}, \quad (4.17)$$

unde ε_σ este un factor dimensional, care se poate determina orientativ din tabelul 4.2, iar ε_τ se stabilește în funcție de ε_σ cu ajutorul relației:

$$\frac{\beta_\tau}{\varepsilon_\tau} = 1 + 0,6 \left(\frac{\beta_\sigma}{\varepsilon_\sigma} - 1 \right). \quad (4.18)$$

Prin σ_{-1} și τ_{-1} s-au notat limitele la oboseală pentru ciclurile alternant simetrice de încovoiere și torsiune, iar prin σ_c și τ_c limitele de curgere la încovoiere și torsiune.

Tabelul 4.2. Valorile raportului $\beta_\sigma / \varepsilon_\sigma$ pentru arbori cu $d < 14$ mm.

$\sigma_r \left[\frac{N}{mm^2} \right]$	400	500	600	700	800	900	1000	1100	1200
$\frac{\beta_\sigma}{\varepsilon_\sigma}$	1,75	1,85	2,0	2,3	2,6	3,0	3,3	3,7	4,1

Coeficientul de siguranță total va fi:

$$c = \frac{c_\sigma c_\tau}{\sqrt{c_\sigma^2 + c_\tau^2}} \geq c_a = 1,7 \dots 2,5, \quad (4.19)$$

iar când se cere o rigiditate mai mare se poate lua $c_a \approx 3$.

Dacă efortul unitar de torsiune este constant, iar cel de încovoiere alternant simetric, $c_\tau = 1$, iar coeficientul de siguranță va fi:

$$c = c_\sigma = \frac{1}{\frac{\beta_\sigma}{\varepsilon_\sigma} \cdot \frac{\sigma_\sigma}{\sigma_{-1}}} \geq c_a, \quad (4.20)$$

valorile pentru c_a rămânând cele date.

Verificarea la rigiditate. Rigiditatea arborilor are la bază deformațiile de încovoiere și torsiune ale acestora. Practic, săgețile de încovoiere f se limitează la valori de $f = (2 \cdot 10^{-4} \dots 2 \cdot 10^{-4})l$, unde l este distanța dintre reazeme, iar săgețile de torsiune θ se recomandă să fie $\theta = (10 \dots 20)^\circ / m$.

Limitarea săgeții, deci mărirea **rigidității la încovoiere**, este necesară, în primul rând, deoarece săgețile mari pot produce presiuni ridicate și neuniforme între dinții roților dințate, deformații în corpurile de rulare și inelele rulmenților și alte asemenea fenomene nedorite la elementele susținute de arbore. Legătura dintre încărcarea F , săgeată și rigiditatea c este dată de relația:

$$c = \frac{F}{f} = m' \frac{\pi}{64} \frac{Ed^4}{l^3}, \quad (4.21)$$

unde: d este diametrul arborelui; m' - coeficient numeric ce depinde de felul încărcării și rezemării ($m' = 1/48$ - pentru arborele încărcat cu o sarcină concentrată la mijlocul lungimii sale).

În al doilea rând, din cauza săgeților mari crește unghiul α de înclinare a fusurilor în lagăre, astfel că acestea realizează un contact pe muchie (fig.4.6,b).

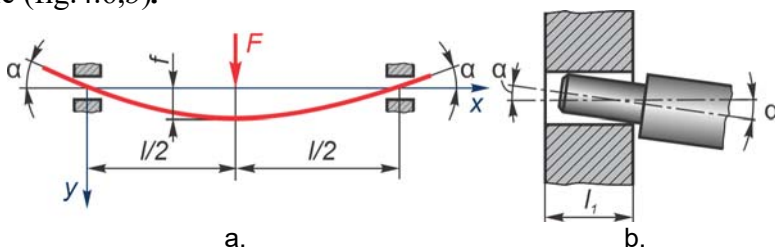


Fig. 4.6. Unghiul de înclinare a arborelui la deformații mari.

Valorile lui α se pot calcula. Astfel pentru încărcarea și rezemarea din fig.4.6,a se poate scrie:

$$\frac{d^2 y}{dx^2} = -\frac{M_i}{EI}, \quad (4.22)$$

de aici

$$\operatorname{tg} \alpha \approx \alpha = \frac{dy}{dx} = -\int \frac{M_i}{EI} dx = -\frac{F}{2EI} \int x dx = -\frac{F}{2EI} \frac{x^2}{2} + c,$$

deoarece $M_i = Fx/2$, iar pentru $x = l/2$, $\alpha = 0$, și $c = Fl^2/16EI$; unghiul α din lagăr se obține pentru $x = 0$, și va fi

$$\alpha = \frac{Fl^2}{16EI} = \frac{4F}{\pi E} \frac{l^2}{d^4}. \quad (4.23)$$

Se cere ca $\alpha \leq [\alpha]$, unde înclinările admisibile $[\alpha]$ au diferite valori, în funcție de elementele montate pe arbori (roți dințate, roți de fricțiune ș.a.) sau de lagărele utilizate (prin alunecare sau rostogolire). Astfel, pentru arborii montați în lagăre prin alunecare, deviația fusului în cuzinet trebuie să se mențină în cadrul jocului dat de ajustaj, deoarece în caz contrar se produce griparea fusului în cuzinet. Deci condiția pentru evitarea gripării va fi:

$$\alpha \leq [\alpha] = \frac{J_{\min}}{l_1}, \quad (4.24)$$

unde $J_{\min}$ este jocul minim al ajustajului, iar l_1 - lungimea fusului.

La unii arbori din aparatele și mașinile mecanicii fine, de importanță secundară, forma constructivă se poate determina, nu prin calcule și verificări la rezistență, ci pe baza unor criterii, cum sunt: posibilitatea de execuție a lor, comoditatea asamblării elementelor ce se montează pe ei.

4.1.4. Calculul arborilor flexibili

Caracterizare. Construcție. Arborii flexibili servesc la transmiterea mișcării de rotație, pe distanțe și la unghiuri mari, la transmiterea mișcării între două mecanisme care în timpul funcționării își modifică poziția. Constructiv, transmisia cu arbori flexibili (fig.4.6,a) se compune din: arborele flexibil 7, tubul de protecție sau blindajul 2, piesele terminale sau armăturile arborelui 3 și blindajului 4.

Transmisia cu arbori flexibili este dezavantajoasă din mai multe puncte de vedere: frecarea dintre elemente duce la micșorarea randamentului, la uzură și încălzire; turația capătului condus al arborelui nu este constantă, mai ales la viteze mici și puteri mari de transmis; apar vibrații puternice, care produc zgomot și contribuie la micșorarea durabilității arborelui; greutatea este mare în comparație cu puterea de transmis.

În mecanica fină se întrebuințează arbori cu diametrul de (3...12)mm. lungimea până la 7,5m (de obicei 1,5...2,5m), unghiul de încovoiere până la 180°, raza de curbură mai mică decât (15...20)D (D - diametrul arborelui) și unghiul de răsucire până la 20°/m. Transmit puteri de (0,03...0,5)kW și turații până la 3000min⁻¹ (în cazuri speciale până la 20000...30000min⁻¹), cu un randament $\eta=0,84...0,93$.

Se folosesc la aparatele de comandă și control, pentru dispozitivele de înre-gistrat turații, la diferite aparate și instrumente medicale în calitate de cuplaje ș.a.

Din punctul de vedere al construcției, arborele flexibil propriu-zis (fig.4.6,b) se compune din câteva straturi de sârmă, răsucite alternativ spre stânga sau dreapta. Denumirea „spre stânga” sau „spre dreapta” corespunde sensului ultimului strat. Diametrele sârmelor de înfășurare cresc de la interior la exterior, mărimea lor fiind cuprinsă între 0,3mm și 3mm. Numărul maxim admis al straturilor este de 8 (de obicei 3 sau 4). Se recomandă ca rotația arborelui în timpul lucrului să fie de sens contrar înfășurării ultimului strat. Rotirea în același sens duce la reducerea capacității de transmitere. De aceea, la arborii care se rotesc în ambele sensuri, momentul de calcul, după care se alege diametrul arborelui, se mărește cu 30%.

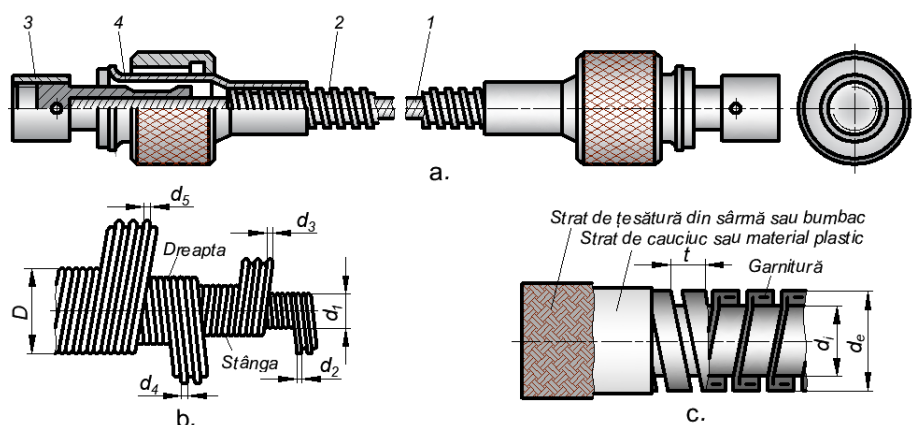


Fig. 4.6. Arborele flexibil cu principalele sale părți componente.

Ca material pentru sârmă se poate folosi oțelul cu conținut mediu de carbon și oțelul de arc. În general, se cere ca rezistența la rupere a materialului întrebuințat să fie de ordinul $\sigma_r = (1400...1800)N/mm^2$. Dacă arborele funcționează la temperaturi ridicate sau când se cer proprietăți antimagnetice, anticorozive și de antifricțiune se poate utiliza sârmă din bronz.

Tubul de protecție sau blindajul (fig.4.5,c) servește la etanșarea arborilor contra acțiunii agenților din exterior (praful, umezeala, acizii etc.), la asigurarea unei ungeri bune și contribuie la mărirea rezistenței și a durabilității arborelui. Tuburile de protecție se execută din cauciuc cu inserții textile sau metalice.

Calculul arborilor flexibili. La proiectarea acestor elemente trebuie avute în vedere următoarele condiții: asigurarea rezistenței necesare; posibilitatea de transmitere a mișcării la unghiuri de încovoiere mici; împiedicarea apariției bătailor sau vibrațiilor (în acest scop, uneori, la arborii lungi se așază, între arbori și tubul de protecție, reazeme

intermediare); asigurarea unei îmbinări bune între diferitele elemente componente ale arborelui. Arborii flexibili sunt supuși solicitărilor compuse de torsiune, încovoiere și tracțiune. De aceea, problema calculului acestor elemente nu este rezolvată integral. Proiectarea se reduce la două operații de bază: alegerea tipului de arbore flexibil; alegerea și stabilirea detaliilor constructive ale pieselor componente și modalităților de fixare și îmbinare a acestora.

Alegerea tipului de arbore se face plecându-se de la un moment de torsiune de calcul T_c dat de relația:

$$T_c = T \frac{k_1 \cdot k_2 \cdot k_3}{\eta}, \quad (4.25)$$

unde: T este momentul de torsiune la elementul motor, cu care se cuplează arborele; k_1 - coeficient ce ține seama de regimul de funcționare continuu sau cu întreruperi și de variația mărimii încărcării (cuprins între 0,8 și 1,6, valorile devenind mai mari cu creșterea variației sarcinii); k_2 - coeficient ce ține seama de sensul de rotație, fiind egal cu 1 la rotația în sens invers înfășurării ultimului strat și cuprins între 1,4...1,8 la rotația în ambele sensuri (crește cu diametrul arborelui); k_3 - coeficient ce depinde de tipul tubului și de modul de fixare a acestuia (cuprins între 0,8 și 1,4, valorile mici fiind valabile pentru tubul rigid, iar cele mari pentru intervale de fixare mai mari); η - randamentul transmisiei, care s-a determinat pentru turația de 3000 min^{-1} , temperatura mediului de $(20...30)^\circ\text{C}$, raza de curbură minimă indicată pentru arbore în timpul exploatării, iar ungerea fiind efectuată cu lubrifiantul indicat pentru transmisia respectivă.

Pe baza momentului de calcul T_c , ținând seama de raza de curbură p , sub care lucrează arborele, deci de poziția punctelor unde sunt amplasate elementul motor și cel condus, și pe baza turației de regim n a motorului, se alege tipul transmisiei, astfel că:

$$T_m \geq T_c, \text{ și } n < n_{\max},$$

unde: T_m este momentul, pe care-l poate transmite arborele; $n_{\max}$ - turația maximă pentru transmisia dată.

Raza de curbură minimă admisibilă se poate determina cu ajutorul relației $\rho_i = (15 \dots 30)D$.

Alegerea componentelor arborelui începe cu tubul de protecție. Forma acestuia se stabilește concomitent cu arborele, deoarece parametrii cinematici și funcționali ai săi sunt condiționați de acesta. Trebuie avut în vedere ca raportul dintre diametrul interior al tubului de protecție d_i și diametrul arborelui D să fie $d_i/D = 1,2...1,3$, pentru o asamblare corespunzătoare a celor două părți componente.

La definitivarea diametrelor sârmelor din care se confecționează arborii se ține seama de indicele de înfășurare a spirelor c_i , dat de raportul:

$$c_i = d_{si} / D_{si}, \quad (4.26)$$

unde, d_{si} este diametrul sârmei pe stratul i ; D_{si} - diametrul mediu al stratului i .

Trebuie, de asemenea, să se țină seama de alungirea relativă ε_i . Dacă se neglijează unghiul de înfășurare a spirelor, ε_i se poate determina cu relația:

$$\varepsilon_i = \frac{l_{ext} - l_m}{l_{ext}} = \frac{\pi(D_{si} + d_{si}) - \pi D_{si}}{\pi(D_{si} + d_{si})} = \frac{d_{si}}{D_{si} + d_{si}}, \quad (4.27)$$

unde: l_{ext} este lungimea cercului exterior al stratului; l_m - lungimea cercului mediu al stratului.

4.2. Lagăre

4.2.1. Lagăre cu alunecare

4.2.1.1. Generalități. Clasificare. Noțiuni privind fenomenele de frecare

Una dintre problemele constructive importante ale mecanicii fine o reprezintă sprijinirea părților mobile ale aparatelor. Elementele constructive, care au rolul să asigure mișcarea relativă între două piese, susținând sistemele mobile, se numesc, după caz, lagăre sau ghidaje de translație [2,3,4].

În mișcarea de rotație, elementele de sprijin sau rezemare sunt lagărele, în care osiile și arborii se sprijină prin intermediul fusurilor și pivoților. Rezultă, deci, că fusurile și pivoții sunt părți componente ale osiilor și arborilor, fiind construite dintr-o singură bucată cu aceștia și reprezentând porțiunile pe care osiile și arborii se reazemă în lagăre. Ca o consecință a rolului funcțional, fusurile și lagărele se studiază de regulă, împreună.

În raport cu natura frecării din lagăre, acestea se subdivizează în lagăre prin alunecare (frecare de alunecare) și *lagăre prin rulare* sau *cu rulmenți* (frecare de rostogolire). Ținându-se seama de direcția sarcinii principale față de axa de rotație, lagărele se clasifică în: *radiale*, cu sarcina principală perpendiculară pe axa de rotație a fusului; *axiale* sau *crapodine*, cu sarcina principală după direcția axei fusului, care, în acest caz, se numește *fus axial* sau *pivot*. Ghidajele de translație sprijină glisierile, elemente ce susțin părțile mobile aflate în mișcare de translație. În raport cu natura frecării și ghidajele de translație pot fi prin alunecare sau prin rostogolire (cu bile sau cu role).

Principalele condiții, pe care trebuie să le îndeplinească elementele de rezemare, utilizate în mecanica fină, sunt: frecare cât mai mică; asigurarea unei precizii maxime pentru deplasarea elementului mobil; funcționare sigură pentru un joc cât mai mic și pentru un domeniu cât mai mare de variație a temperaturii; capacitate bună de preluare a sarcinilor și de funcționare în regimurile vibratorii sau cu șoc; uzură minimă și posibilitatea compensării ei; execuție ușoară, montaj și demontaj rapid; construcție simplă și ieftină.

Noțiuni privind fenomenele de frecare. Definiție. Deși, în general, fenomenele de frecare nu se diferențiază pentru diferitele domenii ale tehnicii, totuși pot prezenta, de la caz la caz, anumite particularități izvorâte din condiții geometrice, dimensionale și de precizie funcțională.

În mecanica fină, fenomenele frecării și ale uzurii sunt mai greu de apreciat, deoarece legile, care determină aceste fenomene, sunt în general insuficient cunoscute, iar extrapolarea observațiilor generale privind aceste fenomene pentru dimensiunile mici, specifice mecanicii fine, nu conduce întotdeauna la rezultate valabile.

Ca în oricare alt domeniu al tehnicii, și în construcția de aparate, stăpânirea legilor frecării este una din căile fundamentale pentru îmbunătățirea performanțelor, ridicarea preciziei și mărirea fiabilității. După cum se știe, fenomenele frecării apar ca o consecință a contactului superficial dintre două corpuri, când se produc schimbări ale proprietăților fizico-mecanice și de structură ale stratului superficial și iau naștere fenomene auxiliare, cum ar fi difuzia particulelor sau apariția unui gradient de temperatură al căror rol, în ce privește frecarea, nu a putut fi încă lămurit pe deplin.

Definită potrivit unor norme internaționale actuale, „*frecarea este rezistența care frânează (frecarea cinetică) sau împiedică (frecare statică, de repaus) mișcarea relativă (de alunecare sau de rostogolire) a două corpuri*”. După natura mișcării relative a celor două corpuri frecarea poate fi de alunecare sau de rostogolire.

Frecarea uscată de alunecare. Au fost elaborate teorii care au încercat să explice complexitatea fenomenelor care intervin și divergența rezultatelor cantitative obținute. Dintre acestea sunt de reținut următoarele:

Conform teoriei mecanice, cea mai veche, se consideră că frecarea este rezistența la înaintare datorită asperităților suprafețelor în contact, care se rup la deplasarea relativă (fig.4.7). Ulterior, teoria mecanică nu a mai considerat asperitățile ca elemente rigide care se rup, ci ca părți care se deformează elastic sau elasto-plastic, iar frecarea este legată de energia necesară depășirii micro-asperităților suprafețelor.

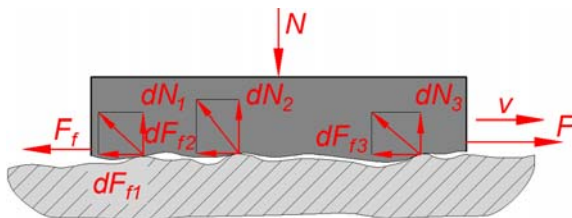


Fig. 4.7. Schema teoriei mecanice a frecării uscate de alunecare.

este o consecință a ruperii adsorbției sau, mergând mai departe, chiar a unor punți de sudură.

Teoriile de astăzi iau în considerare atât efectele mecanice și moleculare, cât și alte influențe, cum ar fi cele electrostatice, cauzate de diferențe de potențial electric la nivelul celor două suprafețe. De interes practic sunt legile calitative și cantitative ale frecării uscate de alunecare.

Ca legi cantitative se pot enunța:

a) Legea lui Amontons-Coulomb, care arată că forța de frecare F_f este proporțională cu forța normală N (fig.4.9),

$$F_f = \mu N; \quad \mu = \frac{F_f}{N}; \quad \operatorname{tg} \varphi = \frac{F_f}{N}, \quad (4.28)$$

relații care definesc coeficientul de frecare μ și unghiul de frecare φ .

b) Forța de frecare este independentă de aria suprafeței de contact aparente A .

c) Forța de frecare este independentă de viteza de alunecare v , (fapt care ar implica egalitatea dintre forța necesară pentru a pune corpul în mișcare și forța necesară pentru a-l menține în mișcare la viteza v).

Primele două legi au o valabilitate destul de largă, prezentând abateri foarte mici. Astfel, excepție de la prima lege fac materialele foarte dure, cum sunt pietrele prețioase (diamantul, safirul, rubinul ș.a.), și cele foarte moi, cum sunt unele materiale plastice.

Într-o formă mai generală, prima lege se poate scrie și sub forma:

$$F_f = cN^p \quad (4.29)$$

unde: c este o constantă; $p=0,75...1$, depinde de materialul suprafeței.

Abateri de la a doua lege apar în cazul suprafețelor de contact foarte netede și curate, când forțele de frecare pot deveni chiar independente de sarcină, deci de N , și proporționale cu suprafața de contact.

Dacă abaterile de la primele două legi sunt foarte rare, în ce privește pe cea de-a treia este necesar să fie considerați doi coeficienți de frecare: unul static μ_s , pentru suprafețe în repaus, și altul cinetic μ , pentru suprafețe în mișcare. Acești coeficienți nu sunt constanți nici ei: primul depinzând

Conform teoriei moleculare, se consideră frecarea ca un rezultat al învingerii interacțiunii atomo-moleculare, adsorbției moleculare, la nivelul suprafețelor în contact (fig.4.8). Frecarea

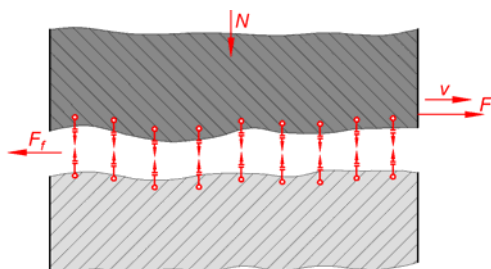


Fig. 4.8. Schema teoriei moleculare a frecării uscate.

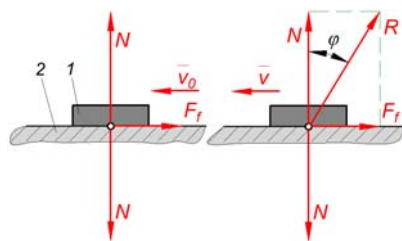


Fig. 4.9. Schema legii lui Amontons-Coulomb.

de timpul cât suprafețele au stat în contact, iar al doilea - de viteza relativă a celor două suprafețe.

Variațiile coeficienților de frecare, funcții logaritmice de viteză, sunt foarte reduse, modificările forței de frecare fiind numai de câteva procente la creșteri ale timpului de contact respectiv la creșterea de ordinul $10...10^3$ ale vitezei, astfel încât, pentru vitezele întâlnite practic în mod frecvent, pot fi neglijate.

Valoarea coeficientului de frecare depinde de: materialul suprafețelor, prelucrarea acestora, starea de ungere și, uneori, de presiunea și viteza relativă. În valorile tabelare ale coeficienților de frecare sunt luate în considerare numai materialele și ungerea suprafețelor.

Frecarea fluidă. Între cele două straturi solide, la frecarea fluidă, în afară de stratul adsorbit de cele două suprafețe, mai există un strat de lubrifiant, cu grosime mult mai mare decât cele adsorbite, în care are loc scurgerea lubrifiantului (fig.4.10). Condițiile de existență a frecării fluide impun ca asperitățile suprafețelor să fie complet separate prin lubrifiant. Forțele de frecare din stratul de lubrifiant sunt datorate viscozității acestuia și se determină pe baza legii lui Newton referitoare la curgerea fluidelor.

Legat de frecarea fluidă există și o frecare denumită mixtă, în care deși stratul de lubrifiant se rupe în unele zone datorită rugozității suprafețelor, astfel încât concomitent cu frecarea fluidă apare și cea uscată (cauzată de contactul direct între suprafețe) și denumită frecare mixtă fluidă. O asemenea frecare apare întotdeauna în regimul tranzitoriu, de pornire-oprire, al lagărelor hidrodinamice.

Delimitarea zonelor diferitelor forme de frecări menționate anterior poate fi

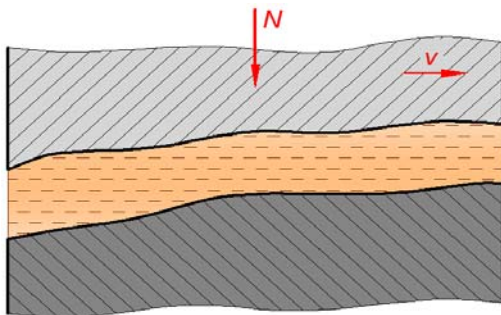


Fig. 4.10. Schema frecării fluide.

observată pe diagrama de variație a coeficientului de frecare (curba lui Stribeck), pentru un lagăr radial de alunecare (fig.4.11). Plecând din punctul *A* (frecare uscată), zona *AB* corespunde frecării mixte la limită, zona *CD* frecării mixte fluide, iar zona *DE* frecării fluide. Fiind date pentru diferite materiale, diagramele de mai sus se reprezintă sub formă de familii de curbe. Punctul *C*, căruia îi corespunde valoarea minimă a coeficientului de frecare, este un punct critic care precedă frecarea fluidă.

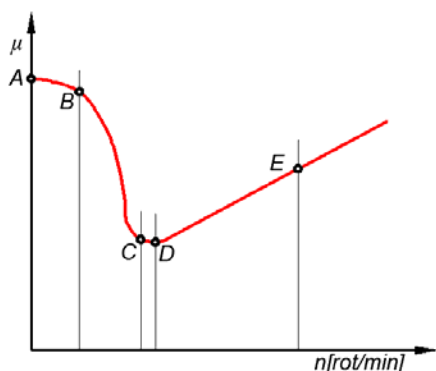


Fig. 4.11. Variația coeficientului de frecare și de alunecare în raport cu turația.

Frecarea fluidă se poate realiza pe două căi: printr-un efect dinamic, denumită, după natura lubrifianului, hidrodynamică sau gazo-dinamică, și printr-un efect static, denumită, după natura lubrifianului, hidrostatică sau gazo-statică. Formarea peliculei de lubrifiant între cele două suprafețe, în cazul ungerii hidro dinamice, se bazează pe onctuoșitatea și viscozitatea lubrifianului. Condițiile necesare și suficiente pentru nașterea unui gradient de presiune în interiorul stratului de lubrifiant sunt:

- lubrifiantul trebuie să posedă atât proprietatea de viscozitate, cât și capacitatea de aderare la suprafețele solide (onctuoșitate);
- să existe o viteză relativă între particulele de lubrifiant, ceea ce se realizează prin deplasarea suprafețelor limitrofe, datorită onctuoșității și viscozității;
- gradientul de viteză să fie variabil de-a lungul stratului de lubrifiant, ceea ce, în condițiile unei curgeri plane, se realizează, fie prin modificarea secțiunii transversale a spațiului de curgere, fie prin variația densității lubrifianului;
- sistemul de ungere adoptat trebuie să asigure o cantitate suficientă de lubrifiant.

Fenomenul este calitativ similar și în cazul ungerii gazo-dinamice, cu deosebirea că aici trebuie ținut seama de compresibilitatea gazelor și că acestea admit „*presiuni negative*”, astfel încât pelicula de lubrifiant se întinde pe toată zona interstițiului, existând „*presiuni negative*” în zona difuzoare.

Aprecierea cantitativă a frecării fluide trebuie făcută în cazul cel mai general, atât pe baza ecuației de mișcare a fluidelor vâscoase (ecuațiile lui Navier-Stokes), cât și a ecuației generale de transmisia căldurii; la acestea se adaugă ecuația continuității și ecuația destinderii politrope (în cazul gazelor).

Frecarea de rostogolire.

Fenomenul fizico-mecanic al frecării de rostogolire este explicat tot printr-o frecare de alunecare, de proporții mai mici, datorită proprietăților elasto-plastice ale cuplului de materiale.

Contactele dintre două corpuri perfect

rigide, un corp rigid cu unul perfect elastic și un corp rigid cu altul perfect plastic, sunt arătate în fig.4.12, împreună cu diagramele tensiuni-deformații. Întrucât cazul real presupune deformații elastice la ambele elemente în contact, schema de încărcare apare ca în fig.4.13, unde s-a presupus că elementul 1 se rostogolește în sensul dat de ω . Din cauza anizotropiei materialelor, deformația materialelor va fi mai accentuată în direcția de deplasare, astfel că forma curbei de variație a tensiunilor nu este simetrică în raport cu direcția lui N . Rezultanta R a tensiunilor se va găsi deplasată cu distanța f , față de linia de acțiune a lui N , în sensul deplasării.

Aprecierea cantitativă a fenomenului frecării de rostogolire, pentru $N = R$, se face determinând momentul de frecare M_f care este:

$$M_f = f \cdot N, \quad (4.30)$$

unde f este coeficientul frecării de rostogolire (se măsoară în unități de lungime).

Forța F ce trebuie aplicată elementului mobil pentru a produce, la limită, frecarea de rostogolire va fi:

$$F = \frac{f}{r} N, \quad (4.31)$$

unde r este raza elementului care se rostogolește.

Pentru a exista frecare de rostogolire pură trebuie ca, în momentul rezistent la rostogolire să fie egal cu momentul de acțiune, adică:

$$f \cdot N = Q \cdot r, \quad (4.32)$$

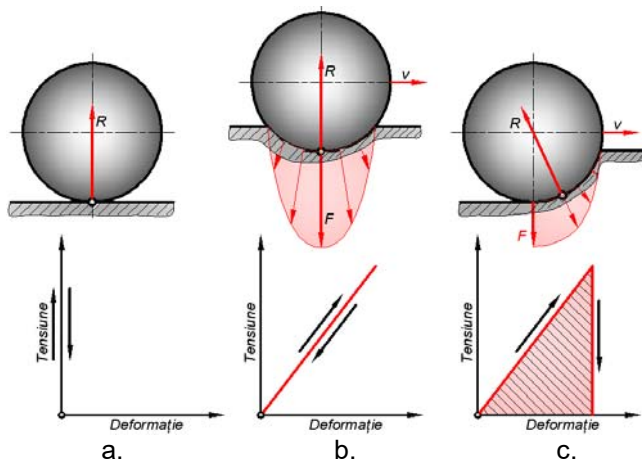


Fig. 4.12. Cazul general al frecării de rostogolire.

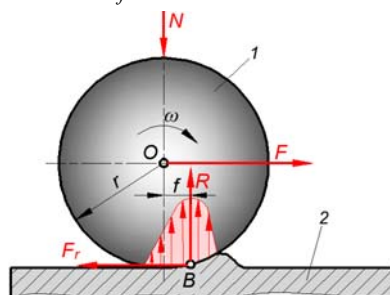


Fig. 4.13. Cazul general al frecării de rostogolire.

iar pentru a nu exista frecare de alunecare, trebuie ca forța rezistentă la alunecare F_r să fie mai mare decât forța de acțiune:

$$F_r = \mu \cdot N > F. \quad (4.33)$$

Din relațiile (4.32) și (4.33) rezultă condiția rostogolirii pure: $\mu > f/r$. Dacă, invers, $\mu < f/r$ se produce alunecarea pură, iar dacă $\mu = f/r$ va exista rostogolire cu alunecare.

4.2.1.2. Lagăre cilindrice. Caracterizare. Materiale. Elemente de calcul

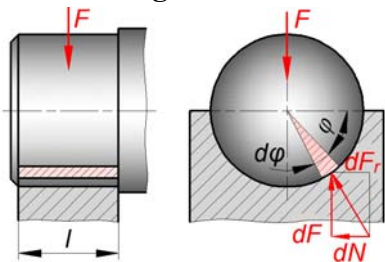


Fig. 4.14. Lagăr cu suprafața cilindrică și $d > 1\text{mm}$.

Lagărele alcătuiesc cu fusul sau pivotul pe care îl sprijină, din punct de vedere funcțional, un tot unitar, motiv pentru care se calculează și proiectează concomitent. Forma cilindrică a lagărului și fusului (fig.4.14) este simplă, asigurând o capacitate portantă mare, rezistență la uzură, ungere prin mijloace

și metode simple, ex ecuație ușoară, comportare bună în regimurile vibratorii, posibilitatea micșorării relative a dimensiunilor (lungime și diametru), mers liniștit și fără zgomot. Ca dezavantaje se pot menționa: precizia mică în ceea ce privește centrarea și ghidarea (datorită jocului relativ mare dintre fus și cuzinet), existența unui moment de frecare ridicat (la pornire și în funcționare în cazul frecării uscate), micșorarea sensibilității sistemului mobil al aparatului.

Lagărele cilindrice se aleg în funcție de natura și cerințele impuse aparatului și în concordanță cu condițiile menționate anterior. Fusul se poate executa din oțeluri tratate termic. Pentru cuzinet (bucșa care se află în contact cu fusul sau cu pivotul), corespunzător condițiilor de exploatare, se întrebuințează: bronzul pentru sarcini mari și viteze medii; fonta de antifricțiune pentru presiuni și viteze mici și materialele metaloceramice sinterizate, pentru presiuni foarte mici; masele plastice (poliamidele), combinațiile de mase plastice cu fibre textile (textolit), cu lemn (lignofol); lemn presat și cauciuc. Ultimele materiale se comportă bine la ungerea cu apă și realizează o răcire bună. Este însă necesară protejarea arborelui contra coroziunii și, de aceea, în mecanica fină, ungerea acestor materiale se face cu ulei. Se folosesc pietrele prețioase (rubinul, safirul, corindonul, agatul ș.a.) pentru lagărele cu un diametru $d \leq 1\text{mm}$.

Funcționarea generală a sistemului fus-cuzinet presupune montajul cu joc. Se recomandă la viteze mici și medii ajustaj liber ($H7/f7$, $H8/f8$), la

viteze mari ajustaj larg ($H7/e8$, $H7/d8$), iar la viteze mici, dar pentru o precizie ridicată, ajustaj semiliber ($H7/h6$, $H8/h8$).

Calculul lagărelor cilindrice radiale. La calculul lagărului cilindric se are în vedere poziția lagărului în ansamblu și diametrul fusului. Dimensiunile principale ale lagărului, dacă diametrul d al acestuia ar urma să fie $d > 1\text{mm}$, se stabilesc din calculul fusului, pe care îl susține și care este solicitat la încovoiere, presiune de contact, încălzire. Calculul la încovoiere consideră fusul (fig.4.14) ca o grindă încastrată în arbore, cu o sarcină concentrată la mijloc, astfel că tensiunea de încovoiere este:

$$\sigma_i = \frac{M_i}{W} = \frac{F \frac{l}{2}}{\frac{\pi d^3}{32}} \approx \frac{F \frac{l}{2}}{0,1d^3} \leq [\sigma]_i, \quad (4.34)$$

de unde rezultă:

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{F}{0,2[\sigma]_i} \left(\frac{l}{d} \right)}. \quad (4.35)$$

Raportul l/d se alege constructiv. Se recomandă, în general, $l/d=0,5...1,5$, valorile optime fiind cuprinse între 0,8 și 1,2. Odată calculat diametrul, se poate determina și lungimea fusului. Pentru fusul executat din oțel se recomandă:

$$[\sigma]_i = (40...60) \frac{N}{\text{mm}^2}.$$

Calculul la presiune de contact constituie un criteriu simplificat de apreciere a uzurii. În regimul de frecare uscat, valoarea presiunii medii depinde de repartizarea presiunii specifice între fus și cuzinet. Pentru calculul practic se ia în considerare prima alternativă (fig.4.14), unde, din ecuația de echilibru pe verticală și admitând $p=p_m=\text{const.}$, rezultă:

$$F = \int_s dN \sin \varphi = \int_0^\pi prl \sin \varphi d\varphi = pr2l = p_m dl, \quad (4.36)$$

de unde:

$$p_m = \frac{F}{dl} \leq [p].$$

Dimensionarea fusului se poate efectua și pe baza presiunii de contact, în acest scop, din relația (4.54) rezultă:

$$d = \sqrt[3]{\frac{F}{p_a (l/d)}}. \quad (4.37)$$

Pe de altă parte, pe baza relațiilor (4.35) și (4.37) și punându-se condiția ca fusul să lucreze la limită la ambele solicitări, se poate determina valoarea raportului:

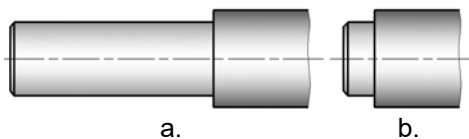


Fig. 4.15. Fusuri cilindrice lungi și scurte.

$$c = \frac{l}{d} = \sqrt{\frac{0,2[\sigma]_i}{p_a}}. \quad (4.38)$$

Pentru proiectare este dat de multe ori coeficientul c , care se numește și *parametrul geometric al fusului*. Acest coeficient, care dă forma constructivă a suprafeței de alunecare, este dependent de materialele lagărelor și fusului. La $l/d \gg 1$ (fig.4.15,a), din cauza săgeții de încovoiere a arborelui va apărea o presiune specifică mare pe muchia suprafeței cilindrice de sprijin, iar la $l/d \ll 1$ (fig.4.15,b), viteza periferică fiind mare, se va produce o solicitare la încălzire mare a suprafețelor în contact.

Pentru fusurile din oțel, valorile experimentale ale raportului c în funcție de materialul lagărului sunt:

- | | |
|----------------------------------|-----------------|
| - aliaj de Sn și Pb (compoziție) | 2...2,5; |
| - bronz de lagăr (aliaj de Cu) | 1...2; |
| - fontă | $\approx 2,5$; |
| - rășină sintetică presată | 0,6...1. |

Regimul de frecare mixt se ia în considerare la alegerea valorilor presiunilor de contact admisibile. Astfel, la o frecare cu o ungere săracă se adoptă $p_a = 0,3 \dots 0,6 \text{ N/mm}^2$, iar la o frecare cu o ungere mai bogată se ia $p_a = 0,8 \dots 1 \text{ N/mm}^2$. Momentul de frecare influențează desigur precizia mecanismului, randamentul și încălzirea fusului și lagărului. La calculul momentului de frecare trebuie avute în vedere două situații: fusul nou, nerodat, deci teoretic fusul fără joc, și fusul uzat, rodat, deci fusul cu joc. La fusurile noi, nerodate, se poate considera că contactul are loc după o suprafață și că presiunile sunt repartizate uniform pe suprafața semicilindrică inferioară (fig.4.16,a) sau pe proiecția ortogonală longitudinală dreaptă a acestei suprafețe.

$$M'_f = 2 \int_0^{\frac{\pi}{2}} r dF_r = 2r \int_0^{\frac{\pi}{2}} \mu p r l d\varphi = \frac{\pi}{2} \mu r F, \quad (4.39)$$

unde s-a înlocuit $p = \frac{F}{2rl}$.

Rezultă prin urmare că:

$$M'_f = 1,57 \mu r F = \mu' r F, \quad (4.40)$$

unde: $\mu' = 1,57 \mu$.

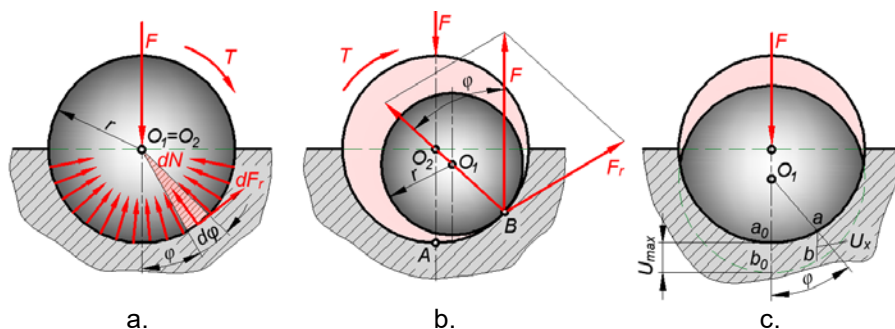


Fig. 4.16. Repartizarea presiunii specifice la fusul nerodat, cu joc și rotat.

La fusurile cu joc, sub acțiunea momentului de torsiune, din cauza frecării, la început fusul se va rostogoli în lagăr, până în punctul B (fig.4.16,b), după care începe alunecarea. Reacțiunea normală N trece prin centrele fusului și lagărului. Ecuația de echilibru a fusului sub acțiunea lui T și a reacțiunii și frecării din cuzinet se poate scrie, luând momentele în raport cu centrul cuzinetului, deci:

$$T = M_f, \quad (4.41)$$

unde

$$M_f = F_r \cdot r = \mu \cdot N \cdot r = \mu \cdot F \cdot r \cos \varphi.$$

Deoarece

$$\mu = \tan \varphi,$$

rezultă că

$$M_f = F \cdot r \sin \varphi. \quad (4.42)$$

Întrucât unghiul de frecare este mic, se poate considera că $\varphi \approx \tan \varphi = \mu$, și prin urmare:

$$M_f = \mu \cdot F \cdot r. \quad (4.43)$$

La fusurile rodate, ritmul mai accentuat de uzură îl au zonele în care presiunile specifice sunt mai mari. Notând prin U_x uzura după o anumită direcție (direcția ab , fig.4.16,c) și prin U_{max} uzura maximă (pe direcția încărcării) se poate scrie:

$$U_x = U_{max} \cos \varphi, \quad (4.44)$$

iar pentru presiunile specifice

$$p_x = p_{max} \cos \varphi.$$

Momentul de frecare în acest caz va fi:

$$M_f'' = 2r \int_0^{\frac{\pi}{2}} dF = 2r \mu \int_0^{\frac{\pi}{2}} dN = 2r \mu \int_0^{\frac{\pi}{2}} p_x r l d\varphi. \quad (4.45)$$

Dacă se înlocuiește p_x și se defectează calculul, rezultă:

$$M_f'' = 2r^2 l \mu p_{\max}. \quad (4.46)$$

Valoarea lui $p_{\max}$ se obține din ecuația de proiecție după direcția forței F:

$$F = 2 \int_0^{\frac{\pi}{2}} dN \cos \varphi = \int_0^{\frac{\pi}{2}} p_x l r \cos \varphi d\varphi = 2rlp_{\max} \int_0^{\frac{\pi}{2}} \cos^2 \varphi d\varphi = 2rlp_{\max} \frac{\pi}{4}, \quad (4.47)$$

deci

$$p_{\max} = \frac{2F}{\pi l r}, \quad (4.48)$$

care înlocuită în relația momentului de frecare dă:

$$M_f'' = \frac{4}{\pi} \mu r F = 1,27 \mu r F = \mu'' r F, \quad (4.49)$$

unde s-a notat

$$\mu'' = \frac{4}{\pi} \mu = 1,27 \mu.$$

Comparând relațiile (4.41), (4.43) și (4.49) se constată că, pentru cele trei cazuri considerate, momentele de frecare se găsesc în rapoartele:

$$M_f : M_f' : M_f'' = 1 : 1,57 : 1,27,$$

adică, ceea ce era de așteptat, că frecarea într-un fus nerodat este mai mare decât în unul rodat. De aceea, pentru trecerea la o uzură normală de lucru, trebuie depășită etapa rodajului.

Diferența dintre regimul de frecare uscat și mixt se face pe baza aprecierii coeficientului de frecare (tab. 4.3).

Tabelul 4.3. Valorile coeficientului de frecare la alunecare (pentru viteze periferice mici, $v < 1 \text{ m/s}$, și presiuni specifice reduse).

Materialele suprafețelor de lucru	OSC 8M		Alamă	Bronz	Cupru	Aluminiu	Fontă	Textolit	Fibră	Ebonită
	necălit	călit								
OLC 30 ... OLC 50	0,15 0,03	-	0,19 0,03	0,18 0,15	-	0,17 0,02	0,15 0,1	0,22	0,22	-
Alamă	0,19 0,03	0,14 0,02	0,17 0,02	0,2 -	0,3 0,2	-	-	-	-	0,25
Bronz	0,16 -	-	0,16 -	0,2 -	0,16 -	-	0,21 -	0,23	0,24	0,36
Cupru	0,15 0,03	0,15 0,03	-	-	0,20 -	-	-	-	-	-
Aluminiu	0,18 0,03	0,17 0,02	0,27 0,02	0,22 -	0,3 0,02	-	-	0,26	-	-

Observație. Pentru cuplurile materialelor metalice, valorile de la numărător corespund unui regim de ungere sărac, iar cele de la numitor ungerei mixte. Pentru cuplurile metal/nemetal, valorile corespund regimului de frecare uscată.

Calculul de încălzire se face plecând de la determinarea puterii specifice pierdute prin frecare N_{fsp} , adică de la puterea ce revine unității de suprafață, din proiecția longitudinală dreaptă:

$$N_{fsp} = \frac{N_f}{dl} = \frac{M_f \omega}{dl} = \frac{\pi}{2} \mu \frac{F}{dl} r \omega = \frac{\pi}{2} \mu p_m v, \quad (4.50)$$

unde prin N_f s-a notat puterea totală consumată prin frecare.

Pentru a putea introduce direct valoarea coeficientului de frecare, se consideră, pentru un anumit cuplu de material și o anumită stare de ungere, ($\mu = \text{const.}$ și rezultă astfel dependența funcțională a lui N_{fsp} de produsul $p_m v$). În mod practic, verificarea la încălzire se face pe baza acestui produs:

$$p_m v \leq [p_m v]. \quad (4.51)$$

În relația (4.51), p_m se înlocuiește în N/cm^2 și v în m/s , rezultând: $(p_m v) \left[\frac{N \cdot m}{mm^2 \cdot s} \right]$. Pentru fusul din oțel și cuzinetul din bronz, se

recomandă: $[p_m v] = (4 \dots 8) \left[\frac{N \cdot m}{mm^2 \cdot s} \right]$.

Relația (4.51) poate servi și pentru dimensionare. Înlocuind $p_m = P / dl$ și $v = \omega d / 2 = \pi dn / 60$, ținând seama de unitățile de măsură, rezultă lungimea minimă:

$$l_{\min} = \frac{F \cdot n}{191 [p_m v]} [mm]. \quad (4.52)$$

Verificarea la încălzire a fusului se poate face și pe altă cale, care conduce tot la $l_{\min}$. Puterea consumată pentru învingerea frecării este:

$$P_f = Fv = F_r \mu v [N \cdot m / s], \quad (4.53)$$

unde: F_r este forța radială totală; v - viteza periferică; μ - coeficientul de frecare.

Înlocuind viteza periferică în raport cu turația și raza fusului, se va obține:

$$P_f = F_r \mu \frac{2\pi rn}{60 \cdot 10^3} = F_r \mu \frac{2\pi rn}{30 \cdot 10^3} [N \cdot m / s], \quad (4.54)$$

unde raza r s-a introdus în mm .

Deoarece puterea se transformă în căldură ridicând temperatura, pentru a nu se produce griparea fusului în lagăr, este necesară asigurarea echilibrului termic (între căldura produsă și cea degajată). Puterea specifică P_{fs} este:

$$P_{fs} = \frac{P_f}{dl} = F_r \mu \frac{\pi r n}{30 \cdot 10^3} = F_r \mu \frac{\pi n}{60 \cdot 10^5} [N \cdot m / mm^2 \cdot s], \quad (4.55)$$

rezultă lungimea minimă necesară a fusului pentru ca sollicitarea la încălzire să nu fie prea mare:

$$l_{\min} = \frac{F_r n}{6000 P_{fs}} = \frac{F_r n}{W}, \quad (4.56)$$

unde s-a notat prin W raportul:

$$W = \frac{600 P_{fs}}{\pi \mu} [N \cdot m / mm^2 \cdot s], \quad (4.57)$$

numit coeficient de încălzire a fusului și ale cărei valori admisibile sunt determinate în raport cu condițiile de răcire ale fusului considerat.

Lagărele radiale cu $d < 1 \text{ mm}$ se întrebuințează pentru gabarite mici, dar și pentru a micșora cât mai mult momentul de frecare. Din cauza posibilităților foarte limitate de ungere, în acest caz, fusul se execută din materiale foarte dure (oțel de scule OSC 10 și OSC 12), iar cuzinetul din pietre prețioase (rubin, safir, agat, corindon).

Încă de la prelucrare, forma cilindrică a lagărului este distorsionată, diametrul orificiului fiind mărit atât la începutul, cât și la sfârșitul orificiului (fig.4.17). De aceasta trebuie să se țină seama la calculul lagărului. Presupunând că secțiunea longitudinală a orificiului lagărului este limitată de arcele de cerc având raza R , cu notațiile din fig.4.17 se

poate scrie:

$$R^2 = (R - \Delta)^2 + \left(\frac{l}{2}\right)^2, \quad (4.58)$$

de unde

$$R = \frac{\Delta^2 + \frac{l^2}{4}}{2\Delta} = \frac{\Delta}{2} + \frac{l^2}{8\Delta} \approx \frac{l^2}{8\Delta}, \quad (4.59)$$

în care prin Δ s-a notat jocul orificiului lagărului.

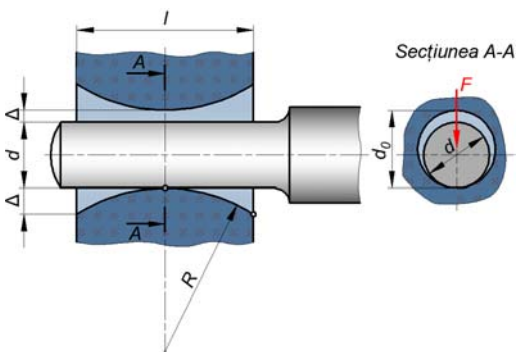


Fig. 4.17. Lagăr cilindric radial cu $d > 1 \text{ mm}$.

Dimensiunile principale ale lagărului (l și d) se stabilesc constructiv, după care se face o verificare cu relația lui Hertz, determinându-se tensiunea maximă $\sigma_{H\max}$ pentru un contact teoretic punctiform:

$$\sigma_{H\max} = n_0 \sqrt{\frac{F_r E^2}{\rho^2}} \leq [\sigma_H], \quad (4.60)$$

unde: $E = 2E_1E_2/E_1 + E_2$ este modulul de elasticitate echivalent (E_1 , E_2 - modulele de elasticitate ale materialelor celor două elemente); $[\sigma_H]$ - tensiunea de contact admisibilă.

Raza de curbură echivalentă ρ se determină cu relația:

$$\frac{1}{\rho} = \frac{1}{R} - \frac{1}{\frac{d_0}{2}} + \frac{1}{\infty} + \frac{1}{\frac{d}{2}} = \frac{1}{R} - \frac{1}{d_0} + \frac{1}{d}, \quad (4.61)$$

și deoarece $R \gg d_0$ și d , se poate scrie

$$\frac{1}{\rho} = \frac{2}{d} - \frac{2}{d_0}, \quad (4.62)$$

unde s-a ținut seama de razele de curbură ale cuzinetului și fusului în plan longitudinal și plan transversal. Coeficientul numeric n_0 se poate determina din fig.4.18, fiind o funcție de raportul A/B , adică:

$$n_0 = f\left(\frac{A}{B}\right) = \frac{\sum \frac{1}{\rho_c}}{\sum \frac{1}{\rho_f}}, \quad (4.63)$$

unde prin ρ_c s-a notat raza de curbură a cuzinetului, iar prin ρ_f , raza de curbură a fusului. Astfel, pentru

$$\frac{1}{R} \leq \frac{2}{d} - \frac{2}{d_0}$$

se obține

$$\frac{1}{\rho} = \frac{1}{R} \text{ și } \frac{A}{B} = \frac{\frac{1}{R}}{\frac{2}{d} - \frac{2}{d_0}}, \quad (4.64)$$

iar pentru $\frac{1}{R} \geq \frac{2}{d} - \frac{2}{d_0},$

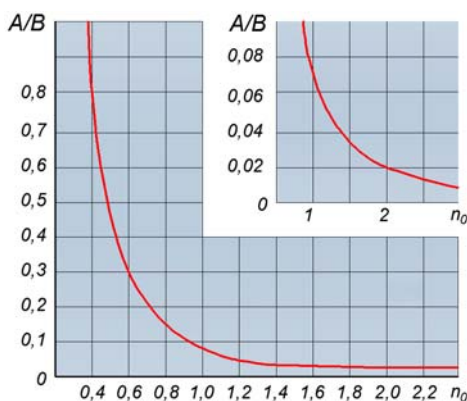


Fig. 4.18. Diagramă pentru determinarea coeficientului n_0 .

rezultă
$$\frac{1}{\rho} = \frac{2}{d} - \frac{2}{d_0} \text{ și } \frac{A}{B} = \frac{\frac{2}{d} - \frac{2}{d_0}}{1/R}. \quad (4.65)$$

În unele cazuri, când fusul funcționează în regim vibrator, diametrul se poate determina cu relația:

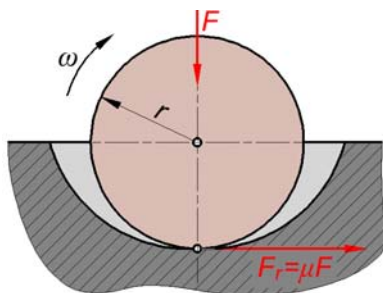


Fig. 4.19. Schemă pentru determinarea aproximativă a momentului de frecare la lagăre cu $d \leq 1 \text{ mm}$.

g - accelerația gravitației, în mm/s^2 ; α - coeficient de revenire (numeric) dependent de cuplul de materiale (astfel, pentru *oțel-agat* și *oțel-corindon*, $\alpha = 0,6$); E_I - modulul de elasticitate al materialului fusului, în N/mm^2 .

Momentul de frecare se poate stabili după o schemă aproximativă (fig.4.19), cu relația tot aproximativă:

$$d = 3,82 \frac{v_{\max}}{[\sigma]_i} \sqrt{\frac{F_r E_I}{gl}}, \quad (4.66)$$

unde $v_{\max}$ este viteza relativă maximă de balansare a fusului în lagăr și care se obține cu relația empirică:

$$\frac{1}{R} \geq \frac{2}{d} - \frac{2}{d_0}, \quad (4.67)$$

unde: f este frecvența vibrației, în Hz ; x - amplitudinea vibrației, în mm ; Δ - jocul radial în lagăr, în mm ;

$$M_f = \mu F_r \frac{d}{2}. \quad (4.68)$$

Valorile coeficientului de frecare μ pentru diverse cupluri de materiale *oțel-pietre* sunt date în tabelul 4.3.

Tabelul 4.3. Valorile coeficientului de frecare la alunecare μ , *oțel pe pietre*.

Cuplul de materiale			Presiunea de contact [N/mm^2]
Rubin/oțel	Safir/oțel	Agat/oțel	
0,40 0,12	0,33 0,13	- 0,08	1700
0,58 0,13	0,35 0,14	- 0,10	2000
0,37 0,15	0,31 0,15	- 0,24	2600
0,30 0,12	0,28 0,17	- 0,11	3000
0,28 0,19	0,25 0,15	- 0,11	3300
0,26 0,12	0,23 0,15	- 0,11	3500
0,25 0,12	0,22 0,14	- 0,11	3700

Observație. Valorile de la numărător corespund frecării uscate, iar cele de la numitor - ungerii sărace.

Experimental s-a constatat că o micșorare a diametrului sub $0,5 \text{ mm}$ nu duce la o reducere sensibilă a momentului de frecare.

Calculul lagărelor cilindrice axiale. Dimensiunile principale ale lagărelor axiale se pot determina din calculul fusurilor axiale (pivoților), care au sarcina principală după direcția axei, iar suprafața plană de lucru sau de așezare din lagăr poate fi circulară sau inelară.

Solicitările, care apar în pivot, sunt compresiunea, încovoierea, presiunea de contact și încălzirea. Dimensionarea lagărelor se face pentru pivoții cilindrici utilizați practic în cele mai multe cazuri, cei cu suprafața de lucru inelară. La pivotul cu suprafața inelară (fig.4.20), solicitarea la presiunea de contact se poate exprima prin relația:

$$F = \frac{\pi}{4}(d^2 - d_1^2)p, \quad (4.69)$$

dacă presiunea specifică p se consideră, într-o primă aproximație, uniform distribuită pe suprafața de lucru.

Studiul variației presiunii specifice se poate efectua făcând echilibrul forței exterioare F cu forța rezultată din presiunea de contact. Dacă se notează, cu dA aria suprafeței elementare de lucru, forța elementară dF , cu notațiile din fig.4.20, este:

$$dF = p dA = p 2\pi \rho d\rho, \quad (4.70)$$

Pe cale experimentală s-a stabilit că la pivoți produsul dintre presiunea într-un punct pe suprafața pivotului și distanța acestui punct la axa de rotație a lui este constant, adică $p\rho = \text{const}$. Pe baza relației stabilite se obține:

$$F = 2\pi p \rho \int_{r_1}^r d\rho = 2\pi p \rho (r - r_1), \quad (4.71)$$

de unde:

$$p = \frac{F}{2\pi(r - r_1)}, \quad (4.72)$$

adică presiunea nu este constantă, ci variază hiperbolic pe suprafața de lucru.

Se vede că această variație are loc între două limite:

$$p_{\min} = \frac{F}{2\pi(r - r_1)r_1}, \text{ și } p_{\max} = \frac{F}{2\pi(r - r_1)r_2}, \quad (4.73)$$

obținute pentru $\rho = r$ și pentru $\rho = r_1$ și având o diagramă de variație ca cea arătată în fig.4.20.

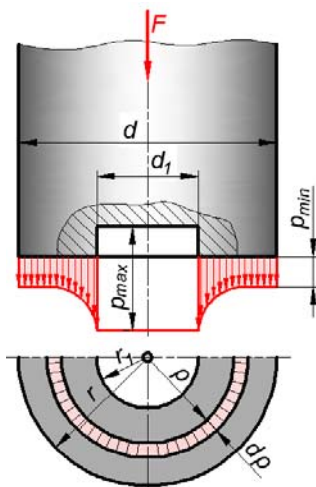


Fig. 4.20. Pivot cilindric cu suprafața de lucru inelară.

Dacă pivotul are o suprafață de lucru circulară, se observă că presiunea minimă se obține pentru $\rho = r$ și este:

$$p_{\min} = \frac{F}{2\pi r^2} = \frac{1}{2} p_{\text{med}}, \quad (4.74)$$

deoarece $r_1 = 0$, iar presiunea maximă va avea loc pentru $\rho = 0$ și va fi $p_{\max} = \infty$.

În acest caz, presiunea specifică fiind teoretic infinită, în centrul pivotului se produce o uzură rapidă a suprafeței mai puțin dure și automat suprafața de lucru devine inelară. Acesta este motivul utilizării cu precădere a suprafeței inelare de lucru (uniformizarea presiunii de contact), iar la verificare trebuie ca $p_{\max} \leq p_a$ pentru materialele utilizate.

Verificarea la încălzire se face plecând de la momentul de torsiune al forței de frecare elementare:

$$dT = \rho dF = \rho \mu dF = \rho \mu p dA = 2\pi \mu p \rho^2 d\rho, \quad (4.75)$$

în ipoteza unei presiuni specifice (constante și egale cu presiunea specifică medie).

Momentul de torsiune al forței de frecare se obține din integrala:

$$T = 2\pi \mu p \int_{r_1}^r \rho^2 d\rho = 2\pi \mu p \left(\frac{r^3}{3} - \frac{r_1^3}{3} \right). \quad (4.76)$$

Înmulțindu-l și împărțindu-l prin $(r^2 - r_1^2)$ se găsește:

$$T = \frac{2}{3} \mu p \pi (r^2 - r_1^2) \frac{r^3 - r_1^3}{r^2 - r_1^2} = \frac{2}{3} F \mu \frac{r^3 - r_1^3}{r^2 - r_1^2}, \quad (4.77)$$

deoarece factorul $p\pi(r^2 - r_1^2) = F$ reprezintă sarcina exterioară a pivotului.

Cunoscându-se puterea pierdută prin frecare,

$$P_f = T\omega, \quad (4.78)$$

din puterea specifică pierdută prin frecare:

$$P_{fs} = \frac{P_f}{A} = \frac{T\omega}{\pi(r^2 - r_1^2)}. \quad (4.79)$$

După efectuarea calculelor se obține o relație similară cu cea pentru fusurile radiale, care are forma:

$$d - d_1 = \frac{F_n}{W}, \quad (4.80)$$

și cu care se face verificarea la încălzire. Coeficientul de încălzire W are aceeași semnificație și dimensiuni ca la fusurile radiale, însă valori ceva mai mici, deoarece capacitatea de răcire a pivoților este, în general, mai mică.

Verificarea la încălzire se mai poate face și cu relația:

$$pv_m \leq [pv_m], \quad (4.81)$$

unde $v_m = \pi d_m n / 60 [m/s]$ este viteza corespunzătoare diametrului mediu,

$$d_m = \frac{d + d_1}{2}. \quad (4.82)$$

Calculul lagărelor mici din aparate se poate face, luându-se drept bază momentul de frecare. Dacă se cunoaște momentul T transmis de sistemul mobil al aparatului și se dă eroarea admisibilă cauzată de frecare, γ_f , din relația:

$$M_f = \frac{\gamma_f}{100} T [\%], \quad (4.83)$$

se poate determina diametrul fusului. Astfel, pentru lagărele radiale cu $d \leq 1mm$, cu valoarea lui M_f din relația (4.68) rezultă:

$$d = \frac{2\gamma_f T}{100F}, \quad (4.84)$$

iar pentru lagăre axiale cu suprafață de lucru inelară, cu relația (4.68) se obține:

$$d = \frac{3\gamma_f T}{100\mu F} \left(\frac{1 - \beta^2}{1 - \beta^3} \right), \quad (4.85)$$

unde $\beta = \frac{d_1}{d} = 0,3 \dots 0,6$.

Formele constructive ale fusurilor și lagărelor cilindrice.

Formele constructive ale fusurilor depind de mărimea diametrului lor.

Formele constructive ale lagărelor sunt foarte variate, depinzând de dimensiuni, solicitare și cerințele locului de utilizare.

Pentru fusurile radiale cu $i > 1 mm$, forma constructivă poate fi ca în fig.4.21,*a* sau în unele cazuri, pentru asigurarea lubrifiantului și pe suprafața laterală, ca în fig.4.21,*b*.

În vederea micșorării concentrării tensiunilor la schimbarea de secțiune, fusurile de diametre mici (sub 1mm) au o formă de „trompetă”, fapt care le mărește durabilitatea. În multe cazuri, după mărirea diametrului, acesta este

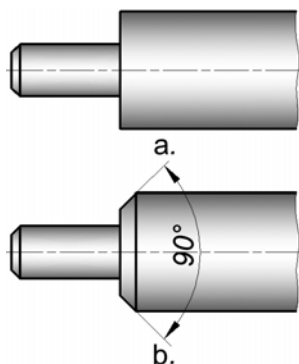


Fig. 4.21. Fusuri cilindrice radiale $d > 1\text{ mm}$.

redus din nou, pentru a evita ca lubrifianțul să se întindă de-a lungul arborelui (fig.4.22,a). Asemenea construcții se folosesc la mecanismele de ceasornic.

Formele constructive ale lagărelor sunt foarte variate depinzând de dimensiuni, solicitare și cerințele locului de utilizare.

Pentru fusurile radiale cu $i > 1\text{ mm}$, forma constructivă poate fi ca în fig.4.21,a sau în unele cazuri, pentru asigurarea lubrifianțului și pe suprafața laterală, ca în fig.4.21,b.

În vederea micșorării concentrării tensiunilor la schimbarea de secțiune, fusurile de diametre mici (sub 1 mm) au o formă de „trompetă”, fapt care le mărește durabilitatea. În multe cazuri, după mărirea diametrului, acesta este redus din nou, pentru a evita ca lubrifianțul să se întindă de-a lungul arborelui (fig.4.22,a). Asemenea construcții se folosesc la mecanismele de ceasornic.

Pentru aparatele, care lucrează în regim vibrator, se folosește fusul parabolic (fig.4.22,b), care are o rezistență aproape de 10 ori mai mare decât a fusului cilindric obișnuit (desenat cu linie întreruptă). În construcția unor aparate electrice, pentru fusurile de diametre foarte mici ($d = 0,15 \dots 0,5\text{ mm}$), execuția se face din oțel tras precis (deci nu din aceeași bucată cu arborele) și presat într-un arbore, care se execută din alamă sau aluminiu și este găurit corespunzător (fig.4.22,c). Principalele forme constructive ale lagărelor prin alunecare cilindrice sunt arătate în cele ce urmează.

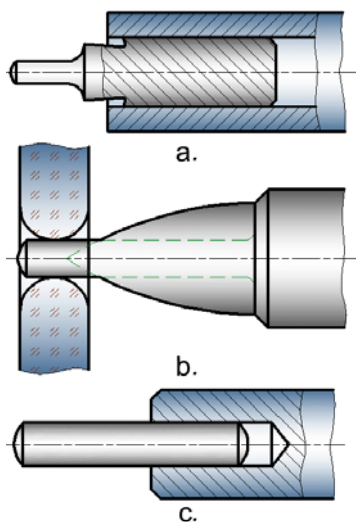


Fig. 4.22. Fusuri cilindrice radiale $d < 1\text{ mm}$.

Pentru fusurile radiale, cel mai simplu lagăr este un alezaj realizat în carcasa aparatului (fig.4.23,a), și eventual având un orificiu pentru ungere. Acest lagăr se poate utiliza și la solicitări mai mari, dar în el se introduce o bușă metalică, cuzinetul, confecționată din una sau mai multe bucăți (fig.4.23,b). Dacă suportul este executat din material turnat sau material plastic, cuzinetul se introduce sub formă de flanșă (fig.4.23,c,d) fixată nedemontabil sau demontabil de suport.

Prinderea cu mijloace nedemontabile se realizează și dacă

cuzinetul este confecționat din piatră (fig.4.23,e). Lagărele de tip suport, cu sau fără cuzinet, au dezavantajul că după o perioadă de funcționare se ovalizează și aparatul nu mai poate funcționa normal, deoarece jocul dintre fus și cuzinet devine prea mare și lagărul sau cuzinetul trebuie înlocuiți. De aceea, și în plus, pentru a se putea realiza demontarea arborelui fără deplasarea întregului lagăr, și în mecanica fină se utilizează uneori lagărele secționate, schematic reprezentate în fig.4.24, formate din corpul lagărului, capacul acestuia prins cu șuruburi de corp și cuzinetul confecționat cel puțin din două bucăți care strâng fusul.

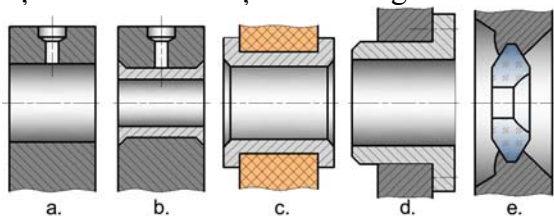


Fig. 4.23. Forme constructive de lagăre cilindrice radiale.

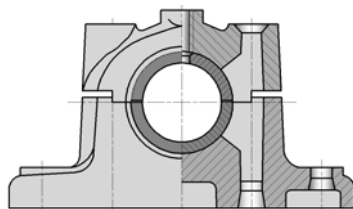


Fig. 4.24. Schemă de lagăr cu suprafață de separație.

Ungerea lagărelor radiale se poate asigura în diferite moduri, ca în fig.4.25, cu ajutorul orificiilor practicate la partea lagărului mai puțin solicitată, printr-o degajare în corpul lagărului, când ungerea se asigură prin efect de capilaritate, sau, când nu este necesară o întreținere continuă, prin inele de pâslă sau bucșe din material sinterizat.

Lagărele expuse impurităților se închid. Pentru susținerea pivoților se utilizează lagărele axiale sau crapodinele, sollicitate de forțe axiale dar putând prelua și sarcini radiale. Un lagăr axial simplu pentru pivoți cu suprafață de lucru circulară sau inelară este schițat în fig.4.26, fiind prevăzut cu un cuzinet pentru preluarea sarcinilor radiale, care are un guler pentru

depozitarea uleiului, și o placă cuzinet pentru sarcinile axiale, golul plăcii fiind plin cu lubrifiant. Dacă crapodina trebuie să fie reglabilă, se

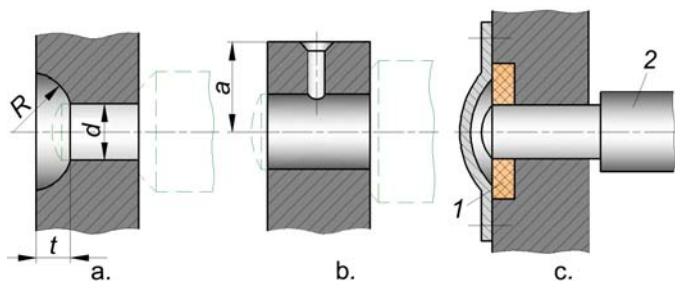


Fig. 4.25. Forme constructive de lagăre cilindrice radiale.

utilizează un lagăr-șurub (fig.4.27,a), la care cuzinetul se poate înlocui printr-o bilă de oțel presată, introdusă pentru preluarea sarcinilor axiale (fig.4.27,b).

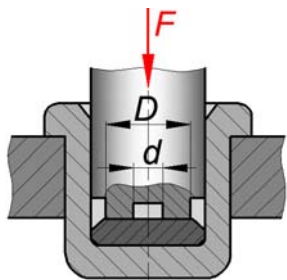


Fig. 4.26. Lagăr axial cu suprafață de lucru inelară.

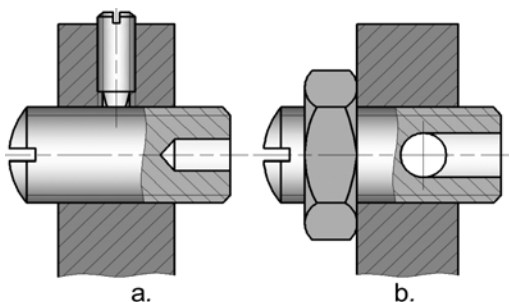


Fig. 4.27. Lagăre axiale reglabile.

Lagărele din mase plastice. Există aparate, care tind să utilizeze aproape în mod exclusiv lagăre din mase plastice, capabile să funcționeze, practic, fără întreținere, printre care: mașinile de birou și de calcul, mecanismele pentru transportul filmului, aparatele electrice de reglaj, unele aparate acustice, aparate electrocasnice, ceasurile de diferite tipuri și altele. Pentru aceste aplicații prezintă avantaje legate de rezistența chimică, capacitatea de amortizare, izolarea electrică și mai ales avantajele economice, dacă se folosesc tehnologii de mare productivitate, cum ar fi presarea prin injecție.

Unele probleme, pe care le ridică utilizarea maselor plastice pentru lagărele de alunecare, privesc: rezistența limitată la uzare, instabilitatea dimensională în timp („*curgera*” materialului la presiuni ridicate, sensibilitatea la condițiile atmosferice); dilatarea termică mare; conductivitatea termică redusă.

Lagărele masive sunt executate în întregime din masă plastică, simplă sau cu inserție. Cuplul de materiale în acest caz este alcătuit din oțelul pentru fus și rășinile formaldehide cu inserție de țesături sau fibre textile, cunoscute sub denumirea comercială de *textolit* pentru lagăr. Parametrul geometric poate fi luat $l/d = 0,5 \dots 1,2$, iar grosimea peretelui, $s = (0,1 \dots 0,2) d$. În ultima perioadă, dintre celelalte materiale plastice au căpătat utilizări tot mai largi, în construcția lagărelor, poliamidele (PA), politetrafluoretilena (PTPE) și poliacetatul (POM).

Poliamidele, deși au un coeficient de frecare relativ mare (pentru cuplul PA - oțel nelubrifiat, $\mu = 0,2$), prezintă o rezistență bună la uzare. Se pot prelucra prin așchiere, însă avantajele economice prezintă presarea prin injecție. Pentru îmbunătățirea stabilității mecanice (împiedicarea „*curgerii*”) se utilizează inserții de fibre de sticlă, iar pentru micșorarea frecării în material se înglobează bisulfat de molibden sau grafit.

Politetrafluoretilena, cunoscută comercial sub denumirea de teflon, prezintă un coeficient de frecare redus, o bună rezistență termică, însă

datorită structurii ei lamelare se uzează puternic (de circa 200 ori mai mult decât poliamida). De aceea, ca material pentru lagăre nu se folosește teflonul simplu, ci cu adaosuri de fibre de sticlă, praf de bronz, grafit, sau MoS. Masele plastice din familia poliacetatului (POM) și-au găsit aplicații foarte importante în general în construcția elementelor de mecanică fină și în special a lagărelor. Aceste materiale au proprietăți mecanice bune, excelând prin posibilitatea de prelucrare la presarea prin injecție.

Mai trebuie remarcat că modulul de elasticitate redus al maselor plastice, deci deformațiile mai mari în locul de contact, favorizează stabilirea regimului de frecare fluidă hidrodinamică la valori ale vitezei periferice mult mai reduse decât la lagărele din metal cu aceleași dimensiuni, fapt care explică micșorarea atât de spectaculoasă a uzurilor.

4.2.1.3. Lagăre conice. Caracterizare. Materiale. Elemente de calcul

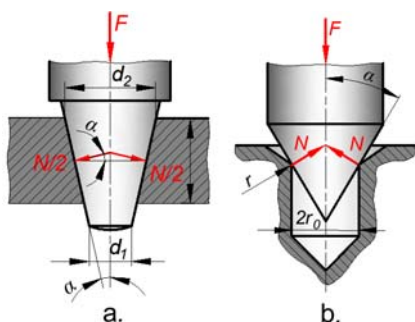


Fig. 4.28. Principalele două variante ale lagărelor conice.

Generalități. De câte ori eliminarea jocului dintre fus și cuzinet prezintă o deosebită importanță se folosesc lagăre cu suprafețe conice. Aceste lagăre pot prelua sarcini axiale și radiale. În execuția practică se poate vorbi de două variante constructive: lagărele conice simple (fig.4.28,a), la care atât suprafața fusului, cât și suprafața cuzinetului sunt conice, și centrajele (fig.4.28,b), la care numai

suprafața fusului este conică, cuzinetul fiind un alezaj cilindric, teșit în zona de contact. Prima variantă se utilizează de regulă pentru rezemarea arborelui la un capăt, iar a doua pentru rezemare la ambele capete.

Lagărele conice simple. Se folosesc la aparatele optice-mecanice, astronomice și geodezice, contactele electrice și alte dispozitive de precizie.

Constructiv, fusul se poate rezema, la sarcini și rotații mici, direct pe corpul lagărului (fig.4.29,a și b), iar la sarcini mari, pe o bucă-cuzinet (fig.4.29,c și d). Pentru micșorarea frecării se recomandă, mai ales la fusurile lungi, rezemarea parțială a acestora (fig.4.29,a,c și d). Din aceleași motive, precum și pentru evitarea gripării și posibilitatea reglării jocului la variația temperaturii sau pe măsura uzurii suprafețelor, lagărele se prevăd cu dispozitive de descărcare, reglabile, care constau din sprijinirea fusului pe bile (fig.4.29,d) sau arcuri (fig.4.29,b) și care preiau, în totalitate sau numai parțial, forța axială.

Lagărele conice simple prezintă, față de cele cu suprafețe cilindrice, următoarele avantaje: centrare precisă a fusului în cuzinet, rezistență la uzură, posibilitatea păstrării jocului inițial. Ca dezavantaje se pot sublinia: momentul de frecare mai mare, deci, la forțe axiale mari și în lipsa unor dispozitive de descărcare, apare posibilitatea gripării; execuție mai scumpă; sensibilitate mai mare la variația temperaturii, datorită jocurilor mici dintre fus și cuzinet.

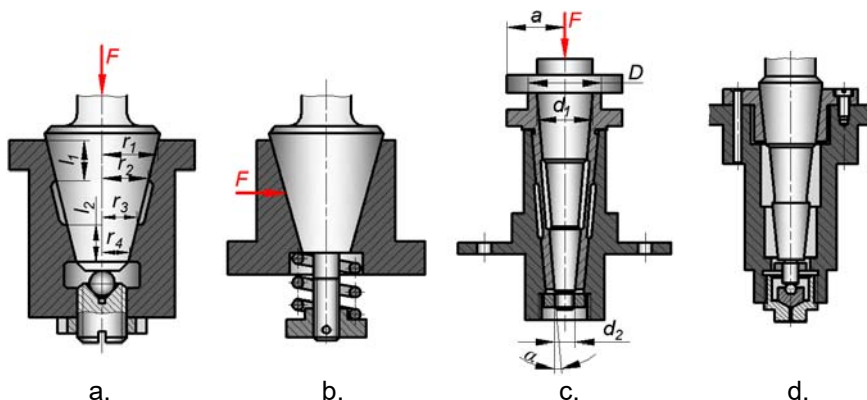


Fig. 4.29. Lagăre conice simple.

Calculul acestor lagăre trebuie făcut, ținând seama de condițiile de ungere, în majoritatea cazurilor, datorită turațiilor reduse la care se folosesc, acestea funcționează în regim uscat sau mixt, deci calculul va consta dintr-o verificare la presiunea de contact și determinarea momentului de frecare. La o distribuție uniformă a presiunii de contact și pentru o sarcină axială F_a (v.fig.4.28,a), în cazul cuzinetului întreg, verificarea la presiune de contact se face cu relația:

$$p = \frac{F_a}{\frac{\pi}{4}(d_2^2 - d_1^2)} \leq [p], \quad (4.86)$$

iar dacă sarcina este radială F_r , cu relația:

$$p = \frac{F_r}{d_m l} \leq [p], \quad (4.87)$$

unde prin $d_m = (d_1 + d_2)/2$ s-a notat diametrul mediu.

Dacă se folosește un cuzinet parțial sau dacă există un contact numai pe o parte din suprafața lagărului (fig.4.29,a), verificarea la presiune de contact se face cu relația:

$$p = \frac{F_r}{\pi(r_1^2 - r_2^2) + \pi(r_3^2 - r_4^2)} \leq [p], \quad (4.88)$$

pentru lungimea de contact $l = l_1 + l_2$.

Momentul de frecare, pentru încărcarea obișnuită, cea axială, are valoarea:

$$M_f = R\mu \frac{d_m}{2} = \mu \frac{F_a}{\sin \alpha} \cdot \frac{d_m}{2}, \quad (4.89)$$

unde μ este coeficientul de frecare, iar α - jumătatea unghiului la vârf.

Se observă că prin micșorarea unghiului α , reacțiunea R crește și odată cu aceasta crește posibilitatea de înțepenire a fusului în lagăr.

Dacă asupra lagărului lucrează o sarcină radială F_r (fig.4.29,b), momentul de frecare va fi:

$$M_f = \mu \frac{F_r}{\sin \alpha} \cdot \frac{d_m}{2}. \quad (4.90)$$

Când se folosește dispozitivul de descărcare cu bilă, se utilizează relația momentului de frecare pentru suprafețe sferice mici, care are forma:

$$M_f = \frac{2\pi}{16} \mu F_r R_s, \quad (4.91)$$

unde R_s este raza suprafeței de contact, care se determină cu relația lui Hertz:

$$R_s = 0,881 \sqrt[3]{F_r \left(\frac{1}{E_f} + \frac{1}{E_c} \right) r},$$

în care: E_f și E_c sunt modulele de elasticitate ale materialelor fusului și cuzinetului; r - raza de curbură echivalentă a suprafețelor sferice de contact. Dacă rezemarea se face pe un umăr (fig.4.29,c) momentul de frecare va fi:

$$M_f = \frac{1}{3} \mu F_r \frac{D^3 - d_1^3}{D^2 - d_1^2}. \quad (4.92)$$

Din relațiile de mai sus se observă că forța F_r , deci și momentul de frecare M_f , crește cu mărirea unghiului α . Pe de altă parte, la valori mici ale unghiului α ($\alpha < 2^\circ$) se poate produce gripare. De aceea, literatura de specialitate recomandă: $\alpha = 2^\circ 30' \dots 2^\circ 30'$ - la rezemările mobile și $\alpha = 8^\circ \dots 15^\circ$ - la rezemările practic fixe (contactele electrice).

4.2.2. Lagăre cu rostogolire (rulmenți)

4.2.2.1. Generalități. Clasificare

Lagărele prin rostogolire au în construcția lor un cuzinet de o formă specială, denumit *rulment*, prin care se deosebesc esențial de lagărele prin alunecare. De aceea, studiul lagărelor prin rostogolire se reduce la studiul rulmenților. Mișcarea relativă dintre fus și lagăr se realizează prin rostogolirea unor corpuri interpușe între aceste două elemente și intrate în compunerea rulmentului. De aici rezultă avantajele lagărelor prin rostogolire, care sunt: frecare mică și portanță mai mare decât la lagărele pentru vârfuri; întrucât la rostogolire nu apare inerție sesizabilă la începutul mișcării, există o diferență neînsemnată între frecarea la pornire și cea de regim; uzură și încălzire reduse; consum mic de lubrifiant; jocuri radiale reduse; rigiditate mai mare; înlocuire ușoară și cu posibilitatea unui grad mai mare de standardizare. Ca dezavantaje se pot menționa: gabarit pe diametru mai mare și greutate mai mare; funcționare mai puțin liniștită; durabilitate redusă, mai ales la turații ridicate; precizie mai mare la montaje, deci tehnologie mai pretențioasă și preț de cost mai ridicat. Rulmenții cu diametrul foarte mic se numesc miniaturali. De obicei, din această categorie fac parte rulmenții nestandardizați [2,3,4].

În construcția de aparate frecvența utilizării rulmenților este mai mică decât în construcția de mașini din cauza dimensiunilor de gabarit mai mari decât la alte tipuri de lagăre. Pe de altă parte, părțile componente ale rulmenților mici sunt mai greu de executat la precizia cerută, ceea ce ridică prețul lor de cost. Totuși, la turații mari, de ordinul zecilor de mii de rotații pe minut, utilizarea rulmenților este absolut necesară și în construcția de aparate. La utilizarea rulmenților în aparate trebuie avute în vedere durata de funcționare limitată de uzura rulmentului, stabilitatea la coroziune, caracterul antimagnetic al părților componente ale rulmentului (pentru aparatele electrice).

O clasificare generală a rulmenților se poate face după direcția de acționare a sarcinii în următoarele grupe:

- rulmenți radiali, care preiau sarcini radiale, dar și axiale foarte mici;
- rulmenți radial-axiali, care pot prelua simultan sarcini radiale și axiale;
- rulmenți axiali, care preiau numai sarcini axiale.

Rulmentul standardizat se compune din mai multe părți elementare, (fig.4.30) și anume: inelul interior 1 la fusurile radiale sau inelul superior 1 la fusurile axiale; inelul exterior 2 la fusurile radiale sau inelul inferior 2 la fusurile axiale; corpurile de rostogolire 3 care sunt piese identice ca formă și echidistante și execută rularea unui inel pe celălalt de-a lungul unor șanțuri prelucrate în inele (căile de rulare); colivia rulmentului 4, o piesă ștanțată (Secțiunea A-A) având rolul de distanțare și centrare a corpurilor de rostogolire. Clasificarea rulmenților standardizați se face

ținând seama și de forma elementului de rulare, care poate fi: bilă sau rolă (cilindrică, conică sau butoiș). După dimensiunile radiale, rulmenții se împart în serii: supra ușoară, foarte ușoară, ușoară, mijlocie, grea și foarte grea, iar după lățime tot în serii: îngustă, normală, lată și foarte lată.

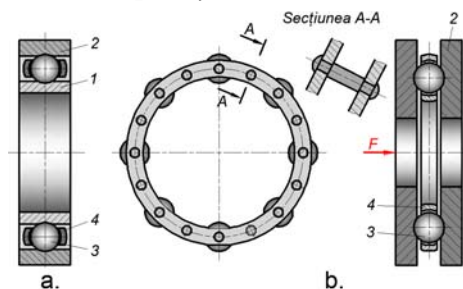


Fig. 4.30. Părțile componente ale rulmenților standardizați.

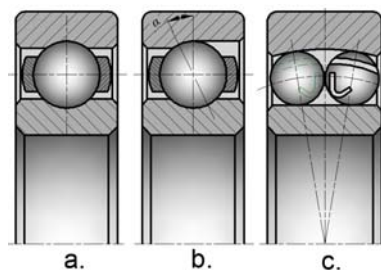


Fig. 4.31. Rulmenți radiali și radiali-axiali cu bile.

Dintre rulmenții cu bile standardizați, cel mai larg utilizați în mecanica fină sunt rulmenții radiali cu un singur rând de bile (fig.4.31,a), care, pe lângă sarcina radială, pot prelua și o sarcină axială de până la 70% din sarcina radială de calcul neutilizată. Se pot folosi la viteze ridicate, limitează deplasarea axială a arborelui față de carcasă la jocul axial și permit o înclinare a arborelui de maximum 15'.

Se mai folosesc rulmenții radial-axiali (fig.4.31,b), ce preiau sarcina după o linie de contact între bile și căile de rostogolire, care face un unghi α cu planul centrelor bilelor. Datorită unghiului de contact α , chiar la sarcini pur radiale, intervine o componentă axială $F_a \approx F_r \tan \alpha$. Practic se ia $F_a \approx 1,3 F_r \tan \alpha$. Existența componentei axiale necesită, totdeauna, montarea unor perechi de rulmenți radial-axiali.

Rulmenții radial-oscilanți cu bile (fig.4.31,c), care se folosesc de asemenea, permit o înclinare a arborelui de până la 3° și pot prelua, pe lângă sarcina radială, și o sarcină axială până la 20% din sarcina radială neutilizată.

Rulmenții axiali cu bile cu simplu efect (fig.4.32,a) primesc sarcina numai după o anumită direcție. Se folosesc la rotații joase și nu admit înclinarea arborelui. Pentru a permite aceasta se utilizează rulmenți axiali auto-oscilanți (fig.4.32,b).

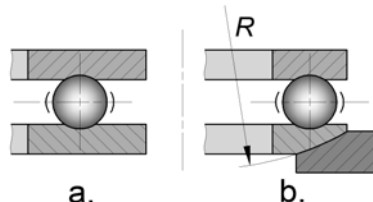


Fig. 4.32. Rulmenți axiali cu bile.

Celelalte tipuri de rulmenți standardizați, mai rar întrebuințați în mecanica fină, sunt rulmenții cu role cilindrice, tronconice, cu ace și cu role butoi.

La rulmenții cu role cilindrice (fig.4.33,a), în majoritatea cazurilor, corpurile de rulare cilindrice au lungimea egală cu diametrul, iar șanțurile de ghidare prelucrate în inele au profilul transversal dreptunghiular.

Întrucât și la acești rulmenți, de cele mai multe ori, rola este condusă de inelul interior, pentru inelul exterior se adoptă forma curbă la contactul cu rola, care exclude înțepenirile și dă o mobilitate mai mare rulmentului. Rulmenții cu role cilindrice au avantajul unui contact mai bun între inele și corpurile de rulare, contactul punctiform fiind înlocuit cu unul liniar, ceea ce duce la o presiune specifică mai mică și la o rezistență mai mare. Dezavantajul lor constă în aceea că nu pot suporta împingeri axiale.

Rulmenții cu role tronconice (fig.4.33,b) s-au construit din necesitatea corijării jocurilor dintre corpurile de rulare și inele, după uzura

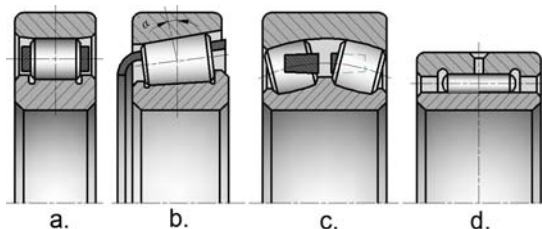


Fig. 4.33. Rulmenți cu role.

acestora. Cum la rulmenții cu bile sau cu role cilindrice, rulmentul trebuie complet înlocuit în urma uzurii, s-a căutat remedierea acestui neajuns, construindu-se role de formă tronconică, corijarea jocurilor făcându-se cu ajutorul unei piulițe, care acționează după direcția forței F_a , reglând astfel jocul dintre role și inele. Avantajul acestor rulmenți constă și în aceea că pot prelua atât sarcini radiale, cât și axiale. Dezavantajele sunt: necesitatea unei montări foarte precise; uzură inegală din cauza repartiției sarcinii și frecare în plus la bordura inelului interior, ceea ce poate provoca blocarea rolelor; lagărul este mai mare și mai greu, deoarece lungimea rolei este mult mai mare decât diametrul ei.

Rulmenții cu role butoi (fig.4.33,c) sunt mai rezistenți la uzură din cauză că rolele fac contactul pe o suprafață, funcționează bine la deviații pronunțate ale arborelui și se folosesc pentru sarcini și turații mari.

Rulmenții cu ace (fig.4.33,d), utilizați pentru fusuri de diametre mici și care nu preiau sarcini axiale, au avantajul unor presiuni specifice mai mici, deoarece sarcina se repartizează pe un număr mai mare de corpuri de rulare. Dezavantajul lor constă în aceea că se încălzesc la turații mari, deoarece în timpul funcționării apare atât o frecare de rostogolire, cât și una de alunecare a acelor pe cele două inele.

Materialele, din care se execută piesele rulmenților standardizați (inelul, bilele), sunt oțelul Ru1 și Ru2, conform STAS 1456/1-80. Colivia se execută din oțeluri rezistente la coroziune, alamă și, în ultimul timp, din textolit, nailon, capron. Pentru turații mari se recomandă colivii metalice. Pentru ungere se folosesc lubrifianți cu onctuozitate mică și vâscozitate constantă la viteza de lucru a rulmenților, de origine animală, siliconici sau parafinici.

Simbolizarea rulmenților se face, conform STAS 1679-85, toleranțele și condițiile tehnice sunt reglementate în STAS 6671 – 82.

Dimensiunile mici din mecanica fină nu pot fi întotdeauna satisfăcute de rulmenții standardizați. La sprijinirile prin rostogolire nestandardizate s-a renunțat la una sau mai multe piese de la rulmenții standardizați, astfel că montajul se realizează direct pe arbore sau în carcasa aparatului, din părți prefabricate. În general, acești rulmenți sunt denumiți miniaturali pentru că în unele țări s-au fabricat diametre exterioare, foarte mici, de $1,5...8\text{mm}$, și, în unele cazuri, s-au executat astfel de rulmenți la diametrul exterior de $0,25\text{mm}$, când bila are diametrul de $0,075\text{mm}$ (în ultimul caz au căpătat chiar denumirea de rulmenți microscopici).

Rulmenții miniaturali pot, de asemenea, să fie radiali (fig.4.34) sau axiali (fig.4.35), cu suprafețele fusurilor, cilindrice sau conice. La suprafețele conice este posibilă o reglare mai ușoară a jocurilor. Pentru încărcări mai mari suprafața cuzinetului se prelucrează sferic. Bilele se confecționează din oțel cu conținut mare de carbon, pe principiul picăturii suflate. Ungerea rulmentului se face cu uleiuri de parafină.

Momentul de frecare în rulmenții miniaturali este de până la

$0,01...0,005\text{N}\cdot\text{mm}$. Ei pot prelua sarcini de $0,5...20\text{N}$ la o turație $n=100\text{min}^{-1}$, asigurând o centrare precisă de $3...5\mu\text{m}$ și o bună stabilitate în regimurile vibratorii. Execuția lor este, însă, foarte scumpă.

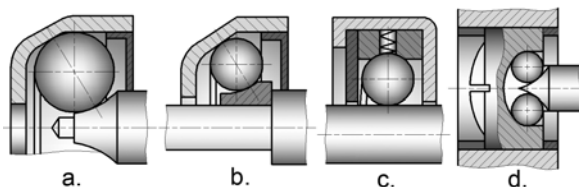


Fig. 4.34. Rulmenți axiali cu bile.

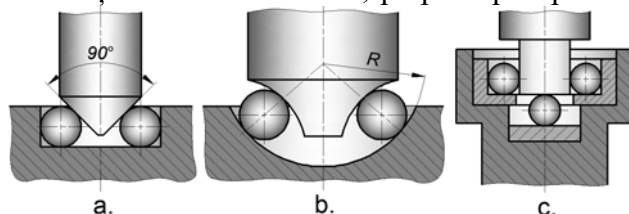


Fig. 4.35. Rulmenți miniaturali axiali.

4.2.2.2. Calculul de alegere și dimensionare a rulmenților

Calculul de alegere a rulmenților standardizați. Pentru calculul rulmenților standardizați, în prezent, sunt folosite două căi adoptate de ISO și preluate de STAS, și anume:

- calculul la durabilitate, bazat pe capacitatea de încărcare dinamică;
- calculul la deformări plastice, bazat pe capacitatea de încărcare statică.

Se folosește, de asemenea, pentru unele aparate, și calculul bazat pe momentul de frecare.

Calculul la durabilitate pleacă de la definiția durabilității unui rulment, care este dată de numărul de rotații sau numărul de ore, la o turație constantă, până la apariția primelor semne de oboseală la inele, sau la

corpurile de rulare. Durabilitatea L a 90% din rulmenții de același tip și aceleași dimensiuni se numește *durabilitate de bază*.

Capacitatea de încărcare dinamică de bază C_r a rulmenților reprezintă sarcina radială sau axială, de valoare și direcție constante, la care o grupă de rulmenți identici, cu inelul interior rotativ și cel exterior fix, atinge durabilitatea de un milion de rotații.

Metoda ISO, adoptată integral de STAS 7160-82 și 7161-82 permite să se calculeze durabilitatea, exprimată în milioane de rotații, folosindu-se următoarele relații:

$$\text{- pentru rulmenții radiali,} \quad L = \left(\frac{C_r}{R_{Ep}} \right)^3; \quad (4.93)$$

$$\text{- pentru rulmenții cu role,} \quad L = \left(\frac{C_r}{R_{Ep}} \right)^{\frac{10}{3}}. \quad (4.94)$$

Cunoscând că $L = 60nL_h$, unde n reprezintă turația rulmentului în min^{-1} , și L_h , - numărul orelor de funcționare, se poate exprima durabilitatea în ore, astfel:

$$L_h = \frac{10^6 L}{60n}.$$

În unele cazuri se utilizează coeficientul de durabilitate f_n ca un raport între L_h și o durabilitate de bază $L_h = 500 \text{ ore}$, astfel:

$$f_n = \left(\frac{L_h}{500} \right)^{\frac{1}{3}} \text{ sau } f_n = \left(\frac{L_h}{500} \right)^{\frac{3}{10}}.$$

Capacitatea de încărcare dinamică de bază C_r se calculează cu relațiile indicate în tabelul 4.4, unde notațiile au următoarele semnificații:

Tabelul 4.4. Relații pentru capacitatea de încărcare dinamică de bază C_{rc} .

Tipul rulmenților	Domeniul de aplicație	Relațiile de calcul
Rulmenți radiali și radiali-axiali cu bile	$d_b < 25,4 \mu\text{m}$	$C_r = f_c (i \cos \alpha)^{0,7} z^{2/3} d_b^{1,8}$
Rulmenți radiali și radiali-axiali cu bile	$d_b > 25,4 \mu\text{m}$	$C_r = f_c (i \cos \alpha)^{0,7} z^{2/3} 3,647 d_b^{1,4}$
Rulmenți radiali și radiali-axiali cu role		$C_r = f_c (i l_{ef} \cos \alpha)^{7,9} z^{3/4} d_b^{29/27}$
Rulmenți axiali cu bile pe un rând cu simplu și dublu efect	$d_b < 25,4 \mu\text{m}$ $\alpha = 90^\circ$	$C_r = f_c z^{2/3} d_b^{1,8}$
	$\alpha \neq 90^\circ$	$C_r = f_c (\cos \alpha)^{0,7} \text{tg} \alpha \cdot z^{2/3} d_b^{1,8}$
	$d_b > 25,4 \mu\text{m}$ $\alpha = 90^\circ$	$C_r = f_c z^{2/3} 3,647 d_b^{1,4}$
	$\alpha \neq 90^\circ$	$C_r = f_c (\cos \alpha)^{0,7} \text{tg} \alpha \cdot z^{2/3} d_b^{1,4}$

unde i este numărul rândurilor de bile; α - unghiul de contact; z - numărul bilelor dintr-un rând; d_b - diametrul bilelor; l_{ef} - lungimea efectivă a rolei; f_c - coeficient ce depinde de felul contactului, adică de raportul razelor de curbura în punctul de contact și proprietățile materialului rulmentului (pentru materiale curențe valoarea lui f_c se poate lua din STAS 1456/1-80, în funcție de, unde $d_b \cos \alpha / D_0$ este diametrul cercului centrelor bilelor).

Sarcina dinamică echivalentă se calculează cu relația:

$$R_{Ep} = XVR_r + YR_a, \quad (4.95)$$

în care: R_r și R_a sunt sarcinile, radială și axială; X și Y - coeficienții sarcinii radiale și axiale, dați în cataloagele de rulmenți în funcție de raportul R_r/R_a ; V - coeficientul de siguranță cinematic ($V = 1$, pentru inelul interior fix pe arbore, și $V = 1,35$, pentru inelul exterior fix pe arbore).

Metoda de calcul pentru alegerea rulmenților, folosind durabilitatea, se poate face în două variante. Astfel, într-un prim caz, în funcție de caracterul sarcinii, cerințele constructive ale reazemului, condițiile de exploatare și de montaj, se alege tipul de rulment, iar din cataloage și standarde dimensiunile lui. Se calculează capacitatea de încărcare dinamică de bază (tab.4.4) și se determină durabilitatea rulmentului, care trebuie să fie cuprinsă în limitele admisibile recomandate pentru aparatul respectiv.

Într-un al doilea caz, când există cataloage, în care sunt trecute capacitățile de încărcare dinamice de bază, după fixarea tipului de rulment, alegerea propriu-zisă se poate face, astfel: se stabilește durata de funcționare în ore L_h , sau milioane de rotații L , se calculează sarcina dinamică echivalentă, se determină capacitatea de încărcare dinamică a rulmentului și, apoi, din cataloage se aleg dimensiunile rulmentului, astfel încât: $C_{rtab} = C_{rcalc}$. Durabilitatea prescrisă de obicei este $L_h = 2500 \dots 10000$ ore.

Calculul la deformații plastice, bazat pe capacitatea de încărcare statică, pleacă de la considerația că pe suprafața de contact, dintre corpurile de rulare și inele, apar deformații elastice și plastice, ultimele fiind determinante pentru buna funcționare a rulmentului. S-a constatat experimental că valorile deformațiilor plastice nu depășesc $0,0001 d_b$.

La rulmenții radial-axiali, capacitatea de încărcare statică este dată de componenta radială a sarcinii, care provoacă o deplasare pur radială a inelului interior.

Capacitatea de încărcare statică de bază C_0 se poate calcula cu relațiile din tabelul 4.5, unde i , z , d_b , l_{ef} și α au semnificațiile arătate la capacitatea de încărcare dinamică, iar f_0 este sarcină specifică admisibilă.

Relațiile sunt valabile pentru rulmenții standardizați sau tipizați. De obicei, uzinele producătoare editează cataloage care, pe lângă dimensiunile principale ale rulmenților, cuprind și valorile capacităților de încărcare dinamică și statică.

Tabelul 4.5. Relații pentru capacitatea de încărcare statică de bază C_0 .

Tipul rulmenților	Capacitatea de încărcare statică, C_0
Rulmenți radiali-axiali cu bile	$C_0 = f_0 i z d_b^2 \cos \alpha$
Rulmenți radiali-axiali cu role	$C_0 = f_0 i z l_{ef} d_b \cos \alpha$
Axiali cu bile	$C_0 = f_0 z d_b^2 \sin \alpha$
Axiali cu role	$C_0 = f_0 z l_{ef} d_b \cos \alpha$

Sarcina statică echivalentă R_{Es} este forța radială sau axială care provoacă aceeași deformare permanentă în locul de contact cel mai încărcat dintre corpul de rulare și calea de rulare, ca și aceea care apare în condițiile reale de încărcare.

Relația de calcul pentru R_{Es} are următoarea formă:

$$R_{Es} = X_0 R_{Esr} + Y_0 R_{Esa}, \quad (4.96)$$

unde R_{Esr} și R_{Esa} sunt sarcinile statice, radială și axială; X_0 și Y_0 - coeficienți dependenți de tipul rulmentului ($X_0 = 0,6$, $Y_0 = 0,5$ - pentru rulmenții radiali cu bile pe un singur rând; $X_0 = 0,5$, $Y_0 = 0,25 \dots 0,42$ - pentru rulmenții radial-axiali, unde valorile mici ale lui Y_0 corespund unor unghiuri α mai mici).

Calculul rulmenților la capacitatea de încărcare statică de bază se face pentru rulmenții fixi sau cu turația $n \leq 1 \text{ min}^{-1}$. În acest caz, după alegerea tipului și a dimensiunilor rulmentului, se calculează capacitatea de încărcare statică de bază (tab.4.5) și sarcina statică echivalentă și apoi se determină coeficientul de siguranță $S_0 = C_0/F_0$ (se recomandă: $S_0 = 1$, pentru lagărele normale; $S_0 \geq 2$, pentru lagărele la care se cere o mare precizie în funcționare; $S_0 = 0,5$, pentru rulmenții la care nu există cerințe cu privire la precizia de rotație). Dacă există cataloage cu valorile lui C_0 , alegând pe S_0 și cu R_{Es} calculat, se determină C_0 , dimensiunile rulmentului alegându-se astfel, încât $C_{0tab} \geq C_{0calc}$.

Calculul bazat pe momentul de frecare se utilizează la sprijinurile aparatelor precise de măsurare. În acest caz trebuie cunoscută eroarea relativă admisibilă $[\gamma]$, datorată frecărilor din reazem. Cunoscând momentul de torsiune al arborelui, se calculează momentul de frecare de calcul M_{fc} , care va avea valoarea:

$$M_{fc} = [\gamma] T, \quad (4.97)$$

unde T , este momentul de torsiune care se transmite.

După alegerea tipului de lagăr se stabilesc dimensiunile rulmentului, astfel încât momentul său de frecare să fie $M_f \leq M_{fc}$.

Se calculează, apoi, capacitatea de încărcare dinamică de bază, sarcina dinamică echivalentă și se determină durabilitatea rulmentului.

Alegerea dimensiunilor trebuie astfel făcută, încât să fie îndeplinite, pe cât posibil, și prescripțiile cu privire la durabilitate.

Calculul de dimensionare a rulmenților nestandardizați. În calculul rulmenților miniaturali sau nestandardizați se urmărește, în principal, determinarea diametrului bilelor. Aceasta se poate face plecând, fie de la încărcarea maximă ce revine unei bile, fie luând în considerare oboseala materialului corpului de rostogolire.

Dacă se folosește sarcina maximă R_0 , ce revine unei bile, pe baza ei se stabilește forța de calcul F_c , astfel:

$$F_c = k_1 k_2 R_0, \quad (4.98)$$

unde: k_1 este un coeficient ce ia în considerare caracterul sarcinii ($k_1=1$ pentru sarcini liniștite; $k_1=1,5$, la șocuri slabe; $k_1=2$, la vibrații și șocuri medii; $k_1=3$, la șocuri tari); k_2 - coeficient ce ia în considerare durabilitatea rulmentului ($k_2=1$, pentru 1000 ore de funcționare; $k_2=1$ la 4000 ore; $k_2=2$, la 10000 ore; $k_2=4$, la 100000 ore).

Diametrul bilei se determină, considerând bila de diametru d_b solicitată la compresiune în secțiunea sa ecuatorială, astfel:

$$F_c = k_1 k_2 R_0 = \frac{\pi d_b^2}{4} [\sigma]_{comp} = \beta d_b^2, \quad (4.99)$$

unde $[\sigma]_{comp}$ este rezistența admisibilă la compresiune. Dacă se adoptă un coeficient de rezistență β , dat de relația $\beta = (\pi/4) [\sigma]_{comp} = (2...4) N/mm^2$, se stabilește diametrul

$$d_b = \sqrt{\frac{R_0 k_1 k_2}{2...4}} = [mm]. \quad (4.100)$$

Dacă se ia în considerare oboseala materialului, calculul se face în ipoteza că durabilitatea rulmentului exprimată în cicluri de funcționare, $W = 60 n_b h$, trebuie să fie egală cu numărul de cicluri limită W_0 la oboseală, cărora le corespunde o durabilitate nelimitată, și anume:

$$60 n_b h = W_0, \quad (4.101)$$

unde n_b este numărul de rotații ale bilei în jurul axei arborelui.

Înlocuind pe n_b cu valoarea din relația $v/2 = \pi n_b D_0 / 60$ și cunoscând că $W_0 = 2 \cdot 10^7 ... 1 \cdot 10^9$ pentru oțeluri călite, va rezulta:

$$2 \cdot 10^7 ... 1 \cdot 10^9 = 60 \frac{n_a}{2} \cdot \frac{D_0 - d_b \cos \alpha}{D_0} h. \quad (4.102)$$

Alegând pe h sau d_b , din relația (4.92) se obține d_b , respectiv, h . Pentru rulmenții ficși sau care se rotesc cu o turație foarte mică, pentru oțeluri aliate călite, va rezulta:

$$r_b = 5\sqrt{\frac{R_0}{2}} [mm], \quad (4.103)$$

în care R_0 se înlocuiește în N .

4.2.2.3. Probleme de proiectare și constructive ale rulmenților

Ca etape de proiectare, în afară de stabilirea tipului și dimensiunilor rulmentului, de o deosebită importanță sunt alegerea ajustajului, toleranțelor, ungerii și etanșării rulmentului. Ajustajul rulmentului pe arbore se alege în sistemul alezaj unitar, iar în carcasă în sistemul arbore unitar.

Pentru asigurarea unei rotiri libere a celor două inele, rulmenții se execută inițial cu un joc radial Δr și axial Δa . În timpul montajului, datorită strângerii, jocurile inițiale se pot micșora sau elimina. De obicei, la rulmenții miniaturali jocurile radiale sunt cuprinse între 5 și 20 μm . Se consideră satisfăcător, din ambele puncte de vedere, ca după montaj să existe un joc de 5 μm . În standarde și cataloage sunt date recomandări privind alegerea toleranțelor pentru arbori și carcase la care se montează rulmenți. Alegerea toleranțelor reprezintă, de asemenea, una din problemele importante, mai ales dacă elementul în care se montează rulmentul este executat dintr-un material cu un coeficient de dilatare diferit de cel al materialului, rulmentului și când acesta lucrează la variații mari de temperatură. Problema se soluționează constructiv, în sensul că se utilizează o bucășă subțire intermediară, executată din oțel, sau arborele se execută tubular pentru a prelua deformațiile cauzate de strângere. Pentru montajul rulmenților, în general, se folosesc două sisteme. Primul constă în fixarea la ambele capete (fig.4.36,a), cu posibilitatea de preluare a dilatărilor arborelui, printr-un joc $\Delta \approx (0,02...0,1)mm$ dintre capac și rulment sau prin garnitura dintre capac și corp.

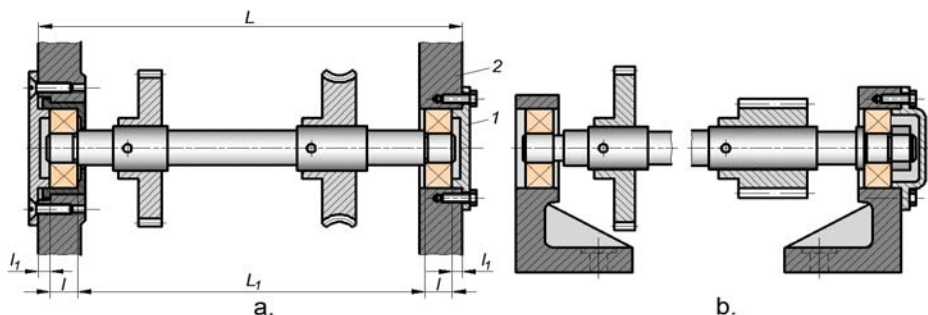


Fig. 4.36. Sisteme de montaj pentru lagăre cu rulmenți.

Funcționarea va fi asigurată de condiția $L > L_1 + 2l + 2l_1$, iar jocul Δ se poate verifica, aproximativ, cu ajutorul relației:

$$\Delta > \Delta_t = L_a [\alpha(t - t_0)], \quad (4.96)$$

în care: L_a este lungimea arborelui; t și t_0 - temperaturile de funcționare și de montaj.

Al doilea sistem constă din fixarea unui singur rulment (fig.4.36,b), celălalt rămânând liber. Soluția se utilizează la arborii lungi, la care dilatările sunt mari.

Fixarea rulmenților standardizați se face prin strângere la cald sau la rece și asigurare împotriva deplasării axiale, în raport cu mărimea forțelor pe această direcție, prin inele și știfturi, inele elastice, piulițe (fig.4.37,a,b,c). Imobilizarea inelului exterior se folosește, mai ales când lagărul însuși trebuie să se poată roti (fig.4.37,d,e).

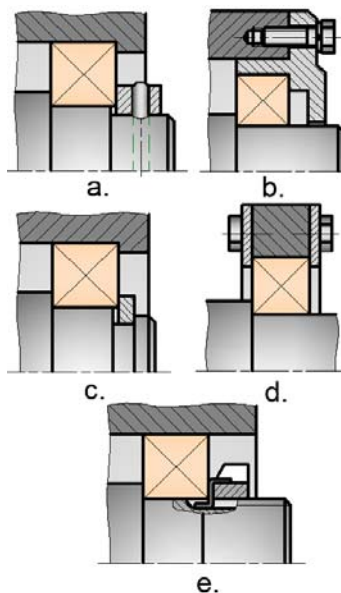


Fig. 4.37. Fixarea rulmenților standardizați pe arbore și în carcasă.

Nu se admite rezemarea suprafeței frontale a inelului direct pe piuliță, ci pe o bucsă foarte bine centrată, montată presat în alezajul corpului sau pe arbore (fig.4.38,a). Rulmenții cu inel stanțat lucrează bine numai dacă există o mică strângere inițială, ceea ce se poate realiza ca în montajele din fig.4.38,b,c. Datorită rigidității mici, acești rulmenți trebuie montați în alezaje rigide și precis prelucrate, iar inelul să vină în contact cu corpul, aproximativ, sub punctele de contact ale bilelor cu calea de rulare. Din această cauză se recomandă forma conică cu unghiul de 70° (fig.4.38,d).

Prin ungerea rulmenților, în afară de micșorarea frecării, se urmărește, ca și la alte lagăre, evacuarea și o bună repartizare a căldurii, amortizarea vibrațiilor, atenuarea

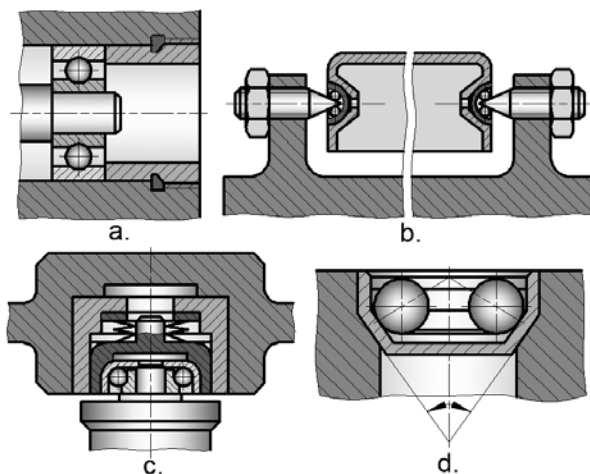


Fig. 4.38. Fixarea rulmenților miniaturali.

zgomotului și protecția contra coroziunii. Ungerea se poate face cu uleiuri sau unsoări consistente.

Acestea se aleg în funcție de tipul și dimensiunile rulmentului, turație, sarcina care lucrează asupra lagărului, temperatura de funcționare, natura mediului exterior (praf, umezeală etc.). La viteze de până la 4...5 m/s se poate utiliza atât uleiul, cât și unsoarea consistentă. La viteze mai mari se folosește uleiul cu viscozitate mică. Pentru lagăre lucrând sub 0°C , ungerea se face cu ulei, punctul de congelare al acestuia trebuind să fie cu 15...20 $^{\circ}\text{C}$ mai mic decât temperatura de lucru.

La temperaturi de peste 70...80 $^{\circ}\text{C}$ se recomandă uleiuri cu viscozitate ridicată. În mediu cu praf, gaz, vapori și alte impurități este indicată, de asemenea, unsoarea consistentă.

Ungerea rulmenților miniaturali se face, la fel, cu ulei sau unsoare, consistentă. Se folosesc unsoarele consistente pe bază de litiu, sau, pentru încărcări și viteze mai mari, adaosurile cu bisulfat de molibden.

Etanșarea rulmenților are un rol dublu: de a împiedica pătrunderea în carcasă a prafului, umezelii, particulelor de metal etc. și de a opri ieșirea lubrifianțului în exterior. Sistemele de etanșare mai utilizate pot fi cu contact direct între elementul de etanșare și arbore care se pot realiza prin inele de fetru pentru viteze mai mici (fig.4.39,a) și cu manșete din piele, cauciuc sau mase plastice pentru viteze mai mari (fig.4.39,b). Întrucât la etanșările cu contact apare și o frecare între elementul de etanșare și arbore, utilizarea lor nu este recomandabilă la aparatele de mare precizie.

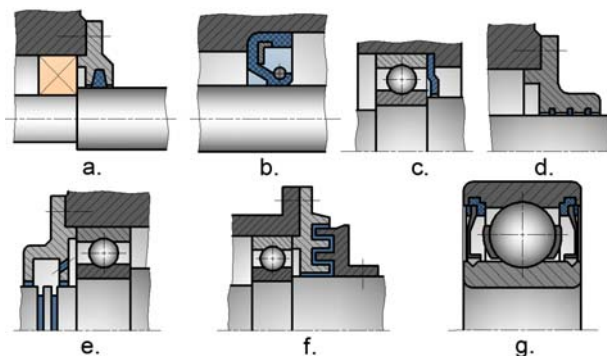


Fig. 4.39. Sisteme de etanșare a rulmenților.

Se mai pot utiliza etanșările fără contact, cu inele fixe (fig.4.39,c) sau rotitoare, cu renuri circulare (fig.4.39,d) și cu canale labirint (fig.4.39,e,f). Foarte bune sunt etanșările executate direct în rulment (fig.4.39,g); în acest fel se micșorează

gabaritul construcției dar se scumpește costul rulmentului. Sunt folosite, îndeosebi, la rulmenții miniaturali.

5. CUPLAJE

5.1. Definiție. Clasificare

Elementele de legătură și de antrenare sau *cuplaje* servesc la transmiterea mișcării de rotație și a momentelor de torsiune între doi arbori, așezați în prelungire. Se mai pot utiliza la legarea unui arbore cu piesele montate liber pe el (roți de fricțiune, roți dințate) și ca siguranță în vederea apărării elementelor cuplate de supraîncărcări.

Un criteriu rațional și intuitiv de clasificare a cuplajelor se bazează pe condițiile de funcționare ale celor doi arbori. Dacă arborii sunt legați astfel, încât nu pot fi desfăcuți în timpul funcționării lor, cuplajele se numesc *permanente* și se pot împărți în două grupe:

- cuplaje *fixe*, când cei doi arbori sunt rigid legați între ei, astfel că funcționează ca unul singur;
- cuplaje *mobile*, când arborii legați au posibilitatea să realizeze prin cuplaj mici deplasări relative (axiale, radiale, unghiulare sau combinate).

Dacă arborii sunt astfel legați, încât este posibilă cuplarea și decuplarea lor în timpul funcționării, cuplajele se numesc *intermitente*. Ele sunt cunoscute și sub numele de ambreiaje. Din grupa cuplajelor intermitente se poate considera că fac parte și *cuplajele de siguranță*, care permit desfacerea automată a legăturii dintre cei doi arbori, când încărcarea sau turația acestora a depășit o anumită limită admisă. În mecanica fină, în automatică se utilizează și *ambreiaje* denumite *cu acționare rapidă*, care trebuie să efectueze un număr mare de cuplări în unitatea de timp. Dacă legătura dintre cei doi arbori este electromagnetică sau hidraulică, cuplajele se numesc *electromagnetice* sau *hidraulice*. Caracteristicile funcționale ale acestor cuplaje fac ca ele să fie studiate la disciplinele care adâncesc fenomenul electromagnetic sau cel hidraulic.

5.2. Cuplaje permanente

5.2.1. Cuplaje fixe

Deoarece cuplajele de toate tipurile transmit momente de torsiune, la calculul lor trebuie avut în vedere că, la pornire, la accelerarea maselor, apar suprasolicitări. De aceea, calculul se face, nu pentru momentul transmis T , ci pentru un moment denumit de calcul, T_c , care ia în considerare aceste suprasolicitări.

Momentul de torsiune T_t , dat de mecanismul motor, se consumă pentru învingerea momentului rezistent T_r care cuprinde și frecările, precum și momentul pentru accelerarea maselor T_a .

Din cauza maselor de pe arborele motor și cel condus, la care, în cazul cuplajelor elastice, se adaugă și rigiditatea elementului elastic, momentul exterior (momentul maxim dat de mecanismul motor sau cel determinat de încărcarea utilă), nu se transmite integral asupra elementelor cuplajului. Deoarece suprasolicitările se produc îndeosebi la pornire, când pe de o parte, este necesară accelerarea maselor, iar, pe de altă parte, motorul dezvoltă momentul maxim, se va examina acest caz care apare la mecanismele cu opriri și porniri dese, utilizate în domeniul mecanicii fine și al automatizării.

La cuplajele rigide, când pornirea se face în gol, accelerația unghiulară dată de momentul maxim este:

$$\varepsilon = \frac{T_{max}}{I_1 + I_2}, \quad (5.1)$$

unde: I_1 și I_2 sunt momentele de inerție ale maselor rotitoare de pe arborii motor și condus, inclusiv masa semicuplajului, reduse la axa arborelui respectiv.

Momentul transmis cuplajului, care este chiar momentul necesar accelerării, va fi:

$$T_c = I_2 \varepsilon, \quad (5.2)$$

sau, înlocuind valoarea lui I_2 din relația (5.1) și notând cu $m = I_1/I_2$, se obține:

$$T_c = \frac{1}{m+1} T_{max}. \quad (5.3)$$

Înmulțind și împărțind cu momentul nominal T și notând cu

$$K_1 = \frac{T_{max}}{T} \frac{1}{m+1}, \quad (5.4)$$

rezultă:

$$T_c = K_1 T. \quad (5.5)$$

Pentru condiții medii de funcționare, se poate considera $m = 0,5$, ceea ce, pentru un raport $T_{max}/T = 3$, $K_1 = 2$. În condiții grele de funcționare, când trebuie antrenate mase mari, se poate considera $m \approx 0,1$, ceea ce duce la $T_c \approx T_{max}$ sau pentru raportul $T_{max}/T = 3$, la $K_1 = 3$.

Dacă pornirea la cuplajele rigide se face sub sarcină, considerându-se momentul rezistent egal cu momentul nominal, accelerația unghiulară este:

$$\varepsilon = \frac{T_{max} - T}{I_1 + I_2}, \quad (5.6)$$

iar momentul necesar accelerării,

$$T_a = I_2 \varepsilon = \frac{1}{m+1} (T_{max} - T). \quad (5.7)$$

Momentul total va fi:

$$T_c = T + T_a = \left[1 + \frac{1}{m+1} \left(\frac{T_{max}}{T} - 1 \right) \right] T, \quad (5.8)$$

și notând

$$K_2 = 1 + \frac{1}{m+1} \left(\frac{T_{max}}{T} - 1 \right), \quad (5.9)$$

rezultă

$$T_c = K_2 T. \quad (5.10)$$

Dacă apare un moment de șoc $T_{șoc}$, accelerația unghiulară va fi:

$$\varepsilon = \frac{T_{șoc}}{I_1 + I_2}, \quad (5.11)$$

iar momentul de calcul,

$$T_c = I_1 \varepsilon = \frac{m}{m+1} T_{șoc}, \quad (5.12)$$

unde: $T_{șoc} = I_1 \varepsilon_1$, iar $\varepsilon_1 = \omega_1 / t_1$ (ω_1 fiind viteza unghiulară în regim stabil și t_1 - timpul de acționare a sarcinii de la șoc până la oprire).

Cuplajele mobile permit, datorită deformației elementului elastic, o deplasare relativă. Prin aceasta sarcina este preluată treptat, ceea ce reprezintă un avantaj, în cazul aplicării cu șoc a acesteia. Momentul, însă, se modifică valoric la transmiterea lui și datorită faptului că procesul de acumulare a energiei este urmat de redarea ei. Se nasc astfel fenomene vibratorii dependente de masa și rigiditatea cuplajului. Dacă și sarcina exterioară este variabilă după o lege periodică, atunci, evident, suprapunerea celor două fenomene poate duce la rezonanță. În cazul cel

mai simplu al unei sarcini variind după o lege sinusoidală, cu o pulsație ω , neglijând în primă aproximație amortizările și considerând rigiditatea unghiulară $c_\varphi = \text{const.}$, pe baza ecuației de mișcare a sistemului se poate scrie:

$$M_{a_1} = \frac{M_{a_2}}{1 - \frac{\omega^2}{p^2}}, \quad (5.13)$$

unde: M_{a_2} este amplitudinea încărcării exterioare; M_{a_1} - amplitudinea încărcării care lucrează asupra elementelor sistemului; ω - pulsația sarcinii exterioare; $p = \sqrt{\frac{c_\varphi(m+1)}{I_l}}$ - pulsația proprie a sistemului.

Dacă se ține seama și de amortizare, prin coeficientul de amortizare ψ , relația (5.13) devine:

$$M_{a_1} = \frac{M_{a_2}}{\sqrt{\left(1 - \frac{\omega^2}{p^2}\right)^2 + 4\psi^2 \frac{\omega^2}{p^2}}}, \quad (5.14)$$

astfel încât influența cuplajului asupra momentului de transmis se poate aprecia prin coeficientul:

$$\nu = \frac{M_{a_1}}{M_{a_2}} = \frac{1}{\sqrt{\left(1 - \frac{\omega^2}{p^2}\right)^2 + 4\psi^2 \frac{\omega^2}{p^2}}}. \quad (5.15)$$

Pentru determinarea lui ν sunt date nomograme, care iau în considerare turația de regim și cea critică. Cu acestea, momentul de calcul T_c se va stabili la pornirea în gol cu relația:

$$T_{c \text{ gol}} = K_1 \nu T, \quad (5.16)$$

iar la pornire sub sarcină

$$T_{c \text{ sarc}} = K_2 \nu T. \quad (5.17)$$

La acționarea cu șoc, influența rigidității cuplajului elastic se ia în considerare printr-un coeficient $\nu_1 = 1 - \cos p$ (t - timpul până la oprirea completă), astfel că:

$$T_{c_{\text{șoc}}} = \frac{m}{m+1} \nu_1 T_{\text{șoc}}. \quad (5.18)$$

În practică, $T_{c_{\text{șoc}}}$ se calculează pentru valoarea maximă a lui ν_1 , care corespunde la $\omega t = 0$, pentru care $\nu_1 = 2$.

Unghiul de răsucire relativă a cuplajelor elastice la frânare este de aproximativ $10...12^\circ$, pe când la cuplajele rigide nu depășește $15'$. Timpul până la oprirea completă este proporțional cu unghiul de rotire relativă și este de 48 ori mai mare decât la cuplajele rigide, ceea ce pentru $\nu_1 = 2$ va duce la o încărcare a ultimelor, aproximativ de 24 ori față de cele elastice.

Deoarece, în practică, determinarea valorilor numerice ale lui K_1 , K_2 sau ν , conform relațiilor anterioare, prezintă o serie de dificultăți, în calculele aproximative valoarea momentului se stabilește cu relația:

$$T_c = KT, \quad (5.19)$$

unde coeficientul K este dependent, pe de o parte, de tipul motorului, iar, pe de altă parte, de tipul mecanismului antrenat. Pentru acționarea cu motor electric și mecanisme de antrenare specifice mecanicii fine, se recomandă $K = 1,5...3$.

Deoarece părțile unui cuplaj fix sunt rigid legate între ele, condiția principală a unei astfel de legături permanente rigide este concordanța riguroasă a celor doi arbori în stare de funcționare, atât axială, cât și radială. Se disting două tipuri constructive de cuplaje fixe: cu manșon și cu discuri.

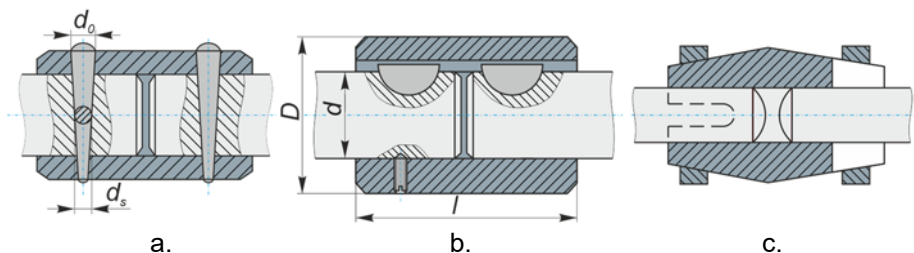


Fig. 5.1. Cuplaje fixe cu manșon dintr-o bucată.

Cuplajele cu manșon sunt folosite la transmiterea momentelor de torsiune mici. Se compun dintr-un manșon îmbinat cu cei doi arbori prin știfturi sau pene (fig.5.1,a,b). Dezavantajul principal îl constituie necesitatea asigurării deplinei coaxialități a arborilor, ceea ce este greu de realizat. De aceea, manșonul se montează cu un oarecare joc, iar știfturile

se decalează la 90° unul față de celălalt. Lipsa compensării deplasărilor, datorită dilatărilor sau erorilor de montaj, produce deformății suplimentare în arbore, care încarcă suplimentar lagărele. Manșonul se execută din oțel, fontă, textolit.

Dimensionarea cuplajului se face constructiv, determinându-se: $D \approx (1,5 \dots 1,8)d$; $l \approx (3 \dots 4)d$; $d_s \approx (0,25 \dots 0,3)d$ și efectuându-se o verificare a manșonului la torsiune:

$$\tau_t = \frac{T_c}{\frac{\pi}{16} \left(\frac{D^4 - d^4}{D} \right)} \leq [\tau_t], \quad (5.20)$$

iar a știfturilor la forfecare:

$$\tau_f = \frac{P}{A} = \frac{2T_c}{d} \frac{1}{\frac{2\pi d_s^2}{4}} \leq [\tau_f], \quad (5.21)$$

unde: A este aria secțiunii medii, iar d_s - diametrul mediu al știftului.

Celelalte notații au semnificația din figură 5.1.

O variantă a acestor cuplaje are manșonul crestat longitudinal (fig.5.1,c), legat cu arborii prin inele de strângere. Calculul acestui cuplaj se face din condiția unei rezistențe la torsiune egale în arbore și manșon.

Cuplajele cu discuri se folosesc la transmiterea momentelor de torsiune mai mari, schema lor constructivă fiind prezentată în variantele din figura 5.2. La varianta din figura 5.2,b centrarea discurilor este asigurată de un prag astfel, că la montaj, unul din arbori trebuie deplasat axial pe lungimea pragului; la varianta din figura 5.2,a centrarea este asigurată de un inel, care înlătură dezavantajul legat de deplasarea unuia din arbori, la montaj.

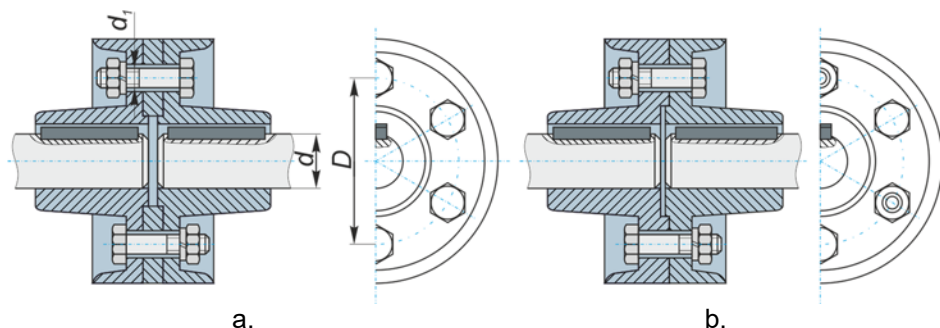


Fig. 5.2. Cuplaje fixe cu discuri.

Ambele variante ale acestor cuplaje sunt standardizate.

Dimensiunea principală a cuplajului cu discuri este radială, iar funcționarea se bazează pe frecarea care ia naștere între suprafețele celor două discuri, ca urmare a strângerii lor prin șuruburi normale sau păsuite. Mai frecvent este folosită construcția cu șuruburi normale, fiind mai ieftină.

Calculul cuplajului în acest caz se face, ținând seama de condiția menținerii legăturii:

$$T_f \geq kT_t,$$

unde: $T_f = FD/2$ - este momentul de frecare produs de forța de frecare

$F = \mu z Q_s$, în care $Q_s = \pi d_1^2 / 4 [\sigma_t]$ reprezintă forța axială dintr-un șurub, iar z - numărul șuruburilor; T_t - momentul de torsiune, care se transmite; $[\sigma_t]$ - rezistența admisibilă la întindere.

Pe această bază se face calculul la rezistență al șuruburilor. Prin calcul trebuie prevăzută o eventuală slăbire a strângerii, când momentul de torsiune se transmite prin șuruburi, care vor fi, în acest caz, solicitate la forfecare.

Calculul la forfecare al șuruburilor se face și pentru construcția cu șuruburi bine păsuite, relația fiind:

$$P = \frac{2T}{D} = z \frac{\pi d_1^2}{4} [\tau_f], \quad (5.22)$$

în care: D este diametrul cercului de așezare al șuruburilor;

$[\tau_f]$ - rezistența admisibilă la forfecare a materialului șuruburilor;

d_1 - diametrul interior al șuruburilor.

Cuplajele cu discuri sunt avantajoase, întrucât realizează o centrare bună și permit utilizarea discurilor ca roată pentru curea sau pentru frână.

5.2.2. Cuplaje mobile cu elemente rigide și elastice

Cuplajele mobile cu elemente rigide compensează mici deplasări relative ale celor doi arbori (fig.5.3) într-o singură direcție, care poate fi axială (Δl), radială (Δr), unghiulară ($\Delta \alpha$) sau în mai multe direcții, fie prin montarea cu joc a elementelor rigide ale cuplajului, fie prin posibilitatea deplasării lor. Dintre acestea, cuplajele cu cepuri crestate (fig.5.4) realizează îmbinarea prin profilarea corespunzătoare a capetelor

arborelui. Sunt simple și ușor de montat și se folosesc pentru transmiterea momentelor foarte mici.

Permit compensarea în direcție axială, datorită jocului dintre capetele arborilor. Din cauza deplasărilor, se produc uzuri mari pe suprafețele de contact. Dimensionarea se face constructiv.

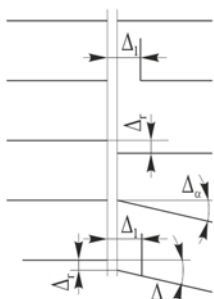


Fig. 5.3. Posibilități de compensare a deplasărilor celor doi arbori prin cuplaje mobile.

Cuplajele cu discuri și știft (fig.5.5) se folosesc mult în mecanica fină, în construcția aparatelor de măsurare, a contoarelor electrice ș.a. Cuplarea se realizează printr-un știft fixat de un disc și introdus cu joc într-un canal periferic al celui alt disc. Cuplajul permite compensări axiale și chiar unghiulare în cazurile când este necesară demontarea

periodică a arborelui, pentru reglarea sau punerea la punct a mecanismului, se utilizează soluția din figura 5.5,b, la care știftul este fixat pe un inel elastic îmbinat cu unul din discuri. Pentru eliminarea jocurilor moarte la mecanismele de precizie se folosesc arcuri compensatoare, așa cum se vede în montajul din figura 5.5,c. Bilele contribuie la mărirea randamentului prin micșorarea frecării. În calcul interesează, mai ales la mecanismele de precizie, eroarea de așezare a arborelui antrenat, adică

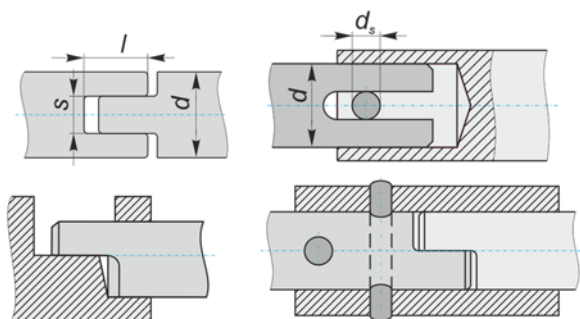


Fig. 5.4. Cuplaje mobile cu cepuri crestate.

determinarea erorii cauzate de jocul dintre știft și canalul corespunzător. Se creează un decalaj între unghiul de rotație al discului condus și al celui motor, ceea ce va da eroarea $\delta = \alpha - \varphi$.

Din figura 5.5,d rezultă:

$$\sin \delta = \frac{a}{r} \sin \varphi . \quad (5.23)$$

Valoarea maximă a erorii corespunde lui $\sin \varphi = 1$, deci $\varphi = 90^\circ$ și $\varphi = 270^\circ$ (poziția orizontală), la care $\delta_{\max} = \arcsin \frac{a}{r}$.

Dacă se iau măsuri suplimentare pentru eliminarea curselor moarte, eroarea datorată acestora va fi:

$$\gamma = \frac{180}{\pi} \frac{j}{r_s}, \quad (5.24)$$

unde: j este jocul maxim dintre știft și canalul din disc; r_s - raza știftului.

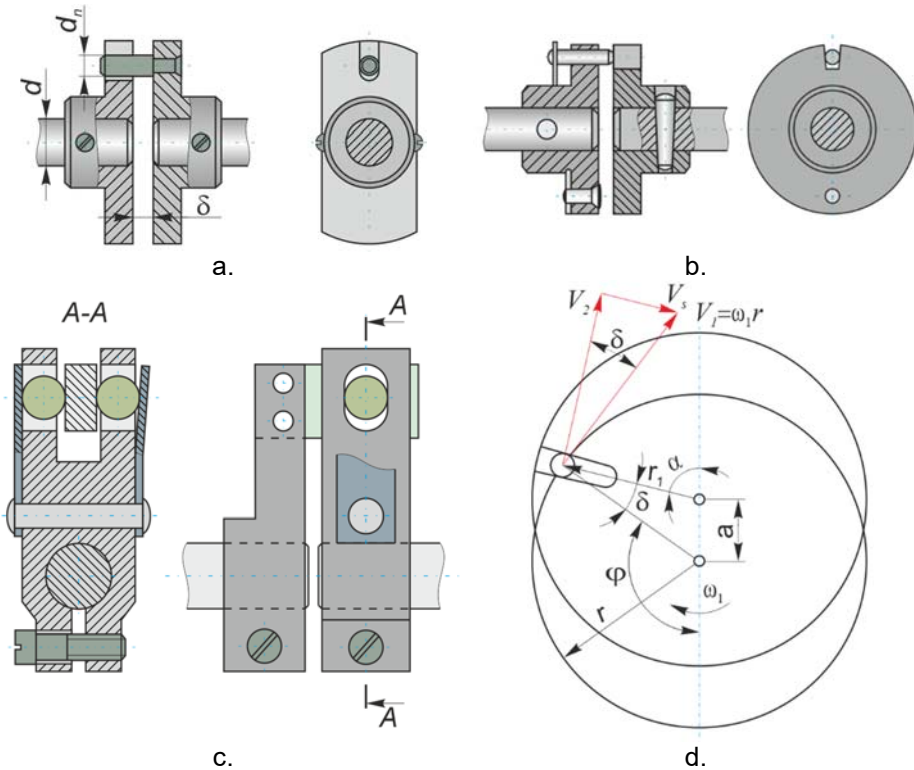


Fig. 5.5. Cuplaje mobile cu discuri și știft.

Eroarea totală este $\theta = \delta_{max} + \gamma$.

Pentru determinarea randamentului cuplajului, din figura 5.5,d rezultă v_s viteza discului antrenat, astfel:

$$v_s = v_1 \sin \delta = \omega_1 r \frac{a}{r} \sin \varphi = \omega_1 a \sin \varphi, \quad (5.25)$$

unde: ω_1 este viteză unghiulară a arborelui conducător, în s^{-1} .

De aici, lucrul mecanic consumat prin frecare L_f va fi:

$$L_f = \int_0^\pi v_s \frac{T}{r} \mu dt = \int_0^\pi \omega_1 a \frac{T}{r} \mu \sin \frac{d\varphi}{\omega_1} = 2a \frac{T}{r} \mu, \quad (5.26)$$

unde: T este momentul la arborele conducător, în $N\ mm$; μ - coeficientul de frecare; t - timpul, în s .

Valoarea medie a randamentului η este:

$$\eta = 1 - \frac{L_f}{\pi M} = 1 - \frac{2a\mu}{\pi r}. \quad (5.27)$$

Rezultă, deci, că randamentul cuplajului descrește cu creșterea excentricității a față de raza r . Frecarea dintre bolț și canalul din disc produce uzură și, deci, mărirea jocului dintre acestea. Acestea trebuie avute în vedere la proiectarea cuplajului, luându-se în considerare jocul maxim admis.

Din punctul de vedere al rezistenței, știftul se verifică la forfecare determinându-se tensiunea τ_f , astfel:

$$\tau_f = \frac{P}{A} = \frac{T_c}{r} \frac{1}{\frac{\pi d_n^2}{4}} \leq [\tau_f]. \quad (5.28)$$

Cuplajele cu discuri și element intermediar sau cuplajele de tip Oldham se folosesc pentru compensările în direcție radială. Un astfel de cuplaj (fig.5.6,a) se compune din două semicuplaje montate pe arborele motor și arborele condus, prevăzute pe suprafața frontală cu două canale, și un element intermediar, având pe fețele frontale câte un prag situat la 90° unul față de altul. Mișcarea se transmite prin contact direct pe fețele laterale ale pragurilor, compensările fiind posibile datorită jocului dintre canal și prag. Cuplajul permite o deplasare radială $\Delta r \leq 0,05d$ și o înclinare relativă a arborilor $\Delta\alpha < 1^\circ$.

Din punct de vedere cinematic, centrul O' al elementului intermediar (fig.5.6,b) este situat pe două linii drepte trecând prin O_1 și O_2 , axele celor doi arbori, și astfel se deplasează pe cercul de rază egală cu excentricitatea a .

Dacă arborele cu centrul în O_1 se rotește cu viteza unghiulară ω_1 atunci viteza instantanee v_1 a lui O' , în direcția $O'O_2$, este:

$$v_1 = \omega_1 O'O_1 = \omega_1 a \cos \delta,$$

de unde viteza periferică v a lui O' va fi:

$$v = \frac{v_1}{\cos \varphi} = \omega_1 a,$$

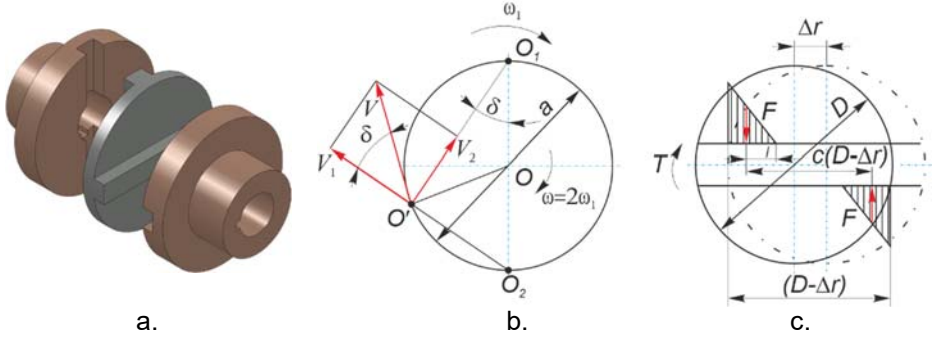


Fig. 5.6. Cuplajul de tip Oldham.

iar viteza unghiulară

$$\omega = \frac{\omega_1 a}{a/2} = 2\omega_1.$$

Viteza periferică v_2 a arborelui condus este:

$$v_2 = \omega_1 a \sin \varphi, \quad (5.29)$$

iar viteza unghiulară

$$\omega_2 = \frac{v_2}{a \sin \varphi} = \omega_1, \quad (5.30)$$

adică egală cu viteza arborelui conducător. Cuplajul de tip Oldham asigură o viteză constantă la arborele condus și nu provoacă erori de așezare pentru deplasările radiale ale arborilor.

Randamentul mediu, cu notațiile din figura 5.6, b și pentru o rază medie r_m , se poate stabili, scriind lucrul mecanic de frecare, la o rotație cu un sfert de cerc, astfel:

$$\begin{aligned} L_f &= \int_0^{\pi/2} (v_1 + v_2) \frac{T}{r_m} \mu dt = \int_0^{\pi/2} \omega a (\sin \varphi + \cos \varphi) \frac{T}{r_m} \mu dt = \\ &= \int_0^{\pi/2} a (\sin \varphi + \cos \varphi) \frac{T}{r_m} \mu d\varphi = \frac{2aT}{r_m} \mu, \end{aligned} \quad (5.31)$$

de unde:

$$\eta = 1 - \frac{L_f}{T \pi/2} = 1 - \frac{4a\mu}{\pi r_m}. \quad (5.32)$$

Se vede, deci, că pentru o excentricitate mică randamentul se micșorează foarte mult.

Dimensionarea cuplajului se face constructiv, după care se efectuează o verificare la presiunea de contact. Considerând că tensiunea de contact σ_H se repartizează pe o anumită lungime $l = 0,3(D - \Delta r)$ și că forțele sunt situate la distanța $0,8(D - \Delta r)$, din figura 5.6, c se obține:

$$\sigma_H = \frac{F}{A} = \frac{8T_c}{(D - \Delta r)^2 h} \approx \frac{T_c}{D^2 h} \leq [\sigma_H], \quad (5.33)$$

unde: h este înălțimea de contact prag-canal.

Din cauza uzurii mari între praguri, care poate merge până la gripaj, întrucât lubrificarea acestora este foarte dificilă. Cuplajul de tip *Oldham* este utilizat, limitat, la transmisii neportante, mai ales în domeniul unor aparate precise de măsurare, când se cere preluarea unor deviații radiale mari ale arborilor. Cuplajele articulate sau cardanice se folosesc pentru transmiterea mișcării între doi arbori, care fac între ei un unghi α , sau pentru a permite compensării unghiulare mari. Cuplajul cardanic simplu (fig.5.7,a) se compune din două bușe în formă de furcă, 1 și 2, fixate de cei doi arbori și îmbinate cu o piesă în formă de cruce prin niște articulații situate la 90° una față de alta.

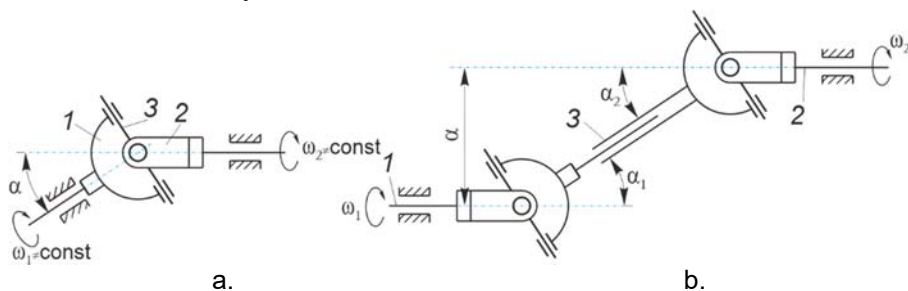


Fig. 5.7. Schemele cuplajului cardanic simplu și dublu.

Dacă se notează prin α unghiul dintre cei doi arbori, atunci la viteza unghiulară $\omega_1 = \text{const.}$ a arborelui conducător corespunde un $\omega_2 \neq \text{const.}$ pentru arborele condus. Raportul dintre cele două viteze unghiulare este:

$$\frac{\omega_2}{\omega_1} = \frac{\cos \alpha}{1 - \sin^2 \alpha \cos^2 \varphi}, \quad (5.34)$$

unde φ este unghiul de rotire al arborelui conducător.

Întrucât la o rotație a arborelui conducător, arborele condus va avea o viteză maximă $\omega_{2\max} = \frac{\omega_1}{\cos \alpha}$ și o viteză minimă $\omega_{2\min} = \omega_1 \cos \alpha$, va exista următorul grad de neregularitate:

$$\delta = \frac{\omega_{2max} - \omega_{2min}}{\omega_1} = \operatorname{tg} \alpha \sin \alpha. \quad (5.35)$$

Pentru a evita rotirea neuniformă a arborelui condus, în practică se folosește cuplajul articulat dublu (fig.5.7,*b*), obținut prin montarea unui arbore intermediar între arborii conducător și condus. Pentru a se obține $\omega_2 = \text{const.}$, trebuie ca cele două buche-furci ale arborelui intermediar să fie în același plan și arborele intermediar să facă un unghi egal cu arborii conducător și condus $\alpha_1 = \alpha_2$. Arborele intermediar se construiește telescopic.

Elementele cuplajelor se execută din oțel aliat cu crom sau oțel pentru rulmenți, călit până la duritatea $HRC = 58...64$, iar în cazurile mai puțin pretențioase, $HRC = 48...55$. Articulațiile trebuie unse periodic și etanșate contra impurităților.

Formă constructivă a cuplajului cardanic simplu este arătată în figura 5.8,*a*, iar a cuplajului cardanic dublu - în figura 5.8,*d*. Formele constructive mai simple sunt folosite îndeosebi în mecanica fină. Dimensiunile cuplajului cardanic se adoptă constructiv și se face o verificare a fusurilor piesei în formă de cruce la încovoiere și presiune de contact.



Fig. 5.8. Forme constructive ale cuplajului cardanic.

Cuplajele mobile cu elemente elastice permit compensarea în orice direcție, pe baza unui element elastic, care poate fi metalic sau nemetalic. Elementul elastic asigură și preluarea unor sarcini mici de scurtă durată și o funcționare mai bună în regimurile vibratorii.

Parametrul de bază al acestor cuplaje îl constituie rigiditatea elementului elastic. Din acest punct de vedere se disting cuplaje cu rigiditate unghiulară constantă ($c_\varphi = M / \varphi = \text{const.}$) și cu rigiditate variabilă.

Dintre cuplajele cu elemente elastice metalice, cel mai răspândit tip constructiv în mecanica fină este cuplajul cu membrană (fig.5.9,*a*), care se compune dintr-o membrană de formă inelară, executată din oțel aliat, bronz fosforos sau textolit și îmbinată rigid cu discurile de pe cei doi arbori. Este folosit la mecanismele de precizie și la aparatele de calcul, deoarece, din cauza lipsei jocurilor, între elemente nu există curse moarte.

Cuplajul nu asigură, însă, transmiterea unei viteze unghiulare constante din cauza deformației membranei.

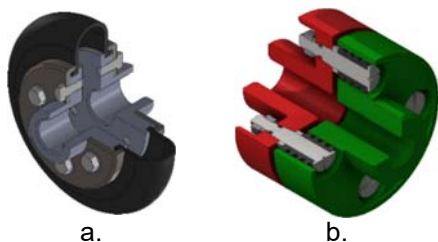


a. b.
Fig. 5.9. Cuplaje mobile cu membrană.

Pentru eliminarea acestui neajuns se utilizează soluția cu două membrane îmbinate prin elementul intermediar (fig. 5.9, b).

Dimensiunile cuplajului se adoptă constructiv, efectuându-se, când este necesar, o verificare la rezistență și rigiditate a membranei.

Unul dintre tipurile de cuplaje cu elemente elastice nemetalice folosite în mecanica fină îl reprezintă cel din figura 5.10, a, care se compune din două discuri montate pe arborele conducător și condus, elementul elastic în formă de manșon (executat din cauciuc, piele sau fibră) și bolțurile fixate rigid de discuri.



a. b.
Fig. 5.10. Cuplaje mobile cu elemente elastice nemetalice.

La soluția din figura 5.10, b elementul elastic are forma unor bolțuri, introdus în alezajul unuia din cele două discuri. Materialul semicuplajelor este fontă sau, pentru turații mai mari, oțelul, iar al bolțurilor oțelul.

Dimensiunile cuplajului se adoptă constructiv și apoi se face verificarea bolțului la încovoiere, considerându-l ca o grindă încastrată în disc și încărcată cu o sarcină P_1 . Tensiunea de încovoiere va fi:

$$\sigma_i = \frac{P_1 \left(c + \frac{l}{2} \right)}{0,1 d_s^2} \approx \frac{0,5 P_1 l}{0,1 d_s^2} \leq [\sigma_i], \quad (5.36)$$

unde: $P_1 = 2 T_c / D_s z$ este forța ce revine unui bolț; d_s și D_s - diametrul unui bolț, respectiv diametrul de așezare al acestora; z - numărul bolțurilor. Elementul elastic se verifică la presiunea de contact σ_H cu relația:

$$\sigma_H = \frac{P_1}{l d_s} \leq [\sigma_H],$$

unde: σ_H reprezintă tensiunea de contact admisibilă pentru materialul acestui element.

5.3. Cuplaje intermitente

Cuplele intermitente sau ambreiajele, utilizate des în tehnica actuală, fac posibilă cuplarea și decuplarea arborilor în timpul funcționării acestora. O clasificare a acestor cuplaje se poate face, după modul în care ele sunt puse în funcțiune, în:

- cuplaje *comandate*, la care cuplarea și decuplarea se face în urma unor comenzi exterioare, pe cale mecanică (pedală, manetă), electrodinamică sau electronică și care pot fi prin contact rigid și prin fricțiune;

- cuplaje *automate*, la care cuplarea și decuplarea se face de la sine, la o anumită turație sau la un anumit moment de torsiune, și care pot fi automate centrifuge, de siguranță, pentru sens unic și cu acționare rapidă.

Dacă se ține seama de modul, în care se realizează forța sau momentul de cuplare sau de ambreiere, se deosebesc ambreiajele prin contact rigid, ambreiajele prin fricțiune, ambreiajele *electromagnetice* și ambreiajele *hidraulice*. Cele cu utilizare practică generală sunt ambreiajele *prin contact rigid* și ambreiajele *prin fricțiune*.

5.3.1. Cuplaje intermitente comandate

Cel mai utilizat ambreiaj prin contact rigid este ambreiajul cu gheare sau cu dinți frontali (fig.5.11,a), compus din două discuri, unul montat fix pe arborele conducător, iar altul cu posibilitate de deplasare axială pe arborele condus. Aceste discuri sunt prevăzute pe suprafețele lor frontale cu dinți, care în secțiune (fig.5.11,b) pot avea profil triunghiular simetric, triunghiular asimetric, trapezoidal, dreptunghiular sau de altă formă. Momentul se transmite prin contactul direct dintre dinți, ceea ce necesită o forță axială pentru menținerea cuplării (se realizează cu un arc montat cu prestrângere).

Profilul triunghiular asigură o cuplare rapidă și ușoară, necesită însă o forță axială mare și transmite momente de torsiune mici. Profilul trapezoidal transmite momente și turații mai mari și necesită forțe axiale mai mici.

Profilul dreptunghiular se utilizează la puteri mai mari, iar profilele asimetrice numai la cuplajele cu sens de mișcare nereversibil. Discurile se execută din oțel aliat 41C10, 41CN12, călit până la duritatea $HRC = 54...60$. Pentru calcul trebuie determinată forța de cuplare Q , care este compusă din forța de împănare a dinților Q' și forța de frecare Q'' dintre discul mobil și arbore sau pană.

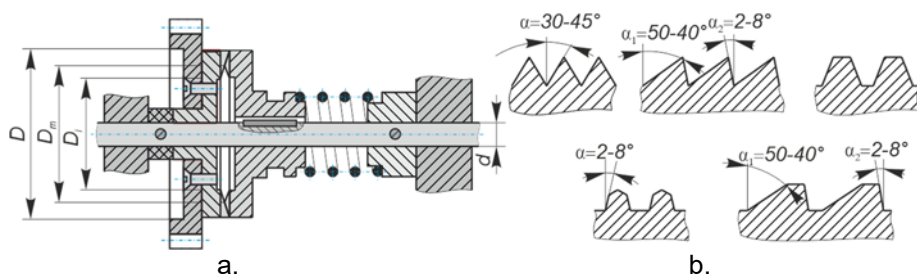


Fig. 5.11. Ambreiajul cu dinți frontali.

Dacă se notează cu D_m - diametrul mediu al danturii discurilor și prin d - diametrul arborelui, se poate scrie:

$$Q = Q' + Q'' = \frac{2T_c}{D_m} \operatorname{tg}(\alpha + \varphi) + \mu_1 \frac{2T_c}{d} = \frac{2T_c}{D_m} \left[\operatorname{tg}(\alpha + \varphi) + \frac{D_m}{d} \operatorname{tg} \varphi_1 \right], \quad (5.37)$$

unde s-a notat cu φ și φ_1 unghiurile de frecare dintre dinți, respectiv dintre disc și arbore. Se vede că, la un același T_c , forța Q crește cu cât unghiul de înclinare a fețelor dinților (fig.5.12) este mai mare.

Forța de decuplare Q_1 va fi:

$$Q_1 = \frac{2T_c}{D_m} \left[\operatorname{tg}(\alpha - \varphi) - \frac{D_m}{d} \operatorname{tg} \varphi_1 \right]. \quad (5.38)$$

Arcul, prin care se realizează cuplarea, se dimensionează și se verifică pentru forța Q . Din punctul de vedere al rezistenței, dinții se verifică la tensiune de contact, încovoiere și forfecare.

Dimensiunile geometrice, care intră în calcul, sunt cele referitoare la diametrul mediu D_m și anume:

- pentru profilul triunghiular: $t = \frac{D_m}{2} \operatorname{tg} \frac{\alpha}{2}$; $h = \frac{t}{2 \operatorname{tg} \beta}$;
- pentru profilul fierestrău: $t = D \sin \frac{\alpha}{2}$; $h = \frac{t}{2 \operatorname{tg} \beta}$;
- pentru profilul dreptunghiular: $t = \frac{D_m}{2} \sin \alpha$; $h = t$ sau $h = \frac{2}{3} t$.

$$\text{Forța periferică } P_1, \text{ care revine unui dinte, va fi: } P_1 = \frac{2T_c k_0}{D_m z}, \quad (5.39),$$

unde: $k_0 = 2 \dots 3$ este un coeficient, care ia în considerare încărcarea neuniformă.

Verificarea la presiunea de contact σ_H se face cu relația:

$$\sigma_H = \frac{Pz}{h \frac{D-D_i}{2}} \leq [\sigma_H], \quad (5.40)$$

unde: $\frac{D-D_i}{2}$ este lungimea medie a dinților (v. fig.5.11,a).

Se determină tensiunea de încovoiere σ_i cu relația

$$\sigma_i = \frac{P_1 h}{\frac{1}{6}(2t)^2 \left(\frac{D-D_i}{2} \right)} \leq [\sigma_i], \quad (5.41)$$

și tensiunea de forfecare

$$\tau_f = \frac{P_1}{2t \left(\frac{D-D_i}{2} \right)} \leq [\tau_f]. \quad (5.42)$$

Ambreiajele cu dinți sunt folosite pe scară largă la mecanismele de ceasornic pentru întoarcerea arcului și potrivirea indicatoarelor.

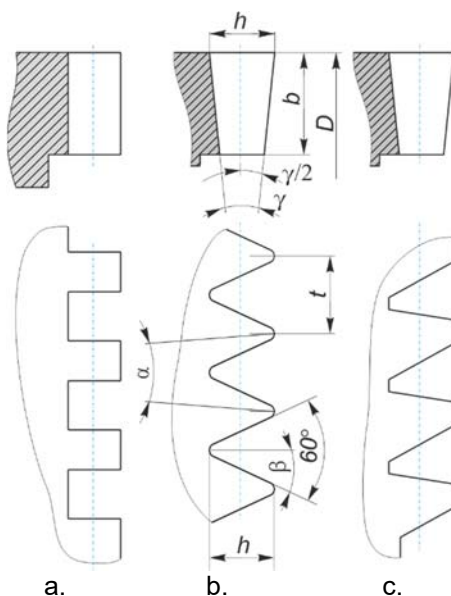


Fig. 5.12. Scheme pentru calculul dinților.

5.3.2. Cuplaje intermitente automate prin fricțiune

Ambreiajele prin fricțiune transmit mișcarea, ca urmare a frecării, care ia naștere între două sau mai multe discuri sau piese, a căror suprafață de frecare poate fi plană, conică sau cilindrică. Avantajul lor principal constă în aceea că, la cuplare, viteza arborelui condus crește treptat până atinge viteza arborelui conducător, deci fără să se producă șocuri. Se realizează astfel, o legare prin forță, când cuplarea se poate face sub sarcină. Forța necesară cuplării se poate obține prin arcuri, câmpuri magnetice sau manual.

Pentru transmiterea mișcării trebuie ca:

$$T_c = T_f, \quad (5.43)$$

unde T_c este momentul de torsiune de calcul, pe care-l transmite cuplajul.

Momentul furnizat de arborele conducător se consumă pentru învingerea momentelor rezistente T_r , date de sarcinile utile și de frecările din mecanismele exterioare, și a momentelor T_a necesare pentru accelerarea maselor montate pe arborele condus. Spre deosebire de cuplajele permanente, la care se pune în mișcare atât arborele conducător,

cât și cel condus, la ambreiajele prin fricțiune arborele conducător se rotește liber la început cu viteza ω_1 . Când discurile de pe cei doi arbori vin în contact, momentul de frecare își mărește progresiv valoarea până la cea maximă, necesară transmiterii mișcării. Variația momentului de frecare cu timpul se poate considera ca în figura 5.13, *a*.

Admițând momentul rezistent util constant, deși cele două discuri sunt în contact, iar discul 1 se rotește cu ω_1 , discul 2 nu începe să se rotească decât dacă $T_f \geq T_r$, pentru timpul t' .

Pentru ca viteza ω_2 a arborelui condus să ajungă la valoarea $\omega_2 = \omega_1$, este necesar un anumit timp pentru învingerea forțelor de inerție ale maselor de pe arborele condus.

Ca urmare trebuie ca:

$$T_f = T_r + T_a. \quad (5.44)$$

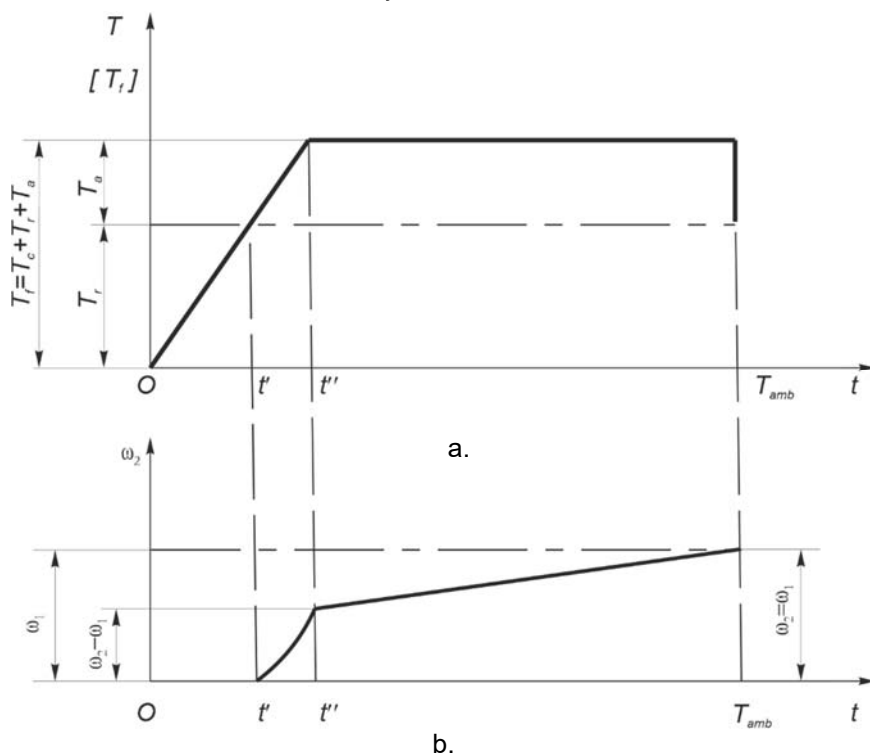


Fig. 5.13. Diagrame referitoare la teoria ambreiajelor prin fricțiune.

Dacă $\omega_1 = \omega_2$, atunci $T_a = 0$ și momentul la discul conducător se consumă numai pentru învingerea momentelor utile, deci $T_c = T_r = T_f$. Timpul, care se scurge din momentul în care cele două semicuple vin în contact și până când $\omega_2 = \omega_1$, se numește perioadă de ambreiere, T .

În figura 5.13, b este reprezentată variația lui ω_2 , pentru această perioadă. La pornire în gol, $T_r = 0$, astfel încât este valabilă numai partea superioară a diagramei.

Considerând $T_r = T_t$, relația (5.44) devine:

$$T_f = T_t \left(1 + \frac{T_a}{T_t} \right), \quad (5.45)$$

și, notând cu

$$K = 1 + \frac{T_a}{T_t}, \quad (5.46)$$

se obține

$$T_f = K T_t = T_c. \quad (5.47)$$

Se observă că, dacă timpul de ambreiere $t_1 = T - t'$ crește, T_a , (considerând momentele de inerție I_2 constante) va fi mai mic. De aici rezultă că o cuplare prea bruscă (t_1 foarte mic) duce la o creștere a lui T_a până la o astfel de valoare, pentru care motorul, neputând învinge rezistența, se oprește.

După perioada de ambreiere K devine un coeficient de siguranță, deoarece momentul este mai mic decât cel pe care este capabil să-l transmită cuplajul. Pentru cazurile curente din mecanica fină se recomandă $K = 1,25 \dots 1,5$.

Procesul de ambreiere este în realitate mai complex decât cel arătat mai sus, din cauza variației momentului de ambreiere, coeficientului de frecare, și a unor fenomene vibratorii. Studiul mai detaliat al acestui proces nu aduce, în principiu, modificări calculului și dimensionării ambreiajelor prin fricțiune.

De reținut este faptul că momentul de torsiune maxim transmisibil este, deci, cel mult egal cu momentul de frecare.

Momentul datorită frecării depinde de dimensiunile cuplajului, coeficientul de frecare și forța de apăsare axială Q a celor două jumătăți de cuplaj.

Pentru realizarea unor momente de frecare cât mai mari se folosesc următoarele cupluri de materiale: oțel-bronz; oțel-alamă; oțel-material fibros; oțel-piele; oțel-material sinterizat și altele.

Materialele trebuie să aibă desigur un coeficient de frecare mare și să fie rezistente la uzură, temperaturi ridicate și coroziune.

Caracteristicile unor cupluri de materiale mai des folosite cu valorile admisibile pentru coeficientul de frecare și presiunile admisibile sunt date în tabelul 5.1.

Cea mai simplă formă constructivă de ambreiaj prin fricțiune este ambreiajul cu o singură suprafață plană.

Din figura 5.14 se vede că discurile 1 și 2 sunt apăsate unul asupra celuilalt prin intermediul arcului 3. Discul 1 este montat fix pe arborele conducător, iar discul 2 poate fi deplasat de-a lungul arborelui condus, cu ajutorul unei pene cu fețe paralele.

Calculul ambreiajului prin fricțiune cu suprafață plană pleacă de la momentul de frecare T_f , care ia naștere pe suprafața de contact dintre cele două discuri, considerându-se forța de apăsare Q uniform distribuită.

Dacă se ia un element din suprafața de contact de grosime dr , închis de un unghi la centru $d\beta$, și notând cu p presiunea specifică se poate scrie, că forța de frecare elementară este:

$$dF = \mu pr \, d\beta \, dr,$$

iar momentul de frecare, cu notațiile din figura 5.14, va fi

$$T_f = \int_{r_i}^{r_e} \int_0^{2\pi} \mu pr^2 d\beta \, dr = \mu p 2\pi \frac{r_e^3 - r_i^3}{3}. \quad (5.48)$$

Dacă se înlocuiește p cu valoarea sa medie

$$p = \frac{Q}{\pi(r_e^2 - r_i^2)}, \quad (5.49)$$

se obține:

$$T_f = \frac{2}{3} \mu Q \frac{r_e^3 - r_i^3}{r_e^2 - r_i^2} = \mu Q r_0, \quad (5.50)$$

în care prin r_0 s-a notat

$$r_0 = \frac{r_e^3 - r_i^3}{r_e^2 - r_i^2}.$$

Tabelul 5.1 Caracteristicile cuplurilor de materiale pentru ambreiajele prin fricțiune.

Nr. crt.	Cuplul de material	Condițiile de lucru	Coeficient de frecare	Tensiunea admisibilă [N/mm ²]	Temperatura maximă admisibilă [°C]
1.	Oțel călit pe oțel călit	Cu ungere	0,08	0,6...0,8	250
2.	Fontă pe fontă sau oțel	Cu ungere	0,6	0,6...80	250...300
3.	Fontă pe fontă sau oțel	Fără ungere	0,15	0,24...0,4	250...300
4.	Metalo-ceramică pe fontă sau oțel	Fără ungere	0,4	0,3	550
5.	Metalo-ceramică pe fontă sau oțel	Cu ungere	0,1	0,8	550

Momentul de frecare se mai poate determina, știindu-se că, în urma apăsării discurilor cu forța Q , se produce între acestea o forță de frecare μQ , iar momentul dat de această forță trebuie să fie mai mare sau cel mult egal cu momentul de torsiune, adică:

$$T_f = \mu Q r_m = T_c, \quad (5.51)$$

unde:

$$r_m = \frac{r_e + r_i}{2}.$$

Din compararea relațiilor (5.50) cu (5.51) rezultă că:

$$T_f = \mu Q r_0 \approx \mu Q r_m = T_c, \quad (5.52)$$

unde pentru calcule se poate lua $r_0 = r_m$. Din relație se determină Q , cu care se dimensionează arcul, astfel:

$$Q \frac{D}{2} = \frac{\pi d^3}{16} [\tau_t], \quad (5.53)$$

unde: D este diametrul mediu al arcului; d - diametrul barei acestuia;
 $[\tau_t]$ - tensiunea admisibilă la torsiune a materialului arcului.

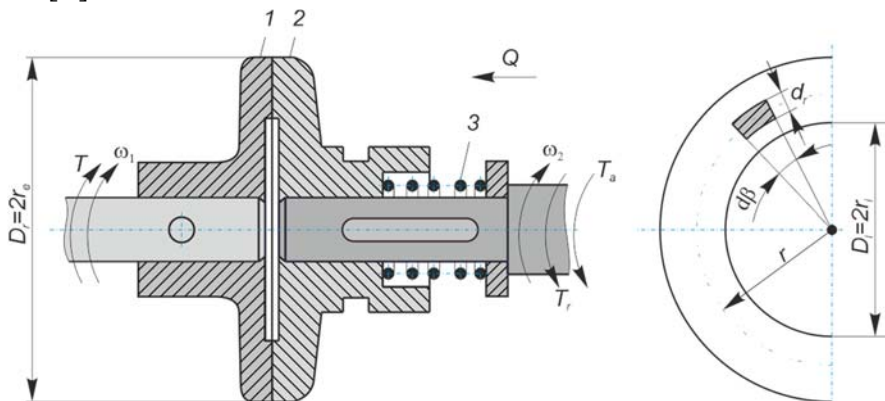


Fig. 5.14. Ambreiajul cu o singură suprafață plană de frecare.

Din relația (5.51) rezultă că pentru a mări momentul de torsiune transmis, se poate influența asupra coeficientului de frecare, forței de apăsare și razei medii. Întrucât coeficientul de frecare este limitat de material, forța de apăsare - de presiunea de contact, iar raza medie - de gabaritul ambreiajului, se pot utiliza două soluții constructive pentru mărirea momentului de frecare: ambreiajul cu mult mai multe lamele și ambreiajul conic.

Ambreiajul cu mai multe lamele (fig.5.15) este alcătuit dintr-o casetă cu lamele, fixată pe arborele conducător și un disc cu lamele, deplasabil de-a lungul arborelui condus, de regulă, cu ajutorul unor pene cu fețe paralele. În urma apăsării celor z lamele între ele, numărul suprafețelor plane de frecare va fi egal cu $(z-1)$, iar momentul de frecare va avea valoarea:

$$T_f = \mu Q (z-1) r_m = k T_t. \quad (5.54)$$

Din relație se vede că momentul de frecare este de $(z-1)$ ori mai mare, iar forța de apăsare Q , de $(z-1)$ ori mai mică. Pe baza forței Q se face dimensionarea cuplajului al cărui gabarit va fi desigur mai mic decât al celui cu o singură suprafață de frecare. Ambreiajele cu lamele multiple mai au avantajul unei cuplări line, fără șocuri, însă prezintă dezavantajul unei decuplări lente și a unei răcirii necorespunzătoare.

Ambreiajul conic (fig.5.16) are o suprafață de fricțiune tronconică exterioară.

Suprafețele ambelor discuri fiind prelucrate la același unghi de vârf α , forța de apăsare Q dă naștere reacțiunii N , normală pe suprafața de contact, și forței de frecare μN , dirijată în sens contrar cuplării.

Pentru transmiterea mișcării trebuie îndeplinită condiția:

$$T_f = \mu N \frac{D_m}{2} = T_c = K T_l, \quad (5.55)$$

în care μN este forța de frecare perpendiculară pe planul figurii.

La cuplare apare și în planul figurii o forță de frecare μN , astfel că forța Q_c , obținută prin proiecția forțelor pe orizontală, va fi:

$$Q_c = N (\sin \alpha + \mu \cos \alpha). \quad (5.56)$$

În timpul transmiterii mișcării forța de frecare μN din planul figurii dispăre și forța necesară pentru cuplare Q_c' devine:

$$Q_c' = N \sin \alpha, \quad (5.57)$$

iar cea pentru decuplare Q_d va fi:

$$Q_d = N (\sin \alpha - \mu \cos \alpha). \quad (5.58)$$

Determinându-se N din relația (5.55) și introducând succesiv valoarea ei în relațiile (5.56), (5.57) și (5.58) se obține:

$$Q_c = \frac{2T_c}{\mu D_m} (\sin \alpha + \mu \cos \alpha); \quad (5.59)$$

$$Q_c' = \frac{2T_c}{\mu D_m} \sin \alpha; \quad (5.60)$$

$$Q_d = \frac{2T_c}{\mu D_m} (\sin \alpha - \mu \cos \alpha). \quad (5.61)$$

Dacă se notează,

$$\mu' = \frac{\mu}{(\sin \alpha + \mu \cos \alpha)} \quad (5.62)$$

forța de cuplare apare sub forma:

$$Q_c = \frac{2T_e}{\mu' D_m}. \quad (5.63)$$

Comparând valorile lui Q_c și Q_d din relația (5.61) se observă că, pentru același cuplu de materiale și același D_m , deoarece $\mu' > \mu$, rezultă

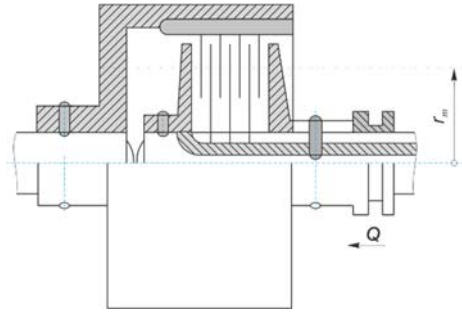


Fig. 5.15. Ambreiajul cu mai multe lamele.

pentru cuplajul intermitent conic o forță de împingere mai mică decât pentru acel plan sau, la aceeași forță de împingere, se poate transmite cu primul un moment T_c mai mare. La dimensionare se stabilește lățimea b a suprafețelor de lucru din relația:

$$N = \frac{P}{\mu} = \frac{Q}{\sin \alpha} = \pi D_m b p. \quad (5.64)$$

Ambreiajele conice au dezavantajul că nu funcționează pe toată suprafața decât dacă sunt executate precis și bine întreținute.

Ambreiajele automate limitează fie turația, fie momentul de torsiune transmis. Pentru limitarea turației se folosesc ambreiajele prin fricțiune centrifugale. Acestea realizează legătura tot prin frecarea dintre suprafețe, dar utilizează pentru ambreiere și debreiere forța centrifugă a unor mase rotitoare, forță care, după cum se știe, crește cu mărirea turației. Sunt de două tipuri:

- cu acțiune directă, când se folosesc pentru cuplarea automată la o anumită turație limită n_0 , și când $n > n_0$, unde n este turația de regim;
- cu acțiune indirectă, când se folosesc la decuplarea automată și când $n \leq n_0$.

La cuplajele cu acțiune directă (fig.5.17,a), o masă inerțială rotitoare m_1 materializată prin sabotul S , care se poate deplasa radial, este legată de arborele conducător A_1 . Masa m_1 (sabotul) este apăsată sub influența forței centrifuge P_c pe conturul interior al discului aflat pe arborele condus A_2 .

Dacă v este viteza masei mobile m_1 al cărei centru de masă se găsește la distanța r_1 de axa arborilor, forța centrifugă P_c va fi:

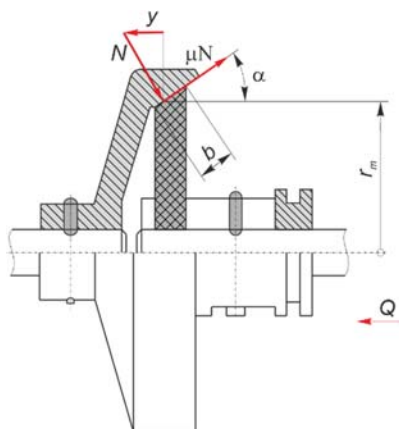


Fig. 5.16. Ambreiaj conic.

$$P_c = \frac{m_1 v^2}{r_1}, \quad (5.65)$$

iar momentul de frecare produs de aceasta este:

$$T_f = P_c \mu r = \frac{m_1 v^2}{r_1} \mu r, \quad (5.66)$$

unde r este raza suprafeței de așezare a sabotului.

Dacă se adaugă și forța F_a a arcului prin care sunt legați saboții,

care acționează împotriva forței centrifuge, momentul de frecare este:

$$T_f = (P_c - F_a) \mu r = K T_t = T_c. \quad (5.67)$$

Ambreierea începe la o viteză (turație) $v_0(n_0)$, care se realizează pentru $F = P_c$. Până atunci forța centrifugă este echilibrată de forța elastică a arcului, care pentru limita prescrisă va fi:

$$F_a = \frac{m_1 v_0^2}{r_1} = m_1 r_1 \omega_0^2 = \frac{G}{g} r_1 \left(\frac{\pi n_0}{30} \right)^2, \quad (5.68)$$

de unde rezultă:

$$n_0 = \frac{30}{\pi} \sqrt{\frac{F_a g}{G r_1}}, \quad (5.69)$$

unde: G este greutatea sabotului, iar g - accelerația gravitației.

Ecuția generală pentru transmiterea mișcării la aceste cuplaje având z saboți, va fi:

$$\mu z \left[\frac{G}{g} r_1 \left(\frac{\pi n_1}{30} \right)^2 - F_a \right] r = T_c. \quad (5.70)$$

Calculul practic al cuplajelor centrifugale se poate efectua, alegându-se n_0 din relația (5.69), după care se determină F_a și apoi din relația (5.70), adoptând constructiv sabotul, se calculează turația n_1 . Dacă există restricții cu privire la gabarit, toate elementele se pot alege constructiv, deci, se cunosc F și G și se determină n_0 și n_1 .

După dimensionare, se efectuează calculul de verificare la presiunea de contact și încălzire, ca la orice cuplaj prin fricțiune.

La cuplajele cu acțiune indirectă (fig.5.17,b), frecarea necesară pentru

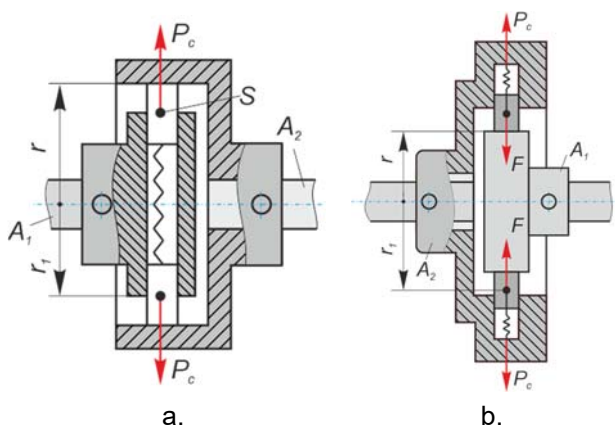


Fig. 5.17. Ambreiajele automate centrifugale.

cuplare este produsă de o forță (forța unui arc F_a), opusă forței centrifuge P_c . După punerea în funcțiune, momentul de frecare va fi:

$$T_f = (F_a - P_c) \mu r z = K T_t = T_c. \quad (5.71)$$

Momentul de frecare descrește cu creșterea turației, iar la turația pentru care $F_a = P_c$ momentul atinge valoarea zero și cuplajul se desface automat, deci el precizează limita superioară a turației.

Cuplajele centrifugale directe se folosesc frecvent la cuplarea mecanismelor cu motoarele electrice, care au un moment redus de demarare, iar cele indirecte servesc, în general, la reglarea, respectiv menținerea, turației inductoarelor la o valoare constantă.

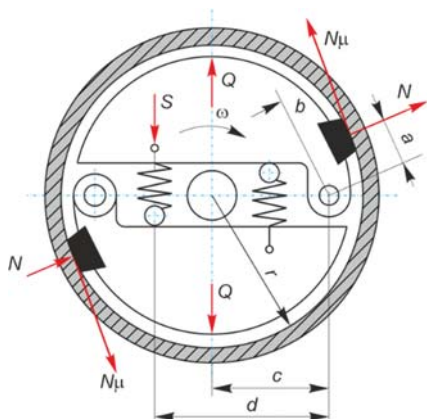


Fig. 5.18. Ambreiaj centrifugal cu saboți pivotanți.

Un dezavantaj important al acestor ambreiaje este tendința lor ca saboții să se blocheze în calea de ghidare. O construcție îmbunătățită folosește saboți pivotanți (fig.5.18).

Ambreierea se produce când forța centrifugă P_c învinge forța elastică F_a a arcurilor elicoidale. Cu datele din figura 5.16 se poate scrie:

$$N = \frac{P_c \cdot c - F_a d}{b \cdot \mu + a}, \quad (5.72)$$

iar $K T < T_f = N \mu r$.

Ambreiajul poate funcționa numai în direcția arătată de săgeată, deoarece în sens opus se blochează.

6. ELEMENTE DE ASAMBLARE ȘI ASAMBLĂRI

6.1. Generalități. Clasificare

Elementele de asamblare servesc la îmbinarea diferitelor părți componente ale mecanismelor și ale aparatelor [2,3,33,34]. Clasificarea asamblărilor se poate face în funcție de posibilitățile de desfacere a lor, în:

- asamblări *demontabile*, când este posibilă desfacerea îmbinării fără distrugerea elementului de asamblare sau a unei părți din asamblare;
- asamblări *nedemontabile*, când îmbinarea nu poate fi desfăcută decât prin distrugerea unei părți a construcției sau a elementului care realizează legătura.

În funcție de posibilitățile de realizare se disting:

- asamblări *directe*, la care legătura se realizează fără un element de asamblare;
- asamblări *indirecte*, când îmbinarea se realizează cu ajutorul unui element de asamblare.

Legătura dintre părțile asamblate se poate obține prin forma corespunzătoare a acestora sau prin forță, ca urmare a tensiunilor de contact ce apar pe suprafețele pieselor asamblate.

6.2. Asamblări demontabile

Asamblările demontabile permit montajul și demontajul repetat al îmbinării fără distrugerea pieselor.

Dezavantajul principal al acestor asamblări constă în aceea că, sub acțiunea vibrațiilor și a șocurilor, se poate produce desfacerea legăturii, ceea ce poate determina avarii și chiar distrugerea mecanismului sau aparatului. De aceea, de multe ori, se iau măsuri constructive suplimentare, pentru asigurarea contra desfacerii asamblării.

Asamblările demontabile se pot clasifica în următoarele grupe:

- asamblări prin strângere;
- asamblări cu pene sau prin efect de pană;
- asamblări prin efect elastic;
- asamblări filetate.

6.2.1. Asamblări prin strângere (directe și indirecte). Elemente de calcul și proiectare

Realizarea asamblării. Condiții. Asamblările prin strângere reprezintă cel mai simplu caz de asamblare directă a două piese, la care una din ele, piesa cuprinzătoare sau alezajul, o cuprinde pe cealaltă în întregime sau numai în parte [2,3]. Asamblarea, care se mai numește cu ajustaj de strângere, poate fi de două feluri:

- cu suprafețe de ajustare de formă cilindrică sau conică, netede;
- cu suprafețe striate.

La ajustajul cilindric cu suprafață netedă, cepul de diametru d_1 (fig.6.1,a) este introdus prin forță în alezajul cilindric de diametrul d_2 al unei alte piese. Cele două piese se vor deforma elastic la locul de îmbinare, diametrul d_1 al cepului se va micșora, iar diametrul d_2 al alezajului se va mări. Rezistența asamblării este dată de tensiunea elastică de compresiune a materialelor pieselor.

Dacă se notează prin d diametrul sistemului asamblat (fig.6.1,b), cep (arbore) - alezaj (butuc), este necesar ca:

$$d_2 < d < d_1. \quad (6.1)$$

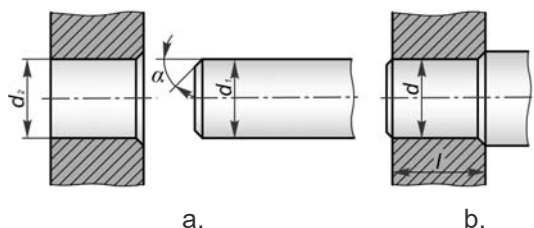


Fig. 6.1. Schema realizării asamblării prin strângere cu suprafețe cilindrice netede.

Între arbore și butuc se naște o presiune, astfel încât la tendința de deplasare axială a arborelui cu o forță F sau de rotire a lui la transmiterea unui moment T vor apărea între arbore și butuc forțe de frecare F_f sau momente de frecare M_f . Condiția de realizare a îmbinării este

$$F_f > F \text{ sau } M_f > T. \quad (6.3)$$

Asamblarea prin presare forțată se poate realiza manual sau mecanic, cu ajutorul preselor. La producția de serie mare este recomandabilă automatizarea procesului de asamblare.

În loc de presare forțată, îmbinarea se poate realiza și prin încălzirea butucului, sau prin răcirea arborelui la montaj până când $d_2 > d_1$. Strângerea se obține prin revenirea piesei la dimensiunea inițială după montaj; îmbinarea pe această cale se numește îmbinare prin fretare.

Avantajul principal al îmbinărilor prin strângere directă constă în simplitatea lor și asigurarea unei bune centrări a pieselor.

Calculul îmbinării constă în alegerea ajustajului care să realizeze strângerea S , capabilă să îndeplinească condițiile (6.3). Deformațiile care se nasc în piesele îmbinate pot fi elastice, elasto-plastice sau plastice. Metodica de calcul prezentată în continuare se referă la deformațiile elastice. Prin calcule se determină presiunea de strângere, strângerile teoretică și efectivă, eforturile unitare și deformațiile pieselor.

Determinarea presiunii necesare. Calculul începe cu determinarea presiunii necesare în vederea realizării asamblării, în funcție de diferitele moduri de încărcare a pieselor. Dacă asamblarea este sollicitată de o forță axială F_a (fig.6.2,a), condiția de rigiditate a îmbinării este ca forța F_a care se transmite să fie mai mică sau la limită egală, cu forța de frecare F_f dintre piese, adică>

$$F_a \leq \pi \cdot d \cdot l \cdot p \cdot \mu = F_f, \quad (6.4)$$

unde: μ este coeficientul de frecare la alunecare longitudinală; l și d - lungimea și diametrul suprafeței de asamblare după montaj; p - presiunea radială necesară pe suprafața de strângere.

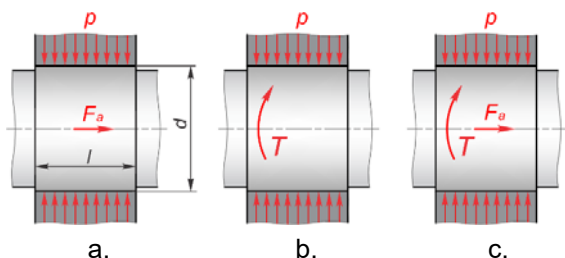


Fig. 6.2. Determinarea presiunii de strângere pentru diferite moduri de încărcare a asamblării.

Din relația (6.4) rezultă:

$$p \geq \frac{F_a}{\mu \cdot \pi \cdot d \cdot l}. \quad (6.5)$$

Dacă asamblarea este sollicitată la un moment de torsiune (fig.6.2,b), acesta trebuie să fie mai mic decât momentul datorită

frecării, M_f , adică,

$$T \leq \pi \cdot d \cdot l \cdot p \cdot \mu \frac{d}{2} = M_f, \quad (6.6)$$

de unde

$$p \geq \frac{2T}{\mu \cdot \pi \cdot d^2 \cdot l}.$$

La o sollicitare combinată dată de o forță axială F_a și momentul de torsiune T (fig.6.2,c), calculul se face la forța rezultantă obținută, însumând forța axială F_a cu forța periferică, adică

$$\sqrt{\left(\frac{2T}{d}\right)^2 + F_a^2} \leq \pi \cdot d \cdot l \cdot \mu \cdot p \quad (6.7)$$

sau

$$p \geq \frac{\sqrt{\left(\frac{2T}{d}\right)^2 + F_a^2}}{\pi \cdot d \cdot l \cdot \mu}. \quad (6.8)$$

Valorile medii ale coeficienților frecării de alunecare, pentru practice, sânt date în tabelul 6.1.

Tabelul 6.1. Valori medii pentru coeficienții de frecare la asamblările prin strângere.

Materialul pieselor		Tehnologia de execuție			
		Presarea la rece		Presarea la cald	
Piesa cuprinsă	Piesa cuprinzătoare	Stare de ungere	μ	Stare de ungere	μ
Oțel	Oțel	Cu ungere cu ulei la montaj	0,09...0,13	Fără ungere la montaj	0,09...0,13
Oțel	Fontă	Cu ungere la montaj	0,09...0,13	Fără ungere la montaj	0,09...0,13
Oțel	Aliaje ușoare	Fără ungere la montaj	0,09...0,13	Fără ungere la montaj	0,09...0,13

Dacă asamblarea este solicitată de un moment încovoiator M_i (fig.6.3) acțiunea acestuia tinde să rotească arborele în jurul axei care trece prin punctul O .

Legea de variație a presiunii de contact, în planul axial, se poate admite că este liniară. Prin suprapunerea acestei presiuni dată de M_i peste cea de strângere se obține epura trapezoidală a presiunilor rezultate.

La extremitățile asamblării, presiunile maximă și minimă vor fi:

$$p_{\max} = p(1 + \alpha) \text{ și } p_{\min} = p(1 - \alpha), \quad (6.9)$$

în care $p = (p_{\max} + p_{\min})/2$ este presiunea necesară de strângere, iar α un coeficient de variație liniară a presiunii în planul axial. Valoarea coeficientului α este condiționată de valoarea presiunii minime care, evident, va fi mai mare decât zero.

Presiunea necesară se poate determina, introducându-se rezultantele R ale presiunilor pe semisuprafețele de contact, rezultante care sânt aplicate în centrele de greutate ale figurilor care reprezintă variația presiunilor în planul axial.

Din fig.6.3 condiția de echilibru este:

$$M_i = R \cdot x, \quad (6.10)$$

$$R = d \cdot l \cdot p, \quad (6.11)$$

unde p este presiunea necesară de strângere.

Distanța x dintre centrele de greutate ale epurelor trapezoidale se stabilește astfel:

$$\frac{x}{2} = \left(\frac{2}{3}l - \frac{l}{2} \right) \alpha = \frac{2\alpha}{6}, \text{ deci } x = \frac{l \cdot \alpha}{3}. \quad (6.12)$$

Înlocuind pe R și x în relația (6.10) rezultă:

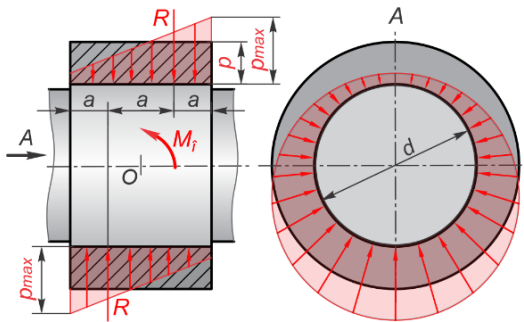


Fig. 6.3. Asamblare prin strângere sollicitată la încovoiere.

$$M_i = \frac{1}{3} \alpha \cdot d \cdot l^2 \cdot p, \quad (6.13)$$

de unde, dacă se ia $\alpha = 0,6$, se obține:

$$M_i = 0,2 \cdot d \cdot l^2 \cdot p. \quad (6.14)$$

Rigiditatea asamblării se asigură, dacă

$$M_i \leq 0,2 \cdot d \cdot l^2 \cdot p,$$

de unde

$$p \geq \frac{M_i}{0,2 \cdot d \cdot l^2}. \quad (6.15)$$

Calculul strângerilor. Strângerea teoretică necesară S , adică diferența de dimensiuni ale pieselor, se calculează pe baza presiunii p cu relația lui Lamé, stabilită pentru ajustajul tubular (fig.6.4) cu suprafețe cilindrice netede:

$$S = p \cdot d \left(\frac{k_1}{E_1} + \frac{k_2}{E_2} \right) \cdot 10^3 [\mu m], \quad (6.16)$$

unde: p este presiunea necesară de strângere, în N/mm^2 ; d - diametrul nominal al ajustajului, în mm ; E_1 și E_2 - modulele de elasticitate ale materialelor, în N/mm^2 ; k_1 și k_2 coeficienți ale căror valori se calculează cu relațiile:

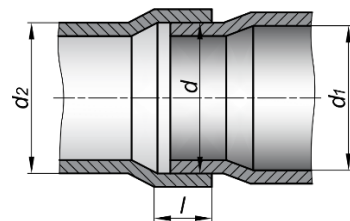


Fig. 6.4. Calculul strângerii teoretice necesare.

$$k_1 = \frac{d^2 + d_1^2}{d^2 - d_1^2} - \mu_1 \text{ și } k_2 = \frac{d_2^2 + d^2}{d_2^2 - d^2} + \mu_2. \quad (6.17)$$

În relațiile (6.17) s-a notat: d_1 - diametrul interior al piesei cuprinse (fig.6.4), în mm ; la arborele de secțiune circulară plină, $d_1 = 0$; d_2 - diametrul exterior al piesei cuprinzătoare, în mm ; μ_1 și μ_2 - coeficienții lui Poisson (pentru oțel $\mu = 0,3$; pentru fontă $\mu = 0,25$; pentru bronz $\mu = 0,33$).

Strângerea efectivă calculată S_e va fi dată de relația:

$$S_e = S + s_r + s_t, \quad (6.18)$$

unde s_r este corecția datorată rugozităților suprafețelor; s_t - corecția cauzată de dilatațiile inegale ale celor două piese.

Corecția de rugozitate s_r se poate determina (fig. 6.5) cu relația:

$$s_r \approx 1,2(R_{z1} + R_{z2}), \quad (6.19)$$

unde R_{z1} și R_{z2} reprezintă înălțimea maximă a microasperităților suprafețelor, dată în ISO 4287/1:1993 sau STAS 5730/2-75. Pentru R_{z1} și R_{z2} se pot adopta valorile:

$R_z = 16 \sim 40 \mu m$, la degroșare;

$R_z = 2,5 \sim 6 \mu m$, la strunjire fină;

$R_z = 10 \sim 25 \mu m$, la găurire mijlocie;

$R_z = 6 \sim 16 \mu m$, la rectificare mijlocie;

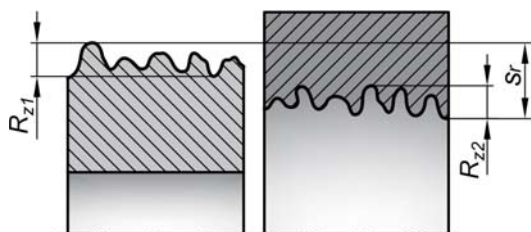


Fig. 6.5. Corecția datorată rugozității suprafețelor.

$R_z = 1 \sim 1,2 \mu m$, la rectificare fină.

Corecția s_t pentru compensarea efectului dilatațiilor și contracțiilor cauzate de variațiile de temperatură se poate calcula cu relația:

$$s_t = [\alpha_2(t_2 - t_0) - \alpha_1(t_1 - t_0)] \cdot d \cdot 10^3 [\mu m], \quad (6.20)$$

unde: d este diametrul asamblării, în mm ; α_1 și α_2 - coeficienții de dilatare termică pentru materialele arborelui și alezajului; t_1 și t_2 - temperaturile de exploatare a celor două piese; t_0 - temperatura la care se face montajul.

Cum de obicei $t_2 \approx t_1 \approx t$, corecția termică devine:

$$s_t = [(\alpha_2 - \alpha_1) - (t - t_0)] \cdot d \cdot 10^3 [\mu m].$$

Pentru $\alpha_1 \approx \alpha_2$ sau $t \approx t_0$, $s_t = 0$.

Pe baza strângerii efective calculate S_e și în raport cu diametrul ajustajului se alege, din standarde, tipul ajustajului cu strângere și, cu toleranțele acestuia, se determină strângerea maximă S_{max} și strângerea minimă S_{min} . Strângerea efectivă calculată trebuie, pentru ca legătura dintre piese să existe, să fie cel puțin egală cu S_{min} , deci:

$$S_e \geq S_{min}. \quad (6.21)$$

La montaj, din cauza poziției reciproce a câmpurilor de toleranță se realizează o gamă de strângeri de la S_{min} la S_{max} , gamă care are o distribuție

de tip Gauss. Strângerii maxime $S_{\max}$ îi corespunde o presiune maximă $p_{\max}$. Pentru a fi evitate deformațiile plastice se face o verificare a asamblării cu relația lui Lamé astfel:

$$p_{\max} = \frac{S'_{\max}}{d \left(\frac{k_1}{E_1} + \frac{k_2}{E_2} \right) \cdot 10^3}, \quad (6.22)$$

unde

$$S'_{\max} = S_{\max} - s_r - s_t. \quad (6.23)$$

Se calculează presiunile p_{c1} și p_{c2} corespunzătoare limitei de curgere, deci la care apar deformațiile plastice și care sunt date de relațiile:

$$p_{c1} = \frac{d_1^2 - 1}{2d^2} \cdot \sigma_{c1} \text{ și } p_{c2} = \frac{d_2^2 - d^2}{2d_2^2} \cdot \sigma_{c2}, \quad (6.24)$$

în care σ_{c1} și σ_{c2} sunt limitele de curgere ale materialelor celor două piese. Pentru ca să nu existe deformații plastice este necesar ca

$$p_{\max} < p_{c1} \text{ și } p_{\max} < p_{c2}. \quad (6.25)$$

La sarcini exterioare, asamblările prin strângere pot funcționa și în domeniul deformațiilor plastice, când calculul se face pe baza teoriei plasticității.

Determinarea eforturilor unitare și deformațiilor. Sub acțiunea presiunii p , dezvoltate de strângerea efectivă calculată, în secțiunile radiale ale pieselor apar tensiuni radiale σ_R și circumferințale normale σ_T a căror variație este arătată în fig.6.6. Tensiunile maxime apar în zona suprafeței interioare a piesei cuprinzătoare și sunt:

$$\sigma_R = -p \quad (6.26)$$

și

$$\sigma_T = p \frac{d_2^2 + d^2}{d_2^2 - d^2}. \quad (6.27)$$

Forțele axiale și momentele de torsiune nu modifică epura

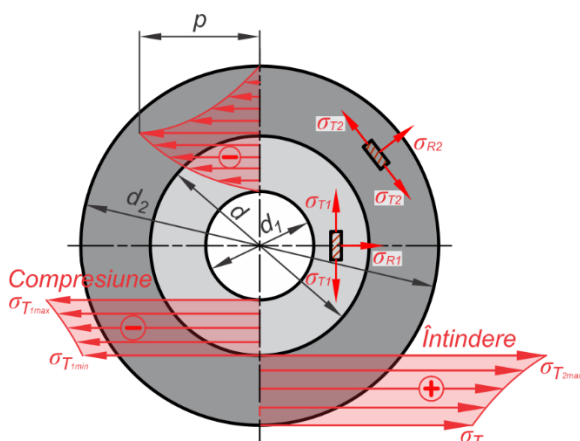


Fig. 6.6. Variația tensiunilor în asamblarea prin strângere cu suprafețe.

tensiunilor, dar dau tensiuni suplimentare ce se însumează aritmetic sau geometric cu cele inițiale. În schimb forțele radiale și momentele încovoietoare modifică epura și valorile tensiunilor.

Condiția funcționării asamblărilor cu strângere în domeniul elastic, la rotirea elementului de suprafață cu 45° , este:

$$\tau_{\max} \leq \tau_c, \quad (6.28)$$

unde $\tau_{\max}$ este tensiunea de forfecare maximă, care conform teoriei efortului unitar tangențial maxim va fi:

$$\tau_{\max} = \frac{\sigma_T - \sigma_R}{2} = p \frac{d_2^2}{d_2^2 - d^2} \approx \frac{\sigma_c}{2}. \quad (6.29)$$

Prin τ_c s-a notat limita de curgere la forfecare a materialului piesei cuprinzătoare a cărei valoare se poate admite că este $\tau_c \approx \sigma_c/2$, unde σ_c este limita de curgere la întindere.

Calculul deformațiilor elastice se face pentru a verifica posibilitatea de funcționare a asamblării prin strângere în diferite ansambluri, cum ar fi, de exemplu, jocul radial în rulmenți la montarea lor pe arbori sau în carcasă. Pentru piesa cuprinsă deformația radială este:

$$\Delta d_1 = \frac{2p \cdot d_1 \cdot d^2}{E_1 (d^2 - d_1^2)} \cdot 10^3 [\mu m], \quad (6.30)$$

iar pentru piesa cuprinzătoare deformația radială va fi:

$$\Delta d_2 = \frac{2p \cdot d_2 \cdot d^2}{E_2 (d_2^2 - d^2)} \cdot 10^3 [\mu m], \quad (6.31)$$

unde d , d_1 și d_2 s-au înlocuit în mm , p în N/mm^2 și E_1 , E_2 în N/mm^2 .

Dacă deformațiile admisibile radiale se cunosc, cu relațiile (6.30) și (6.31) se poate calcula presiunea maximă admisibilă și apoi strângerea efectivă a ajustajului.

Asamblările cu suprafețe conice. La asamblările prin strângere cu suprafețe conice se pun în general aceleași probleme ca și la asamblările cilindrice. Din cauza unghiului de înclinare a suprafeței conice se modifică sistemul de forțe. Cu notațiile din fig.6.7 și admitând că rezultanta presiunilor uniform repartizate este concentrată în două puncte, la diametrul mediu d_m al suprafeței de strângere, forța axială F_a necesară strângerii va fi:

$$F_a = 2\mu \cdot F_r \cos \alpha + 2F_r \sin \alpha$$

sau

$$F_a = \frac{2F_r}{\cos \varphi} (\cos \alpha \cdot \sin \varphi + \sin \alpha \cdot \cos \varphi) = \frac{2F_r}{\cos \varphi} \sin(\alpha + \varphi). \quad (6.32)$$

Momentul de frecare, care realizează transmiterea momentului de torsiune, este

$$M_f = 2\mu \cdot F_r \cdot \frac{d_m}{2} \geq T, \quad (6.33)$$

unde $d_m = \frac{D+d}{2}$. Înlocuind $2N$, în situația limită, se obține

$$T = \frac{\mu \cdot d_m \cdot F_a \cdot \cos \varphi}{2 \sin(\alpha + \varphi)}, \quad (6.34)$$

de unde se poate calcula forța axială necesară pentru $M_f = T$, care este

$$F_a = \frac{2T \cdot \sin(\alpha + \varphi)}{\mu \cdot d_m \cdot \cos \varphi} = \frac{2T}{d_m} \cdot \frac{\sin(\alpha + \varphi)}{\sin \varphi}. \quad (6.35)$$

Întrucât împingerea capului pentru realizarea asamblării se face cu o piuliță și șurub, cu valoarea lui F_a se dimensionează acestea.

Ajustajele cu suprafețe netede se folosesc, nu numai la asamblarea pieselor din materiale feroase ci, și la asamblarea pieselor din aceste materiale cu piese din aliaje de aluminiu sau de zinc (ultimele capătă o deformare permanentă după îmbinare) și cu piese din materiale plastice sau lemn (unde nu este necesară o precizie mare).

În fig.6.8 sunt prezentate două exemple constructive de asamblare prin strângere în mecanica fină.

Asamblările indirecte prin strângere. Pot fi considerate, ca asamblări indirecte prin strângere, asamblările cu inele conice, inele sau bușe ondulate și asamblările prin brătară.

Asamblările prin inele conice (fig.6.9) servesc la îmbinarea pieselor rotitoare cu arborii. Față de pene au avantajul că nu slăbesc secțiunea arborelui, iar față de strângerea directă că micșorează uzura. Inelele se montează perechi, transmiterea mișcării realizându-se prin contactul dintre acestea și piesele asamblate.

La suprasarcini periculoase se produce patinarea. Pentru stabilirea capacității de transmitere se calculează valoarea forței radiale de strângere Q în funcție de valoarea forței axiale de presare F_a sau invers. Obișnuit se face un calcul aproximativ pentru o secțiune prin inele.

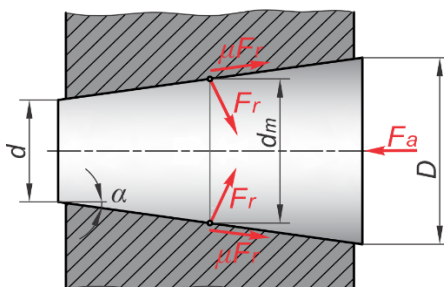


Fig. 6.7. Asamblare prin strângere cu suprafețe conice.

Dacă se consideră sistemul de forțe în secțiune din fig.6.9,c, se poate scrie

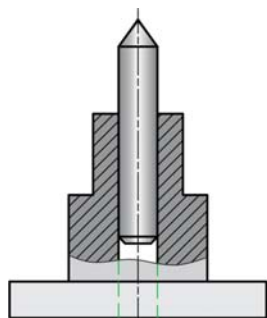


Fig. 6.8. Exemple constructive de asamblări directe prin strângere cilindrică.

$$F_a = Q [tg(\alpha + \beta) + tg\varphi]. \quad (6.36)$$

Momentul de torsiune T , care poate fi transmis, este minim la periferia arborelui, unde are loc eventuala patinare. Pentru o pereche de inele momentul de frecare M_f este:

$$M_f = \mu \cdot Q \frac{d}{2} = \frac{\mu \cdot F_a \cdot d}{2 [tg(\alpha + \varphi) + tg\varphi]}. \quad (6.37)$$

Legătura dintre momentul, care poate fi transmis de asamblare, și momentul de frecare va fi:

$$T \leq M_f = \beta \cdot T, \quad (6.38)$$

unde β este un coeficient de siguranță contra patinării ($\beta = 1,5 \dots 3$). Relația (6.36) exprimă capacitatea teoretică de transmitere a unei perechi de inele. Capacitatea reală este mai redusă, întrucât o parte din F_a se consumă pentru anularea jocurilor radiale existente inițial, ceea ce presupune deformarea elastică a inelelor.

Dacă sunt montate mai multe perechi de inele în serie, s-a constatat că fiecare transmite 50% din capacitatea perechii precedente (la presarea pe o singură parte). Explicația este că din forța de împingere a perechii de la extremitate se scad forțele de frecare pe măsură ce montajul perechii se îndepărtează.

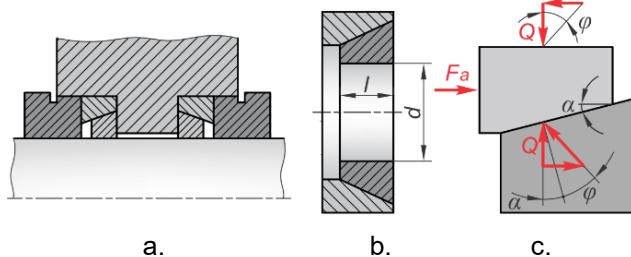


Fig. 6.9. Asamblarea prin inele conice.

Pentru calculul la rezistență sau dimensionare, dacă se notează cu p presiunea de strângere dintre inele și arbore, cu relația

$$M_f = \mu \cdot p \cdot \pi \cdot l \frac{d^2}{2} = \pi \cdot T, \quad (6.39)$$

se poate determina d sau verifica p pe baza ecuației lui Lamé.

Asamblările prin inele ondulate (fig.6.10,a) sau șaibe ondulate (fig.6.10,b), care au și caracterul unor asamblări elastice, sunt avantajoase față de cele cu inele conice, deoarece necesită forțe de introducere mai mici

și micșorează pericolul de rezonanță. Au dezavantajul slăbirii secțiunii din cauza canalului practicat în arbore sau piesa rotitoare. Transmiterea mișcării se realizează prin frecarea ce apare pe undulațiile inelului sau saibei deformate prin strângere și piesele asamblate.

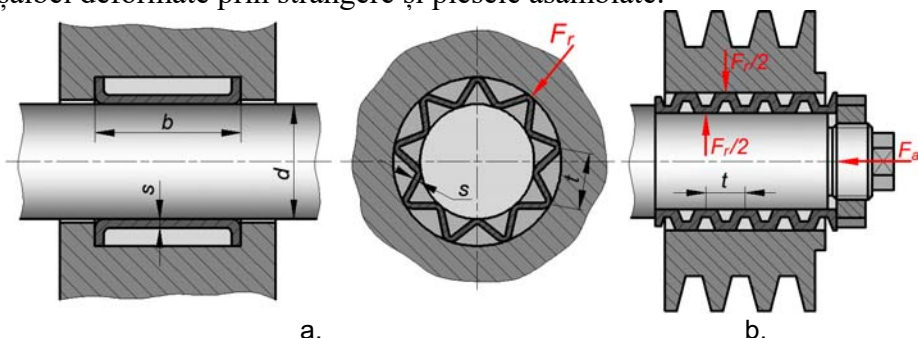


Fig. 6.10. Asamblarea prin inele și bușe elastice.

Momentul M_f posibil de transmis în acest caz este:

$$M_f = \frac{z \cdot \mu \cdot d \cdot F_r}{2} = \beta \cdot T, \quad (6.40)$$

unde: $F_r = c \cdot f$ este forța radială pe o undulație; $c = 6 \cdot E (s/t)^3 \cdot b$ - rigiditatea undulației; f - săgeata undulației la montajul inelului (dependentă de săgeata admisă); z - numărul de undulații; E - modulul de elasticitate; b - lățimea inelului; s - grosimea tablei; t - pasul undulațiilor.

Din relația (6.40) se poate determina forța radială F_r care se compară cu cea admisibilă $[F_r]$, dată de săgeata f , astfel:

$$F_r = \frac{2 \cdot \beta \cdot T}{\mu \cdot z \cdot d} \leq [F_r], \quad (6.41)$$

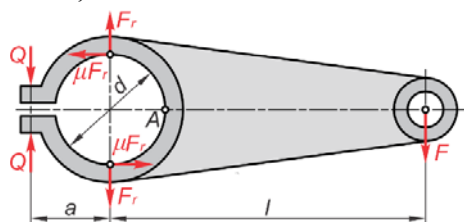
și se poate face verificarea la presiunea de contact p_o pe lungimea pasului undulațiilor,

$$p_o = \frac{F_r}{2 \cdot b \cdot s} \leq p_a. \quad (6.42)$$

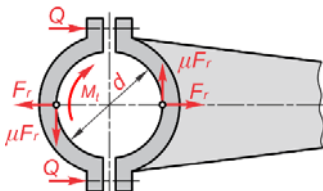
Inelele sau bușele se confecționează din bandă de oțel de arc fără sudare și se montează în locașuri în butuc sau arbore pentru a se evita deplasarea axială.

Asamblările prin brătară de strângere se utilizează în construcția de aparate la fixarea și montajul elementelor rotative de pe arbori. Au avantajul unei încărcări constante, nu slăbesc secțiunea arborelui și pot fi deplasate axial după dorință. Prin strângerea brățării care poate fi cu una (fig.6.11,a) sau două deschideri (fig.6.11,b), apar forțele necesare pentru transmiterea momentului de torsiune.

Cu notațiile din fig.6.11,a la brățara cu o singură deschidere, egalând momentele forței Q și reacțiunii F_r , luate în raport cu punctul A , se obține:



a.



b.

Fig. 6.11. Asamblarea prin brățară de strângere.

$$Q \left(a + \frac{d}{2} \right) - F_r \frac{d}{2} = 0, \quad (6.43)$$

de unde se determină forța axială din șurub, deci forța de strângere a brățării.

Știind că momentul de frecare este

$$M_f = \mu \cdot F_r \cdot d,$$

iar momentul de torsiune

$$T = F \cdot l,$$

din situația limită, când $M_f = T$,

se obține
$$F_r = \frac{F \cdot l}{\mu \cdot d},$$

care înlocuită în relația (6.42) va da:

$$Q = \frac{F \cdot l}{2\mu \left(a + \frac{d}{2} \right)}. \quad (6.44)$$

Forța Q permite să se efectueze calculul șuruburilor pentru strângerea brățării.

La brățara cu două deschideri (fig.6.11,b), momentul de frecare M_f care echilibrează momentul transmis T este

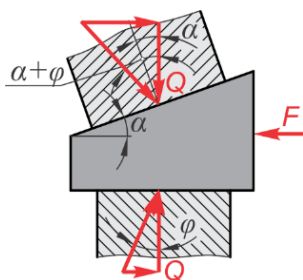


Fig. 6.12. Acțiunea penei asupra pieselor pe care le assemblează.

$$M_f = 2 \cdot \mu \cdot F_r \frac{d}{2} = 2 \cdot \mu \cdot z \cdot Q \cdot d \geq T. \quad (6.45)$$

unde prin z s-a notat numărul de șuruburi.

În relația (6.44) s-a considerat că reacțiunea N echilibrează forța de strângere de pe ambele părți ale brățării, adică:

$$F_r = 2 \cdot Q.$$

Cu aceste relații se determină forța Q cu care se dimensionează șuruburile. Brățara cu două deschideri permite montarea și demontarea fără deplasări axiale și fără desfacerea altor piese.

6.2.2. Asamblări prin pene. Clasificare. Elemente de calcul și proiectare

Asamblările indirecte prin pene longitudinale. Penele sunt elemente de asamblare demontabilă care fac legătura între două piese ce au axa longitudinală comună. Sânt de obicei piese de formă prismatică, cu o slabă înclinare a muchiilor, pentru a putea fi introduse mai ușor în locașurile ce se fac în piesele de asamblat [2,3].

Acțiunea penei se bazează pe înclinarea uneia din fețe cu un unghi α . Dacă se notează prin F forța de introducere a penei, prin Q sarcina care trebuie învinsă și se consideră (fig.6.12) că sistemul lucrează fără frecare, condiția de echilibru va fi dată de relația:

$$F = Q \cdot \operatorname{tg} \alpha, \quad (6.46)$$

de unde rezultă că, folosindu-se aceeași forță, se poate prelua o sarcină cu atât mai mare, cu cât unghiul de înclinare al penei este mai mic.

Dacă se ia în considerare și frecarea pe suprafețele de contact ale penei cu piesele de asamblat, reacțiunile, care în cazul precedent erau perpendiculare pe suprafețele de sprijin, primesc o înclinare cu unghiul de frecare φ , în direcția în care pana avansează.

Ecuatia de echilibru obținută prin proiectare pe direcția lui F va fi:

$$F = Q \cdot \operatorname{tg}(\alpha + \varphi) + Q \cdot \operatorname{tg} \varphi,$$

sau

$$F = Q [\operatorname{tg}(\alpha + \varphi) + \operatorname{tg} \varphi], \quad (6.47)$$

relație valabilă pentru introducerea penei.

La demontare, sensul de mișcare fiind opus, unghiurile de frecare își schimbă sensul și în consecință forța de scoatere P' a penei va fi:

$$F' = Q [\operatorname{tg}(\alpha + \varphi) - \operatorname{tg} \varphi]. \quad (6.48)$$

Efectul de pană se va menține, adică pana nu va aluneca singură, având autofrânare, atât timp cât F' este negativ, deci:

$$\operatorname{tg}(\alpha - \varphi) - \operatorname{tg} \varphi \leq 0, \quad \alpha - \varphi \leq \varphi, \quad \alpha \leq 2\varphi.$$

Pentru ca desfacerea pieselor asamblate să nu fie posibilă fără aplicarea unei forțe exterioare, unghiul la vârf al penei trebuie să fie mai mic decât dublul unghiului de frecare.

Ascuțirea penei se exprimă prin conicitatea acesteia, dată de raportul $1/k$, ceea ce însemnează că pe o lungime k , pana își reduce dimensiunea transversală cu 1 mm . Rezultă prin urmare că:

$$\frac{l}{k} = \operatorname{tg} \alpha, \quad (6.49)$$

iar cu relația (6.44) se obține:

$$k = \frac{Q}{F}, \quad (6.50)$$

de unde rezultă că presiunea normală și deci frecarea este cu atât mai mare cu cât conul sau unghiul la vârf este mai mic.

După orientarea axei geometrice longitudinale a penei în raport cu axa longitudinală a pieselor pe care le assemblează, precum și după modul de lucru, asamblările cu pană pot fi, cu pene longitudinale și cu pene transversale.

Penele longitudinale au axa geometrică longitudinală paralelă cu axa pieselor și servesc în general la asamblarea pe arbori a diferitelor organe rotitoare (roți dințate, roți de transmisie, volanți). Ele sunt montate într-un locaș prelucrat fie numai în butucul 2, fie și parțial în arborele 7 (fig.6.13,a).

Pentru mecanica fină, dintre diferitele categorii de pene longitudinale prezintă importanță următoarele:

- penele înalte (fig.6.13,a), care realizează îmbinarea prin strângerea pe fețele superioară și inferioară, ceea ce dă naștere presiunii dintre arbore și cealaltă piesă; au jocul lateral și sunt îngropate parțial în arbore, parțial în piesa a doua; pot avea un călcâi pentru batere (în acest caz canalul din piese este mai lung);

- penele plate (fig.6.13,b), îngropate numai în piesa a doua, sprijinul pe arbore făcându-se pe o suprafață plană; dacă partea inferioară a penei este concavă după periferia arborelui, pana se numește concavă (fig.6.13,c);

- penele disc (fig.6.13,d), cu partea inferioară semicirculară, iar partea superioară dreaptă, înclinarea lor fiind dictată de poziția canalului din piesa a doua; acționează numai pe contactul dintre fețele laterale și se utilizează la arbori de diametre mici;

- pene-paralele (fig.6.13,e), care au secțiunea constantă, deoarece nu posedă înclinare, și sunt pene de antrenare fără strângere; la transmiterea mișcării de rotație contactul se realizează pe pereții laterali.

Calculul asamblărilor cu pene longitudinale ține seama de faptul că, datorită forței de prestrângere se produc deformații elastice care sub acțiunea momentului transmis se modifică. Teoretic se pot considera următoarele patru cazuri de variație a tensiunilor de contact:

- când pana nu transmite moment și presiunile de contact pe fața de strângere se pot considera uniforme distribuite (fig.6.14,a);

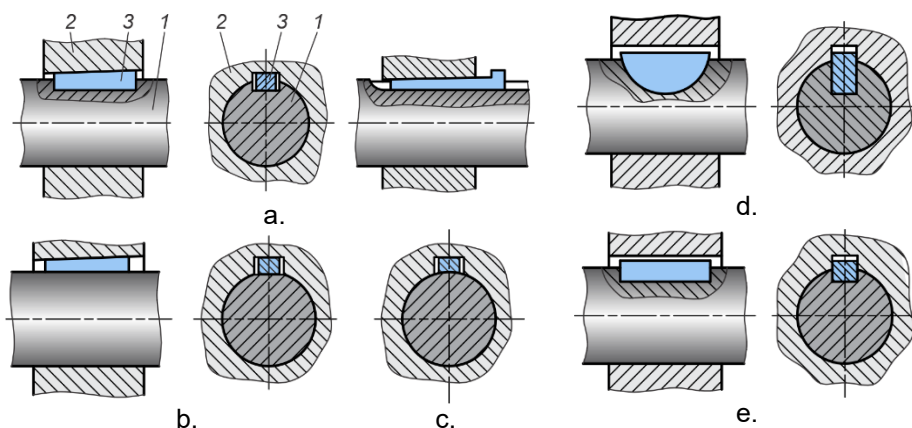


Fig. 6.13. Principalele pene longitudinale.

- când pana transmite moment de torsiune, este nouă, iar tensiunile se repartizează trapezoidal (fig.6.14,b);
- când pana transmite moment de torsiune, este rodată, deci uzată normal, iar presiunile se repartizează triunghiular (fig.6.14,c);
- când pana transmite moment de torsiune, este uzată foarte mult, ajungându-se la un contact de muchie; acest caz trebuie, desigur, evitat.

Calculul are în vedere cel de-al treilea caz, deci cel ce corespunde uzurii normale. După alegerea dimensiunilor

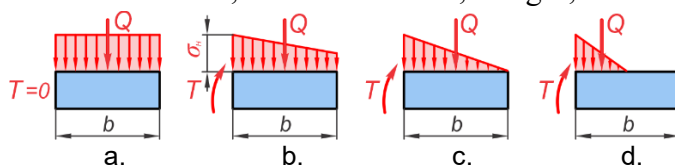


Fig. 6.14. Variația tensiunilor de contact la pana longitudinală.

penei din standarde, în funcție de diametrul arborelui și lungimea butucului, se face verificarea prin calcul, dar în mod aproximativ, din cauza naturii complicate a distribuției eforturilor în asamblare. Întrucât transmiterea momentului se realizează atât prin forță, cât și prin formă (după încetarea forței), trebuie apreciată separat capacitatea portantă pentru ambele situații.

La pana longitudinală înaltă, schema încărcării pentru capacitatea portantă prin forță, necesară transmiterii momentului de torsiune T în sensul arătat de săgeată, când pana are o secțiune bh , este arătată în fig.6.15,a. Maximul tensiunilor de contact pentru cazul considerat este în dreptul muchiei din dreapta, iar valoarea acestui maxim depinde de strângerea preliminară a penei.

Tensiunile vor da reacțiunea Q , a cărei valoare este:

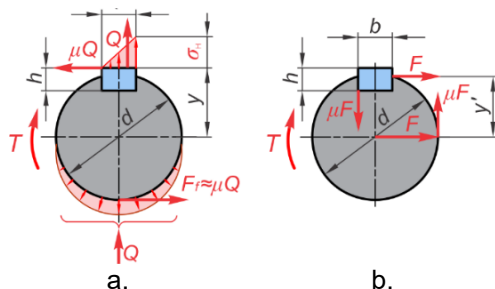


Fig. 6.15. Transmiterea momentului de torsiune la pana longitudinală înaltă.

$$Q = \frac{b \cdot l \cdot \sigma_H}{2}, \quad (6.49)$$

unde σ_H este tensiunea de contact maximă pe fața superioară a penei, iar l - lungimea penei.

La studiul echilibrului îmbinării, în afară de momentul T , trebuie să se ia în considerare reacțiunea Q a piesei rotitoare atât față de pană, cât și față de arbore și cele două forțe de frecare aplicate la fața superioară a penei și în punctul de contact dintre arbore și piesă. Forța de frecare F_f , tangentă la suprafața arborelui, se poate considera egală cu μQ . Momentul transmis prin forță, T_1 , egalat cu suma momentelor statice ale forțelor aplicate, este:

$$T_1 = Q \cdot x + Q \cdot \mu \cdot y + Q \cdot \mu \frac{d}{2}, \quad (6.51)$$

unde $x = \frac{2b}{3} - \frac{b}{2} = \frac{b}{6}$ și $y \approx \frac{d+h}{2}$. Întrucât h este foarte mic în raport cu diametrul d , poate lua $y = d/2$, obținându-se

$$T_1 = Q \frac{b}{6} + Q \cdot \mu \cdot y \frac{d}{2} + Q \cdot \mu \frac{d}{2} = Q \left(\frac{b}{6} + \mu \cdot d \right),$$

de unde

$$T_1 = \frac{b \cdot l \cdot \sigma_H}{2} \left(\frac{b}{6} + \mu \cdot d \right). \quad (6.52)$$

Cu ajutorul acestei relații se determină $\sigma_H < [\sigma_H]$.

Schema încărcării pentru verificarea capacității portante prin formă este arătată în fig.6.15,b. În acest caz, momentul transmis T_2 va fi:

$$T_2 = F \cdot y' + \mu \cdot F \cdot \frac{b}{2} + \mu \cdot F \cdot \frac{d}{2}, \quad (6.53)$$

unde $F = 2T/d$ este reacțiunea dintre pană și locaș.

Dacă se admite o distribuție uniformă a tensiunii de contact între pană și locașul din piesele pe care aceasta le assemblează, se mai poate scrie că:

$$F = h \cdot l \cdot \sigma_H, \quad (6.54)$$

și prin urmare

$$T_2 = \frac{1}{2} [d + \mu(b + d)] \cdot h \cdot l \cdot \sigma_H. \quad (6.55)$$

Capacitatea portantă totală va fi:

$$M_{tot} = T_1 + T_2 = \frac{b \cdot l \cdot \sigma_H}{2} \left(\frac{b}{6} + \mu \cdot d \right) + \frac{h \cdot l \cdot \sigma_H}{2} [d + \mu(b + d)]. \quad (6.56)$$

La penele plate și concave momentul de torsiune se transmite numai datorită frecării pe suprafața arborelui, deci la capacitatea portantă prin forță.

Forța se consideră distribuită uniform pe suprafața de strângere (fig.6.16) astfel că

$$Q = b \cdot l \cdot \sigma_H \quad (6.57)$$

și prin urmare

$$T = \mu \cdot Q \frac{d}{2} + \mu \cdot Q \frac{d}{2} = \mu \cdot Q \cdot d = b \cdot l \cdot \mu \cdot d \cdot \sigma_H. \quad (6.58)$$

Pentru pana disc, cu notațiile din fig.6.17, condiția de rezistență la strivire pe fețele laterale va fi dată de ecuația

$$T = t \cdot l \frac{d}{2} \sigma_H, \quad (6.59)$$

iar condiția de rezistență la forfecare de relația

$$T = b \cdot l \frac{d}{2} \tau_f, \quad (6.60)$$

unde, de regulă, se ia $l = r/2$ (prin r s-a notat raza suprafeței discului).

Diagrama de încărcare a penei cu fețe paralele este arătată în fig.6.18. Din condiția de forfecare, la limită rezultă

$$T = b \cdot l \frac{d}{2} \tau_f, \quad (6.61)$$

Pentru rezistența la încovoiere se poate scrie

$$F \frac{h}{2} \approx T \frac{h}{d} = \frac{l \cdot b^2}{6} [\sigma_i], \quad (6.62)$$

iar condiția de rezistență la strivire pe fețele laterale va fi dată de relația:

$$T = \frac{h \cdot l \cdot d \cdot \sigma_H}{4}, \quad (6.63)$$

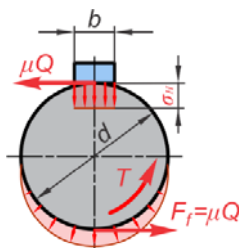


Fig. 6.16.
Încărcarea
penelor plate și
concave.

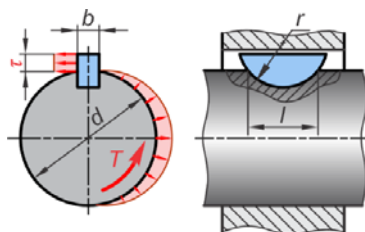


Fig. 6.17. Încărcarea penelor
disc.

în aceste relații τ_f și σ_H sunt tensiunile efective de forfecare, respectiv de contact, iar $[\sigma_i]$ este rezistența admisibilă la încovoiere.

6.2.3. Asamblări prin caneluri. Clasificare. Elemente de calcul și proiectare

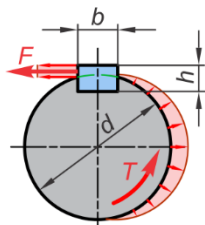


Fig. 6.18.

Încărcarea penelor
cu fețe paralele.

Asamblările prin caneluri se pot considera că fac parte tot din categoria asamblărilor cu efect de pană [2,3]. Legătura se obține prin caneluri care sunt asemănătoare unor pene longitudinale dar care fac corp comun cu arborele. Comparativ cu penele paralele arborii canelați asigură o asamblare mai rezistentă, un centraj mai bun și o deplasare axială mai ușoară a butucului.

În funcție de profilul canelurilor se disting arbori cu canelură cu profil dreptunghiular (fig.6.19,a), cu profil în evolventă (fig.6.19,b) și cu profil triunghiular (fig.6.19,c).

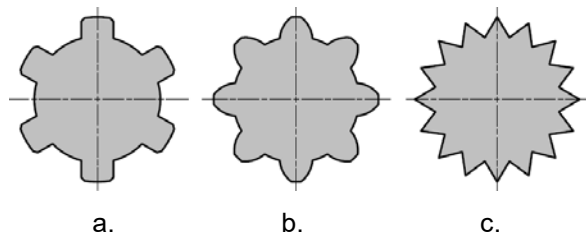


Fig. 6.19. Forme de profiluri ale canelurilor.

Luând în considerare poziția relativă a sistemului arbore-butuc, îmbinarea poate fi fixă sau mobilă. După felul în care se realizează centrarea se deosebesc îmbinările cu centrare de flanc, exterioară și interioară

(fig.6.20). Cea mai precisă, dar și cea mai scumpă, din motive de prelucrare, este îmbinarea cu centrare interioară. Centrarea pe flanc se face numai când precizia interesează mai puțin decât transmiterea mișcării.

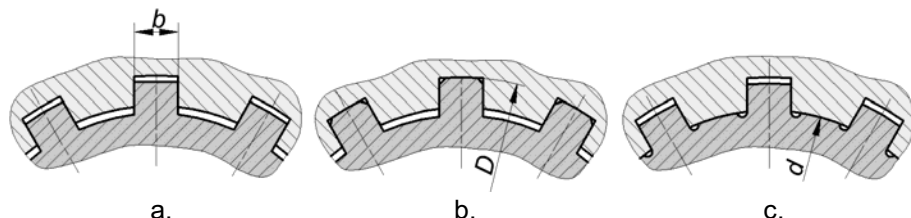


Fig. 6.20. Modalități de realizare a centrării cu ajutorul canelurilor.

După mărimea momentului pe care îl pot transmite, arborii cu profil dreptunghiular se grupează în trei serii: ușoară, mijlocie, grea, care se deosebesc prin aceea că, la același diametru interior d , diametrul exterior D și numărul de dinți z cresc de la seria ușoară spre seria grea.

Dimensiunile principale ale arborilor canelați se aleg din standarde în funcție de diametrul arborelui d , după care se face o verificare la presiunea de contact și forfecare.

Pentru verificare la presiunea de contact se va considera un centraj interior (fig.6.21). Se admite că presiunea de contact se repartizează uniform pe suprafața laterală de contact pe care se transmite încărcarea, iar F este rezultanta tensiunilor, astfel că

$$F = \sigma_k \left(\frac{D-d}{2} - 2c \right) l, \quad (6.64)$$

unde: D, d și c sunt dimensiunile arătate în fig.6.21; l - lungimea canelurilor; σ_H - tensiunea de contact.

Practic, nu toate cele z caneluri lucrează. Se apreciază că suprafața portantă corespunde lui $k = 3/4 z$, unde z este numărul total al canelurilor.

De aici,

$$F = \sigma_k \left(\frac{D-d}{2} - 2c \right) l = \frac{2T}{d_m \cdot k}, \quad (6.65)$$

unde $d_m = \left(\frac{D+d}{2} \right)$ este diametrul mediu al canelurilor.

Din relația (6.67) se calculează

$$\sigma_H = \frac{2T}{\left(\frac{D-d}{2} - 2c \right) l} \leq [\sigma_H], \quad (6.66)$$

sau, la dimensionare, se determină lungimea necesară pentru butuc.

La forfecare se verifică mai ales canelurile triunghiulare. Utilizându-se notațiile anterioare, tensiunea de forfecare la baza canelurii va fi:

$$\tau_f = \frac{2T}{b \cdot l \cdot k \cdot d_m} \leq [\tau_f], \quad (6.67)$$

în care: l este lungimea de contact butuc - canelură; b - lățimea canelurii; $k = 0,5$ - coeficientul de încărcare neuniformă a canelurilor, mai mic decât cel corespunzător tensiunii de contact.

6.2.4. Asamblări prin știfturi. Elemente de calcul și proiectare

În mecanica fină știfturile înlocuiesc, de regulă, penele transversale, a căror axă geometrică este perpendiculară pe axa pieselor asamblate. Forma

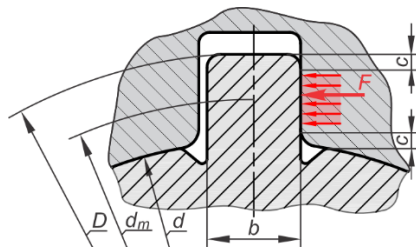


Fig. 6.21. Încărcarea și calculul canelurilor.

știfturilor este cilindrică plină, conică sau tubulară și se folosesc, aproape în mod exclusiv, la asamblarea unor piese introduse una în alta. Găurile date în piesele de îmbinat trebuie să corespundă riguros cu știftul; de aceea, ele comportă o alezare costisitoare cu un alezor cilindric sau conic (de forma știftului), deci o bună păsuire (fig.6.22,a). Pentru a evita acest inconvenient, se utilizează știfturi crestate (fig.6.22,b) care sunt introduse în locașuri cu forțe mai mari decât cele necesare pentru fixare, iar îmbinarea este asemănătoare îmbinării prin strângere. Știfturile crestate sunt mai economice, având toleranțe mai mari. Îmbinările cu știfturi conice au avantajul asigurării unei precizii înalte chiar la demontări repetate ale pieselor.

Cu dimensiunile din fig.6.22,a, pentru asamblarea prin știfturi se face un calcul la forfecare pe baza relației:

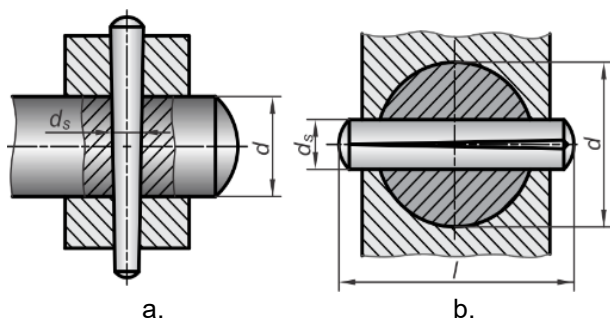


Fig. 6.22. Tipuri de asamblări cu știfturi.

$$\frac{2T}{d} = 2 \frac{\pi \cdot d_s^2}{4} \tau_f, \quad (6.68)$$

unde: T este momentul de torsiune transmis; τ_f - efortul de forfecare. Pentru un τ_{af} cunoscut se poate determina diametrul mediu al știftului conic.

Calculul la strivire admite o repartiție triunghiulară a forței între știft și arbore și o repartiție dreptunghiulară între știft și butuc (fig.6.23).

Știfturile, atât cele simple, cât și cele crestate sunt standardizate. În tabelul 6.2 sunt arătate formele constructive de știfturi cu denumirile și dimensiunile lor.

Cu notațiile din fig.6.23, pentru contactul dintre știft și arbore, la transmiterea unui moment de torsiune T , se poate scrie

$$T = F_a \cdot x_a, \quad (6.69)$$

unde

$$x_a = \frac{2}{3} d_a, \text{ iar}$$

$$F_a = \frac{T}{x_a} = \frac{d_s}{2} \cdot \frac{d_a}{2} \cdot p_{ef}$$

și prin urmare

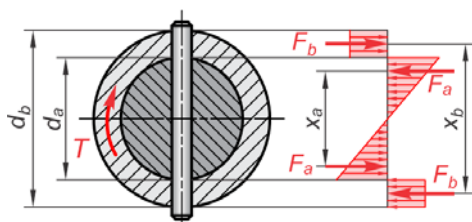
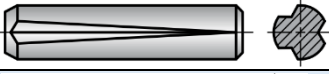
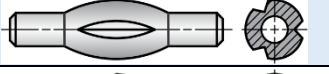


Fig. 6.23. Scheme de încărcare și de calcul ale știftului montat transversal.

$$T = \frac{2}{3} d_a \cdot \frac{d_s \cdot d_a}{4} \cdot p_{ef} = \frac{d_s \cdot d_a^2}{6} \cdot p_{ef}, \quad (6.70)$$

de unde se determină $p_{ef} \leq p_a$.

Tabelul 6.2. Formele constructive de știfturi.

Nr. crt.	Denumirea		Schita	STAS	Intervalul dimensiunilor	
					Diametre (mm)	Lungimi (mm)
1	Știft cilindric			1599-68	0,6...5	2,5...70
2	Știft conic			3436-68	0,6...5	4...90
3	Știft conic cu cap despicaț			-	1...5	-
4	Știft cilindric cu cap conic			-	1...5	4...70
5	Știft conic cu cap filetat			4851-78	4...6	30...100
6	Știft tubular despicaț			-	2...10	-
7	Știft cilindric crestat			-	0,8...4	4...60
8	Știfturi cilindrice parțial crestate	Forma 1		-	1,5...10	-
		Forma 2		-	1,5...10	-
		Forma 3		-	1,5...10	-
		Forma 4		-	1,5...10	-

Pentru contactul dintre știft și butuc se poate scrie:

$$T = F_b \cdot x_b, \quad (6.71)$$

unde

$$x_b = \frac{d_b + d_a}{2},$$

iar

$$F_b = \frac{T}{x_b} = d_s \frac{d_b - d_a}{2} p_{ef},$$

deci

$$T = d_s \frac{d_b^2 - d_a^2}{2} p_{ef}, \quad (6.72)$$

de unde se determină $p_{ef} \leq [p_a]$. La aceste verificări, se ia presiunea admisibilă pa pentru materialul mai puțin dur din sistemul piese-știft.

În mecanica fină se poate folosi știftul longitudinal, ca o variantă constructivă de pană longitudinală (fig.6.24). În acest caz se face o verificare la forfecare cu relația:

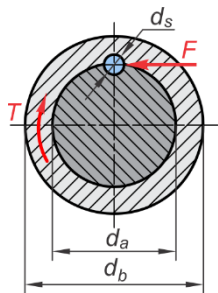


Fig. 6.24. Schema de calcul a știftului montat longitudinal.

$$F = \frac{2T}{d_a} = l_s \cdot d_s \cdot \tau_f,$$

de unde

$$T = \frac{l}{2} l_s \cdot d_s \cdot d_a \cdot \tau_f. \quad (6.73)$$

Se face, de asemenea, o verificare la strivire, considerându-se o repartizare uniformă a presiunii, pe proiecția știftului într-un plan care trece prin axa lui. Suprafața la strivire va fi pe un sfert de știft, astfel că

$$F = \frac{2T}{d_a} = \frac{d_s}{2} l_s \cdot p,$$

și prin urmare

$$T = \frac{l}{2} d_s \cdot l_s \cdot d_a \cdot p_{ef}. \quad (6.73)$$

Știftul supus unui moment încovoietor (fig.6.25) se calculează la încovoiere cu relația:

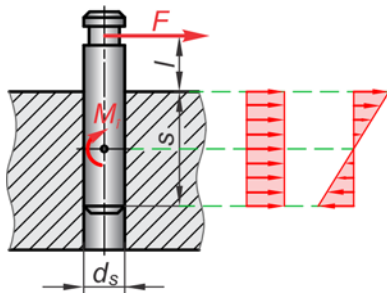


Fig. 6.25. Schema de încărcare și de calcul a știftului solicitat la încovoiere.

$$M_i = F \left(h + \frac{s}{2} \right) = \frac{\pi \cdot d_s^3}{32} \cdot \sigma_i, \quad (6.74)$$

unde σ_i este tensiunea de încovoiere, iar h , s și d_s sunt arătate în figura 6.25.

Se face, de asemenea, o verificare la strivirea produsă de momentul $M_i = F(h + s/2)$, și de forța F . Se va considera constantă distribuția presiunilor dată de F și liniară distribuția

dată de M_i . Presiunea p_F dată de F va fi:

$$p_F = \frac{F}{s \cdot d_s},$$

iar presiunea p_M dată de M_i va fi:

$$p_M = \frac{6M_i}{d_s \cdot s^2} = \frac{6F \left(h + \frac{s}{2} \right)}{d_s \cdot s^2},$$

de unde presiunea maximă este

$$p_{\max} = p_M + p_F = \frac{p}{d_s \cdot s} = \left[1 + \frac{6F \left(h + \frac{s}{2} \right)}{d_s \cdot s^2} \right] \leq [p]. \quad (6.75)$$

Presiunea admisibilă $[p]$ corespunde materialului cel mai puțin dur din asamblare.

6.2.5. Asamblări filetate. Caracterizare. Clasificare. Calculul la rezistență

Asamblările prin filet reprezintă tipul cel mai răspândit și cel mai important dintre toate îmbinările demontabile [2,3]. Asamblarea, care se realizează prin filet, este asemănătoare cu aceea realizată de pană, fiind asigurată tot de planul înclinat. Dacă pe un cilindru drept se înfășoară o bandă în formă de pană cu o singură înclinare (fig.6.26), muchia înclinată a penei formează pe cilindru o linie elicoidală. Geometric, linia filetului este deci o elice cilindrică.

Dacă se notează prin d_1 - diametrul de înfășurare (diametrul cilindrului), prin p - pasul filetului (distanța dintre două puncte apropiate ale elicei sau spirei filetului, situate pe aceeași generatoare), prin α - unghiul de înclinare al spirei, între aceste trei mărimi va exista relația:

$$p = \pi \cdot d_1 \cdot \operatorname{tg} \alpha, \quad (6.76)$$

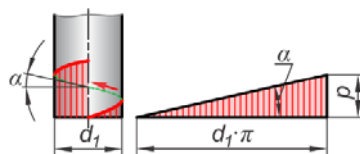


Fig. 6.26. Formarea filetului.

importantă pentru construcția filetului și geometria șuruburilor.

Deși utilizează pentru asamblare tot efectul de pană, față de asamblările prin pene, cele prin șuruburi sânt mai avantajoase, deoarece:

- asigurarea asamblării este mai bună, deși se face într-un gabarit mai redus, întrucât spira fiind înfășurată pe un cilindru permite o lungime de contact mai mare într-un spațiu mic;
- precizia asamblării este mai ridicată, deși manopera este mai ieftină, deoarece filetul se poate realiza pe calea prelucrării prin deformare plastică sau prin așchiere, ușor, economic și precis;

- solicitarea suprafeței de contact este mai mică, presiunea specifică repartizându-se pe o lungime mai mare, iar încovoierea filetului este, de asemenea, mai mică, acesta ieșind relativ puțin în afara diametrului interior al șurubului.

La clasificarea șuruburilor se ia în considerare filetul și cerințele locului de utilizare. Ținând seama de sensul înfășurării filetului, există *șuruburi spre dreapta*, cazul obișnuit, când spira este înfășurată spre dreapta, adică urcă de la stânga spre dreapta, și *șuruburi spre stînga*, când spira urcă de la dreapta spre stînga. Clasificarea se poate face uneori ținând seama de numărul de începuturi, adică numărul de spire, care se înfășoară pe lungimea unui pas al elicei. Acest lucru se poate evidenția în secțiunea frontală a șurubului sau la terminarea părții filetate. Între pasul p al elicei, pasul p_s al filetului și numărul de începuturi i_s va exista relația:

$$p = i_s \cdot p_s. \quad (6.77)$$

După scop, șuruburile se clasifică în șuruburi de *fixare*, care servesc la asamblarea propriu-zisă a pieselor, șuruburi de *reglaj* și de *măsurare* și în șuruburi de *mișcare*, care servesc la transmiterea mișcării relative între două piese.

Tipuri de fileturi. Întrucât șuruburile sunt elemente de mare consum, a fost necesară standardizarea filetului care reprezintă partea componentă cea mai importantă a lor. Dintre diferitele tipuri de filete, cel mai utilizat este filetul: metric (fig.6.27) bazat pe sistemul metric de măsurare.

Dimensiunile caracteristice ale filetului sunt: d - diametrul nominal sau diametrul exterior al șurubului; d_1 și d_2 - diametrul interior și diametrul mediu al șurubului; H_1 - înălțimea filetului; 60° - unghiul la vârf al filetului; D , D_1 , D_2 - diametrele exterior, interior și mediu ale filetului piuliței.

Secțiunea filetului este un triunghi echilateral, deci cu unghiul la vârf de 60° , având vârful tăiat drept la o distanță $H/8$, unde H este înălțimea triunghiului. Șurubul are în piuliță un joc a la vârf, respectiv la picior, ceea ce ieftinește construcția, asigurându-se contactul numai pe flancuri.

Unghiul de înclinare al spirei, adică unghiul α format de tangenta la linia elicoidală cu un plan perpendicular pe axa filetului, depinde de diametrele d , d_2 și d_1 . În calcul se folosește unghiul corespunzător diametrului mediu care va fi dat de relația:

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{p}{\pi \cdot d_2},$$

pentru filetul cu un singur început, și pentru filetul cu mai multe începuturi

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{i_s \cdot p}{\pi \cdot d_2}$$

pentru filetul cu mai multe începuturi.

Filetul metric poate fi *normal* și *fin*, la ultimul, pasul și adâncimea sunt foarte mici și se întrebuințează la reglaje și la fixări importante. Diametrul șurubului metric fin pentru mecanismele aparatelor de precizie coboară până la 0,25 mm. în tabelul 6.3 sunt date dimensiunile principale și toleranțele filetelor cu diametrul între 0,25 și 0,9 mm, standardizat în unele țări.

Dintre celelalte tipuri de filete existente, pentru construcția de aparate mai prezintă importanță filetul cu secțiune pătrată (fig.6.28,a),

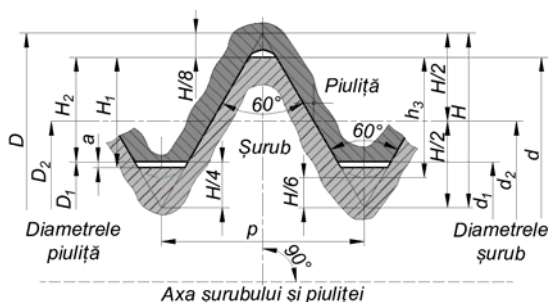


Fig. 6.27. Filetul metric.

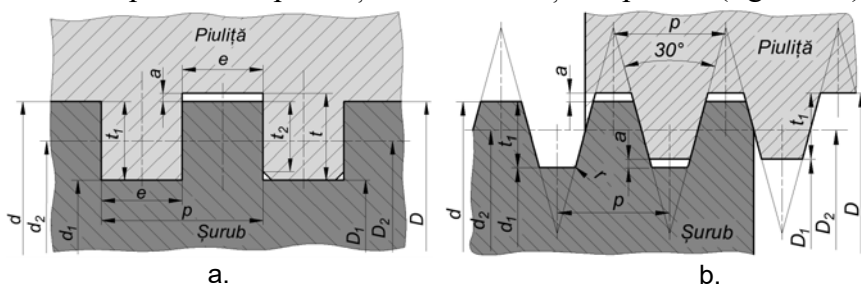


Fig. 6.28. Filetul de secțiune pătrată a și trapezoidală b.

cel de secțiune trapezoidală (fig.6.28,b), utilizate la șuruburile de mișcare și filetul rotund (fig.6.29), standardizat la un unghi între flancuri de 30°, profilul său compunându-se din două arce de cerc tangente având aceeași rază. În general, filetul rotund este folosit la îmbinarea pieselor, din țevi și a celor care servesc ca izolanti.

Dimensiunile tuturor tipurilor de filet sunt indicate în standarde.

Tabelul 6.3. Filetul metric pentru diametre de la 0,9mm la 0,5mm.

Diametrele filetelui [mm]			Pasul filetelui [mm]	Toleranța diametrului mediu al șurubului și piuliței [mm]
Exterior	Mediu	Interior		
0,25	0,201	0,169	0,075	20
0,3	0,248	0,213	0,080	20
0,4	0,335	0,292	0,100	25
0,5	0,419	0,354	0,125	30
0,6	0,503	0,438	0,150	36
0,7	0,586	0,511	0,175	40
0,8	0,670	0,583	0,200	45
0,9	0,754	0,656	0,225	48

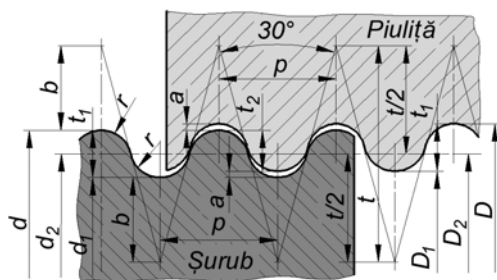


Fig. 6.29. Filetul rotund.

Datorită fabricației în masă a șuruburilor folosite în mecanica fină, de multe ori condițiile legate de materiale și posibilitățile de prelucrare se așază pe primul plan. Ca materiale se folosesc cu precădere oțelul moale și alama. De la caz la caz se mai utilizează

oțelurile carbon de îmbunătățire, aliajele de aluminiu, materialele plastice și alte materiale.

Filetul șuruburilor metalice se execută în general prin așchiere sau prin presare și mai rar prin turnare (pentru piese din zinc sau cositor), iar filetarea pieselor de materiale plastice se face prin așchiere, presare sau turnare.

Forme constructive de șuruburi și asamblări prin filet

Clasificarea șuruburilor se poate face în funcție de forma capului. În fig.6.30 sunt arătate principalele forme ale capetelor, și anume: capul hexagonal (a) este forma cea mai răspândită deoarece permite posibilități mai ușoare de asamblare cu chei simple; șuruburile cu cap pătrat (b)

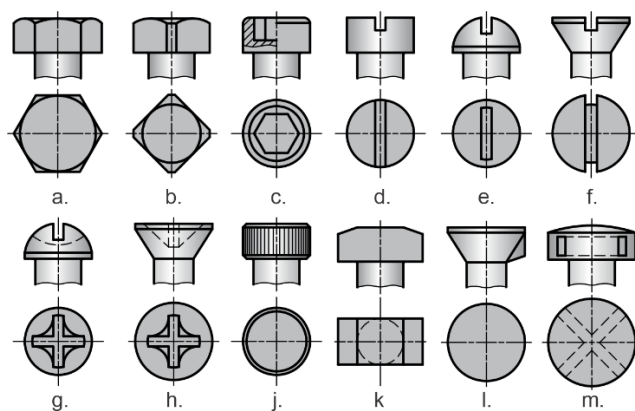


Fig. 6.30. Forme constructive de capete ale șuruburilor.

folosite dacă există spațiu suficient pentru manevrarea cheii; șuruburile cu cap cilindric și locaș hexagonal interior (c), răspândite în ultimul timp deoarece capul poate fi înecat în adâncituri din piese; șuruburile cu capete crestate cilindrice (d), semirotunde (e) sau

conice înecate (f), folosite la dimensiuni mici și strânse cu șurubelnița; în prezent aceste șuruburi se execută cu crestătură în formă de cruce (g) care asigură o durabilitate mai mare locașului de strângere; șuruburile cu cap striat (h) la care strângerea se face cu mâna; șuruburile cu cap ciocan (i) care se pot monta aproape de peretele unei piese; șuruburile cu cap pentru blocare prin formă (j); șuruburile cu cap cilindric găurit (k) pentru mărirea durabilității și simplitatea strângerii.

Principalele forme constructive ale piulițelor, prezentate în fig.6.31, poartă denumirile formei lor și sunt: hexagonală (a), pătrată (b), canelată (c), crestată (d), striată (e) și fluture (f).

Ca sisteme de asamblare, cel mai frecvent, șurubul poate fi trecut prin ambele piese (fig.6.31,a), când dimensiunile sale de bază sunt diametrul nominal d , lungimea l și lungimea l_1 a părții filetate. Pentru a se evita degradarea

filetului, diametrele găurilor din piese sunt mai mari decât diametrul nominal al șurubului. Șuruburile se execută din bare de oțel, aliaje de aluminiu și uneori din materiale cu calități de rezistență superioare.

Dacă șurubul nu poate fi trecut prin toate piesele pe care le îmbină, din cauza grosimii mari a uneia din ele, se folosesc șuruburile prizoniere, care au filete la ambele capete (fig.6.32,b). La montaj se înșurubează mai întâi șurubul într-una din piese, apoi după instalarea celei de-a doua se înșurubează piulița.

În mecanica fină se folosesc pe scară largă șuruburile cu cap crestat, care adeseori le înlocuiesc pe cele cu cap hexagonal, fiind mai ieftine și putând fi deservite mai ușor și care sunt filetate la un singur capăt (fig.6.32,c), realizând asamblarea fără piuliță.

La îmbinările pieselor din lemn se folosesc șuruburile de construcție specială

(fig.6.32,d), care au corpul conic, pasul mai mare între spire spre a prinde cât mai bine în material; filetul se taie pe măsura avansării șurubului.

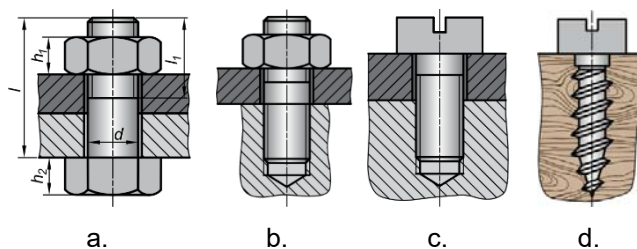


Fig. 6.31. Forme constructive pentru piulițe.

Fig. 6.32. Sisteme de asamblare cu șurub.

Sistemul de forțe și randamentul șurubului

Calculul asamblărilor prin filet trebuie precedat de stabilirea relațiilor de bază care fac legătura între forțele exterioare ce lucrează

asupra asamblării și elementele geometrice ale filetului, precum și de determinarea randamentului șurubului.

Deoarece șurubul poartă întotdeauna o sarcină axială este necesar, la început, să se stabilească raportul dintre această forță și forța de strângere. Dacă se consideră șurubul introdus în piuliță la o asamblare indirectă sau în piesa A la o asamblare directă, rotindu-l la înșurubare cu forța P lucrul mecanic al acestei forțe se va consuma pentru învingerea sarcinii axiale Q și a forțelor de frecare din filet (fig.6.33,a).

În cazul mai general al filetului de secțiune triunghiulară sau trapezoidală, asupra filetului vor acționa următoarele forțe: forța F care este tangentă la cercul de rază medie $d_2/2$ al filetului; forța axială Q ; reacțiunea N , normală pe suprafața spirelor și considerată uniform distribuită pe linia elicoidală medie a filetului; pentru precizarea direcției acestei reacțiuni în spațiu, la cilindrul cu raza $d_2/2$ se ia pe linia elicoidală medie a filetului un punct și prin el se duce generatoarea, apoi în planul tangent la cilindru trecând prin generatoarea trasată se duce vectorul N' care se va abate de la axa cilindrului cu unghiul α , unghiul de înclinare al spirei. Reacțiunea N' este perpendiculară pe suprafața spirei numai la filetul de secțiune pătrată sau dreptunghiulară (fig.6.33,b). La celelalte filete, pentru ca N să fie perpendiculară pe suprafața spirei, se va abate vectorul N' cu unghiul β care reprezintă jumătatea unghiului la vârf al secțiunii filetului. O a patra forță este forța de frecare F_f , ca urmare a reacțiunii N . Ea este situată în planul tangent menționat mai înainte și este dirijată după tangenta la linia elicoidală medie, împiedicând deșurubarea.

Pentru calcul, se va considera un cilindru cu raza $d_2/2$, pe suprafața căruia este trasată linia elicoidală MK , cu unghiul de înclinare α . În punctul

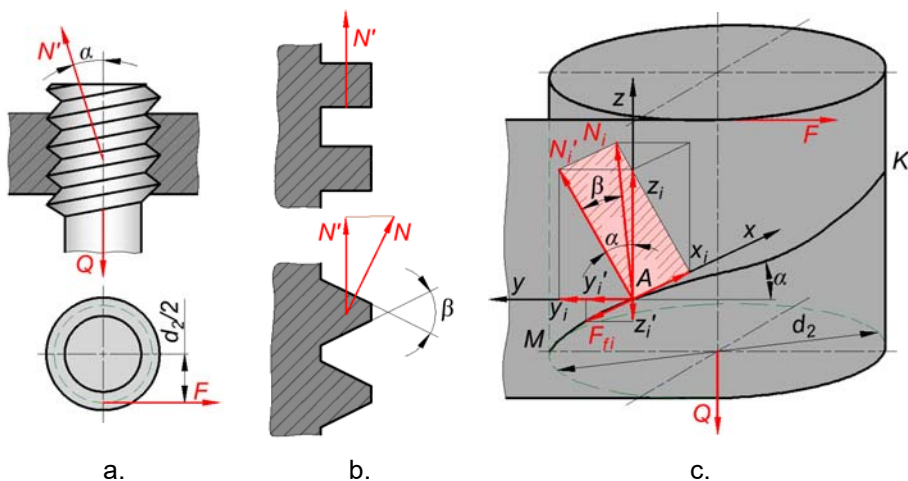


Fig. 6.33. Forțele și randamentul șurubului.

A pe linia elicoidală se duce reacțiunea elementară N_i , care se consideră ca fracțiune infinit mică din reacțiunea totală N , distribuită uniform pe suprafața de lucru a spirelor. Se aplică forțele F și Q și se duc axele: Az - dirijată după generatoare, Ay - în planul tangent la cilindru, iar Ax va intersecta axa cilindrului (fig.6.33,c).

Se construiește paralelipipedul având muchiile paralele cu axele de coordonate și se descompune N_i în componentele sale după cele trei axe. Rezultă:

$$N'_i = N_i \cdot \cos \beta, \quad (6.78)$$

$$x_i = N_i \cdot \sin \beta,$$

$$z_i = N'_i \cdot \cos \alpha = N_i \cdot \cos \beta \cdot \cos \alpha, \quad (6.79)$$

$$y_i = N'_i \cdot \sin \alpha = N_i \cdot \cos \beta \cdot \sin \alpha. \quad (6.80)$$

Forța de frecare $F_i = N_i \mu$, situată în planul tangent, se descompune după axele Az și Ay în componentele y'_i și z'_i , care au valorile

$$y'_i = F_i \cdot \cos \alpha = \mu \cdot N_i \cdot \cos \alpha, \quad (6.81)$$

$$z'_i = -F_i \cdot \sin \alpha = -\mu \cdot N_i \cdot \sin \alpha. \quad (6.82)$$

Luând ca ecuații de echilibru $\sum z = 0$ și $\sum M = 0$, unde momentele M se iau în raport cu axa cilindrului, se va obține:

$$Q = \sum N_i \cos \beta \cos \alpha - \sum \mu N_i \sin \alpha = N_i (\cos \beta \cos \alpha - \mu \sin \alpha) \quad (6.83)$$

și
$$F \frac{d_m}{2} = \left(\sum y_i + \sum y'_i \right) \frac{d_m}{2} = \frac{d_m}{2} N_i (\cos \beta \cos \alpha - \mu \cos \alpha)$$

sau
$$P = N_i \cdot (\cos \beta \sin \alpha + \mu \cos \alpha). \quad (6.84)$$

Împărțind relația (6.84) la (6.83), se determină raportul:

$$\frac{F}{Q} = \frac{\cos \beta \sin \alpha + \mu \cos \alpha}{\cos \beta \cos \alpha - \mu \sin \alpha} = \frac{\operatorname{tg} \alpha + \frac{\mu}{\cos \beta}}{1 - \frac{\mu}{\cos \beta} \operatorname{tg} \alpha},$$

sau

$$\frac{F}{Q} = \frac{\operatorname{tg} \beta + \operatorname{tg} \varphi'}{1 - \operatorname{tg} \alpha \cdot \operatorname{tg} \varphi'} = \operatorname{tg} (\alpha + \varphi'), \quad (6.85)$$

unde s-a notat $\mu/\cos \beta = \operatorname{tg} \varphi'$, în care φ' este unghiul de frecare în filetul triunghiular sau trapezoidal.

Rezultă că forța de strângere a șurubului este:

$$F = Q \cdot \operatorname{tg}(\alpha + \varphi'), \quad (6.86)$$

iar cea de la deșurubare, prin schimbarea sensului forței de frecare, va fi:

$$F' = Q \cdot \operatorname{tg}(\alpha - \varphi'). \quad (6.87)$$

Randamentul șurubului se va determina ca raport dintre lucrul mecanic util și lucrul mecanic necesar pentru învingerea tuturor rezistențelor.

Lucrul mecanic L_1 efectuat pentru deplasarea sarcinii cu un pas p , deci la o rotație completă, va fi:

$$F_1 = p \cdot Q = Q \cdot \pi \cdot d_2 \cdot \operatorname{tg} \alpha,$$

unde d_2 este diametrul mediu al filetului.

Lucrul mecanic F_2 pentru rotirea piuliței, deci pentru învingerea sarcinii și a frecării între spire, este:

$$L_2 = F \cdot \pi \cdot d_2 = Q \cdot \pi \cdot d_2 \cdot \operatorname{tg}(\alpha + \varphi').$$

Deci randamentul η va fi:

$$\eta = \frac{L_1}{L_2} = \frac{\operatorname{tg} \alpha}{\operatorname{tg}(\alpha + \varphi')}. \quad (6.88)$$

Dacă se menține același φ' randamentul crește cu unghiul de înclinare α al spirei. De aceea, pentru a mări randamentul se utilizează șuruburi cu mai multe începuturi.

Randamentul maxim se obține anulând derivata luată în raport cu α , astfel:

$$\frac{d\eta}{d\alpha} = \frac{\operatorname{tg}(\alpha + \varphi') \frac{1}{\cos^2 \alpha} - \operatorname{tg} \alpha \frac{1}{\cos^2(\alpha + \varphi')}}{\operatorname{tg}^2(\alpha + \varphi')} = 0,$$

de unde după efectuarea calculelor rezultă că se obține un randament maxim $\eta_{\max}$ pentru $\alpha = \pi/2 - \varphi'/2$.

Din diagrama reprezentată în fig.6.34 se vede că, pentru $\alpha > 15^\circ \dots 20^\circ$, creșterea randamentului este neglijabilă. De aceea la transmiterea mișcării se utilizează șuruburi cu cel mult 3...4 începuturi care corespund lui $\alpha = 15^\circ \dots 20^\circ$.

În afară de mărirea lui α se poate acționa asupra coeficientului de frecare prin ungere sau introducerea șurubului cu bile, care se utilizează în mecanica fină pentru reglaje fine, la aparatele de măsurare sau pentru deplasarea sistemelor mobile ale aparatelor. Pe de altă parte, din relația (6.86) a forței de strângere rezultă că aceasta este cu atât mai mare cu cât unghiul de frecare φ' este mai mare. Acest unghi este mai mare la filetul de secțiune triunghiulară, deci este indicat ca pentru strângere să se utilizeze un asemenea profil de filet.

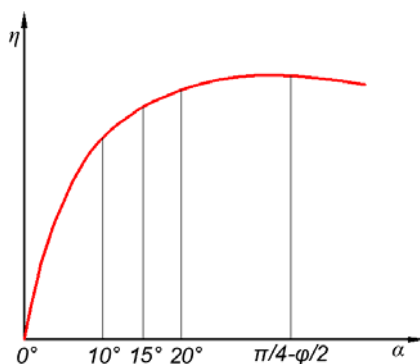


Fig. 6.34. Variația randamentului șurubului cu unghiul de înclinare al spirei.

Momentul de strângere al șurubului. Întrucât șurubul este, în principal, un element de asamblare este necesar să se determine momentul forței exterioare aplicat la cheia sau dispozitivul de strângere.

Montajul șurubului se compune din două faze: o înșurubare preliminară și strângerea. La prima fază nu există forțe axiale sau există dar sunt foarte mici (cu excepția situației când înșurubarea are loc sub acțiunea forțelor de exploatare, cum sunt șuruburile de întindere pentru cabluri sau tije), rezistențele sunt și ele reduse depinzând de material și toleranțele filetului. A doua fază, strângerea, începe odată cu așezarea șurubului sau piuliței pe suprafața piesei care se assemblează, când crește brusc forța de strângere și apare și frecarea dintre capul șurubului sau piuliță și piesa de asamblat. Realizarea unei forțe axiale Q , care să mențină strângerea necesară, se obține prin învingerea, cu ajutorul cheii sau a unui dispozitiv de strângere, a unui moment de torsiune T , care este:

$$T = M_{f1} + M_{f2},$$

deci compus din M_{f1} - momentul de frecare dintre spirele șurubului și spirele filetului pieselor asamblate sau ale piuliței și M_{f2} - momentul de frecare dintre capul șurubului sau piuliță și suprafața de rezemare.

Pentru filetul de secțiune triunghiulară, ținând seama de relația (6.86), momentul de frecare dintre spire, în cazul strângerii, este:

$$M_{f1} = Q \cdot \frac{d_2}{2} \cdot \operatorname{tg}(\alpha + \varphi'), \quad (6.89)$$

iar dacă se înlocuiesc valorile lui $\operatorname{tg} \alpha$ și $\operatorname{tg} \varphi'$ cu

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{p}{\pi \cdot d_2} \text{ și } \operatorname{tg} \varphi' = \varphi',$$

se obține

$$M_{f_1} = Q \cdot \frac{d_2}{2} \cdot \frac{p + \pi \cdot \mu' \cdot d_2}{\pi \cdot d_2 - \mu' \cdot p}. \quad (6.90)$$

Momentul de frecare dintre capul șurubului sau dintre piuliță și suprafața de rezemare M_{f_2} se determină considerându-se că suprafața capului sau piuliței este inelară, având diametrul exterior D_1 egal cu deschiderea cheii (fig.6.35), iar diametrul interior D egal cu diametrul găurii filetate. Ca urmare, momentul M_{f_2} pe suprafața de rezemare este:

$$M_{f_1} = 2 \cdot \pi \cdot \mu_1 \cdot p \int_{D/2}^{D_1/2} \rho^2 \cdot d \cdot \rho = \frac{\pi}{2} p \cdot \mu_1 (D_1^3 - D^3), \quad (6.91)$$

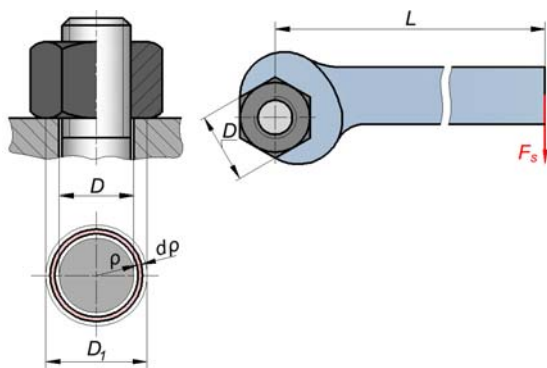


Fig. 6.35. Momentul de strângere al șuruburilor.

unde: p este presiunea de contact pe suprafața de rezemare; μ_1 -coeficientul de frecare pe aceeași suprafață.

Presupunându-se că presiunea p se distribuie uniform, adică

$$p = \frac{4Q}{\pi \cdot (D_1^2 - D^2)}, \quad (6.92)$$

relația (6.91) devine

$$M_{f_2} = \frac{1}{3} \mu_1 \cdot Q \frac{D_1^3 - D^3}{D_1^2 - D^2}, \quad (6.93)$$

iar dacă se notează

$$R = \frac{1}{3} \cdot \frac{D_1^3 - D^3}{D_1^2 - D^2}, \quad (6.94)$$

se obține

$$M_{f_2} = \mu_1 \cdot Q \cdot R. \quad (6.95)$$

Pentru calculele practice se poate aproxima că R este egal cu raza medie R_m a suprafeței de rezemare, adică

$$R = R_m = \frac{D_1 + D}{4} = \frac{D_m}{2} \quad (6.96)$$

și prin urmare

$$M_{f2} = \mu_1 \cdot Q \cdot R_m = \mu_1 \cdot Q \cdot \frac{D_m}{2}. \quad (6.97)$$

Momentul total de torsiune T , cu relațiile stabilite mai sus, va fi:

$$T = Q \left[\frac{d_2}{2} \cdot \operatorname{tg}(\alpha + \varphi') + \mu_1 \cdot \frac{D_m}{2} \right], \quad (6.98)$$

Pentru filetul metric normal se pot admite următoarele valori medii: $\alpha = 2^\circ 30'$; $d_2 = 0,9d$; $D_m = 1,4d$. În acest caz, dacă $\mu' = \mu_1 = 0,15$, rezultă:

$$T = 0,2 \cdot Q \cdot d.$$

Cum T trebuie învins de către momentul datorat forței aplicate cheii de strângere (fig. 6.41) se poate scrie:

$$T = L \cdot F_s \quad (6.99)$$

și, considerând că lungimea L a brațului la care se aplică forța S este $L = 14d$, rezultă:

$$Q \approx 70 \cdot F_s.$$

Dacă valoarea minimă a coeficientului de frecare este $\mu' = \mu_1 = 0,1$, se va obține:

$$Q \approx 100 \cdot F_s,$$

deci forța axială, care ia naștere în șurubul strâns potrivit datelor medii indicate, este de 70 ... 100 mai mare decât forța de strângere. Din această cauză, uneori, eforturile depășesc limita admisibilă a materialului, provocând ruperea șurubului la montajul acestuia, situație mai frecventă la șuruburile de dimensiuni mici. De aceea, în afară de faptul că se impune un control al momentului de strângere aplicat șuruburilor la montajul lor, este necesar ca în calcul să se ia în considerare creșterea valorii forței axiale, la forța de strângere calculată.

Calculul la rezistență al șuruburilor. Generalități. În mecanica fină, calculul de rezistență al șuruburilor nu se face întotdeauna, deoarece dimensiunile adoptate din considerente de execuție sau utilizare sunt mai mari decât cele rezultate din calcul. Când trebuie făcut, el este complicat, deoarece condițiile de funcționare și, deci, forțele nu sunt pe deplin cunoscute. În plus, șurubul fiind un element constructiv foarte răspândit, dimensiunile sale trebuie calculate sau verificate în funcție de frecvența utilizării sale și pentru condiții diferite. De aceea au fost elaborate metode simplificate de calcul, bazate pe concluzii teoretice și verificate practic. Numai pentru șuruburile de o importanță deosebită se face un calcul mai aprofundat.

Calculul de rezistență urmărește asigurarea rezistenței atât în spire, cât și în corpul șurubului. De aceea vor fi urmărite atât solicitările și calculul spirelor filetului, cât și solicitările și calculul corpului șurubului.

Calculul spirelor filetului. Calculul spirelor se face admitându-se următoarele ipoteze simplificatoare:

- încărcarea se repartizează uniform pe spirele active;
- încărcarea se repartizează uniform pe suprafața activă a fiecărei spire.

Filetul este solicitat la presiune de contact, forfecare și încovoiere. Fiind standardizat, calculul urmărește verificarea la aceste solicitări, deci capacitate portantă egală în spirele șurubului și ale piuliței.

Calculul la tensiune de contact, dacă se ține seama de repartiția uniformă a sarcinii Q și de numărul z al spirelor, se face cu ajutorul relației:

$$Q = \frac{\pi}{4} (d^2 - d_1^2) z \cdot \sigma_H, \quad (6.100)$$

unde, pentru șuruburile cu filet triunghiular, s-a considerat ca suprafață de contact, proiecția inelară a spirei într-un plan perpendicular pe axa șurubului: σ_H este tensiunea de contact, care poate fi luată $\sigma_H = (0,25 \dots 0,3) [\sigma_t]$.

Dacă se consideră o spirală desfășurată (fig.6.36) și se notează prin H_1 înălțimea de contact, se poate scrie:

$$Q = \pi \cdot d_2 \cdot H_1 \cdot z \cdot \sigma_H \quad (6.101)$$

și deoarece tija șurubului este solicitată la întindere de forța Q , adică

$$Q = \pi \cdot d_2 \cdot H_1 \cdot z \cdot \sigma_H \quad (6.102)$$

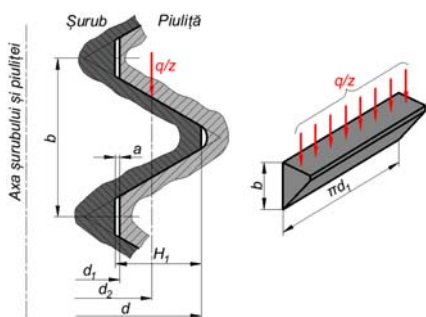


Fig. 6.36. Schemă pentru calculul filetului.

la șuruburile de fixare, din egalitatea între capacitatea portantă a filetului la presiune de contact și a șurubului la întindere, rezultă înălțimea piuliței astfel:

$$\pi \cdot d_2 \cdot H_1 \cdot z \cdot \sigma_H = \frac{\pi \cdot d_1^2}{4} \sigma_t. \quad (6.103)$$

Dacă se înlocuiesc elementele standardizate pentru filetul metric:

$d_1 = 0,8d$, $d_2 = 0,9d$, $H_1 = 0,6p$ și se ia

$\sigma_t = 2\sigma_H$, se obține înălțimea m a piuliței: $m = pz \approx 0,6d < 0,8d$ (valoarea standardizată).

Calculul la forfecare se face pentru filetul șurubului, dacă piulița și șurubul sunt din același material,

$$Q = \pi \cdot d_1 \cdot b \cdot z \cdot \tau_{fs} \quad (6.104)$$

și pentru piuliță, dacă aceasta este dintr-un material mai puțin rezistent,

$$Q = \pi \cdot d_1 \cdot b \cdot z \cdot \tau_{fp}, \quad (6.105)$$

unde: b este înălțimea suprafeței de forfecare; τ_{fs} și τ_{fp} - tensiunile de forfecare în materialul șurubului și al piuliței.

Pentru portanța egală în șurub la întindere și în filet la forfecare rezultă;

$$z \cdot \pi \cdot d_1 \cdot b \cdot \tau_{fs} = \frac{\pi \cdot d_1^2}{4} \cdot [\sigma_t], \quad (6.106)$$

iar cu datele pentru filetul metric: $d_l = 0,8d$, $b = 0,75p$, și $[\sigma_t] = 2\tau_{fs}$, se obține

$$m = 0,5d < 0,8d.$$

Rezultă, deci, că la filetul din oțel pe oțel presiunea de contact este mai periculoasă. Forfecarea devine periculoasă la șuruburile prizoniere și la piulițele din metale neferoase sau materiale plastice, când raportul dintre $[\sigma_t]$ și τ_{fp} se modifică.

Calculul la încovoiere se face considerând spira filetului ca o grindă curbă încastrată în cilindrul de diametru interior d_l și asupra ei acționând sarcina concentrată Q/z la distanța $((H_l/2) + a)$ de secțiunea de încastrare (fig.6.36).

Momentul încovoietor M_i va fi:

$$M_i = \frac{Q}{z} \left(\frac{H_l}{2} + a \right) = \frac{\pi \cdot d_1^2}{6} \cdot b^2 \cdot \sigma_t, \quad (6.107)$$

unde s-a considerat că secțiunea periclitată are baza πd_l și lățimea b .

Dacă se înlocuiesc elemente standardizate pentru filetul metric:

$$H_l = 0,6p, \quad a = 0,05p,$$

$$d_l = 0,9p, \quad b = 0,75p,$$

și se consideră $\sigma_t = \sigma_i$, pentru portanța egală în șurub la întindere și în filet la încovoiere rezultă înălțimea piuliței

$$m = pz \approx 0,58, \quad d \leq 0,8d.$$

Calculul de dimensionare a șuruburilor. Dacă se ține seama de modul în care se aplică forța axială, calculul de rezistență al șuruburilor se poate face în două moduri, și anume: fără strângere inițială și cu strângere inițială.

Șuruburile lucrează în general la forțe axiale centrice care pot fi produse de strângere sau pot proveni din exploatare sau pe baza tensiunilor termice. Uneori însă șuruburile pot fi solicate de forțe transversale sau supuse încovoierii, datorită formei construcției sau neparalelismului suprafețelor.

Calculul șuruburilor nestrânse solicitate axial de o forță exterioară se face la întindere sau compresiune cu relația:

$$Q = \frac{\pi \cdot d_1^2}{4} \cdot \sigma_t, \quad (6.108)$$

din care se determină diametrul interior d_1 al filetului sau se verifică tensiunea de întindere $\sigma_t \leq [\sigma_t]$, unde pentru rezistența admisibilă $[\sigma_t]$ se recomandă:

$$[\sigma_t] = (0,6 \dots 0,8) \sigma_c,$$

în care σ_c este limita de curgere. Acest caz se întâlnește mai rar în construcția de aparate, la manșoane întinzătoare, ochiuri sau cârlige.

Calculul șuruburilor cu strângere inițială pleacă de la considerația că, încă de la montaj șuruburile sunt supuse la forțe inițiale de întindere Q_0 . Acesta este cazul majorității asamblărilor cu șuruburi. Problema, care se pune, este determinarea forței rezultante, atunci când asupra șurubului acționează o forță exterioară Q . La montaj, piulița se strânge, astfel că, după ce șurubului i se aplică și forța exterioară, între piesele asamblate să nu existe joc. În urma acestei strângeri, șurubul se alungește, iar piesele sau pachetul de piese strânse se comprimă.

Dacă se notează prin Q_0 forța de strângere inițială, cu λ alungirea inițială a șurubului și cu δ comprimarea inițială a pachetului de piese, epura deformațiilor și forțelor apare ca în fig.6.37, dacă deformațiile sunt elastice.

Dacă se aplică o forță exterioară Q , șurubul se va alungi și mai mult, cu $\lambda' = \lambda + \Delta\lambda$, iar pachetul strâns va reveni, comprimarea lui scăzând la $\delta' = \delta - \Delta\lambda$. Forța elastică va scădea și ea de la Q_0 la Q'_0 , astfel că, după aplicarea forței exterioare, asamblarea va fi solicitată de forța rezultantă dată de relația:

$$Q_t = Q + Q'_0, \quad (6.109)$$

în care Q'_0 este forța de strângere remanentă, necesară pentru a evita jocul între piesele asamblate. Această forță asigură de exemplu frecarea necesară la cuplaje, etanșeitatea la capace ș.a.

Șuruburile cu strângere inițială pot fi supuse la forțe exterioare constante sau variabile. În ultimul caz este necesară determinarea forței variabile care produce obosirea materialului, care în fig.6.37 este notată prin Q_v . Admițând un ciclu alternant simetric, amplitudinea σ_v și efortul unitar mediu σ_m sunt:

$$\sigma_v = \frac{\sigma_{\max} - \sigma_{\min}}{2} \text{ și } \sigma_m = \frac{\sigma_{\max} + \sigma_{\min}}{2}, \quad (6.110)$$

unde $\sigma_{\max}$ și $\sigma_{\min}$ sunt eforturile unitare maxim și minim.

unde: A reprezintă ariile secțiunilor; E - modulele de elasticitate; l - lungimile de calcul.

Lungimea de calcul l_s a șurubului cu secțiune constantă se măsoară de la jumătatea înălțimii piuliței la jumătatea înălțimii capului. Dacă șurubul are diametre diferite, deformația totală este dată de suma deformațiilor $\lambda_1, \lambda_2, \dots, \lambda_n$ a tronsoanelor de șurub cu diametrele $d_1, d_2, \dots, d_n$,

$$\lambda = \lambda_1 + \lambda_2 + \dots + \lambda_n$$

sau

$$\frac{Q_0}{c_s} = \frac{Q_0}{c_{s_1}} + \frac{Q_0}{c_{s_2}} + \dots + \frac{Q_0}{c_{s_n}},$$

adică

$$\frac{1}{c_s} = \frac{1}{c_{s_1}} + \frac{1}{c_{s_2}} + \dots + \frac{1}{c_{s_n}}, \quad (6.118)$$

relația care dă rigiditatea șurubului de secțiune variabilă, în funcție de rigiditățile parțiale ale tronsoanelor ce alcătuiesc șurubul.

Pentru piesele strânse, secțiunile de calcul se determină ținând seama de faptul, experimental s-a constatat, că piesele primesc o deformare limitată la exterior de două mantale tronconice, a căror generatoare închid un unghi de 90° și pleacă de la diametrul D_c al cercului de rezemare a capului sau piuliței (fig.6.38), iar la interior de orificiul d_0 pentru șurub, din piese. Distribuția neuniformă a tensiunilor, după un con, se înlocuiește cu o distribuție uniformă după un cilindru, a cărei generatoare trece prin mijlocul suprafeței de contact.

Pentru piesele de grosimi diferite, varianta A din fig.6.38, suprafețele vor fi:

$$A_{p_1} = \frac{\pi}{4} \left[(D_c + l_{p_1} \cdot \operatorname{ctg} \gamma)^2 - d_0^2 \right] \text{ și}$$

$$A_{p_2} = \frac{\pi}{4} \left[(D_c + l_{p_2} \cdot \operatorname{ctg} \gamma)^2 - d_0^2 \right], \quad (6.119)$$

iar pentru piesele de aceeași grosime, varianta B din fig.6.38, pentru fiecare din ele

$$A_p = \frac{\pi}{4} \left[(D_c + l_p \cdot \operatorname{ctg} \gamma)^2 - d_0^2 \right]. \quad (6.120)$$

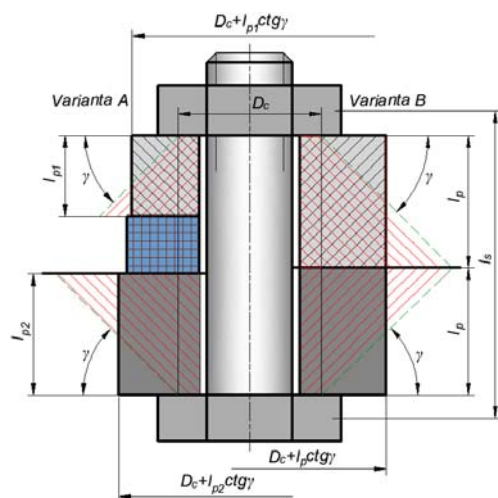


Fig. 6.38. Deformația elementelor strânse cu șurub și piuliță.

Suprafețele astfel determinate intră în calculul rigidității pieselor strânse. Determinarea rigidităților pieselor de grosimi diferite se face cu relația (6.118), unde se schimbă indicii și valorile de înlocuire pentru piese.

Cunoscându-se rigiditatea șurubului și pieselor, conform cu diagrama reprezentată se pot determina forțele și deformațiile. Astfel, forța exterioară Q va fi:

$$Q = Q_t - Q'_0 = Q_0 + Q_v - Q'_0 = Q_v + (Q_0 - Q'_0), \quad (6.121)$$

unde

$$Q_t = c_s (\lambda + \Delta\lambda) = c_s \cdot \lambda + c_s \cdot \Delta\lambda, \quad (6.122)$$

$$Q'_0 = c_p (\delta - \Delta\lambda) = c_p \cdot \delta - c_p \cdot \Delta\lambda, \quad (6.123)$$

$$Q_0 = c_s \cdot \lambda = c_p \cdot \delta,$$

$$Q_v = c_v \cdot \Delta\lambda.$$

Făcându-se înlocuirile în expresia forței exterioare aplicate se obține

$$Q = Q_t - Q'_0 = c_s \cdot \lambda + c_s \cdot \Delta\lambda - c_p \cdot \delta + c_p \cdot \Delta\lambda. \quad (6.124)$$

Deoarece $c_s \lambda = c_p \delta = Q_0$, rezultă

$$Q = c_s \cdot \lambda + c_p \cdot \Delta\lambda = (c_s + c_p) \cdot \Delta\lambda, \quad (6.125)$$

de unde

$$\Delta\lambda = \frac{Q}{c_s + c_p}.$$

Forța variabilă Q_v care lucrează numai asupra șurubului dă alungirea

$$\Delta\lambda = \frac{Q_v}{c_s} = \frac{Q}{c_s + c_p},$$

deci

$$Q_v = Q \cdot \frac{c_s}{c_s + c_p}. \quad (6.126)$$

Pentru a putea dimensiona sau verifica o asamblare cu strângere inițială, trebuie cunoscută forța de strângere inițială. În acest scop se utilizează chei dinamometrice, care permit determinarea acestei forțe din relația (6.90). Cunoscând forța de strângere se calculează forța totală Q_t și se determină cu ea tensiunea de întindere:

$$\sigma_t = \frac{4Q_t}{\pi \cdot d_1^2}. \quad (6.127)$$

În timpul strângerii apar solicitările de torsiune date de momentul de torsiune T , care, dacă strângerea se execută sub sarcină, este dat de relația:

$$T = Q_t \cdot \frac{d_2}{2} \cdot \operatorname{tg}(\alpha + \varphi'), \quad (6.128)$$

iar dacă strângerea se execută numai la montaj, de relația:

$$T = Q_0 \cdot \frac{d_2}{2} \cdot \operatorname{tg}(\alpha + \varphi'). \quad (6.129)$$

Rezistența la torsiune va fi:

$$\tau_t = \frac{T}{W_p} = \frac{16T}{\pi \cdot d_1^3}. \quad (6.130)$$

Cu σ_t și τ_t , determinați, solicitarea compusă care dă tensiunea echivalentă σ_e se obține folosindu-se relația corespunzătoare teoriei energiei maxime de deformăție. Se poate scrie:

$$\sigma_e = \sqrt{\sigma_t^2 + 3\tau_t^2} = \sqrt{\left(\frac{4Q_t}{\pi \cdot d_1^2}\right)^2 + 3\left(\frac{16T}{\pi \cdot d_1^3}\right)^2} \leq [\sigma_t], \quad (6.131)$$

unde T se înlocuiește, după caz, cu valoarea determinată cu una din relațiile (6.125) sau (6.126).

Pentru a evita calculul tensiunii de torsiune se poate stabili o relație aproximativă între σ_t și τ_t , făcându-se raportul lor

$$\frac{\tau_t}{\sigma_t} = \frac{Q_t \cdot \frac{d_2}{2} \operatorname{tg}(\alpha + \varphi')}{\frac{\pi \cdot d_1^2}{16}} : \frac{Q_t}{\frac{\pi \cdot d_1^2}{4}} = \frac{4 \cdot \frac{d_2}{2} \operatorname{tg}(\alpha + \varphi')}{d_1} \approx 0,4, \quad (6.132)$$

unde pentru filetul metric s-a înlocuit: $d_2 = 0,9d$; $d_1 = 0,8d$; $\operatorname{tg}(\alpha + \varphi') \approx 0,2$.

Un al doilea aspect îl prezintă șurubul cu strângere inițială solicitat de forțe exterioare variabile. În acest caz trebuie făcută verificarea la oboseală.

Pe baza forței variabile din șurub:

$$Q_v = Q \cdot \frac{c_s}{c_s + c_p} \quad (6.133)$$

se poate determina amplitudinea σ_v a efortului unitar,

$$\sigma_v = \frac{\frac{Q_v}{2}}{\frac{\pi \cdot d_1^2}{4}} = \frac{Q \cdot \frac{c_s}{2(c_s + c_p)}}{\frac{\pi \cdot d_1^2}{4}} = 2Q \frac{c_s}{\pi \cdot d_1^2 (c_s + c_p)}, \quad (6.134)$$

efortul unitar mediu σ_m

$$\sigma_m = \frac{\frac{Q_t + Q_0}{2}}{\frac{\pi \cdot d_1^2}{4}} = 2 \frac{Q_t + Q_0}{\pi \cdot d_1^2}, \quad (6.135)$$

și cu aceasta eforturile unitare maxim și minim:

$$\sigma_{\max} = \sigma_m + \sigma_v \text{ și } \sigma_{\min} = \sigma_m - \sigma_v.$$

Efortul unitar maxim nu trebuie să depășească efortul unitar admisibil pentru ciclul de solicitare al șurubului. De altfel, epura de variație a forțelor și deformațiilor șurubului și pieselor strânse arată că, oricum s-ar modifica forța exterioară Q , tensiunile din șurub nu pot varia decât după un ciclu asimetric alternant, în care $\sigma_{\min}$ corespunde forței de strângere inițiale Q_0 , tensiunea maximă $\sigma_{\max}$ corespunde forței maxime Q_t , iar amplitudinea σ_v , forței $(Q_t - Q_0/2) = Q_v/2$.

Amplitudinea depinde deci exclusiv de componenta variabilă Q_v , care evident că este funcție de forma constructivă și materialele șurubului și pieselor, prin intermediul lui c_s și c_v . La șuruburile strânse nu există însă un coeficient constant de asimetrie. Se poate doar considera strângerea inițială constantă, deci și $\sigma_{\min} = \text{const}$. Tensiunea limită cu care se compară tensiunea maximă, se obține folosindu-se diagramele ciclurilor limită, în coordonate σ_v și σ_m și calculându-se coeficientul de siguranță.

Șuruburile pot fi *solicitate și de forțe transversale*. Se deosebesc din acest punct de vedere montajul cu joc și fără joc. La montajul cu joc (fig.6.39,a) după strângere, între piese apare o forță de frecare μQ . Condiția asamblării cere ca piesele să nu se deplaseze, deci

$$\mu \cdot Q \geq P,$$

de unde forța de calcul Q_c va fi:

$$Q_c = \beta \cdot P,$$

unde: P este forța transversală; $\beta = 1,5 \dots 1,8$ - coeficientul de siguranță la alunecare.

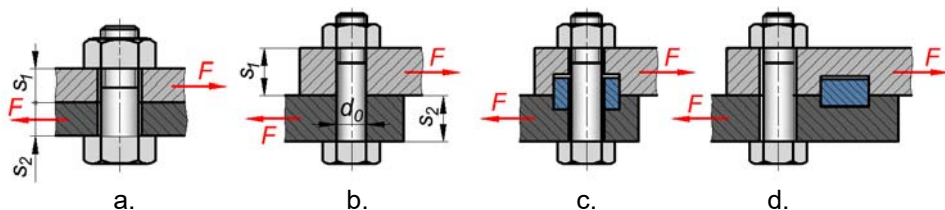


Fig. 6.39. Solicitarea șurubului de forțe transversale și modalități de preluare a acestor forțe.

Cu aceasta, ținând cont că prin Q_c șurubul este solicitat la întindere rezultă:

$$Q_c = \frac{\pi \cdot d_1^2}{4} \cdot \sigma_t, \quad (6.136)$$

unde σ_t este tensiunea de întindere.

La montajul fără joc (fig.6.39,b) șurubul este solicitat la forfecare de forța P , deci

$$\tau_t = \frac{4F}{\pi \cdot d_0^2} \leq [\tau_f], \quad (6.137)$$

și la presiune de contact, deci

$$\sigma_H = \frac{4Q}{s_1 \cdot d_0} < [\sigma_H], \quad (6.138)$$

unde d_0 este diametrul șurubului corespunzător liniei de separație a pieselor asamblate.

În practică se folosește montajul cu joc utilizându-se diferite soluții constructive pentru preluarea forțelor transversale (fig.6.39,c,d), deoarece montajul fără joc este mai costisitor, cu toate că acest ultim montaj asigură o asamblare mai sigură și dimensiuni mai reduse.

Asigurarea șuruburilor împotriva desfacerii. În majoritatea cazurilor, asamblările prin șurub sînt supuse mișcărilor și oscilațiilor, care slăbind forța axială din șurub și deci frecarea dintre spire pot provoca deșurubarea spontană. Aceasta poate fi cauza distrugerii aparatelor și chiar a unor avarii mai grave.

De aceea preîntîmpinarea unor asemenea situații trebuie făcută prin dispozitive de asigurare împotriva deșurubării. Rezolvarea acestei probleme se poate face pe două căi:

- prin forță, când se asigură existența frecării între spire, independent de forța axială;
- prin formă, când se realizează legătura mecanică între piese și elementul de asamblare, deci se exclude posibilitatea unor mișcări relative ale acestora.

În fig.6.40 sunt reprezentate unele sisteme de asigurare prin forță. Sistemul din fig.6.40,a, cu piuliță și contrapiuliță, realizat prin strângerea contrapiuliței b peste piulița înșurubată a , tensionând o parte din lungimea filetată a șurubului, între piuliță și contrapiuliță, creează o forță de frecare în filet, care nu depinde de forța axială. Contactul dintre piuliță și șurub (fig.6.40,b) se face pe fețele superioare ale șurubului, iar contactul dintre contrapiuliță și șurub se face pe fețele inferioare ale șurubului. Chiar dacă forța exterioară devine zero, forța de fricțiune creată în filet va împiedica deșurubarea. Grosimile piuliței și ale contrapiuliței trebuie luate egale, pentru ca forța de strângere să nu poată fi preluată de una din ele.

Un alt sistem, prezentat în fig.6.40,*d*, folosește o contrapiuliță elastică din tablă groasă îndoită. Aceasta se strânge cu cheia, se deformează și presează piulița, creând forța axială. Este filetată la partea superioară și găurit la cea inferioară și are o formă hexagonală.

În fig.6.41 sunt reprezentate unele

sisteme de asigurare prin formă. Astfel în figura 6.41,*a* apare asigurarea prin piulițe canelate. La partea superioară a acestora se taie caneluri, iar în șurub se face un orificiu. Cuiul spintecat, care se introduce în canelură și orificiu, sau numai în orificiu unește piulița și șurubul într-un singur tot. O altă asigurare prin formă este realizată de rondela îndoită (fig.6.41,*b*), confecționată din material moale, care se sprijină cu capetele îndoite pe piuliță și piesă împiedicând mișcarea relativă a acestora. La asamblările supuse unor solicitări mai mici, asigurarea prin formă se poate face prin lipire cu lac de chihlimbar (fig.6.41,*c*) care sare la desfacerea șurubului sau prin imprimare (fig.6.41,*d*).

Șuruburile de mișcare

Șuruburile de mișcare se folosesc în mecanica fină la mecanismele

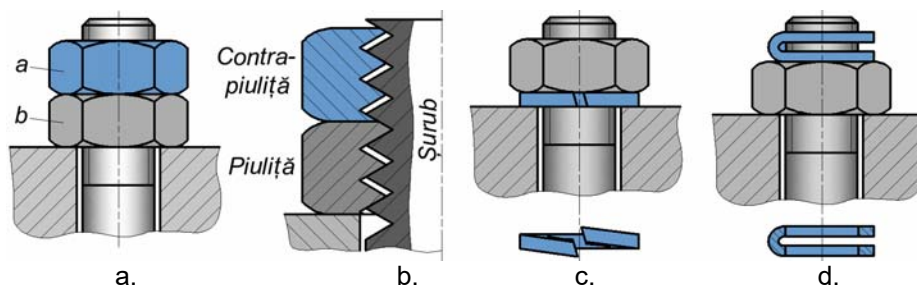


Fig. 6.41. Sisteme de asigurare contra deșurubării prin forță.

de reglaj, permițând deplasarea părților mobile ale aparatelor mecanice sau optice și la mecanismele de măsurare, cum sunt, de exemplu micrometrice.

După modul de funcționare se pot deosebi, în principal, două tipuri constructive:

- cu rotația șurubului și translația piuliței (fig.6.42,*a*);
- cu rotația și translația șurubului, piulița fiind fixă (fig.6.42,*b*)

În mecanica fină șuruburile de mișcare cer precizie înaltă, deci prelucrare pretențioasă, dimensiuni mici, deci pas fin, randament ridicat, deci unghiuri de înclinare mari ale spirelor (mai multe începuturi) sau frecare mică (ungere sau șuruburi cu bile). Este de asemenea necesară o uzură cât mai mică la filet, pentru a nu micșora precizia. În acest scop se utilizează cupluri de materiale cu caracteristici de antifricțiune, cum sunt: oțelurile de îmbunătățire cementate, oțelurile aliate sau de scule pentru șurub și bronzul fosforos sau fonta de antifricțiune pentru piuliță. Filetul utilizat poate fi triunghiular, trapezoidal și pătrat sau dreptunghiular.

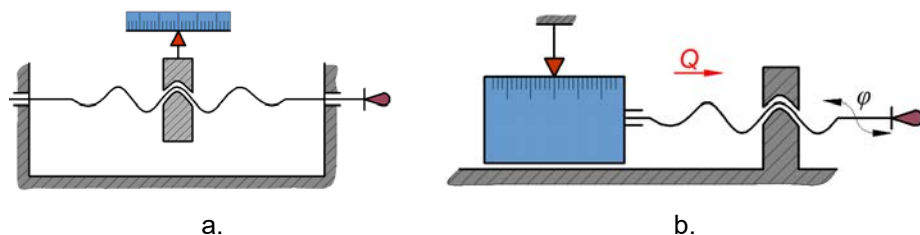


Fig. 6.42. Principii de funcționare a șuruburilor de mișcare.

Calculul șuruburilor de mișcare trebuie precedat de stabilirea legăturii dintre deplasarea s și rotația șurubului γ .

Întrucât la rotația cu 2π , deplasarea este egală cu pasul, rezultă că la rotația cu γ deplasarea va fi s , deci

$$s = p_s \frac{\gamma}{2 \cdot \pi}. \quad (6.139)$$

Calculul de rezistență al șuruburilor de mișcare din mecanica fină urmărește nu atât o verificare la rupere, cât, de aici, o limitare a deformațiilor elastice astfel ca să nu fie redusă sub limită precizia de măsurare. De aceea rezistența admisibilă $[\sigma_t]$ se ia de 15...20 ori mai mică decât limita de rupere. Cunoscându-se sau apreciindu-se forța axială Q , se

determină diametrul interior $d_1 = \sqrt{\frac{4Q}{\pi \cdot [\sigma_t]}}$ (6.140)

și apoi, după completarea din standarde a parametrilor geometrici ai filetului, șurubului și piuliței se face verificarea la tensiunea efectivă ca la șuruburile de strângere, folosindu-se teoria energiei maxime de deformare

$$\sigma_e = \sqrt{\sigma_t^2 + 3\tau_t^2} \leq [\sigma_t], \quad \sigma_t = \frac{4Q}{\pi \cdot d_1^2} \text{ și } \tau_t = \frac{16T}{\pi \cdot d_1^3},$$

în care T este momentul de torsiune transmis.

Piulița, fiind din materiale mai moi, se verifică la presiune de contact și încovoiere în filet, admițându-se, pentru a asigura deformații mici, rezistențe admisibile tot de 15...20 ori mai mici decât tensiunile de rupere.

Verificările se fac cu relațiile de la calculul spirelor filetului, la tensiune de contact cu relația:

$$Q = \frac{\pi}{4} (D^2 - D_1^2) z \cdot \sigma_H \quad (6.141)$$

și la încovoiere cu relația:

$$\frac{Q}{z} \left(\frac{H_1}{2} + a \right) = \frac{\pi \cdot D_1}{6} b^2 \cdot \sigma_i, \quad (6.142)$$

unde s-au introdus dimensiunile filetului piuliței, urmând ca $\sigma_H \leq [\sigma_H]$ și $\sigma_i \leq [\sigma_i]$.

Din relația, care dă verificarea la tensiune de contact, se mai calculează înălțimea m a piuliței, adoptând pe $[\sigma_H]$ și numărul de spire.

La șuruburile de mișcare din mecanica fină este util să se calculeze și să se înlăture erorile care pot apărea. Astfel, la șuruburile de reglaj și la cele pentru măsurare din cauza jocului lateral dintre spire apare, la mișcarea în sens invers, cursa moartă, iar deplasarea nu poate începe decât după rotirea cu un unghi care să elimine jocul. Notându-se (fig.6.43) cu β - jumătatea unghiului la vârf la filetul triunghiular sau trapezoidal și cu Δ_n - componenta normală a jocului lateral Δ_p , rezultă:

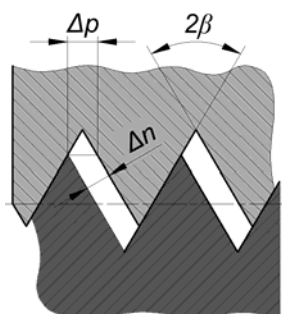


Fig. 6.43. Calculul cursei moarte la șuruburile de mișcare.

$$\Delta_p = \frac{\Delta_n}{\cos \beta}. \quad (6.143)$$

Eroarea unghiulară prin care se elimină jocul va fi:

$$\Delta_\gamma = 2\pi \frac{\Delta_n}{p \cdot \cos \beta}, \quad (6.144)$$

de unde se vede că, dacă ceilalți parametri nu se modifică, eroarea unghiulară, deci cursa moartă crește cu cât unghiul la vârf al profilului este mai mare.

Pentru profilul trapezoidal va fi deci mai mică decât pentru cel triunghiular.

Eroarea radială Δ_r , cauzată de aceeași eroare de pas, va fi:

$$\Delta_r = \frac{\Delta_n}{\sin \beta} = \frac{\Delta_p}{\operatorname{ctg} \beta}, \quad (6.145)$$

unde Δ_n este componenta normală a jocului lateral Δ_p .

Eroarea radială reprezintă de fapt posibilitatea de deplasare a axei șurubului și este cu atât mai mare cu cât β este mai mic, deci pentru filetul trapezoidal este mai mare decât pentru cel triunghiular. De remarcat că la

filetul dreptunghiular (pătrat), la care $\beta = 0$, deplasarea radială nu poate duce la limitarea jocului lateral.

Jocul lateral poate fi eliminat la mișcarea în sens invers, prin folosirea unor arcuri elicoidale, la piuliță sau șurub, comprimate într-un sens și care se destind la schimbarea sensului de mișcare, deplasând șurubul sau piulița pe lungimea jocului lateral. Cu eliminarea jocului lateral, contactul se face, desigur, pe un singur flanc pentru fiecare sens de mișcare. La șuruburile de mișcare *folosite pentru măsurarea lungimilor*, denumite șuruburi micrometrice, în sistemul metric, pasul uzual este de 0,5 mm sau 1 mm, având un profil triunghiular cu un unghi la vârf de $2\alpha = 60^\circ$. Acest profil poate fi măsurat mult mai ușor decât cel trapezoidal sau cel dreptunghiular. În afară de aceasta, jocul axial poate fi eliminat mult mai ușor la acest tip de filet.

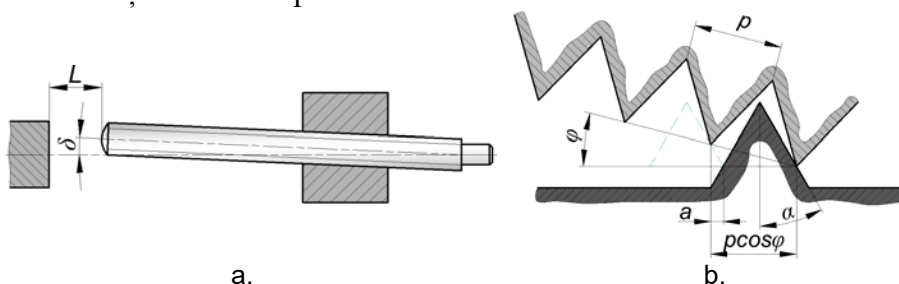


Fig. 6.44. Erorile de pas și de înclinare a axei la șurubul micrometric.

Eroarea sistematică de măsurare la șurubul micrometric se datorează nu numai erorii cumulate de pas, dar și înclinării axei șurubului în raport cu piesa de măsurat (fig.6.44,a), pe care șurubul ar trebui să fie perpendicular. Eroarea ΔL cauzată de înclinare este:

$$\Delta L = L(1 - \cos \delta) \approx 1/2L \cdot \delta^2 \text{ [mm]}, \quad (6.146)$$

unde: L este lungimea măsurată, în mm; δ - unghiul de înclinare, în rad.

Eliminarea jocului șurubului micrometric prin despicarea capătului piuliței și fixarea cu ajutorul unei alte piulițe, de reglaj (fig.6.45), duce la o eroare de pas (fig. 6.44, b) de forma:

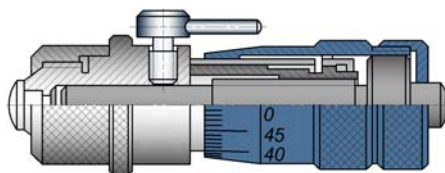


Fig. 6.45. Soluție constructivă pentru eliminarea jocului la șurubul micrometric.

$$\Delta p = p - (p \cos \varphi - a) = \Phi(1 - \cos \varphi + \sin \varphi \tan \alpha). \quad (6.147)$$

Aceasta reprezintă o eroare importantă deoarece este variabilă și nu poate fi corectată chiar dacă jocul este eliminat. Erorile sistematice pot fi corectate în mod individual, pentru fiecare șurub micrometric în parte.

6.3. Asamblări nedemontabile

6.3.1. Caracterizare. Clasificare

Asamblările nedemontabile se folosesc dacă, după executarea montajului din fabrică, legătura nu trebuie desfăcută chiar dacă aparatul trebuie demontat sau reparat [2,3,33,34].

Avantajul principal al acestor asamblări constă într-o tehnologie de execuție simplă și un preț de cost redus.

În funcție de procesul care stă la baza realizării asamblărilor nedemontabile, acestea pot fi grupate astfel:

- realizate prin deformări, din care fac parte asamblările prin nituire, răsfrângere, prin urechi, nervurare, imprimare, lărgire-îngustare;
- realizate cu solidificare de material fuzibil sau nefuzibil, din care fac parte asamblările prin sudare, lipire, încleiere, chituri, încastrare.

Asamblările nedemontabile trebuie să îndeplinească următoarele condiții: rezistența asamblării și a pieselor să fie pe cât posibil aceeași; să asigure o bună etanșare; asamblarea trebuie realizată cu un număr minim de operații; asigurarea precisă a poziției reciproce a pieselor în timpul asamblării (această condiție se realizează, fie prin întrebuițarea unor dispozitive speciale de fixare, fie prin folosirea unor metode de asigurare a poziției reciproce a pieselor); să fie economică.

6.3.2. Asamblări prin nituire. Caracterizare. Materiale. Elemente de calcul la rezistență

Asamblările prin nituire realizează o legătură nedemontabilă, rigidă, între două sau mai multe părți constructive, care se poate face printr-un element de asamblare, nitul, la îmbinările indirecte și prin cepuri de nituire pe una din părțile constructive, la îmbinările directe. În mecanica fină nituirea se întrebuițează la asamblarea pieselor din materiale metalice între ele și a pieselor din materiale metalice cu piese nemetalice, din mase plastice, fibre, piele ș.a., a aliajelor ușoare și a metalelor greu sudabile.

Formele mai des folosite ale niturilor de secțiune circulară plină (fig.6.46) depind de forma capului și sunt: cu cap semirotund (fig.6.46,a), cu cap înecat (fig.6.46,b), cu cap semiânecat (fig.6.46,c) dacă grosimea prea mică a pieselor de îmbinat nu permite realizarea capului înecat, cu cap bombat (fig.6.46,d), când se realizează o suprafață mai mare de așezare a capului de nit. Forma nitului utilizat depinde de sarcină și suprafața exterioară. În mecanica fină se utilizează niturile tubulare cu cap plat (fig.6.46,e), cu cap semirotund (fig.6.46,f) sau având alte forme (fig.6.46,g,h,i) confecționate din aluminiu, alamă, cupru și oțel moale. Tot pentru solicitări mici se folosesc nituri semitubulare (fig.6.46,j).

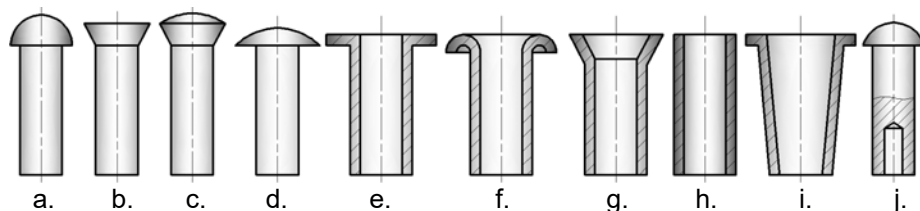


Fig. 6.46. Forme constructive de nituri.

Materialele cele mai frecvent folosite pentru nituri sunt oțelul moale, aluminiul, alama și cuprul. În general, aceste materiale diferă de materialele pieselor de îmbinat, fiind mai moi. Dacă există pericolul formării de elemente galvanice între materiale, prin atingerea acestora cu anumite fluide, materialul niturilor este același cu cel a pieselor.

Nituirile se pot executa la cald și la rece. În mecanica fină nu se folosește nituirea la cald decât în cazuri excepționale (la asamblarea pieselor metalice cu cele ceramice, când nituirea la rece ar solicita prea mult materialul ceramic). Pentru executarea nituirii, diametrul nitului se ia puțin mai mic decât cel al găurii din piese, iar tija are extremitatea puțin conică și este mai lungă decât grosimea pieselor, spre a se putea confecționa din ea capul închizător al nitului. După executarea orificiilor pentru nituri, nituirea se realizează cu scule pentru confecționarea capului închizător al nitului, prin lărgire cu dornul sau aplatizare (fig.6.47).

Piesele din materiale moi și materiale casante (materiale plastice, hârtie, piele) se protejează la nituire, așezându-se șaibe sub capetele niturilor.

La nituirile *directe* execuția și forma cepurilor, care se confecționează din materialul uneia din piesele de îmbinat, sunt aceleași ca la capetele închizătoare de la nituirile indirecte. În fig.6.47,*a* este reprezentată o nituire directă cu cep *plin și rotund*; în fig.6.47,*b* adâncimea existentă în cep permite o execuție ușoară a capului, solicitarea pieselor la nituire este mai redusă, dar și rezistența îmbinării este mai mică. În fig.6.47,*c* cepul de nit este tubular, iar în fig.6.47,*d* sunt arătate forme ale contactelor folosite în curentului slab (confecționate din argint de diametru 0,3...1 mm prin nituire directă). La nituirile directe

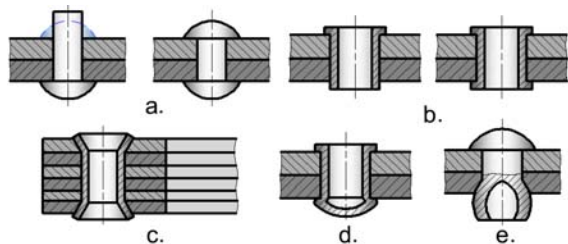


Fig. 6.47 Execuția capului închizător al niturilor.

supuse unor momente de torsiune este posibilă răsucirea relativă a pieselor dacă momentul de torsiune datorită frecării dintre cep și piesă nu este suficient. De aceea, la solicitări mai mari nituirea directă trebuie

asigurată împotriva răsucirii. Aceasta se poate face prin diferite procedee simple, cum ar fi: imprimarea materialului cepului în mai multe poziții, pentru piesele de tablă subțire (fig.6.48,a); introducerea unei șaibe zimțate radial (la piesele din aluminiu în special), așezată fie sub capul de închidere, fie sub umărul piesei (fig.6.48,b); aplatizarea pe o față a cepului și orificiului (fig.6.48,c). Ultimul procedeu este însă mai scump.

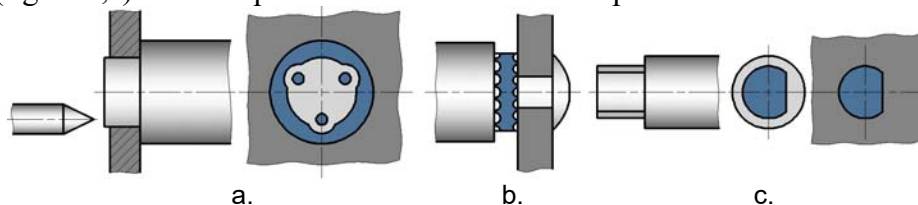


Fig. 6.48. Procedee de asigurare împotriva răsucirii a niturilor direct.

Pentru piesele din tablă nituirea directă se execută, de multe ori, cu cepuri de secțiune dreptunghiulară, al căror cap poate fi format prin lățire (fig.6.49,a), iar la un număr mai mare de bucăți prin folosirea unor scule speciale, profilate în funcție de forma ce urmează să; se dea capului (fig.6.49,b,c).

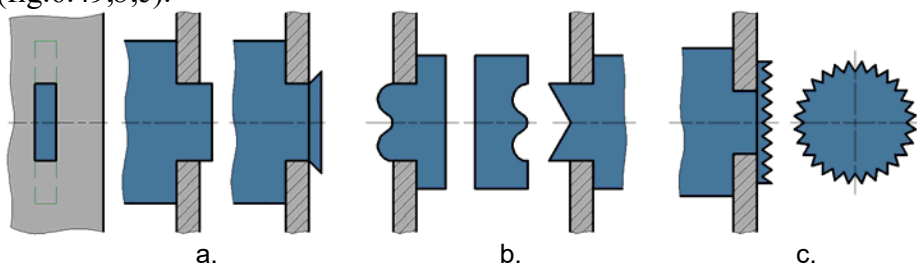


Fig. 6.49. Nituri directe la piesele din tablă.

Calculul de rezistență al îmbinărilor nituite, în mecanica fină, se execută relativ rar, deoarece forțele care apar în funcționare sunt de obicei atât de mici, încât numai din motive de execuție se aleg dimensiuni mai mari decât cele care ar rezulta din calcul. În plus, solicitările mai mari care apar ocazional sau cele prin lovire nu pot fi calculate.

Au fost elaborate unele norme după care dimensiunile niturilor, ținând seama de diferitele situații, se stabilesc constructiv (tab.6.4).

În general, pentru grosimi de piese $s=(2...10)mm$ se ia $d=1+0,5s$ iar celelalte dimensiuni caracteristice se adoptă ca multipli ai diametrului nitului sau cepului.

Tabelul 6.4. Diametrul niturilor din aliaje de aluminiu.

Grosimea pieselor,mm		1	1,5	2	2,5	3	4	5	7	10
Diametrul niturilor	Recomandat	2	3	4	5	6	8	10	13	16
	Admisbil	2...3	2...4	3...5	4...6	5...8	7...10	8...13	10...13	13...16

Pentru calculul nituirilor, se presupune că sunt legate prin nituire indirectă două table (fig.6.50), solicitate la întindere de o forță F . Dacă nituirea a fost executată la cald, la răcirea nitului lungimea acestuia se micșorează, producând o puternică apăsare a pieselor una peste alta, iar micșorarea dimensiunilor transversale provoacă formarea unui gol între corpul nitului și orificiul din piese. În cazul nituirii la rece, presarea puternică a pieselor și golul sunt evitate. Când nituirea a fost efectuată la cald și asupra pieselor se aplică forța F , pentru distrugerea nituirii trebuie provocată alunecarea pieselor pe lungimea golului, fenomen ce are drept consecință forța de fricțiune între piese, după care începe forfecarea niturilor. Existența unei alunecări a tablelor în cusătura nituită nu este permisă în cazul direcției variabile a forței F , deoarece ar duce la distrugerea rapidă a nituirii și este cu totul inadmisibilă, dacă trebuie asigurată etanșeitatea îmbinării.

Prin calcul se poate verifica: rezistența capului și a tijei nitului și rezistența pieselor asamblate.

Pentru verificarea capului nitului, dacă se notează prin F forța exterioară și prin Q forța de strângere și dacă forța de frecare F_f este:

$$F_f = \mu Q > F,$$

deci piesele nu au alunecat, se poate scrie condiția de capacitate portantă egală între tija nitului la întindere și capul nitului la strivire. Se obține relația:

$$Q = \frac{\pi d^2}{4} [\sigma_i] = \frac{\pi}{4} (D^2 - d^2) [\sigma_H], \quad (6.148)$$

unde $[\sigma_i]$ și $[\sigma_H]$ sunt rezistențele admisibile la întindere și strivire.

Pentru $[\sigma_H] = (1 \dots 1,5) [\sigma_i]$ se obține $D = (1,28 \dots 1,4) d$. Întrucât un contact perfect pe suprafața dintre cap și tablă nu este posibil, pentru siguranță se adoptă $D = 1,6d$.

Forța Q solicită capul nitului și la forfecare. Pentru verificarea la forfecare se scrie relația de capacitate portantă egală între tija nitului la întindere și capul nitului la forfecare, adică:

$$Q = \frac{\pi d^2}{4} [\sigma_i] = \pi d h' [\tau_f]. \quad (6.149)$$

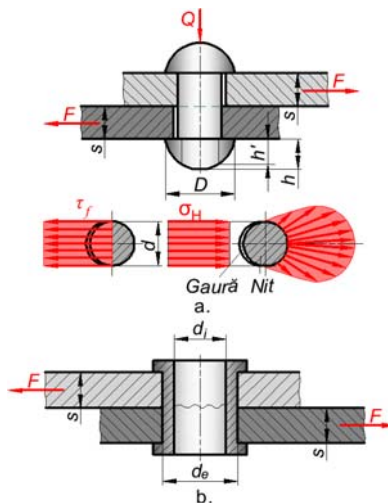


Fig. 6.50. Tensiunile și calculul asamblărilor nituite.

Dacă se adoptă $[\tau_f] = 0,5[\sigma_t]$, se obține:

$$h' = \frac{d}{4 \cdot 0,5} = \frac{d}{2}.$$

La *calculul de rezistență a niturilor* se admite că toate niturile au același diametru și că sarcina se repartizează uniform pe acestea. Forța fiind preluată în parte de frecarea dintre table, cauzată de strângere, relația de calcul va fi:

$$F = \mu Q + A\tau_f = \mu\sigma_t A + A\tau_f = (\mu\sigma_t + \tau_f)A = [\tau_f]A, \quad (6.150)$$

unde: A este secțiunea niturilor; τ_f - tensiunea de forfecare; μ - coeficientul de frecare.

Rezultă că rezistența admisibilă la forfecare a niturilor este convențională, în sensul că va fi tensiune de frecare la nituirile la rece și rezistență la alunecare la nituirile la cald.

Calculul niturilor la forfecare (fig.6.50,a), cu rezistențe admisibile stabilite experimental, se face cu relația:

$$F = niA[\tau_f] = ni\frac{\pi d^2}{4}[\tau_f], \quad (6.151)$$

unde s-a notat cu: n - numărul niturilor; i - numărul secțiunilor de forfecare; A - aria secțiunii unui nit; d - diametrul nitului (s-a considerat că nitul ocupă în întregime orificiul din piesă).

Dacă niturile folosite sunt tubulare (fig.6.50,b), relația de calcul va fi:

$$F = ni\frac{\pi}{4}(d_e^2 - d_i^2)[\tau_f], \quad (6.152)$$

unde în general $d_e/d_i \approx 1,2$, d_e și d_i fiind diametrele exterior și interior ale nitului.

Calculul la presiunea de contact admite, în mod convențional, că fiecare nit poate fi strivit pe o suprafață semicilindrică, având o înălțime egală cu grosimea piesei și că la presiunea de contact vor lucra simultan și pereții găurii. Cum repartitia presiunii de contact nu se poate calcula exact, se admite că ea este constantă și repartizată uniform pe proiecția suprafeței semicilindrice, după o direcție perpendiculară pe forța F . Condiția de rezistență la presiunea de contact va fi:

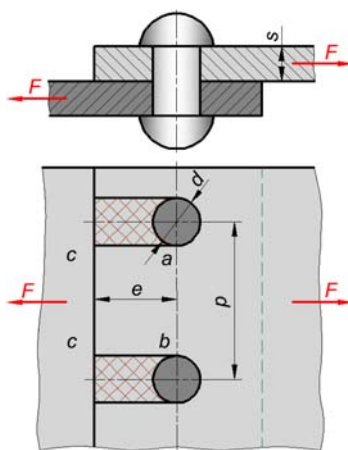


Fig. 6.51. Schemă pentru calculul pieselor asamblate prin nituire.

$$F = snid[\sigma_H], \quad (6.153)$$

unde prin $[\sigma_H]$ s-a notat efortul unitar mediu admisibil la presiune de contact, iar prin s se va înțelege grosimea cea mai mică a pieselor îmbinate (dacă ele au grosimea diferită) sau, această grosime este o sumă Σs pentru tablele încărcate în același sens.

Cu aceste relații se calculează de fapt numărul de nituri. Pentru evitarea tatonărilor, la calculul numărului de nituri se folosesc relațiile pentru ambele solicitări (forfecare și strivire). Dacă există o aceeași capacitate portantă pentru forfecare și strivire se poate, scrie:

$$F = \frac{\pi d^2}{4} in[\tau_f] = ds n[\sigma_H], \quad (6.154)$$

de unde
$$\left(\frac{d}{s}\right)_{cr} = \frac{4}{\pi i} \frac{[\sigma_H]}{[\tau_f]},$$

care reprezintă condiția ca nitul să lucreze la limită pentru ambele solicitări

Dacă $(d/s) < (d/s)_{cr}$, calculul se efectuează la forfecare, iar dacă $(d/s) > (d/s)_{cr}$ calculul se efectuează la strivire.

Din aceeași condiție a capacității portante egale la strivire și forfecare și știind că $[\sigma_H] = 2[\tau_f]$ mai rezultă

$$\frac{\pi d^2}{4} [\tau_f] = ds 2[\tau_f], \quad (6.155)$$

de unde
$$s = \frac{\pi d}{8} \approx \frac{d}{2},$$

obținându-se astfel o relație între grosimea tablei și diametrul nitului.

Calculul pieselor asamblate se face luându-se în considerare posibilitatea forfecării marginilor lor de către nituri. Admițându-se o capacitate portantă egală la forfecare a nitului și pieselor și ținând seama de notațiile din fig.6.51 se poate scrie

$$F = 2\left(e - \frac{d}{2}\right) s \tau_p = \frac{\pi d^2}{4} \tau_n, \quad (6.156)$$

unde τ_p și τ_n sunt tensiunile de forfecare în piesă și nit, iar e este distanța de la nit la marginea piesei, de unde se poate determina e în raport cu d .

Piese se verifică și la întindere, fiind posibilă ruperea lor pe secțiunea de-a lungul pasului nituirii. Pasul p reprezintă distanța dintre

centrele a două nituri apropiate situate pe un singur rând (rândul fiind șirul de nituri așezat perpendicular pe direcția forței).

Verificarea se face considerându-se o capacitate portantă egală a nitului la forfecare și a piesei la întindere:

$$F = (p - d)s[\sigma_t] = \frac{\pi d^2}{4}[\tau_f], \quad (6.157)$$

de unde se poate determina p în raport cu d .

Pentru asamblările prin nituire se adoptă și un coeficient de utilizare, definit de raportul k dintre aria secțiunii nete A_{net} și aria secțiunii brute A_{brut} , astfel:

$$k = \frac{A_{net}}{A_{brut}},$$

unde pentru piesa supusă întinderii $A_{net} = A_{brut} - nds$, iar dacă piesele sunt table, $A_{brut} = nps$,

$$A_{net} = nps - nds = nps \left(\frac{p - d}{p} \right) = A_{brut} k.$$

De aici rezultă:
$$k = \frac{p - d}{p}, \quad (6.158)$$

care reprezintă coeficientul de utilizare pentru piese din tablă ($k=0,7\dots 1$).

Dacă asamblarea nituită este supusă unor solicitări variabile, capacitatea portantă a ei se va reduce. Rezistența admisibilă, în acest caz, se va reduce și ea, înmulțindu-se rezistența admisibilă pentru solicitările statice cu un factor subunitar γ , dependent de coeficientul de asimetrie, care se exprimă ca un raport de forțe:

$$\gamma = \frac{F_{\min}}{F_{\max}},$$

unde $F_{\min}$ și $F_{\max}$, forța minimă și forța maximă care lucrează asupra asamblării, se introduc cu semnul lor.

Asamblări prin deformare. Asamblările prin deformare realizează o legătură rigidă, nedemontabilă, prin formă, între două piese, de regulă introduse una în alta. Întrucât îmbinarea se realizează prin îndoirea extremității uneia din piese sunt necesare materiale metalice subțiri și moi. Se utilizează, ca materiale, table din oțel, alamă, aluminiu și aliaje de aluminiu cu grosime $s < 1\text{ mm}$. Operația de deformare se realizează cu ajutorul unor role, valoarea manoperei crescând cu lățimea tablei îndoită și unghiul de răsfrângere (fig.6.52).

Pentru îmbinarea prin această metodă a pieselor cilindrice relativ groase (șaiabe) se poate aplica una din formele constructive arătate în fig.6.52.

Dacă pentru una din suprafețele de rezemare învelișul va fi lărgit, răsfrângerea pe cea de-a doua suprafață se poate face la 90° (fig.6.52,a) sau

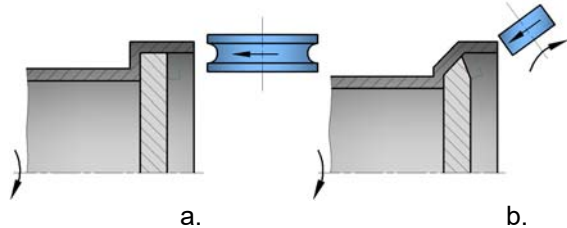


Fig. 6.52. Execuția asamblării prin răsfrângere.

la un unghi mai mic (fig.6.52,b). Dacă trebuie evitată o solicitare prin îndoire prea mare a tablei, în cazul când este necesară o precizie mai mare pentru suprafața de reazem, piesa cuprinzătoare poate fi

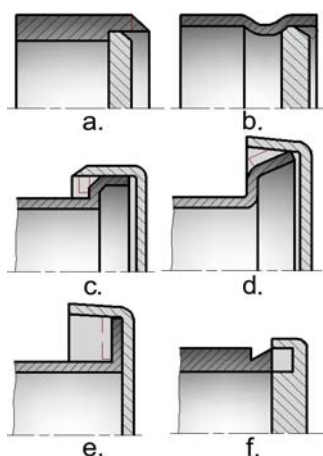


Fig. 6.53. Tipuri de asamblări prin răsfrângere.

prelucrată (fig.6.53,a), iar în cazul când nu se ridică pretenții asupra acestei suprafețe este suficientă soluția din fig.6.53,b.

Îmbinarea pieselor cilindrice relativ subțiri, din tablă, se poate face aplicând una din soluțiile arătate în fig.6.53,c,d,e, cu diferite unghiuri de îndoire, iar în fig.6.53,f la o grosime mai mare și pentru o precizie mai ridicată piesele se prelucreează.

În fig.6.54 sunt prezentate două exemple de execuție practică a răsfrângerii. În fig.6.54,a este arătată asamblarea geamului cu carcasa unui aparat de măsurare, iar în fig.6.54,b asamblarea unei clapete de la o mașină de calcul. Din categoria asamblărilor

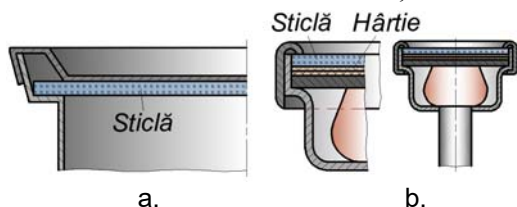


Fig. 6.54. Exemple de asamblări prin răsfrângere .

prin răsfrângere se pot considera că fac parte și îmbinările denumite prin falț, la care extremitatea răsfrântă a pieselor (tablelor) se rotește sub formă de înveliș și apoi se presează. În fig.6.55,a este arătată o îmbinare directă printr-un falț simplu, iar în fig.6.55, b, o îmbinare directă cu falț dublu utilizată când se cere asigurarea etanșeității, în fig.6.55,c este reprezentată o îmbinare indirectă cu falț simplu.

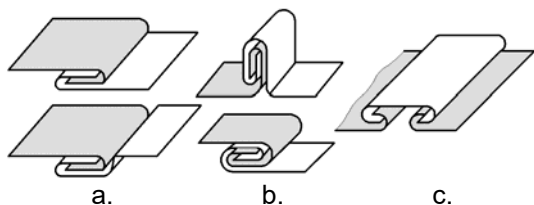


Fig. 6.55. Tipuri de asamblări prin falț.

6.3.3. Asamblări prin solidificare de material

6.3.3.1. Asamblări prin sudare. Caracterizare. Elemente de calcul și proiectare

Generalități. Caracterizare. Sudarea realizează o asamblare nedemontabilă, rigidă, între două sau mai multe elemente constructive prin încălzirea locală a materialului până la plasticizare sau topire și prin forțele de adeziune moleculare. Procesul tehnologic de obținere a legăturii se numește *sudare*, iar zona în care se realizează îmbinarea se numește *sudură*. Încălzirea are drept scop să creeze, prin difuziune, o legătură puternică, între particulele celor două materiale. Cu cât încălzirea este mai puternică cu atât fenomenul de difuziune este mai intens și îmbinarea mai rezistentă.

În cazul încălzirii până la plasticizare, pentru realizarea asamblării, cele două piese sunt presate una asupra celeilalte, din care cauză sudarea este denumită prin presiune, iar în cazul topirii, îmbinarea se face de regulă cu aport de material. Încălzirea se realizează prin rezistență electrică, frecare, ultrasunete, iar topirea, cu ajutorul flăcării unui gaz combustibil (sudura oxiacetilenică) sau arcului electric, format, fie în atmosferă, fie într-un gaz protector. La sudarea cu arc electric în atmosferă liberă se pot folosi, fie electrozi de metal, în care caz arcul se formează între piesele care se sudează și un electrod metalic care se topește și furnizează materialul de adaos, fie electrozi de cărbune, când arcul se formează între piesele care se sudează și doi electrozi de cărbune.

Asamblările prin sudare sunt răspândite deoarece necesită utilaj simplu de execuție, nu slăbesc secțiunile și asigură o bună rezistență la locul de asamblare. Dezavantajele lor, care constau într-un control mai greu al calității asamblării, tensiunilor interioare suplimentare în zona sudurii și sudabilitatea limitată a materialelor, nu le scad însă gradul de utilizare.

În mecanica fină, din punct de vedere constructiv, se folosesc atât cusăturile sudate prin puncte, cât și cele în linie. La alegerea tipului de cusătură trebuie să se țină seama, pe lângă alți factori, și de faptul că, în cazul pieselor de dimensiuni reduse, datorită încălzirii puternice, pot lua naștere deformații mari. De aceea, în mecanica fină se utilizează mult sudura prin puncte, la care încălzirea pieselor este locală și durează un timp foarte scurt, astfel încât fluxul termic influențează o zonă foarte mică.

Asamblările sudate prin puncte. La sudarea prin puncte, părțile constructive care se assemblează sunt presate una asupra alteia prin cei doi electrozi și sudate prin topirea materialului, care se produce ca urmare a căldurii degajate de curentul electric. În locul electrozilor în formă de vârf (fig.6.56,a) pot fi utilizați electrozi cu rolă, care pot realiza fie o cusătură prin puncte, când

curentul este trimis sub formă de impulsuri la intervale care să permită obținerea distanței dintre puncte, fie o cusătură continuă (fig.6.56,b,c,d).

Prin puncte se pot suda piese din tablă între ele sau piese de secțiune circulară (și de alt profil) cu piese din tablă. La piesele din tablă, sudarea prin puncte înlocuiește cu succes nituirea, eliminând atât niturile, cit și găurirea tablelor.

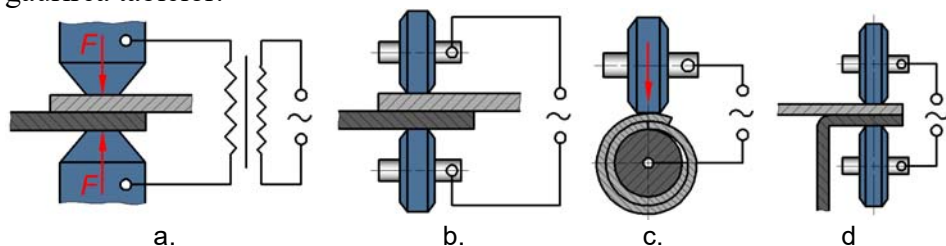


Fig. 6.56. Modalități de execuție a sudării prin puncte.

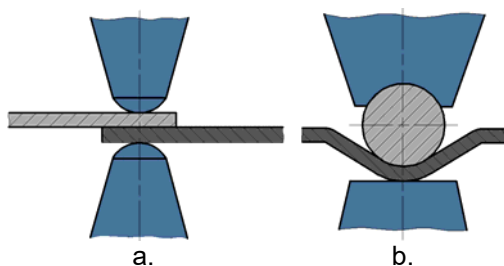


Fig. 6.57. Adaptarea formei electrozilor la configurația pieselor.

Pentru ca sudarea să fie cât mai rapidă și mai sigură, electrozii au formă de bare (fig.6.57,a), iar mărimea punctelor de sudură depinde de diametrul electrodului, care la rândul său este influențat de grosimea tablelor și de intensitatea curentului. Sudarea pieselor din bare

rotunde sau de alt profil se face în mod asemănător, însă forma capetelor electrozilor trebuie adaptată la conformația pieselor. Astfel, dacă se assemblează o piesă din tablă cu o bară rotundă, electrodul în contact cu bara capătă o degajare în formă de canal, în care intră bara, iar piesa de cele mai multe ori are o nervură care asigură poziția barei (fig.6.57,b).

Caracteristic pentru sudarea prin puncte este durata ei foarte scurtă de $(0,1...0,2)s$, ceea ce conferă un caracter local încălzirii. Astfel, la o distanță de $5m$ de centrul sudurii (unde temperatura atinge $1400^{\circ}C$), temperatura piesei nu depășește $200^{\circ}C$. Acest lucru permite să se sudeze piese de grosime foarte mică ($0,2...1,5mm$) fără pericolul deformării datorită încălzirii.

La îmbinarea unei piese din tablă groasă cu una din tablă subțire, ultima se poate deforma la sudare. Se utilizează în acest caz sudarea prin puncte în relief, imprimându-se, anterior sudării, puncte pe tabla de grosime mai mare. În fig.6.58 se arată piesele la sudarea prin puncte în relief, înainte și după asamblare.

Piesele, care se sudează prin puncte, trebuie să fie pe cât posibil din același material. Este totuși posibilă sudarea, pieselor din materiale diferite, dacă punctele de topire ale acestora nu sunt prea depărtate ca valoare și dacă rezistivitatea și conductivitatea lor termică nu diferă prea mult. La locul de sudat, în acest caz, se formează un aliaj.

Diametrul punctului de sudură se determină în funcție de grosimea piesei celei mai subțiri. Când piesele îmbinate preiau mici sarcini se recomandă ca în direcția de acționare să fie minimum două și maximum cinci puncte de sudură. Dimensiunile se pot determina cu ajutorul datelor și relațiilor din tabelul 6.5, prezentate după fig.6.59.

Dacă este necesară o verificare a cusăturilor sudate prin puncte (fig.6.59,a), calculul este similar nituirii și se face la forfecare, considerând forța F distribuită egal pe cele n puncte, astfel:

$$F = n \frac{\pi d^2}{4} [\tau'_f], \quad (6.159)$$

unde: d este diametrul punctului; $[\tau'_f] \approx 0,6[\tau_f]$ - rezistența admisibilă la forfecare a materialului după sudare; $[\tau_f]$ - rezistența admisibilă la forfecare în materialul de bază. Sudarea prin puncte se utilizează frecvent pentru îmbinarea diferitelor părți ale aparatelor confecționate din sârme și table, din metale speciale.

Acest procedeu de asamblare este folosit la fabricarea tuburilor electronice, pentru îmbinarea sârmelor și tablelor subțiri din platină, tantal, wolfram, molibden, constantan, nichel și cupru, unde trebuie remarcate dimensiunile reduse ale pieselor de ordinul a (0,2...0,5)mm.

Asamblările sudate în linie. Cusăturile realizate prin sudarea în linie (sau cap la cap) pot avea forma unei linii continue sau întrerupte. După

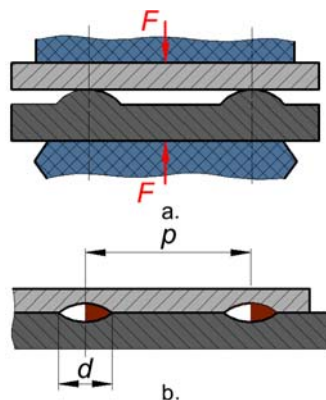


Fig. 6.58. Sudarea prin puncte în relief.

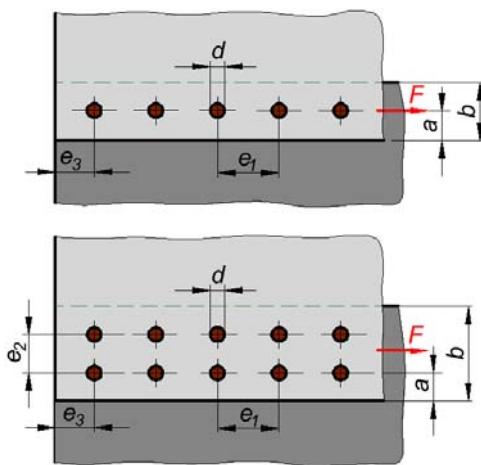


Fig. 6.59. Geometria și calculul sudurilor prin puncte.

poziția relativă a pieselor care se assemblează pot fi cap la cap și de colț. De aceea, o atenție mare trebuie acordată tratării suprafețelor de sudare, care se face prin cuprarea sau sablarea acestora. Tratarea pe cale galvanică nu este recomandabilă din cauza resturilor de acid care pot provoca oxidarea ulterioară a suprafețelor.

Tabelul 6.5. Dimensiunile sudurilor prin puncte.

Grosimea tablei, s [mm]	Diametrul punctului de sudură, d [mm]	Observații
0,5...1	4...8	
1...1,5	6...10	
1,5...2	8...10	
2...3	10...12	
3...5	10...14	
Distanța între puncte	$e_1 = (5...6)d$	
Distanța între rânduri	$e_2 = 2,5d$ $e_2 = 0,7e_1$	Paralel Zigzag
Distanța de la un punct la marginea tablei	$e_3 = (2,5...4,5)d$ $a = (2...4)d$	Minimum 4mm
Lungimea de suprapunere	$b = \sum e_2 + 2a$	Minimum 8mm

La sudurile cap la cap piesele se așază față în față, iar materialul de adaos se depune între ele. În funcție de grosimea h a pieselor, sudurile cap la cap prezintă varietățile din fig.6.60, care au în secțiune formă de $I(a)$, $V(b)$, $Y(c)$, $X(d)$, $U(e)$, dependente de grosimea pieselor asamblate (grosimea crește de la I spre U). La ultimele patru varietăți, muchiile pieselor trebuie prelucrate înainte de executarea sudurii, ceea ce, evident, scumpește asamblarea.

Calculul la rezistență a sudurilor cap la cap se face considerându-le solicitate la întindere sau compresiune, iar locul mai slab al îmbinării îl reprezintă cusătura, deoarece materialul adăugat are o rezistență mai mică sau micșorează rezistența locului de sudare a pieselor. Dacă sarcina la care trebuie să reziste cusătura este F , iar distribuția eforturilor unitare ca în fig.6.60, a , relația de calcul va fi

$$F = bh[\tau'_t], \quad (6.160)$$

unde $[\sigma'_t]$ este rezistența admisibilă la întindere, iar bh - aria secțiunii pieselor de îmbinat (se consideră că $h=h'$).

Lungimea cusăturii, egală cu lățimea pieselor, intră în calcul fără porțiunile din extremitate (craterele de sudură) care se apreciază că au o lungime $2h$.

Pentru a asigura o rezistență egală în cusătura sudată și în piese, din relația (6.160) se vede că se poate influența fie asupra grosimii h' a sudurii, fie asupra lungimii cusăturii. Întrucât grosimea h' a sudurii nu poate asigura o rezistență egală cu cea a materialelor de bază (zona din vecinătatea cusăturii fiind în întregime periclitată la rupere), pentru a realiza totuși aceeași rezistență în cusătură și materialele pieselor, se pot utiliza asamblările sudate cap la cap cu înclinare sub un anumit unghi față de direcția forței, ceea ce are drept urmare o lungime l mai mare a cusăturii, decât lățimea b a pieselor.

Cu notațiile din fig.6.61,b se poate determina unghiul de înclinare β , astfel ca să fie îndeplinită această condiție.

Dacă se descompune forța F în F_n - normală pe direcția cusăturii și F_t - paralelă cu direcția cusăturii, se obține:

$$\begin{aligned} F_n &= F \sin \beta = h'l[\sigma'_t], \\ F_t &= F \cos \beta = h'l[\tau'_f], \end{aligned} \quad (6.161)$$

unde s-a considerat $h = h'$, iar $l = b / \sin \beta$, b fiind lățimea pieselor.

Solicitățile, care apar, sunt întinderea datorită lui F_n și forfecarea datorită lui F_t . Se pot scrie tensiunile de întindere σ'_t și forfecare τ'_f în zona sudurii:

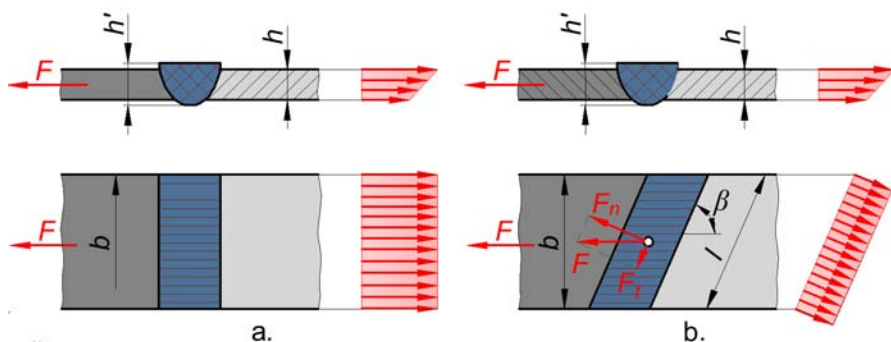


Fig. 6.61. Scheme de solicitare și calcul ale sudurilor cap la cap.

$$\begin{aligned}\sigma'_t &= \frac{F_n}{hl} = \frac{F \sin \beta}{hl}, \\ \tau'_t &= \frac{F_t}{hl} = \frac{F \cos \beta}{hl},\end{aligned}\quad (6.162)$$

deci tensiunea efectivă în cusătură va fi:

$$\sigma'_t = \sqrt{\sigma'^2_t + \tau'^2_t} = \frac{F}{hl} \sqrt{\sin^2 \beta + \cos^2 \beta} = \frac{F}{hl} = \frac{F \sin \beta}{hb} \leq [\sigma'_t]. \quad (6.163)$$

Pentru secțiunea din piese se poate scrie:

$$\frac{F}{hb} \leq [\sigma_t] \quad (6.164)$$

și împărțind relația (6.163) la (6.164) se obține:

$$\sin \beta \leq \frac{[\sigma'_t]}{[\sigma_t]}, \quad (6.165)$$

de unde se observă că pentru $[\sigma_t] = [\sigma'_t]$, $\sin \beta = 1$, deci nu este necesară cusătura înclinată, iar pentru $[\sigma'_t] = 0,7[\sigma_t]$, $\sin \beta = 0,7$ și $\beta \approx 45^\circ$, deci la valori reduse ale lui $[\sigma'_t]$ nu se poate realiza o rezistență a cusăturii egală cu rezistența materialului de bază.

La cusăturile prin sudare cap la cap solicitate la încovoiere (fig.6.62,a), pentru a realiza o rezistență egală în cusătură și materialul pieselor, este necesar ca sudura să fie aplicată într-o secțiune unde momentul încovoiator M_i nu atinge valoarea sa maximă $M_{i\max}$, deci trebuie îndeplinită condiția:

$$\frac{M_i}{M_{i\max}} = \frac{[\sigma'_i]}{[\sigma_i]}. \quad (6.166)$$

Calculul la încovoiere se face obișnuit, considerându-se cusătura ca locul, slab al îmbinării. Pentru cazul din fig.6.62,a se poate scrie:

$$\sigma'_i = \frac{6M_i}{hb^2} \leq [\sigma'_i]. \quad (6.167)$$

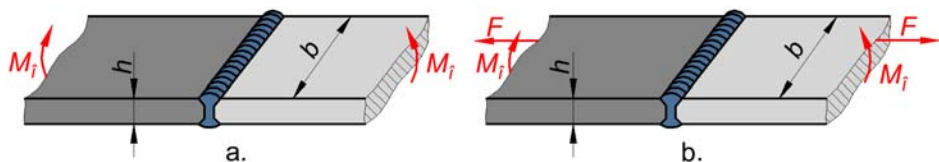


Fig. 6.62. Scheme de cusături cap la cap, solicitate la încovoiere și întindere.

Când cusătura este solicitată compus, la întindere și încovoiere (fig.6.62), se poate scrie pentru întindere:

$$\sigma'_t = \frac{F}{hb}$$

și pentru încovoiere

$$\sigma'_i = \frac{6M_i}{hb^2}, \quad (6.168)$$

deci efortul total va fi:

$$\sigma' = \frac{F}{hb} + \frac{6M_i}{hb^2} = \frac{1}{hb} \left(F + \frac{6M_i}{b} \right) \leq [\sigma']. \quad (6.169)$$

Sudurile de colț se pot executa dacă piesele sunt suprapuse pe fețele lor mari sau dacă suprapunerea se face, la una din piese, pe fața mică. Dacă suprapunerea se face pe fețele mari, cusăturile pot fi frontale și laterale.

Cusătura frontală, care are o direcție perpendiculară pe direcția de acționare a forței, se poate executa unilateral și bilateral (fig.6.63,a).

Cusătura unilaterală în general se evită din cauza unui moment încovoiator $M_i = F \left(\frac{h_1 + h_2}{2} \right)$ care acționează asupra îmbinării.

Cusătura de flanc sau laterală, care este paralelă cu direcția de acționare a forței, se execută bilateral (fig.6.63,b,c). Dacă secțiunea transversală a piesei care se sudează, nu este simetrică (profilul cornier din

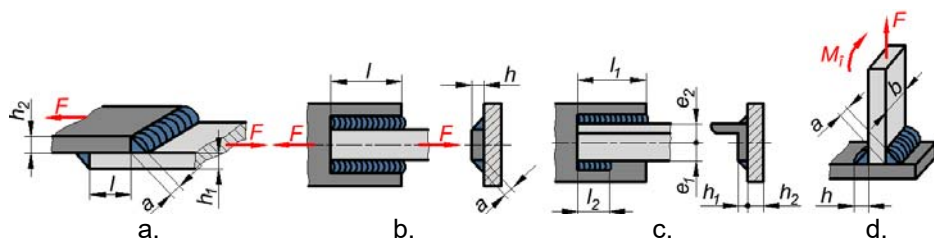


Fig. 6.63. Principalele scheme ale cusăturilor de colț.

fig.6.63,c), lungimea l a cusăturii se împarte în două părți, l_1 și l_2 , invers proporționale cu distanțele e_1 și e_2 de la centrul de greutate al secțiunii până la muchii,

$$l_1 = l \frac{e_2}{e_1 + e_2}, \quad l_2 = l \frac{e_1}{e_1 + e_2}, \quad (6.170)$$

unde prin $l = l_1 + l_2$ s-a notat lungimea totală a cusăturii. Cusătura de colț pe una din fețele mici ale pieselor (fig.6.63,d) se execută, de asemenea, bilateral.

Calculul de rezistență al cusăturilor de colț se face la forfecare, deoarece experiența a dovedit că aceste cusături se distrug în planul care trece prin bisectoarea unghiului drept al triunghiului isoscel înscris în secțiunea transversală a sudurii, deci pe direcția a (fig.6.63) a înălțimii triunghiului coborâte din vârful unghiului drept. Cu toate că orice cusătură de colț este supusă la o solicitare compusă de întindere, încovoiere și forfecare, s-a admis calculul la forfecare a acestor cusături și pentru faptul că sudura posedă rezistența cea mai redusă la acest tip de solicitare.

Pentru cusătura frontală din fig.6.63, a , ecuația de calcul va fi:

$$F = h_1 \cos 45^\circ 2 [\tau'_f] = 2 \cdot 0,7h_1b [\tau'_f] \quad (6.171)$$

unde $0,7h_1b$ este aria secțiunii de forfecare (s-a considerat grosimea cea mai mică h_1), iar $[\tau'_f]$ - rezistența admisibilă la forfecare pentru materialul de adaos.

Dacă este necesară realizarea unei capacități portante egale la forfecare în sudură și în piese se poate scrie:

$$2 \cdot 0,7h_1b [\tau'_f] = h_1b [\tau_f],$$

unde $[\tau_f]$ este rezistența admisibilă în materialul de bază.

Dacă se consideră, ca o valoare medie, că $[\tau'_f] = 0,65 [\tau_f]$, se obține $a = h/1,3 = 0,77h$.

Întrucât $a \leq 0,7h$, rezultă că nu se pot executa cusături frontale, care să preia aceeași încărcare ca piesele ce se assemblează, decât dacă se prelungește sudura și lateral. De obicei, aceasta se face dincolo de colț cu o lungime $c \geq 2 \cdot 0,7h$ (fig.6.64, a). O altă soluție este realizarea sudurilor înclinate cu unghiul β (fig.6.64, b), astfel că lungimea l a cusăturii devine mai mare decât lățimea pieselor. Din fig.6.64, b se poate scrie:

$$F_n = F \sin \beta \text{ și } F_t = F \cos \beta,$$

deci tensiunile normale σ' și tangențiale τ' date de aceste componente vor fi

$$\sigma' = \frac{F \sin \beta}{2al} \text{ și } \tau' = \frac{F \cos \beta}{2al},$$

Tensiunea echivalentă σ'_e este:

$$\sigma'_e = \sqrt{\sigma'^2 + \tau'^2} = \frac{F}{2al} = \frac{F \sin \beta}{2ab} \leq [\tau']. \quad (6.172)$$

Capacitatea portantă egală în cusătură și piese se obține, dacă

$$\frac{2ab[\tau']}{\sin \beta} = bh[\tau] \text{ sau } \sin \beta = \frac{2 \cdot 0,65[\tau]0,77h}{h[\tau]} \approx 0,9,$$

astfel că unghiul optim va fi $\beta \approx 65^\circ$.

În practică poate apărea și situația în care cusătura frontală este solicitată de un moment încovoiător (fig.6.64,c), când τ'_M datorat momentului M_i este:

$$\tau'_M = \frac{6M_i}{0,7hb^2} \leq [\tau'_f]. \quad (6.173)$$

Dacă asupra ei mai acționează și forța axială F cu efortul τ'_p , tensiunea tangențială totală τ' va fi:

$$\tau' = \tau'_M + \tau'_p = \frac{F}{0,7hb} + \frac{6M_i}{0,7hb^2} \leq [\tau'], \quad (6.174)$$

unde $a = 0,7h$.

Calculul se face tot la forfecare, astfel:

$$F = 1,4hl[\tau'_f]. \quad (6.175)$$

pentru cazul din fig.6.64,b și cu relația:

$$F = 0,7h(l_1 + l_2)[\tau'_f]. \quad (6.176)$$

pentru cazul din fig.6.64,c.

Dacă cusătura laterală este supusă unui moment încovoiător (fig.6.65,a), admitându-se că tensiunile sunt uniform repartizate în sudură, se poate considera că momentului exterior M_i se opune cuplul de forțe F_c , astfel că fiecare cusătură este solicitată la forfecare de forța

$$F_c = \frac{M_i}{b+a}. \quad (6.177)$$

Tensiunea τ'_f în sudură va fi:

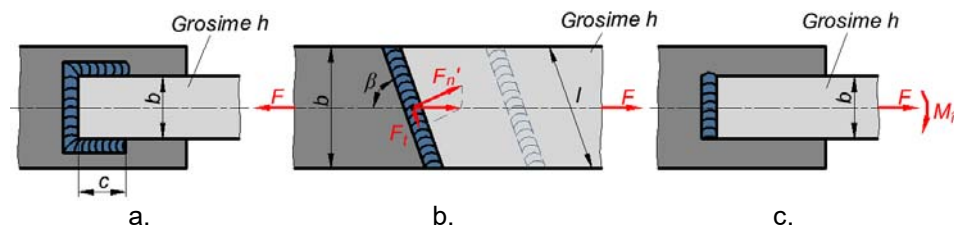


Fig. 6.64. Calculul cusăturilor frontale.

$$\tau'_f = \frac{F_c}{al} = \frac{M_i}{al(b+a)} \leq [\tau'_f]. \quad (6.178)$$

La cusăturile laterale calculul se face tot la forfecare, repartizarea efortului unitar nefiind uniformă pe lungimea cusăturii. Variația acestui efort este cu atât mai mare, cu cât lungimea sudurii este mai mare. Din această cauză la proiectarea sudurilor laterale lungimea totală l se limitează constructiv la $l \leq (50 \dots 60)h$.

Dacă se utilizează o sudură combinată, frontală și laterală, supusă unui moment încovoietor, calculul are în vedere ipoteza independenței acțiunii forțelor și deci a independenței de lucru a fiecărei cusături. În acest caz pentru asamblarea din fig.6.65, *b* se poate scrie:

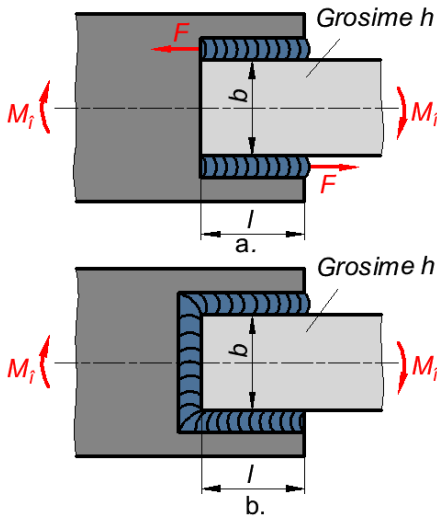


Fig. 6.65. Calculul cusăturilor sudate lateral.

$$M_i = M_{i1} + M_{i2},$$

unde M_{i1} și M_{i2} , sunt momentele încovoietoare în cusătura laterală, respectiv cusătura frontală.

Pentru cusătura laterală

$$M_{i1} = al(b+a)\tau'_f, \quad (6.179)$$

iar pentru cusătura frontală

$$M_{i2} = \frac{ab}{6}\tau'_f, \quad (6.180)$$

astfel că

$$\tau'_f = \frac{M_i}{a \left[l(b+a) + \frac{b^2}{6} \right]} \leq [\tau'_f], \quad (6.181)$$

unde $a=0,7h$.

La o cusătură de colț bilaterală la care una din piese se suprapune pe fața ei mică (fig.6.63, *d*), solicitată de o forță F și un moment M_i , aplicând același principiu al independenței acțiunii forțelor se poate scrie că τ'_1 dat de F este:

$$\tau'_1 = \frac{F}{2ab}, \quad (6.182)$$

iar τ'_2 dat de momentul M_i ,

$$\tau'_2 = \frac{6M_i}{2ab^2}, \quad (6.183)$$

de unde tensiunea totală

$$\tau'_f = \tau'_1 + \tau'_2 = \frac{F}{2hb} + \frac{3M_i}{ab^2} \leq [\tau'_f]. \quad (6.184)$$

Pentru calculul sudurilor o deosebită importanță prezintă alegerea rezistențelor admisibile, care sunt mai mici decât ale materialului de bază din cauza tensiunilor reziduale cauzate de răcire, structurii mai puțin dense a materialului, incluziunilor ș.a. La solicitările statice se adoptă:

$$[\sigma'] = c[\sigma], \quad (6.185)$$

unde c este un coeficient de siguranță, subunitar, dependent de tipul solicitării și metoda de sudare (manual, automat, semiautomat) și dat în tabelul 6.6.

Tabelul 6.6. Valori ale coeficientului de siguranță c .

Felul solicitării	Sudură manuală cu electrozi		Sudură automată sub strat de flux	Sudură prin puncte
	Oțeluri cu conținut redus de carbon	Oțeluri slab aliate		
Întindere	0,60	0,80	1,0	-
Compresiune	0,75	0,90	1,0	-
Forfecare	0,50	0,60	0,55	0,5...0,6

Pentru sudurile supuse la solicitări variabile tensiunile admisibile se determină cu relațiile cunoscute pentru calculul la oboseală, luându-se în considerare schimbarea survenită în calitatea materialului după sudare printr-un coeficient similar coeficientului de concentrare a tensiunilor, dependent de felul cusăturii, caracteristica secțiunii și material.

6.3.3.2. Asamblări prin lipire. Caracterizare. Elemente de calcul

Asamblarea prin lipire se realizează, ca și asamblarea prin sudare, tot pe bază de efect termic, dar are următoarele caracteristici: legătura se obține întotdeauna cu un material de adaos, aliajul de lipit, care se aliază cu materialele pieselor; compoziția materialului de adaos diferă esențial de compoziția materialelor pieselor; încălzirea pieselor se face la temperatura de topire a aliajului de lipit, care este mai mică decât temperatura de topire a materialului pieselor. Aceasta duce la micșorarea tensiunilor termice din piese, și deci a deformațiilor cauzate de aceste tensiuni. Datorită încălzirii mai reduse a pieselor, lipirea se întrebuințează destul de mult în domeniul mecanicii fine, la asamblări etanșe și ermetice (vase, cutii), piese de grosimi și diametre mici ș.a.

Clasificarea asamblărilor prin lipire se poate face după temperatura de topire a aliajului de lipit în două grupe:

- lipiturile moi, la care temperatura de topire a aliajului de lipit nu depășește 350°C. Se întrebuințează când nu este necesară o rezistență

mare, în schimb se cer condiții de etanșeitate sau de bună conductivitate electrică. Datorită temperaturii mici de topire a aliajului de lipit, aceste lipituri se recomandă în cazul în care temperatura de exploatare nu trece de 100°C. Pentru a accelera procesul de lipire, precum și pentru a asigura o asamblare mai bună, se recomandă ca suprafețele de lipit să fie în prealabil cositorite;

- lipiturile tari, la care se folosesc aliaje cu temperatura de topire până la 800°C și care se caracterizează printr-o mare rezistență. Se folosesc îndeosebi la asamblarea pieselor portante.

Ca materiale, pentru lipiturile moi se utilizează aliaje pe bază de staniu (STAS 96-73), iar pentru lipiturile tari, aliajele cupru-zinc (STAS 204-77), aliajele de aluminiu și aliajele de argint. Aliajele de cupru-zinc (alama de lipit) nu se recomandă pentru îmbinarea pieselor supuse la șocuri sau vibrații din cauza fragilității lor. Ele se întrebuintează în așa numitele lipituri subțiri, la care este necesar un aliaj foarte fluid în stare topită și numai pentru încărcări statice.

Aluminiul și aliajele de aluminiu prezintă dificultăți din cauza existenței unei pelicule de oxizi rezistente pe suprafața de lipit. Ruperea acestei pelicule se realizează prin ultrasunet, pe cale chimică sau îmbinarea se execută sub un strat de flux. Aliajele de argint se folosesc mai mult la lipiturile estetice.

Din punctul de vedere al mijloacelor de execuție, lipirea se poate executa: cu ciocanul de lipit (lipirea moale), unde supraîncălzirea materialului de lipit este evitată; cu flacără, la fabricația de serie mare; prin scufundare, când piesele de îmbinat se scufundă în baia de aliaj de lipit moale sau tare; pe cale electrică, similar cu sudarea electrică. Asamblarea pieselor portante se face prin lipitură tare, astfel că un calcul de rezistență este necesar în această situație. Rezistența îmbinărilor depinde de fenomenul de difuzie între aliajul de lipit și materialul de bază, precum, și de grosimea stratului de aliaj de lipit.

Asamblările pot fi prin suprapunere sau cap la cap. În lipitură apar, după caz, tensiuni de forfecare sau întindere.

Calculul unei asamblări prin suprapunere (fig.6.66,a) se face la forfecare, stabilindu-se rezistența în materialul de lipit cu relația

$$F = lb[\tau'_f], \quad (6.186)$$

unde F este forța care lucrează asupra asamblării, l și b sunt lungimea și lățimea suprafeței de asamblare, iar $[\tau']$ - rezistența admisibilă la forfecare în materialul de lipit care se ia ca o fracțiune din rezistența la rupere prin forfecare $[\tau]$,

$$[\tau'_f] = \frac{\tau_{fr}}{c}, \quad (6.187)$$

Coeficientul de siguranță c se poate lua: $c = 2 \dots 5$, iar rezistența la rupere τ_r va fi:

- aliajul de staniu $40 \dots 80 \text{ N/mm}^2$;
- aliajul de zinc 1200 N/mm^2 ;
- alamă 2000 N/mm^2 ;
- aliajul de argint $2\,000 \text{ N/mm}^2$.

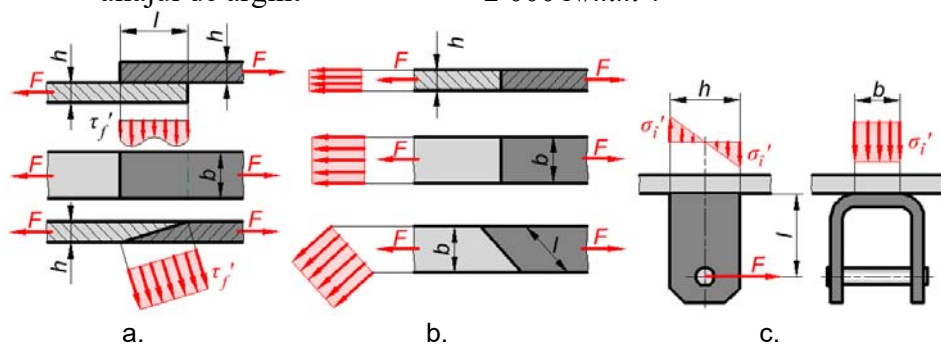


Fig. 6.66. Calculul asamblărilor prin lipire.

Dacă se cere ca rezistența în lipitură să fie egală cu rezistența în secțiunea pieselor, din fig.6.66,a se poate scrie:

$$lb[\tau'_f] = bh[\sigma'_i], \quad (6.188)$$

de unde rezultă lungimea de suprapunere:

$$l = h[\sigma'_i] / [\tau'_f]. \quad (6.189)$$

S-a constatat că există o anumită suprafață optimă de suprapunere ($lb = 200 \dots 300 \text{ mm}^2$) peste care mărirea lui l nu influențează sensibil rezistența asamblării. În afară de aceasta, mărirea lungimii de suprapunere duce la creșterea concentrării tensiunilor la capetele legăturii. Pe lipitura oblică repartizarea tensiunilor este mai favorabilă.

La asamblarea cap la cap (fig.6.66,b) tensiunea σ'_i în lipitură este

$$\sigma'_i = \frac{F}{bh} \leq [\sigma'_i] \quad (6.190)$$

și se poate obține o rezistență egală cu cea din secțiunea pieselor, dacă, similar asamblărilor sudate, se fac cusături oblice în vedere și în secțiune.

Calculul în cazul altor tipuri de solicitări se face cu relațiile din rezistență corespunzătoare secțiunilor din lipitură. Astfel, dacă asamblarea este solicitată la încovoiere, ca în fig.6.66,c, tensiunea σ'_i va fi:

$$\sigma'_i = \frac{M_i}{W} = \frac{6Fl}{bh^2} \leq [\sigma'_i]. \quad (6.191)$$

Ca grosime s-a constatat că un strat de lipit de 0,2mm asigură o bună rezistență.

Formele constructive ale asamblărilor prin lipire depind de poziția reciprocă a pieselor de îmbinat și sunt: de cele mai multe ori prin suprapunere, pentru piesele din tablă (fig.6.67) și pentru piesele din tablă ștanțate (fig.6.68); prin suprapunere sau cap la cap pentru piesele din tablă și de secțiune circulară plină sau tubulară (fig.6.69).

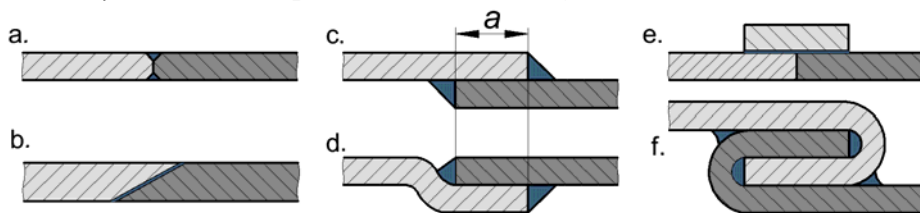


Fig. 6.67. Exemple de asamblări prin lipire ale pieselor din tablă.

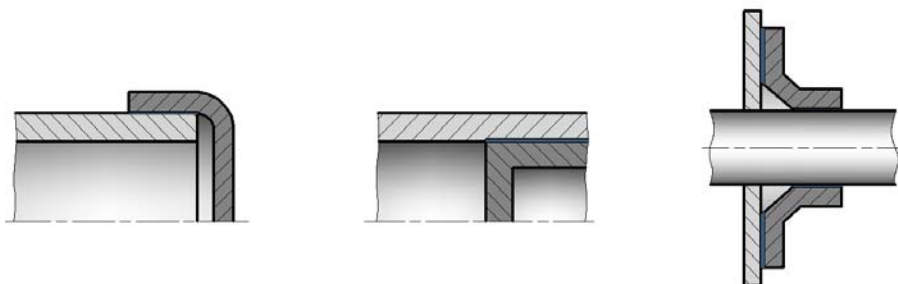


Fig. 6.68. Exemple de asamblări prin lipire ale pieselor din tablă ștanțate.

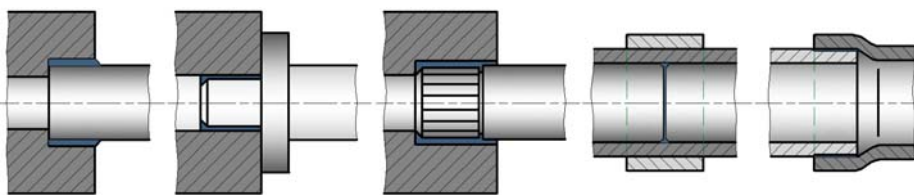


Fig. 6.69. Exemple de asamblări prin lipire ale pieselor cilindrice și tubulare.

6.3.3.3. Asamblări prin încleiere. Caracterizare. Elemente de calcul

Asamblările prin încleiere se realizează cu ajutorul unui strat foarte subțire, de 0,01...0,1mm, de adeziv interpus între suprafețele pieselor. Stratul de adeziv (cleiul) aderă puternic la suprafața pieselor pe baza adsorbției și orientării moleculelor, realizându-se în acest fel legătura.

Încleierea se utilizează de regulă acolo unde metodele mecanice de asamblat nu sunt de dorit sau nu sunt posibile. Avantajele acestui procedeu

sunt: este universal, în sensul că poate asambla materiale diferite (metale, sticlă, materiale ceramice, materiale plastice, lemn, carton, piele) sau combinații de astfel de materiale; temperatura la care se efectuează legătura este foarte mică în comparație cu sudarea și lipirea, astfel încât sunt evitate schimbările de structuri, tensiunile interne și deformările datorate efectului termic; micșorează greutatea pieselor asamblate; împiedică formarea curenților galvanici, în cazul când piesa funcționează într-un mediu coroziv; asigură asamblării un aspect estetic, prin eliminarea proeminențelor sau a cavităților.

Dezavantajele încheierii sunt: asamblarea nu poate lucra la temperaturi mai mari de $60^{\circ}\dots 180^{\circ}\text{C}$; timpul pentru efectuarea legăturii este relativ mare; au o rezistență mecanică mică; controlul, după executarea asamblării, este dificil; durabilitatea este limitată, din cauza fenomenului de îmbătrânire a adezivului; toxicitatea componentelor cleiului necesită măsuri privind protecția muncii.

În mecanica fină încheierea se folosește pentru asamblarea pieselor metalice între ele, acoperirea pieselor metalice cu piele, fetru, mase plastice, asamblarea pieselor ceramice, în industria optică și altele.

Adezivul este format dintr-un liant, ca material de bază, solvenți, material de umplutură și catalizatori. Aceste substanțe concură fie la asigurarea mai rapidă a legăturii, fie la mărirea rezistenței asamblării. Adezivii (cleiurile) pot fi reci sau calzi după cum se realizează la temperatura mediului înconjurător sau la $(100\dots 200^{\circ}\text{C})$. Ca adezivi, la încheierea pieselor metalice se folosește lacul în soluție de alcool încălzit, până la evaporarea solventului lichid. Se folosesc de asemenea ca substanțe de încheiere rășinile sintetice.

Rezistența asamblărilor prin încheiere depinde de o serie de factori ca: proprietățile fizico-chimico-mecanice ale adezivului (componenta adezivului, modulul de elasticitate, stabilitatea chimică) și a materialelor pieselor de asamblat; modul în care se realizează operațiile pentru efectuarea îmbinării; temperatura, presiunea și umiditatea mediului în care lucrează asamblarea; natura forțelor care acționează asupra asamblării; grosimea pieselor, grosimea stratului de clei, lungimea de suprapunere.

Cercetările experimentale au arătat că există o grosime și o lungime de suprapunere optimă, la care, pentru o anumită asamblare, se obține rezistența cea mai bună. De asemenea, natura mediului înconjurător influențează sensibil rezistența îmbinării. Ca și la sudură și lipire, apare o concentrare a eforturilor unitare la marginile lungimii de suprapunere (fig.6.70), concentrare ce scade cu temperatura (în fig.6.70,a variația la -40°C , iar în fig.6.70,c variația la $+40^{\circ}\text{C}$).

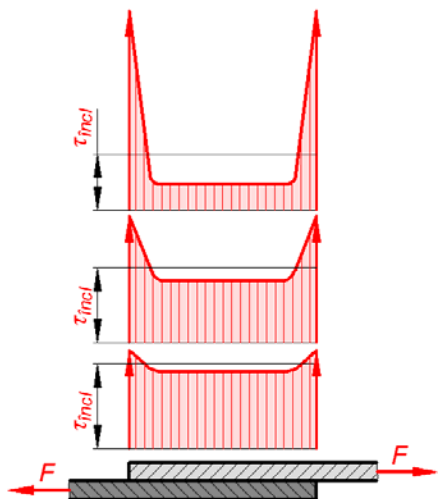


Fig. 6.70. Variația tensiunilor într-o asamblare prin încheiere.

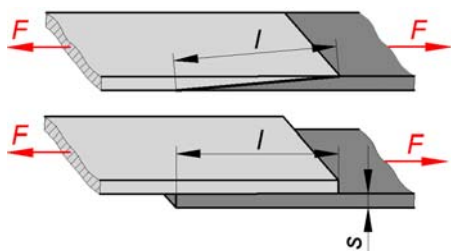


Fig. 6.71. Calculul asamblării prin încheiere.

Distribuția eforturilor unitare depinde și de felul asamblării și de grosimea tablelor la locul asamblării.

Calculul practic al asamblărilor prin încheiere se face în mod convențional (similar cu îmbinările prin lipire), pe baza unor relații simple. Astfel pentru asamblarea din fig.6.71 relația de bază este

$$\tau_{incl} = \frac{F}{lb} \leq [\tau_{incl}], \quad (6.192)$$

unde: $[\tau_{incl}]$ este rezistența admisibilă în adeziv; b - lățimea pieselor.

Din condiția de egală rezistență rezultă lungimea de suprapunere:

$$l = S[\sigma_t] / [\tau_{incl}]. \quad (6.193)$$

Determinarea rezistenței admisibile se face pe calea obișnuită, astfel

$$[\tau_{incl}] = \frac{\tau_{r.incl}}{c}, \quad (6.194)$$

unde $\tau_{r.incl} = (0,03...0,8) N / mm^2$

este efortul unitar momentan de rupere. Valorile mici se adoptă pentru adezivi reci și solicitări variabile, iar cele mari pentru adezivi calzi și solicitări statice.

7. TRANSMISII MECANICE

Elementele pentru transmiterea mișcării au, în general, rolul de a transmite și transforma mișcarea, fie cantitativ (de la o viteză la alta), fie calitativ (din rotație în translație sau invers). Ele sunt denumite, adeseori, și transmisii mecanice.

Transmiterea și transformarea mișcării se poate face: prin contact direct, ca la roțile dințate, roțile de fricțiune, mecanismele cu șurub cu pârghie; cu element intermediar, ca la transmisiile prin curele, bandă, lanțuri. Transmiterea și transformarea mișcării de rotație, cea mai răspândită mișcare din tehnică, se poate face cu roți de fricțiune, roți dințate, transmisii prin curele, bandă și lanț.

Raportul, cu care se transformă viteza unghiulară sau turația, se numește *raport de transmitere*. Dacă se notează cu ω_1 viteza unghiulară a elementului conducător și cu n_1 turația, cu ω_2 viteza unghiulară a elementului condus și cu n_2 turația, raportul de transmitere va fi:

$$i_{1,2} = \pm \frac{\omega_1}{\omega_2} = \pm \frac{n_1}{n_2} = \frac{R_1}{R_2(1-\varepsilon)}. \quad (7.1)$$

Semnul plus, luat convențional, corespunde mișcării în același sens, iar semnul minus în sensuri contrare.

Există mecanisme la care $i_{1,2} = \text{const.}$, și mecanisme, la care raportul de transmitere este variabil (variatoare). Dacă $i_{1,2} < 1$, deci $\omega_1 < \omega_2$ transmisia funcționează în regim de multiplicator, iar dacă $i_{1,2} > 1$, deci $\omega_1 > \omega_2$, transmisia este reductor. Dacă se notează cu M_1 momentul transmis de elementul conducător, momentul la elementul condus va fi:

$$M_2 = i_{1,2} M_1 \eta, \quad (7.2)$$

în care η reprezintă randamentul transmisiei.

În practică, de multe ori se cere ca viteza elementului condus să se mențină constantă la o viteză constantă a elementului conducător. Pentru realizarea acestui scop este necesar ca roțile de fricțiune sau la transmiterea prin contact direct, să aibă secțiunea circulară.

7.1. Transmisii prin roți de fricțiune

Roțile de fricțiune reprezintă cea mai simplă cale de transmitere a mișcării de rotație. Funcționarea lor se bazează pe frecarea, care ia naștere între suprafețele de contact ale elementelor. Clasificarea se poate face în funcție de raportul de transmitere, în transmisii cu raport de transmitere constant și cu raport de transmitere variabil, numite și variatoare de viteză sau turație.

7.1.1. Aspecte generale. Clasificare. Materiale

Variatoarele cu roți cu fricțiune se întrebuințează în diferite domenii ale mecanicii fine. Ele pot realiza următoarele rapoarte de transmitere: $i_{1,2} < 10$ la mecanismele obișnuite; $i_{1,2} < 15$ la mecanismele neportante; $i_{1,2} < 25$, pentru mecanismele acționate manual. La variatoare, gama de turații este, în general, $Ai = 4 \dots 9$.

Dacă se ține seama de poziția relativă a axelor geometrice de rotație ale elementelor conducător și condus, roțile de fricțiune se pot împărți în trei grupe:

- cilindrice, care transmit mișcarea de rotație (fig.7.1,a) sau transformă mișcarea de rotație în mișcare rectilinie și invers (fig.7.1,b) sau mișcarea de rotație în mișcare elicoidală (fig.7.1,d) și la care axele celor două elemente sunt paralele;

- conice, care transmit mișcarea de rotație, axele roților fiind concurente în plan (fig.7.5);

- variatoare de viteză, la care, în funcție de utilizare, axele geometrice ale roților pot avea diferite poziții în plan sau în spațiu.

Suprafețele de contact dintre elemente pot fi, la rândul lor, netede sau canelate (fig.7.1,a).

Avantajele transmisiilor cu fricțiune sunt: construcție și execuție simple; funcționare lină și fără zgomot; posibilitatea patinării la suprasarcini; lipsa curselor moarte; reglare ușoară a vitezei elementului condus; cuplări și decuplări comode.

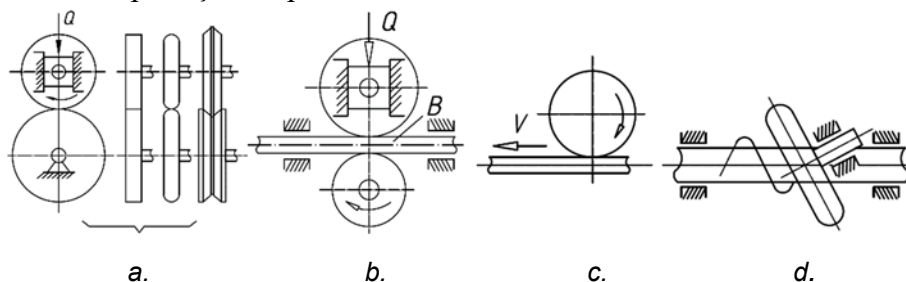


Fig.7.1. Clasificarea transmisiilor prin roți de fricțiune.

Ca dezavantaje se pot menționa: necesitatea unor forțe de apăsare dintre roți (care cer și introducerea de elemente suplimentare); solicitări mari în arbori și lagăre; uzură pronunțată; gabarit și greutate mare.

Materialele utilizate pentru roțile de fricțiune trebuie, în primul rând, să aibă un coeficient de frecare cât mai mare, pentru a se obține forțe de apăsare mici. În plus, pentru ca valoarea coeficientului de frecare să se mențină aproximativ constantă, este necesar ca materialele să fie rezistente la uzură și să aibă un modul de elasticitate ridicat, pentru ca deformarea permanentă să fie cât mai mică.

Pentru transmisiile portante, se poate utiliza oțelul călit pe oțel călit, care permite realizarea unor dimensiuni de gabarit relativ mici, însă necesită prelucrare și montaj precise. Mai rar se utilizează fonta pe fontă, care are aceleași dezavantaje ca și oțelul, la care se mai adaugă și rezistența scăzută la presiune de contact. Transmisiile prin fricțiune cu roți metalice pot funcționa, atât uscate, când realizează coeficienți de frecare mai mari, cât și în băi de ulei, când au o durabilitate mai mare.

Pentru toate tipurile de roți de fricțiune dau bune rezultate oțelul pe materiale plastice (în special pe textolit), deoarece funcționează uscat, au coeficienți de frecare mari, deci forțe de apăsare mici, nu necesită prelucrare prea îngrijită. Au dezavantajul unui randament mai scăzut și a unor dimensiuni de gabarit mai mari.

Fibra, pielea, azbestul presat, hârtia stratificată, cauciucul, se utilizează ca bandaj pentru suprafețele în contact și au dezavantajul că se deformează ușor, chiar dacă au fost făcute mai rezistente prin diferite procedee de întărire. Denumirea și caracteristicile principale ale celor mai uzuale materiale sunt prezentate în tabelul 7.1 [2].

Tabelul 7.1. Valorile coeficientului de frecare uscată μ și ale presiunii specifice Q_a pentru materiale folosite în construcția roților de fricțiune.

Denumirea materialelor	Coeficient de frecare uscată (μ)	Presiunea admisibilă Q_a [N/mm ²]
Fontă pe fontă cenușie	0,15...0,22	100...136
Fonta cenușie pe lemn	0,35...0,50	2,5...5
Oțel pe oțel (HB < 350)	0,15...0,20	120...150
Oțel turnat pe fontă	0,1	
Materiale feroase pe textolit	0,2 ...0,25	40...80
Materiale feroase pe piele	0,2 ...0,35	35...40
Materiale feroase pe ferodo	0,3 ...0,35	—
Oțel sau fontă cenușie pe cauciuc	0,50...0,75	10...30
Materiale feroase pe hârtie	0,2	—
Cauciuc pe hârtie	0,4	—
Alamă cu suprafața riflată pe hârtie	0,4	—
Textolit pe oțel sau fontă	0,20...0,25	40...80
Fibră pe oțel sau fontă	0,15...0,20	35...40

7.1.2. Elemente de calcul cinematic și de rezistență a roților de fricțiune cu contact liniar

În principal, formele de uzură care apar la transmisiile cu roți de fricțiune sunt determinate de solicitarea de contact. De aceea, calculul de rezistență are la bază relațiile lui Hertz.

Pentru contact liniar relația lui Hertz este:

$$\sigma_H = 0,418 \cdot \sqrt{\frac{QE_r}{b\rho_r}} \left[\frac{N}{mm^2} \right], \quad (7.3)$$

în care Q este apăsarea între corpurile de fricțiune, în N ; E_r este modulul de elasticitate redus al cuplului de materiale:

$$E_r = \frac{2E_1 \cdot E_2}{E_1 + E_2} \left[\frac{N}{mm^2} \right]; \quad (7.4)$$

(pentru $E_1 = E_2 = E$, $E_r = E$); $1/\rho_r$ – curbura totală a suprafețelor în contact, în $1/mm$ (la profilele concave curbura este negativă, la profilele convexe – pozitivă, la profilele drepte – nulă), b – lungimea liniei de contact, în mm .

Pentru a pune relația (7.4) sub o formă utilă dimensionării transmisiilor cu roți de fricțiune cu axe paralele, se exprimă Q , ρ_r , și b în funcție de elementele cunoscute: P , în kW , n_1 , în min^{-1} , i , u (numărul fluxurilor paralele de transmitere a sarcinii):

$$Q = \frac{Mt_{c_1}}{\mu u R_1} = \frac{9.75 \cdot 10^6 P c_a \cdot (i \pm 1)}{\mu n_1 a}; \quad (7.5)$$

$$\frac{1}{\rho_1} = \frac{1}{R_1} \pm \frac{1}{R_2} = \frac{(i \pm 1)^2}{ai}; \quad (7.6)$$

$$b = \psi_a \cdot a, \quad (7.7)$$

în care R_1 și R_2 sunt razele suprafețelor de rostogolire ale roților de fricțiune; ψ_a – coeficientul de lățime a roților (0,1...0,5); semnul plus pentru contact exterior, iar minus pentru contact interior. Din (7.3), având în vedere (7.5)...(7.7), rezultă distanța dintre axele roților:

$$a = (i \pm 1)^3 \sqrt{\left(\frac{1320}{[\sigma_H]} \right)^2 \cdot \frac{c_a P E_r}{\mu n_1 i \psi_a u}} [mm], \quad (7.8)$$

care pentru transmisii cu role din oțel ($E_r = 2,15 \cdot 10^5 [N/mm^2]$) devine:

$$a = 100(i \pm 1)^3 \sqrt{\left(\frac{610}{[\sigma_H]} \right)^2 \cdot \frac{c_a P}{\mu n_1 i \psi_a u}} [mm]. \quad (7.9)$$

Pentru transmisiile cu roți de fricțiune cu contact punctiform eforturile maxime de contact sunt date de relația:

$$\sigma_H = 0,245 n_\sigma \sqrt[3]{\frac{Q E_r^2}{\rho_r^2} \left[\frac{N}{mm^2} \right]}, \quad (7.10)$$

în care n_σ este un coeficient dat în figura 7.2 [2] funcție de mărimea B:

$$B = \rho_r \sqrt{\left(\frac{1}{\rho_{11}} - \frac{1}{\rho_{12}} \right)^2 + \left(\frac{1}{\rho_{21}} - \frac{1}{\rho_{22}} \right)^2 + 2 \left(\frac{1}{\rho_{11}} - \frac{1}{\rho_{12}} \right) \left(\frac{1}{\rho_{21}} - \frac{1}{\rho_{22}} \right)}, \quad (7.11)$$

$\rho_{11}, \rho_{12}, \rho_{21}, \rho_{22}$ sunt razele de curbură principale (fig.7.3,a).

Pentru proiectare, din (7.10) se explicitază o mărime geometrică caracteristică transmisiei. Astfel, pentru transmisia din (fig.7.3,b) se alege R - raza de dispunere a bilelor-sateți. Mărimile care intervin în (7.10), au expresiile:

$$Q = \frac{9,75 \cdot 10^6 c_a P}{\mu n_1 u R (1 - w \cos \alpha)}; \quad (7.12)$$

$$w = \frac{r}{R} = \frac{1 - \frac{2}{i}}{\cos \alpha}; \quad (7.13)$$

$$\rho_{11} = \frac{R}{\cos \alpha} - r; \quad \frac{1}{\rho_{12}} = 0 \quad \rho_{21} = \rho_{22} = r; \quad \frac{1}{\rho_r} = \frac{1}{R} \left(\frac{\cos \alpha}{1 - w \cos \alpha} + \frac{2}{w} \right). \quad (7.14)$$

Marimea B este:

$$B = \frac{w \cos \alpha}{2 - w \cos \alpha}, \quad (7.15)$$

căreia pentru $i_{1H}^2 \leq 5$ și $\alpha \leq 30^\circ$ conform graficului din figura 7.2 îi corespunde $n_\sigma \geq 0,95$. Admițând $n_\sigma = 0,95$ din figura 7.3,b se obține:

$$R = \frac{49,5}{[\sigma_H] (1 - w \cos \alpha)} \cdot \sqrt[3]{\frac{c_a P E_r^2}{\mu n_1 u} \left(\frac{2 - w \cos \alpha}{w} \right)^2} [mm]. \quad (7.16)$$

Pentru transmisia cu roți din oțel:

$$R = \frac{2960}{[\sigma_H] (1 - w \cos \alpha)} \cdot \sqrt[3]{\frac{c_a P}{\mu n_1 u} \left(\frac{2 - w \cos \alpha}{w} \right)^2} [mm]. \quad (7.17)$$

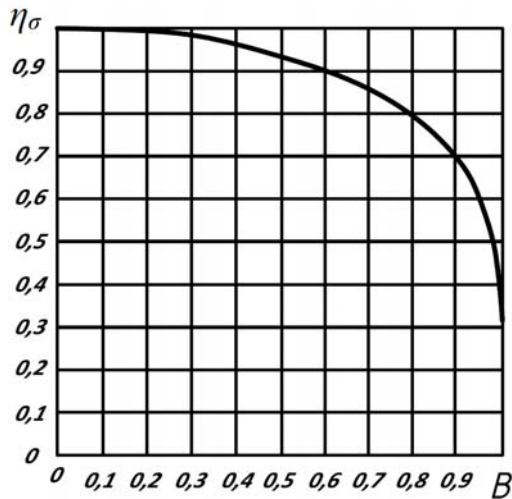


Fig. 7.2.

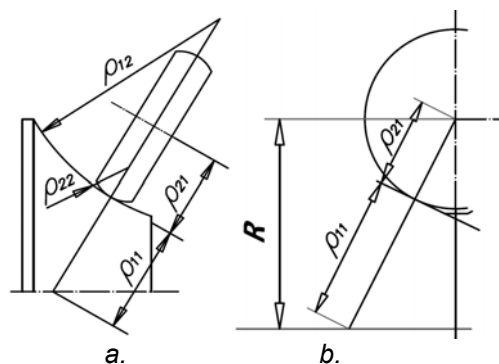


Fig. 7.3.

Eforturi admisibile în cazul contactului liniar, pentru $N_c = 10^7$ cicluri de solicitare se admit eforturile:

- oțel pe oțel (în ulei) cu $HB < 350$,

$$[\sigma_{H_0}] = (2.3 \dots 2.6) HB ;$$

- oțel pe oțel (în ulei) cu $HRC > 30$, $[\sigma_{H_0}] = 25 HRC$.

Deoarece curba durabilității la transmisiile cu roți de fricțiune este asemănătoare cu cea a rulmenților ($Q^3 \cdot N_c = \text{const.}$), iar rezistența $[\sigma_{H_0}]$ se stabilește pentru $N_c = 10^7$, expresia rezistenței la contact pentru un număr oarecare de cicluri este:

$$[\sigma_H] = [\sigma_{H_0}] \sqrt[6]{\frac{10^7}{N_c}}, \quad (7.18)$$

în care $N_c = 60 \cdot T \cdot n \cdot j$; T – durata de funcționare în ore; n – turația elementului de fricțiune, în min^{-1} ; j – numărul contactelor simultane la elementul de fricțiune (în general egal cu u – numărul fluxurilor paralele de transmitere a sarcinii).

În cazul contactului punctiform, se admit eforturi $[\sigma_{H_0}]$ de 1,5 ori mai mari decât la contactul liniar [3]. Pentru $[\sigma_H]$ se folosește relația:

$$[\sigma_H] = [\sigma_{H_0}] \sqrt[9]{\frac{10^7}{N_c}}. \quad (7.19)$$

Dacă se cunosc: P , în kW , n_l în min^{-1} , i , T , în ore, atunci etapele de calcul sunt:

- se alege tipul transmisiei;
- se aleg materialele (tab. 7.1) și se stabilește efortul admisibil $[\sigma_H]$.
- La transmisiile planetare, în calculul numărului de cicluri N_c , se ia turația relativă a elementelor în contact;
- se calculează A (conform (7.9)) pentru transmisiile cu contact liniar
- și se explicitează o mărime caracteristică din (7.10) la transmisiile cu contact punctiform;
- se calculează sistemul de apăsare;
- se stabilește aproximativ randamentul.

7.1.3. Elemente de calcul cinematic și de rezistență a roților de fricțiune conice

Dintre transmisiile conice, cea mai utilizată este transmisia la care axele celor două roți formează între ele un unghi $\delta_1 = 90^\circ$, adică la care: $\delta = \delta_1 + \delta_2 = 90^\circ$, unde δ_1 și δ_2 sunt semi unghiurile la vârf ale conurilor celor două roți (fig.7.4), în acest caz, dacă centrele conurilor din care fac parte roțile coincid, raportul de transmitere se calculează conform relației (7.1), în care n_1 și n_2 sunt turațiile roților; R_1 și R_2 sunt razele medii; ε coeficientul de alunecare elastică (are aceleași valori ca și la roțile cilindrice).

Dacă se neglijează alunecarea, din figura 7.4 rezultă:

$$i_{1,2} = \frac{R_2}{R_1} = \operatorname{tg} \delta_2. \quad (7.20)$$

Din punct de vedere dinamic, când roțile sunt apăsate una asupra alteia cu forțele Q_1 și Q_2 , la funcționarea lor în regim tranzitoriu, condițiile de echilibru sunt:

pentru roata 1:

$$Q_1 - \mu N \cos \delta_1 - N \sin \delta_1 = 0; \quad (7.21)$$

pentru roata 2:

$$Q_2 - \mu N \cos \delta_2 - N \sin \delta_2 = 0. \quad (7.22)$$

În regim permanent, când forța orientată de-a lungul generatoarei comune de contact μN dispare, se obține:

$$Q_1 = N \sin \delta_1 \text{ și } Q_2 = N \sin \delta_2. \quad (7.23)$$

În relațiile (7.21) și (7.22), cu N s-a notat reacțiunea dintre roți, iar prin μ - coeficientul de frecare dintre ele. Pentru ca forța periferică P să poată fi transmisă este necesar ca: $\mu N \geq P$ (forța de frecare μN , care se opune forței periferice P , va acționa după o direcție perpendiculară pe planul figurii) care, înlocuită în relația (7.23) pentru cazul limită, va da:

$$Q_1 = \frac{P \sin \delta_1}{\mu} \text{ și } Q_2 = \frac{P \sin \delta_2}{\mu}, \quad (7.24)$$

de unde se vede că pentru $i_{1,2} > 1$ și dacă $\delta_1 < \delta_2$, deci $Q_1 < Q_2$, este recomandabil, pentru micșorarea încărcării lagărelor, ca roata mare să se construiască fixă, iar roata mică să fie apăsată pe ea.

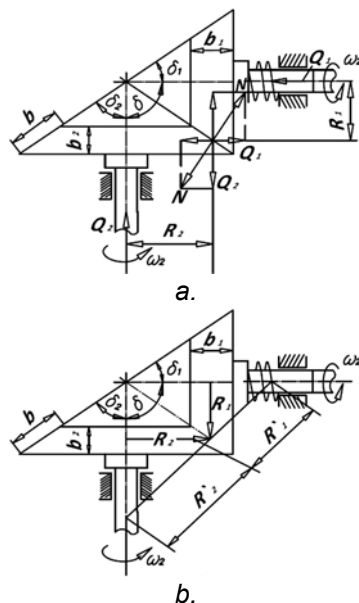


Fig. 7.4. Transmisia conică prin fricțiune.

Calculul la rezistență al roților conice se face tot cu relația lui Hertz, pentru contactul liniar (7.3).

Se poate stabili astfel lățimea b a roților pe generatoarea comună:

$$b = \frac{0,175 Q E_r}{\rho \sigma_H^2}. \quad (7.25)$$

Raza de curbură echivalentă ρ , potrivit notațiilor din figura 7.5, b , va fi:

$$\frac{1}{\rho} = \frac{1}{R_1'} + \frac{1}{R_2'} = \frac{\cos \delta_1}{R_1} + \frac{\cos \delta_2}{R_2}, \quad (7.26)$$

astfel ca înlocuind relația 7.26 în 7.25 se obține:

$$b = \frac{0,175 Q E_r}{\rho \sigma_H^2} \left(\frac{\cos \delta_1}{R_1} + \frac{\cos \delta_2}{R_2} \right). \quad (7.27)$$

Cu b cunoscut se pot determina lățimile b_1 și b_2 ale celor doua roți.

7.1.4. Variatoare de turație cu roți de fricțiune

Transmisiile cu roți de fricțiune se pot utiliza și pentru realizarea unor rapoarte de transmitere variabile. Variatoarele cu roți de fricțiune dau posibilitatea reglării fără trepte a turației, iar cei de tip modern concurează cu variatorii hidraulici și electricsi, de care se deosebesc prin simplitate și gabarite reduse.

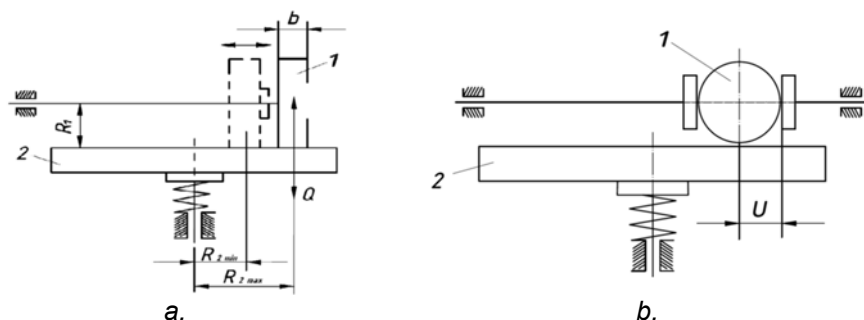


Fig. 7.5. Variatoare cu roți de fricțiune cilindrice, cu transmisie frontală.

Principalele tipuri de variatoare sunt:

- variatoare cu roți de fricțiune cilindrice cu contact frontal și lateral;
- variatoare cu roți conice;
- variatoare cu roți de fricțiune și elemente intermediare (benzi, curele, discuri etc.);
- variatoare cu roți cu suprafețe sferice, toroidale sau de altă formă.

Unul dintre variatoarele cu roți de fricțiune cilindrice este reprezentat în figura 7.5, de unde se vede că roata 1 se deplasează, pentru modificarea turației roții 2, paralel cu suprafața frontală a ultimei. Raza R_1

a roții 1 este constantă, iar raza R_2 a roții 2 variază între limitele R_{2min} și R_{2max} . Pentru aceste valori corespund următoarele rapoarte de transmitere:

$$\begin{aligned} i_{1,2min} &= \frac{\omega_1}{\omega_{2max}} = \frac{R_{2min}}{\xi R_1}; \\ i_{1,2max} &= \frac{\omega_1}{\omega_{2min}} = \frac{R_{2max}}{\xi R_1}, \end{aligned} \quad (7.28)$$

unde $\xi = 0,097... 0,995$.

Parametrul de bază al variatoarelor este însă gama de variație Δi a vitezelor unghiulare la elementul condus sau a raportului de transmitere:

$$\Delta i = \frac{\omega_{2max}}{\omega_{2min}} = \frac{i_{1,2max}}{i_{1,2min}} = \frac{R_{2max}}{R_{2min}}. \quad (7.29)$$

Gama de viteze unghiulare la variatoarele de tipul celui din figura 7.5,a se limitează la $\Delta i = 2...4$, deoarece la diametre prea mari, uzura crește mult. La acest variator apare și alunecarea geometrică, motiv pentru care se folosește roată mobilă cu periferie sferică (fig.7.5,b), la care vitezele absolute ale punctelor de contact sunt teoretic aceleași.

Calculul la rezistență al reductorului pleacă de la forța de apăsare Q , care, dacă se notează prin T_1 și T_2 momentele de torsiune la elementele conducător și condus, va fi dată de relația:

$$Q = \frac{\beta P}{\mu} = \frac{2\beta T_1}{\mu D_1} = \frac{2\beta T_{2max}}{\mu D_2 \eta}. \quad (7.30)$$

În baza eforturilor unitare de contact, se stabilește lățimea b a roții 1. Ținând seama că: $1/\rho = 1/R_1$ relația (7.30) devine:

$$\sigma_{Hmax} = 0,418 \sqrt{\frac{QE}{bR_1}} \leq [\sigma_H]. \quad (7.31)$$

Pentru roata cu suprafața sferică de raza r , la care contactul este punctiform $1/\rho = 1/r$, iar relația lui Hertz va fi:

$$\sigma_{Hmax} = 0,388 \sqrt[3]{\frac{QE^2}{r^2}} \leq [\sigma_H]. \quad (7.32)$$

Variatoarele cu roți cilindrice au avantajul unei forme constructive simple și reversibilității mișcării. Dezavantajul lor este rezistența la uzură mică și randamentul scăzut.

Apăsarea dintre roți se poate, în general, realiza pe două căi:

- cu forță constantă, realizată cu ajutorul unor arcuri; valoarea forței elastice Q creată de arcuri se determină cu următoarele relații:

$$Q \geq \frac{M_t}{\mu R} \text{ sau } Q = \beta \frac{M_t}{\mu R \eta}; \quad (7.33)$$

$$Q \geq \frac{P}{\mu} (\sin \alpha + \mu \cos \alpha). \quad (7.34)$$

- cu forță reglabilă, a cărei mărime se adaptează automat la variația forței periferice (raportul P/Q trebuie să fie menținut constant).

Ultima soluție se utilizează mai ales la variatoarele și poate realiza reglarea cu ajutorul unei bile (fig.7.6,a) sau a unui șurub (fig.7.6,b). Mai rațională este întrebuințarea sistemului cu bile,

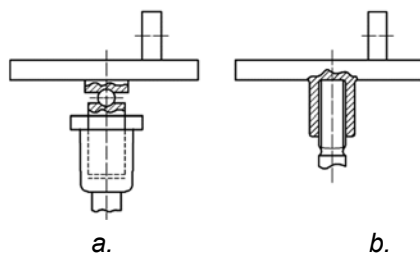


Fig. 7.6. Modalități de realizare a forței de apăsare.

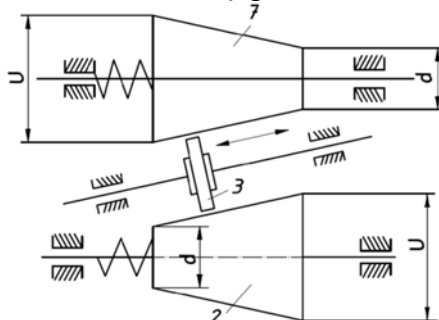


Fig. 7.7. Variator cu roți conice.

deoarece cel cu șurub introduce frecări suplimentare (cele din filet, care micșorează precizia de reglare). În figura 7.7 este reprezentată schema a două variatoare cu roți conice. La variatorul din figura 7.7 transmiterea mișcării și modificarea vitezei se realizează prin deplasarea roții cilindrice 3, de-a lungul roților conice

egale 1 și 2. Gama de variație a vitezelor Δi va fi:

$$\Delta i = \frac{\omega_{2\max}}{\omega_{2\min}}, \quad (7.35)$$

în care $\omega_{2\max}$ și $\omega_{2\min}$ se vor înlocui din relațiile:

$$i_{1,2\max} = \frac{\omega_1}{\omega_{2\min}} = \frac{D}{d}; \quad i_{1,2\min} = \frac{\omega_1}{\omega_{2\max}} = \frac{d}{D}$$

și atunci:

$$\Delta i = \frac{\omega_1 \omega_{2\max}}{\omega_1 \omega_{2\min}} = \frac{D^2}{d^2}. \quad (7.36)$$

Dacă se dă Δi se determină raportul D/d , în funcție de care se dimensionează roțile.

Variatoarele de tipul celui din figura 7.7 au avantajul unor forme constructive simple, însă randamentul lor este scăzut și, în plus, necesită dispozitive speciale pentru reglarea vitezei unghiulare.

Dintre variatoarele cu elemente intermediare se pot menționa cele din figura 7.8. Variatorul din figura 7.8,*a* este format din patru roți conice, care se pot deplasa axial, mișcarea de la o pereche la alta transmițându-se printr-o bandă de oțel sau o curea. Variația de turație se obține, așezând banda, prin deplasarea roților, pe diferite raze. Gama de viteze de transmitere la acest variator este:

$$\Delta i = \frac{n_{\max}}{n_{\min}} = \frac{n \frac{R_{\max}}{R_{\min}}}{n \frac{R_{\min}}{R_{\max}}} = \frac{R_{\max}^2}{R_{\min}^2}. \quad (7.37)$$

Variatorul din figura 7.8,*b* se numește variator toroidal, deoarece are rigid legate de arborii conducător și condus, talerele toroidale T_1 și T_2 , al căror profil de lucru este format din arce de cerc trasate din același centru. Variația turației se obține prin înclinarea axelor de rotație ale discurilor D_1 și D_2 .

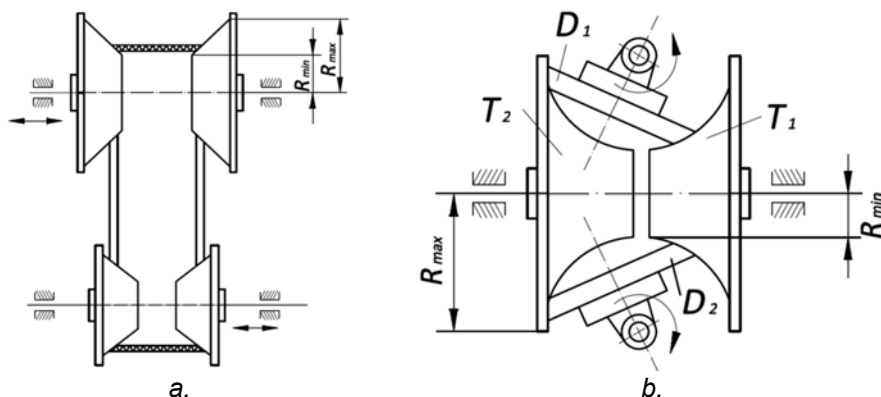


Fig. 7.8. Variatoarele cu roți de fricțiune și elemente intermediare.

Gama de turații la acest variator este la fel cu cea a variatorului din figura 7.9,*a*. Ultimele două tipuri de variatoare, dând rezultate bune la viteze mari și permițând realizarea unei precizii mai ridicate, sunt folosite mai larg decât cele anterioare și îndeosebi la transmisii portante.

În construcția de aparate se pot folosi și variatoare cu contact punctiform între calote sferice și roți cilindrice sau conice (fig.7.9). Modificarea vitezei se obține, fie schimbând poziția roții cilindrice sau conice, fie poziția calotei sferice.

Cu notațiile din figura 7.9,*a*, dacă unghiul de înclinare al axei roții conducătoare cilindrice este α , raza efectivă R_2 , care corespunde punctului de contact dintre cele două elemente, va fi $R_2 = R \sin \alpha$, unde R este raza calotei sferice, deci, raportul de transmitere este:

$$i_{1,2} = \frac{R_2}{R_1} = \frac{R \sin \alpha}{R_1}. \quad (7.38)$$

Întrucât R și R_1 sunt constante, raportul de transmitere este direct proporțional cu $\sin \alpha$. Variatoarele de acest tip nu pot fi utilizate decât pentru transmiterea unor forțe și viteze reduse.

Calculul la rezistență se face cu relația lui Hertz pentru contactul punctiform:

$$\sigma_{H \max} = 0.3883 \sqrt{\frac{QE^2}{\rho^2}} \leq [\sigma_H], \quad (7.39)$$

unde ρ se determină din ecuația $1/\rho = 1/R + 1/R_1$, iar σ_H se ia de circa 1,5 ori mai mare decât la contactul liniar.

7.2. Transmisii prin curele

Transmisia prin curele realizează transferul energetic între doi sau mai mulți arbori prin contact cu frecare dintre un element flexibil și extensibil, fără fire, denumit cureaua, montat pretensionat și roțile de cureaua fixate pe arbori.

7.2.1. Elemente generale. Clasificare. Elemente constructive

Transmisiile prin curele se utilizează atunci când din motive funcționale, constructive sau de exploatare arborele motor nu poate sau nu trebuie să fie legat direct cu arborele condus. Prin cureaua se înțelege elementul intermediar flexibil; care se înfășoară tensionat atât pe roata conducătoare cât și pe roata condusă.

Fenomenul fizic ce stă la baza acestor transmisii (cu excepția transmisiei prin curele dințate este frecarea dintre cureaua și roți, ca în figurile 7.10... 7.19.

În mecanica fină, transmisiile prin curele au numeroase și variate utilizări, atât la mașini de forță cât și la mașini de lucru, de transport etc.

Curelele late sunt folosite curent la transmisii cu viteze periferice $v \leq 30 \text{ m/s}$ și rapoarte de transmitere $i \leq 6$, iar curelele trapezoidale la $v \leq 40 \text{ m/s}$, $i \leq 10$, numărul lor ajungând până la 8 ... 12 curele în paralel.

Transmisiile prin curele prezintă următoarele avantaje:

- posibilitatea transmiterii energiei la distanțe și poziții convenabile;

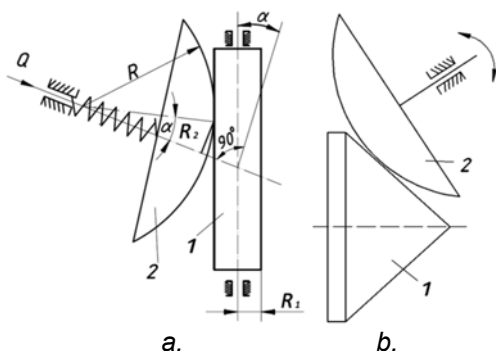


Fig. 7.9. Variatori prin fricțiune cu contact punctiform.

- funcționare relativ silențioasă;
- amortizare a șocurilor și vibrațiilor;
- alternativa patinării curelei pe roți la suprasarcini ce depășesc limitele admisibile, protejează restul elementelor lanțului cinematic;
- cost scăzut, comparativ cu transmisia prin roți dințate sau cu lanțuri, montare, demontare și întreținere ușoară;
- precizia de execuție relativ scăzută.

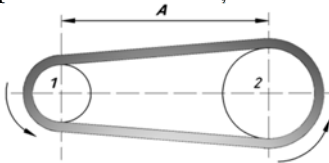


Fig. 7.10. Transmisii cu cureaua cu axe paralele cu ramuri deschise.

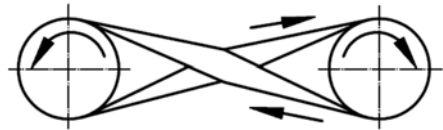


Fig. 7.11. Transmisii cu cureaua cu axe paralele cu ramuri încrucișate.

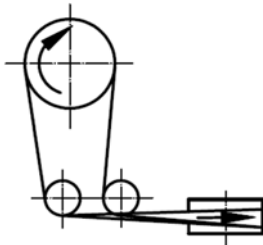


Fig. 7.12. Transmisii cu cureaua cu axe încrucișate cu role de ghidare.

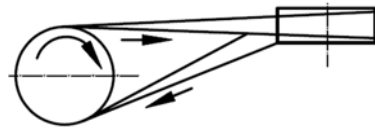


Fig. 7.13. Transmisii cu cureaua cu axe încrucișate fără role de ghidare.



Fig. 7.14. Forme ale secțiunii curelei: a-lată; b-trapezoidală; c-rotundă.

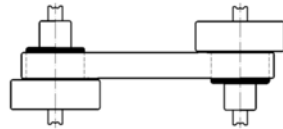


Fig. 7.15. Transmisie cu cureaua cu roată liberă.

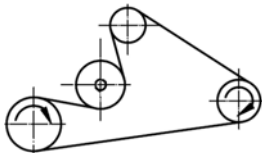


Fig. 7.16. Transmisie cu cureaua cu roți multiple cu înfășurare normală.

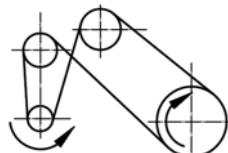


Fig. 7.17. Transmisie cu cureaua cu roți multiple cu suprapunere.

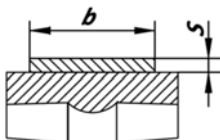


Fig. 7.18. Secțiune prin cureaua lată și coroana roții.

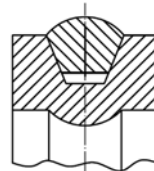


Fig. 7.19. Secțiune prin cureaua trapezoidală și coroana roții.

Dezavantaje:

- gabarit mare, comparativ cu roțile dințate ;
- raportul de transmitere nu poate fi menținut constant în cazul în care forța tangențială este variabilă, datorită alunecării elastice variabile a curelei pe roată;
- produc încărcări suplimentare pe arbore și în lagăre, datorită necesității tensionării curelei;
- necesitatea refacerii periodice a tensionării curelei deoarece, datorită deformărilor remanente, nu se mai asigură tensiunea elastică minimă necesară pentru a transmite momentul de torsiune dat;
- durabilitatea limitată;
- provoacă încărcări electrostatice.

În general randamentul unei transmisii prin curele este de 0,94...0,96.

În figura 7.20 se dă clasificarea transmisiilor prin curele după diferite criterii:

7.2.2. Curele late. Materiale. Clasificare. Elemente constructive

Curelele late se execută din următoarele materiale: curele din piele, curele țesute, curele compozite și curele din banda de oțel.

Curelele din piele se confecționează din piele de bovine, într-unul sau mai multe straturi asamblate prin lipire și coasere. Tăbăcirea pieilor se poate face cu tananți vegetali, minerali sau combinați. Conform standardelor românești, curelele late din piele se clasifică în următoarele patru grupe:

- grupa A – STAS 5917-71, curele late simple (grosime 3...7 mm) sau duble (grosime 8 ... 14 mm);
- grupa B – STAS 866-75, curele pe muchie, care se obțin din fâșii de piele asamblate între ele prin cuie speciale și care vin în contact cu roata pe muchia fâșiilor de piele. Nu sunt indicate la transmisii încrucișate, cu furca de schimbare sau la transmisii cu mai mult de 3 roți. Grosimea curelei este între 12...31,5 mm;
- grupa C – STAS 7632-76, curele rotunde cu diametrul de 5,6,7 mm;
- grupa D – STAS 7632-76, curele răsucite cu diametrul de 8,10,12, 15,18 sau 20 mm.
- *Curelele țesute* folosesc materiale textile naturale (bumbac, celofibră, lână, păr de cămila și capră) sau fibre sintetice ca viscoza, poliamidă sau poliesteri. Acestea prezintă avantajul că se pot fabrica curele foarte lungi fără nici o lipitura și sunt mai rezistente la agenții atmosferici și a mediului industrial.

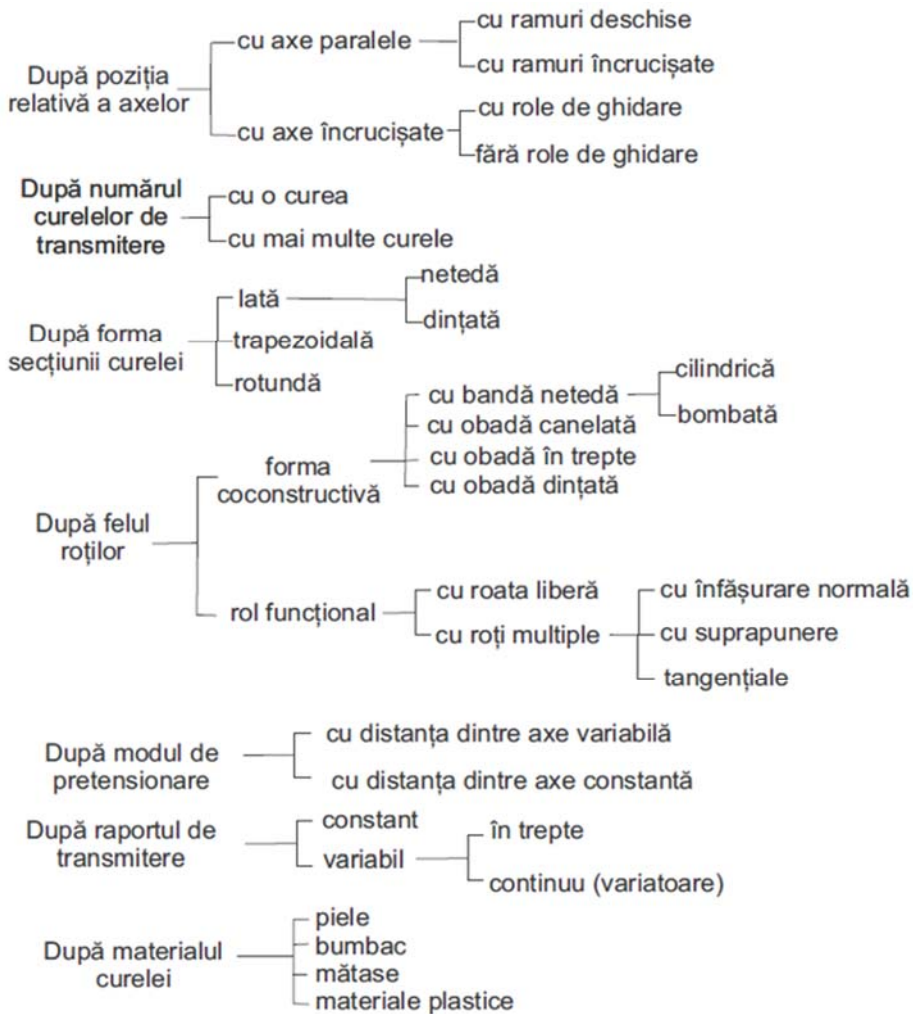


Fig. 7.20. Clasificarea transmisiilor prin curele după diferite criterii.

Se execută în trei tipuri (STAS 1815-69):

Tipul 1 – curea confecționată în straturi paralele, fără înveliș din cauciuc;

Tipul 2 – curea cu țesătura înfășurată, fără înveliș de cauciuc;

Tipul 3 – curea confecționată cu țesătura înfășurată și cu înveliș de cauciuc.

Din figura 7.21 se observă că unghiurile de înfășurare β_1 și β_2 au valorile:

$$\beta_1 = \pi \pm \gamma \text{ [rad]}; \quad (7.40)$$

$$\beta_2 = \pi + \gamma \text{ [rad]}. \quad (7.41)$$

Unghiul γ dintre ramurile curelei se poate calcula din relația:

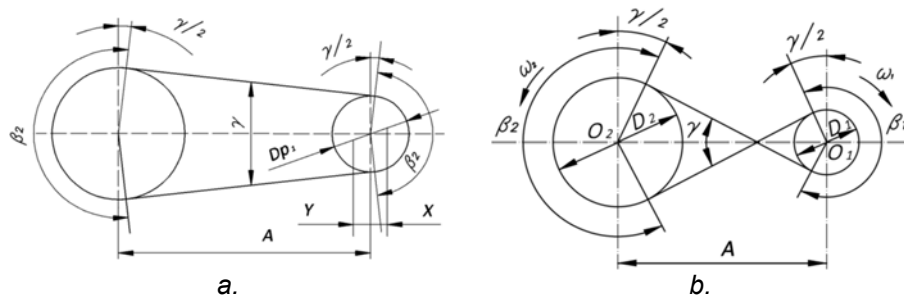


Fig. 7.21. Elemente geometrice ale transmisiei la arbori paraleli:
a - transmisie deschisa, b - transmisie încrucișată.

$$\sin \frac{\gamma}{2} = \frac{D_1 \pm D_2}{2a} \approx \frac{\gamma}{2} [\text{rad}]; \quad (7.42)$$

$$\gamma \approx \frac{360^\circ}{\pi} \cdot \frac{D_1 \pm D_2}{2a} [\text{grade}]. \quad (7.43)$$

La transmisii prin curele late și trapezoidale se recomanda $\beta_1 \geq 120^\circ$. Lungimea curelei (lungimea primitivă la curele trapezoidale) este data de relația:

$$L = 2a \cos \frac{\gamma}{2} + \beta_1 R_1 + \beta_2 R_2, \quad (7.44)$$

$$\cos \frac{\gamma}{2} = \sqrt{1 - \sin^2 \frac{\gamma}{2}} = 1 - \frac{1}{2} \left(\frac{\gamma}{2} \right)^2, \quad (7.45))$$

rezultă:

$$L = 2a + \frac{\pi}{2} (D_2 + D_1) + \frac{(D_2 \pm D_1)^2}{4a}. \quad (7.46)$$

Este de remarcă faptul că în ecuațiile (7.40...7.46) semnul superior este valabil pentru transmisie cu ramuri deschise, iar cel inferior pentru cele cu ramuri încrucișate.

Transmiterea forței utile F_f de la roata conducătoare la roata condusă se face prin frecarea dintre roți și curea. În acest scop cureaua este apăsată pe roți cu o anumită forță, printr-o întindere inițială. Astfel, încă de la montaj, în fiecare ramură a curelei apare forța F_0 . În timpul funcționării trebuie transmisă forța tangențială utilă F_f și ca urmare în ramura condusă, va acționa $F_1 = F_0 - F_f/2$, iar în cea conducătoare forțele, $F_2 = F_0 + F_f/2$. Între forțele F_2 și F_1 (fig.7.21) exista relația lui Euler:

$$F_2 = F_1 e^{\mu \beta}, \quad (7.47)$$

în care μ este coeficientul de frecare dintre roată și curea, iar β -unghiul de înfășurare a curelei pe roată (în radiani). Astfel:

$$F_f = F_2 - F_1 = \frac{2T_1}{D_1}, \quad (7.48)$$

$$T_1 = 9550 \frac{C_f P_1}{n_1} [N \cdot m], \quad (7.49)$$

în care C_f este coeficientul de funcționare (tab.7.2), iar P_1 – puterea de transmis, în kW .

Deci:

$$F_1 = F_f \frac{1}{e^{\mu\beta} - 1}, \quad F_2 = F_f \frac{e^{\mu\beta}}{e^{\mu\beta} - 1}. \quad (7.50)$$

Eforturile unitare din ramurile curelei se obțin împărțind forțele corespunzătoare la aria secțiunii curelei:

- efortul unitar inițial din ramurile curelei, $\sigma_0 = \frac{F_0}{s \cdot b}$;
- efortul unitar din ramura pasivă (condusă), $\sigma_1 = \frac{F_1}{s \cdot b}$;
- efortul unitar din ramura activă (conducătoare), $\sigma_2 = \frac{F_2}{s \cdot b}$;
- efortul unitar dat de forța utilă, $\sigma_f = \frac{F_f}{s \cdot b} = \sigma_2 \frac{e^{\mu\beta} - 1}{e^{\mu\beta}}$.

Datorită înfășurării curelei pe roată, în ea apar solicitări suplimentare de încovoiere. Alungirea fibrei exterioare față de cea medie este:

$$\Delta L = \frac{1}{2} \left[\pi(D + 2s) - \pi \left(D + \frac{2s}{2} \right) \right] = \frac{\pi s}{2}. \quad (7.52)$$

În ipoteza că materialul curelei respecta legea lui Hooke efortul unitar de încovoiere se calculează din:

$$\sigma_i = E_i \frac{\Delta L}{L} = E_i \frac{\frac{\pi s}{2}}{\frac{\pi}{2}(D + s)} = E_i \frac{s}{D + s} \approx E_i \frac{s}{D}. \quad (7.53)$$

Modulul de elasticitate longitudinal la încovoiere se dă pentru diferite materiale de execuție a curelei în tabelul 7.2.

Se observa din relația (7.53) că eforturile unitare de încovoiere sunt proporționale cu raportul s / D și de aceea se limitează $s / D \leq 1/25$ pentru

curele clasice și $s / D \leq 1/80 \dots 1/100$ pentru curele compuse. Eforturile de încovoiere sunt maxime pe roata mică și de aceea diametrul acesteia nu poate coborî sub următoarele valori minime:

- pentru curele late clasice:

$$D_{1\min} = (850 \dots 1200) \sqrt[3]{\frac{P}{n}} [mm], \quad (7.54)$$

- pentru curele compozite:

$$D_{1\min} = (350 \dots 1000) \sqrt[3]{\frac{P}{n}} [mm]. \quad (7.55)$$

În timpul funcționării, datorită mișcării curelei pe o traiectorie curbă, apar forțe centrifuge, care solicită la întindere cureaua. Forța centrifugă elementară produsă de mișcare cu viteza $v = R \cdot \omega$ a elementului de curea considerat omogen cu secțiunea $A_c = s \cdot b$ lungimea $Rd\alpha$ și greutate specifică γ (fig.7.22) va fi:

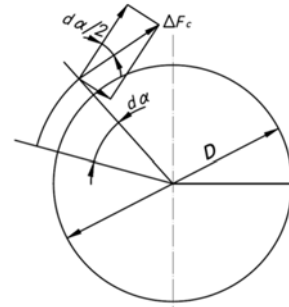


Fig. 7.22. Solicitarea produsă de forța centrifugă.

$$dF_c = \frac{\gamma}{g} Rd\alpha \cdot A_c R\omega^2 = \frac{\gamma}{g} Rd\alpha v^2. \quad (7.56)$$

Forțele ΔF_c din capetele elementului de curea au suma componentelor radiale egală cu dF_c :

$$\Delta F_c = \frac{dF_c}{2 \sin \frac{d\alpha}{2}} = \frac{\frac{\gamma}{g} \cdot A_c d\alpha v^2}{2 \frac{d\alpha}{2}} = \frac{\gamma}{g} A_c v^2. \quad (7.57)$$

Deci efortul unitar de întindere datorat forțelor centrifuge este:

$$\sigma_c = \frac{\Delta F_c}{A_c} = \frac{\gamma}{g} v^2 \approx \frac{v^2}{10} \left[\frac{N}{mm^2} \right]. \quad (7.58)$$

Relația aproximativă este dedusă pentru $\gamma = 10 \text{ N} / m^3$, $g \approx 10 m/s^2$ și viteza periferică introdusă în m/s . Efortul unitar total maxim din curea (fig.7.23) și condiția de rezistență sunt:

$$\sigma_{tot \max} = \sigma_2 + \sigma_1 + \sigma_c = \sigma_u \frac{e^{\mu\beta}}{e^{\mu\beta} - 1} + \sigma_i + \sigma_c \leq \sigma_a; \quad (7.59)$$

$$\sigma_u = (\sigma_a - \sigma_i - \sigma_c) \frac{e^{\mu\beta} - 1}{e^{\mu\beta}}. \quad (7.60)$$

Rezistența admisibilă a curelei se poate stabili după două principii de calcul și anume:

- pe baza efortului unitar de rupere $[\sigma] = \sigma_r / c$, în care c este coeficientul de siguranță, $c=4...6$;

- pe baza rezistenței la oboseală a materialului curelei determinată la un anumit număr de cicluri de solicitări. Cureaua este supusă solicitării de oboseală deoarece eforturile unitare nu sunt constante în lungul curelei și datorită variației momentului motor și a celui rezistent. Încercările experimentale au arătat că și pentru materialele curelelor există o relație de rezistență la oboseală și numărul de cicluri, asemănătoare cu curba Wohler pentru oțel, de tipul $\sigma^q N_c = \text{const.}$ cu deosebirea că pentru curele curba nu are tendință asimptotică. Cunoscând rezistența limită σ_{0b} pentru un număr de cicluri de baza N_b , pentru o solicitare $\sigma = \sigma_{\max.}$, cureaua va rezista la un număr de cicluri N_c :

$$N_c = N_b \left(\frac{\sigma_{0b}}{\sigma_{\max}} \right)^q [\text{cicluri}], \quad (7.61)$$

unde $\sigma_{\max}$ este dată de relația (7.59), iar coeficientul q - în tabelul 7.2. Pentru $N_b=10^7$ cicluri, valori pentru σ_{0b} se dau de asemenea în tabelul 7.2.

Durabilitatea curelei este:

$$L_h = \frac{N_c}{3600f} = \frac{N_b}{3600f} \left(\frac{\sigma_{0b}}{\sigma_{\max}} \right)^q [\text{ore}], \quad (7.62)$$

în care f este frecvența flexiunilor (îndoilorilor) ce se calculează cu relația:

$$f = \frac{x \cdot v}{L} \cdot 10^3 [l/s]. \quad (7.63)$$

În relația (7.63) s-a notat cu x - numărul de roți ai transmisiei, v este viteza în m/s , iar L - lungimea curelei în mm .

Tabelul 7.2. Valori ale coeficienților A, B și q ale lui σ_{0b} pentru $\sigma_0=1,8 \text{ N/mm}^2$.

Materialele curelei	A	B	q	σ_{0b} [N/mm ²]
Piele	0,81	0,35	5	60...90
Cauciuc cu inserție din bumbac	0,70	2,8	5	60
Bumbac țesut	0,59	4,2	5	30...50
Bumbac cusut	0,65	4,9	5	30

Observație: Pentru $\sigma_0 \neq 1,8 \text{ N/mm}^2$ valorile din tabel se înmulțesc cu raportul $\sigma_0/18$.

Se recomandă ca la curelele clasice din piele $f \leq 5$ îndoituri pe secundă iar viteza periferică maximă admisă este de 30 m/s pentru curelele de calitate și de 15 m/s pentru curele de importanță secundară. Deoarece efortul este diferit în cele 2 ramuri ale curelei se introduce coeficientul:

$$K_{\sigma} = \frac{2}{1 + \left(\frac{\sigma_{\max 2}}{\sigma_{\max 1}} \right)^q}. \quad (7.64)$$

Rezistența admisibilă la oboseală este:

$$[\sigma] = \sigma_{0b} \left(\frac{K_{\sigma} N_b}{3600 L_h \cdot f} \right)^{\frac{1}{q}}. \quad (7.65)$$

Utilizând această metoda de calcul se determină rezistența utilă asemănător ca și în relația (7.60), folosind pentru σ_0 valoarea determinată cu relația (7.65) și deci:

$$\sigma_u = \left[\sigma_{0b} \left(\frac{K_{\sigma} N_b}{3600 L_h \cdot f} \right)^{\frac{1}{q}} - \sigma_i - \sigma_c \right] \frac{e^{\mu\beta} - 1}{e^{\mu\beta}}. \quad (7.66)$$

Pe baza relației (7.60) și (7.66) se face dimensionarea curelei late, conform metodei de calcul prezentate în tabelul 7.3 [2].

Se dă: puterea la roata conducătoare P_1 [kW], turația arborelui conducător, n_1 [min⁻¹], turația arborelui condus, n_2 [min⁻¹], regimul de lucru al transmisiei. Se alege: materialul curelei, tipul curelei, durata de funcționare.

Tabelul 7.3. Metoda de calcul a unei transmisii prin curele late.

Nr.	Mărimea	Simbol	Unit. de măs.	Relația
1	Coeficient de funcționare	C_f	-	Conform tabelului 7.4
2	Puterea de calcul la roata conducătoare	P_{Cl}	kW	$P_{cl} = C_f \cdot P_1$
3	Viteza unghiulară	ω_1	s^{-1}	$\omega_1 = \pi n_1 / 30$
4	Momentul de calcul la roata conducătoare	Mt_{Cl}	Nm	$Mt_{cl} = 9550 \frac{P_{cl}}{n_1}$
5	Diametrul roții motoare	D_1	mm	$D_{1\min} \geq (850 \dots 1200) \sqrt[3]{\frac{P_{cl}}{n_1}}$
6	Raportul de transmitere nominal	i	-	$i = n_1 / n_2$

Nr.	Mărimea	Simbol	Unit. de măsur.	Relația
7	Diametrul roții conduse	D_2	mm	$D_2 = i \cdot D_1$ fără alunecare elastică
8	Coeficientul de alunecare elastică	ξ	-	$\xi \leq 2\%$
9	Raportul de transmitere efectiv	i_{ef}	-	$i_{ef} = D_2 / D_1 (1 - \xi)$
10	Viteza curelei	v	m/s	$v = \frac{\pi D_1 n_1}{60000}$, $v \leq v_{\max} = 30 m/s$
11	Distanța dintre axe	A	mm	$0,7(D_1 + D_2) \leq A \leq 2(D_1 + D_2)$
12	Lungimea curelei	L	mm	$L = 2A + \frac{\pi}{2}(D_2 + D_1) + \frac{(D_2 \pm D_1)^2}{4A}$
13	Unghiul de înfășurare pe roata mică	β_1	$grade$	$\beta_1 = \pi \mp \gamma = 180^\circ \mp \frac{360^\circ}{\pi} \cdot \frac{D_2 \mp D_1}{2A}$ $\beta_1 > \beta_a = 120^\circ$
14	Frecvența îndoirilor curelei (pentru transmisii cu două roți $x=2$)	f	$1/s$	$f = x \frac{1000v}{L}$, $f \leq f_{ad} = 5$ îndoitori /s
15	Grosimea efectivă	s	mm	$s = D_1 \left(\frac{s}{D_{\min}} \right)_{ad}$, $\left(\frac{s}{D_{\min}} \right)_{ad} \leq \frac{1}{25}$
16	Rezistența la rupere	σ_r	N/mm^2	$\sigma_r = 25 \dots 30$
17	Modulul de elasticitate la încovoiere	E_i	N/mm^2	$E_i = 50 \dots 90$
18	Coeficientul de siguranță	c	-	$c = 4 \dots 6$
19	Efortul unitar admisibil referitor la rupere	σ_a	N/mm^2	$[\sigma] = \frac{\sigma_r}{c}$
20	Rezistența la oboseală	σ_{ob}	N/mm^2	Vezi tabelul 7.2
21	Numărul de cicluri de bază	N_b	-	10^7 cicluri
22	Coeficient	q	-	Vezi tabelul 7.2
23	Coeficient de asimetrie	K_s	-	$K_\sigma = \frac{2}{1 + \left(\frac{\sigma_{\max 2}}{\sigma_{\max 1}} \right)^q}$
24	Efortul unitar admisibil referitor la oboseală	σ_a	N/mm^2	$[\sigma] = \sigma_{ob} \left(\frac{K_\sigma \cdot N_b}{3600 L_h f} \right)^{\frac{1}{q}}$
25	Coeficient de frecare pentru piele	m	-	$\mu = 0,33 + 0,02v$ (partea cu pâr) $\mu = 0,22 + 0,12v$ (partea cu carne)

Nr.	Mărimea	Simbol	Unit. de măsur.	Relația
26	Coeficientul adimensional	e	-	$\varepsilon = \frac{e^{\mu\beta_1} - 1}{e^{\mu\beta_1}}$
27	Efortul unitar datorat forțelor centrifuge	s_c	N/mm^2	$\sigma_c = \frac{\gamma v^2}{10g} \approx \frac{v^2}{10}$
28	Efortul unitar datorat încovoierii pe roată	s_i	N/mm^2	$\sigma_i = E_i \left(\frac{s}{D_1} \right)$
29	Efortul unitar util	s_u	N/mm^2	$\sigma_u = (\sigma_a - \sigma_c - \sigma_i) \frac{e^{\mu\beta_1} - 1}{e^{\mu\beta_1}}$
30	Coeficientul C_0	C_0	-	Conform tabelului 7.5
31	Coeficientul C_t	C_t	-	Conform tabelului 7.7
32	Coeficientul C_β	C_β	-	$C_\beta = 1 - 0.003(180 - \beta_1)$
33	Coeficientul C_v	C_v	-	$C_v = 1.04 - 0.0004v^2$
34	Efortul unitar util admisibil (referitor la rezistența admisibilă)	s_{ua}	N/mm^2	$[\sigma_u] = C_0 C_t C_\beta C_v \sigma_u$
35	Coeficientul A	A	-	Conform tabelului 7.2
36	Coeficientul B	B	-	Conform tabelului 7.2
37	Coeficientul de încărcare optim	φ_{opt}	-	φ_{opt} – determinat experimental sau $\varphi_{opt} = A - B \left(\frac{s}{D} \right)$
38	Efortul unitar util admisibil cu privire la φ_{opt}	s_{ua}	N/mm^2	$[\sigma_u] = 2C_0 C_t C_\beta C_v \varphi_{opt} \sigma_0^*$
39	Lățimea efectivă	b	mm	$b = \frac{2000M_{tc1}}{s \cdot [\sigma_u] D_1}$
40	Efortul unitar de montaj	s_0	N/mm^2	$F_0 = \frac{bs\sigma_0}{10}$
41	Forța de montaj	F_0	N	$b = \frac{2000M_{tc1}}{s \cdot [\sigma_u] D_1}$
42	Reacțiunea radială în arbore	F_r	N	$F_r \approx 2F_0 \sin \frac{\beta_1}{2}$
43	Lățimea roții de curea	B	mm	$B \approx 1,1b + (10...15)$

Efortul unitar util admisibil necesar $[\sigma_u]$ se calculează din efortul unitar util cu coeficienții:

$$[\sigma_u] = C_0 C_t C_\beta C_v \sigma_u, \quad (7.67)$$

în care: C_0 este coeficientul ce ține seama de construcția transmisiei (v. tab. 7.5); C_t - coeficientul ce ține seama de modul de întindere a curelei

(v. tab.7.7); C_β - coeficientul ce ține seama de influența unghiului de înfășurare asupra capacității de tracțiune (tab.7.6); C_v - coeficientul ce ține seama de efectul vitezei reale față de viteza de 10 m/s la care se fac încercările pentru determinarea rezistențelor admisibile.

Tabelul 7.4. Valori ale coeficientului de funcționare C_f pentru curele late.

Nr.	Mașina acționată	C_f
1	Mașină de lucru fără șocuri cu caracteristica de putere stabilă	1,0...1,1
2	Pompe centrifuge, exhaustoare, centrifuge	1,1...1,2
3	Polizoare, mașini de frezat, strunguri, benzi transportoare, funiculare	1,2...1,25
4	Mașini de găurit, mori de cereale, strunguri, mașini frigorifice	1,25...1,35
5	Acționări în grup, strunguri mari, mașini pentru prelucrarea lemnului, mașini textile	1,35...1,45
6	Roboteze, prese, compresoare cu piston, prese cu volant, mașini de trefilat, piese cu melc, mori cu tăvălug, mori de ciment, gater, laminoare ușoare	1,45...1,55
7	Războaie grele, mori cu bile, ciocane pneumatice, concasoare	1,55...2,00
8	Laminoare grele, mașini cu grad de neuniformitate ridicat	1,55...2,00

Tabelul 7.5. Valori ale coeficientului C_0 pentru construcția transmisiei.

Transmisii deschise	Linia centrelor înclinată față de orizontală cu un unghi mai mic de 60°	1,0
	Linia centrelor înclinată față de orizontală cu un unghi între $60^\circ \dots 80^\circ$	0,9
	Linia centrelor înclinată față de orizontală cu un unghi între $80^\circ \dots 90^\circ$	0,8
Transmisii încrucișate	C_0 se reduce corespunzător fiecărei poziții cu 20%.	

Tabelul 7.6. Valori ale coeficientului C_β pentru unghiul de înfășurare.

Unghiul de înfășurare în grade	220	210	200	190	180	170	160	150	140	130
Curele late	1,20	1,15	1,10	1,05	1,0	0,97	0,94	0,91	0,89	0,86
Curele trapezoidale	-	-	-	-	1,0	0,98	0,95	0,92	0,89	0,86

Tabelul 7.7. Valori ale coeficientului C_i pentru modul de întindere.

Transmisie cu cureaua tensionată permanent sau automat prin distanța dintre axe variabilă	1
Transmisie cu cureaua tensionată cu rolă de întindere acționată cu arc sau greutate	1,25
Transmisii cu tensionare pe seamă elasticității curelei (prin deplasarea motorului pe patine, cu rolă de întindere acționată cu angrenaj melc/roată melcată)	0,8

Alunecarea elastică a curelei. Punct optim de funcționare. După cum s-a arătat (7.48 și 7.49) în cele două ramuri ale curelei forțele nu sunt egale și deci deformăția elastică pe lungimea totală a ramurii conducătoare este diferită de cea a ramurii conduse. Pe roata conducătoare, efortul unitar din curea scade de la valoarea σ_2 la începutul înfășurării la σ_1 , la desfășurarea de pe roată (7.51). Ca urmare, deformăția pe lungime a curelei între punctele A_2 - A_1 , (fig.7.23) corespunzător.

Admițând viteza periferică a roții conducătoare constantă se observă tendința curelei de a rămâne în urma roții. Pentru roata condusă, efortul unitar din curea crește de la valoarea σ_1 la σ_2 deformăția elastică pe lungime a curelei între punctele B_1 - B_2 , crește, deci cureaua are tendința de a depăși viteza roții.

Experimental s-a arătat ca pe fiecare roată exista două arce de cerc distincte: β_{r1} și β_{r2} - zona de repaus relativ, de contact aderent, la care cele 2 viteze ale curelei și ale roților sunt egale; β_{a11} și β_{a12} - zona de alunecare elastică unde ia naștere reacțiunea de frecare viteza curelei este mai mică decât cea a roții conducătoare, respectiv mai mare decât cea a roții conduse. Deci, sensul mișcării relative de alunecare curea-roată este pe arcul β_{a11} al roții conducătoare de sens contrar, iar pe arcul β_{a12} al roții conduse de același sens, în raport cu v_1 . Mărimile celor doua arce β_r și β_{a1} variază cu încărcarea transmisiei între două situații limită; la mersul în gol întregul arc de înfășurare $\beta = \beta_r$, $\beta_{a1} = 0$, iar la supraîncărcare când întregul arc de înfășurare $\beta = \beta_{a1}$, $\beta_r = 0$, apare fenomenul de patinare.

7.3. Transmisii prin lanțuri

Elementul de tracțiune al acestor transmisii, lanțul, este alcătuit dintr-o serie de piese identice ca formă și articulate între ele, zalele, care sunt confecționate din oțel, alamă sau bronz. Arborii sunt, de regulă, paraleli, mișcarea transmițându-se prin înfășurarea și angrenarea lanțurilor

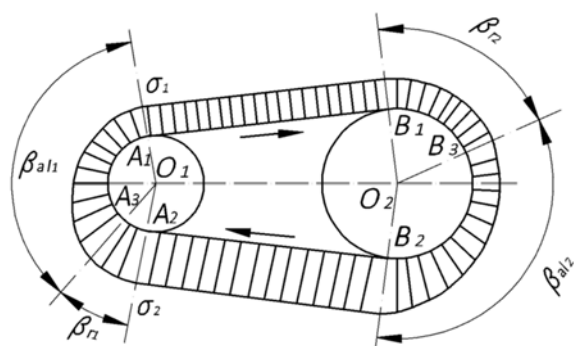


Fig. 7.23. Alunecarea elastică a curelei.

cu roțile danturate special și montate pe cei doi arbori (fig.7.24,b).

Față de transmisia prin aderentă, transmisia prin lanț are următoarele avantaje: evită alunecările pe roți; necesită unghiuri mai mici de înfășurare (deci și roți de diametru mai mic); pot transmite

sarcini mari. Dezavantajele transmisiei prin lanțuri sunt: zgomotul mare; sensibilitatea la șocuri, fiind, mai puțin elastice decât curelele; uzura mare în zona de articulație a zalelor.

O clasificare a lanțurilor se poate face în funcție de modul în care sunt construite. Ținând seama de acest criteriu, pentru mecanica fină prezintă importanță următoarele tipuri de lanțuri:

- lanțurile cu zale ovale sau dreptunghiulare (fig.7.24,a), la care zalele sunt confecționate din sârmă de alamă sau bronz, prin îndoirea și sudarea sau lipirea capetelor;

- lanțurile cu zale cârlig (fig.7.24,b), la care zalele sunt prinse una de alta prin îndoirea lor în formă de cârlig;

- lanțurile articulate (fig.7.24,c), alcătuite dintr-o serie de plăcuțe legate între ele prin articulare cu ajutorul unor bolțuri nituite la capete;

- lanțurile patent (fig. 7.24, d), la care zalele sunt alcătuite din tablă ștanțată și care fac trecerea de la lanțurile cu zale la cele articulate. O construcție mai recentă de lanțuri o reprezintă lanțurile cu mărgelile, care sunt alcătuite, fie din bile metalice (de alamă, oțel inoxidabil, oțel carbon, oțel Monel), legate între ele prin piese din același material (fig. 7.25, a), fie curele cu mărgelile.

Tensiunea inițială în acest tip de lanț se menține timp îndelungat; ele sunt și bune izolatoare electrice. Rezistența, precizia pasului și durabilitatea lanțului cu mărgelile sunt, în schimb, mai mici decât la alte

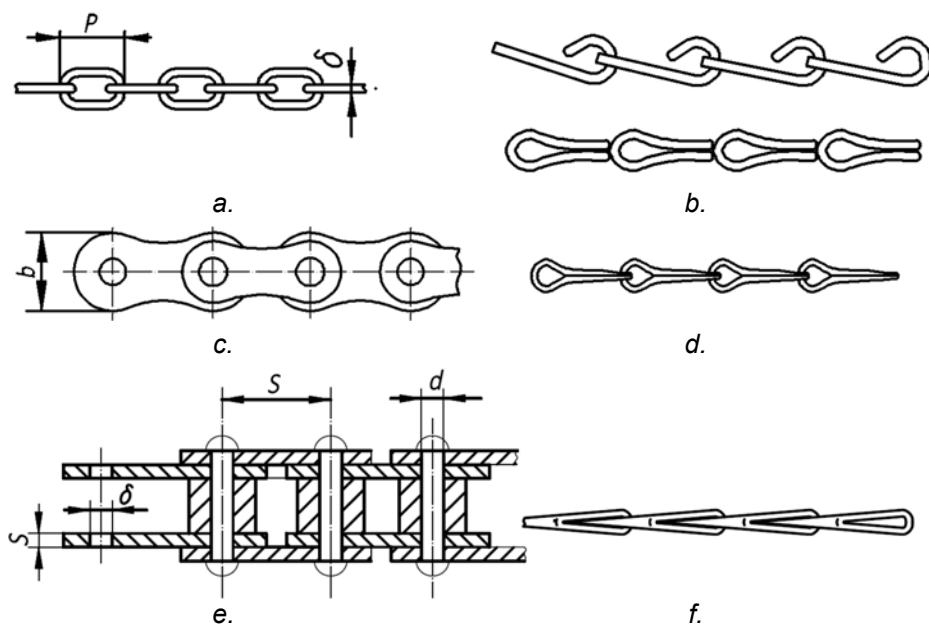


Fig. 7.24. Forme constructive de lanțuri.

tipuri de lanțuri. Materialele și unele caracteristici mecanice pentru lanțurile din figura 7.25 sunt date în tabelul 7.8, iar pentru lanțurile cu mărgelile în tabelul 7.9. Lanțurile cu mărgelile metalice se pot executa cu sau fără sfârșit. În primul caz, au avantajul că se pot monta la lungimea dorită chiar la locul de utilizare. Lanțurile cu mărgelile din mase plastice se execută numai fără sfârșit.

Tabelul 7.8. Tipuri de lanțuri și proprietățile lor mecanice.

Lanțul	Diametrul sârmei [mm]	Limita de rupere [N]	Alungirea la rupere [%]	Sarcina la 1% alungire [N]
Cu zale ovale, dreptunghiulare (alamă)	1,2	93	34	37
Cu zale cârlig (alamă, oțel)	1,4 2,4	280...1200	19...20	100...500
Patent (alamă)		460...930	15...16	170...175

La calculul forțelor transmisiilor prin lanțuri, analog transmisiilor prin aderență, există o ramură activă sau motoare și o ramură condusă. Forța periferică de transmis P se determină cu relația:

$$P = \frac{2T_t}{D_1} = S_1 - S_2, \quad (7.68)$$

unde: S_1 și S_2 sunt forțele din cele două ramuri; T_t – momentul de torsiune; D_1 – diametrul mediu al roții conducătoare.

Forța de întindere inițială S_0 este, în general, mică, ea se datorește, îndeosebi greutateii ramurii conduse și se poate aprecia cu relația:

$$S_0 = k_f \cdot A \cdot \gamma, \quad (7.68)$$

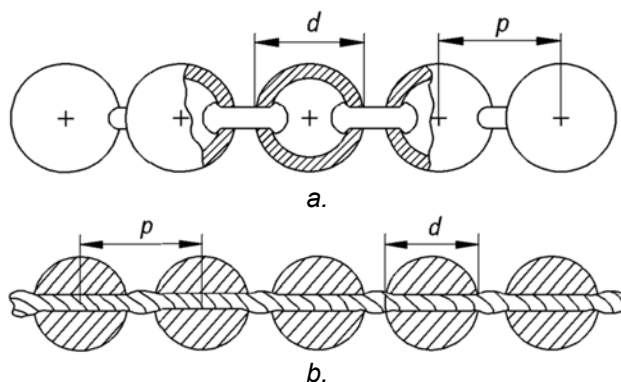


Fig. 7.25. Lanțuri cu mărgelile metalice și din material plastic.

unde: γ este greutatea pe unitate de lungime a lanțului (N/m); A – lungimea ramurii libere a lanțului (se ia egală, aproximativ, cu distanța între axe); k_f – coeficient ce ia în considerare poziția transmisiei și săgeata $f = (0,01 \dots 0,02) A$.

Tabelul 7.9. Caracteristicile ale lanțurilor cu mărgele.

Materialul	Diametrul mărgelilor [mm]	Pasul [mm]	Forța de rupere prin tracțiune [N]
Alamă	$2,352 \pm 0,050$	$2,972 \pm 0,025$	68,03
	$3,175 \pm 0,076$	$4,216 \pm 0,076$	113,38
	$04,775 \pm 0,102$	$6,096 \pm 0,127$	181,40
Oțel inoxidabil și aliaj Monel	$2,362 \pm 0,050$	$2,972 \pm 0,025$	90,70
	$3,175 \pm 0,076$	$4,216 \pm 0,076$	204,08
	$4,775 \pm 0,102$	$6,096 \pm 0,127$	317,45
Materiale plastice	$0,97 \pm 0,02$	$1,15 \pm 0,03$	68,03
	$1,22 \pm 0,03$	$1,64 \pm 0,06$	90,70

Ca valori pentru k_f se recomandă:

- pentru transmisii în poziție orizontală, $k_f = 6$;
- pentru transmisii înclinate cu 40° față de orizontală, $k_f = 3$;
- pentru transmisii verticale, $k_f = 1$.

Forța centrifugă P_c se poate determina cu relația:

$$P_s = \frac{\gamma}{g} v^2. \quad (7.69)$$

Forța dinamică, considerată numai pentru ramura activă, este:

$$P_a \approx \frac{n_1^2 p \gamma A}{18 \cdot 10^5} [N], \quad (7.70)$$

unde: p este pasul lanțului; n_1 – turația roții motoare.

Unitățile de măsură pentru diferiți factori sunt: A [m]; p [mm]; γ [N/m]; n [min^{-1}]. Din relația (7.70) se vede că forțele dinamice devin însemnate la turații ridicate. Pentru turații joase, domeniu în care se recomandă întrebuințarea lanțurilor, forțele dinamice se pot neglija.

Cu acestea, forța totală S_1 din ramura activă va fi:

$$S_1 = P + S_0 + P_d, \quad (7.71)$$

iar forța S_2 din ramura condusă este:

$$S_2 = S_0. \quad (7.72)$$

Forța r de apăsare pe arbore, la viteze mici și medii, se poate considera $R \approx S_1 + S_2 \approx (1 \dots 1,4)P$ și este sensibil mai mică decât la transmisiile prin curele. Din cauza naturii complicate a fenomenelor de frecare din transmisiile cu lanț, randamentul η se apreciază global; se recomandă $\eta = 0,96 \dots 0,97$. Calculul de rezistență este adaptat la forma lanțului. Se ține seama de faptul că scoaterea din funcțiune a lanțului este

cauzată, fie de uzură, fie de ruperea elementelor sale. Uzura contribuie la mărirea pasului lanțului, iar desfacerea lanțului este provocată de ruperea elementelor sau a legăturilor dintre acestea. La lanțurile standardizate cu zale, aprecierea ruperii se face global, prin sarcina de rupere, determinată experimental pentru fiecare tip de lanț și dată în cataloage. Eventual, se poate face o verificare la tracțiune, relația de calcul fiind:

$$P = 2 \frac{\pi \delta^2}{4} \sigma_t, \quad (7.73)$$

unde δ este diametrul sârmei, iar σ_t – tensiunea de întindere. La lanțurile articulate, calculul la rezistență se face, verificând-se tensiunile de întindere în plăcuțe, de forfecare și încovoiere în bolțuri, iar calculul la uzură, prin verificarea la presiunea de contact în articulații. Notând cu z numărul de plăcuțe cuprinse între două bolțuri apropiate, relațiile de calcul sunt următoarele:

- pentru presiunea de contact $[\sigma_H]$ în articulație:

$$\sigma_H = \frac{P'_c}{z d l_0} \leq [\sigma_H]; \quad (7.74)$$

- pentru întinderea în plăcuțe:

$$\sigma_t = \frac{P'_c}{2z(b-d_s)s} \leq [\sigma_t]; \quad (7.75)$$

- pentru forfecarea bolțului:

$$\tau_f = \frac{P'_c}{2 \frac{\pi d^2}{4}} \leq [\tau_f]; \quad (7.76)$$

- pentru încovoierea bolțului:

$$\sigma_i = \frac{P'_c s}{2 \cdot 0.1 d^3} \leq [\sigma_i]. \quad (7.77)$$

În aceste relații P'_c reprezintă forța de calcul care se determină cu relația:

$$P'_c = P k_1 k_2 k_3 k_4, \quad (7.78)$$

unde: k_1 este coeficientul ce ia în considerare caracterul sarcinii ($k = 1$ pentru sarcina uniformă, $k_l = 1,2 \dots 1,5$, pentru sarcina variabilă); k_2 – coeficientul ce ține seama de înclinarea transmisiei față de orizontală ($k_2 = 1$, pentru transmisie înclinată la 60° și $k_2 = 1,25$, pentru cele înclinate

la peste 60°); k_3 – coeficientul de calitate al lanțului ($k_3 = 1$, pentru lanțurile obișnuite și $k_3 = 1,3 \dots 1,4$, pentru cele de precizie ridicată); k_4 – coeficientul de ungere ($k_4 = 1$, pentru ungerea prin picurare și $k_4 = 1,5$, pentru ungerea periodică). Eforturile unitare admisibile la întindere, forfecare și încovoiere și tensiunea de contact se iau în funcție de material, conform normelor generale, coeficientul de siguranță adoptându-se în raport de tipul lanțului și scopul transmisiei.

Pentru proiectare este necesar să se determine principalele elemente geometrice ale transmisiei prin lanțuri. Întrucât pasul p este standardizat, diametrul $D = 2R$ al cercului de construcție, care se obține unind centrele secțiunilor normale ale bolțurilor, va fi dat (fig. 7.26) de relația:

$$D = \frac{p}{\sin \frac{\alpha}{2}} = \frac{p}{\sin \frac{180^\circ}{z}}, \quad (7.79)$$

unde unghiul α este dat de raportul: $\alpha = 360^\circ/z$, z fiind numărul de zale ale lanțului.

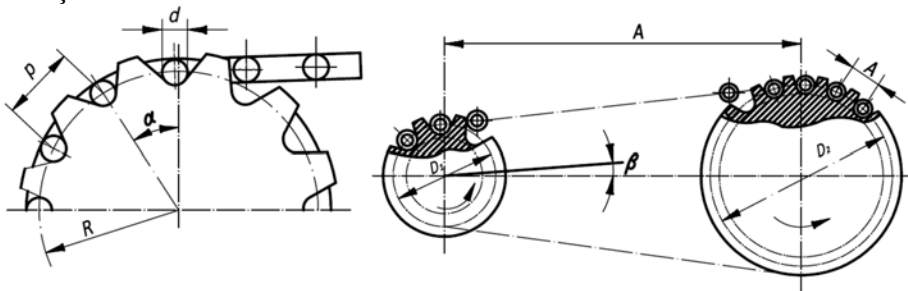


Fig. 7.26. Determinarea elementelor geometrice ale lanțului.

Admițând o înfășurare circulară și ținând seama de figura 7.26, lungimea medie L a lanțului va fi:

$$L = 2a + (D_1 + D_2) + \frac{(D_2 - D_1)^2}{4a}. \quad (7.80)$$

Dacă se notează prin z_1 și z_2 numerele de dinți ale celor două roți,

$$L = 2a + \frac{p}{2}(z_1 + z_2) + \frac{(z_2 - z_1)^2}{2\pi} \frac{p^2}{a}. \quad (7.81)$$

Numărul z de zale din care se compune lanțul este:

$$z = \frac{L}{p} = 2 \frac{a}{p} + \frac{z_1 + z_2}{2} + \frac{(z_2 - z_1)^2}{2\pi} \frac{p}{a}, \quad (7.82)$$

iar distanța a între centrele de rotație ale celor două roți este:

$$a = \frac{p}{4} \left[\left(z - \frac{z_1 + z_2}{2} \right) + \sqrt{\left(z - \frac{z_1 + z_2}{2} \right)^2 - 8 \left(\frac{z_2 - z_1}{2\pi} \right)^2} \right]. \quad (7.83)$$

Distanța a se alege, astfel, ca numărul z de zale să fie întreg. Roțile pentru lanțurile cu zale ovale sau dreptunghiulare sunt asemănătoare cu roțile dințate, de care se deosebesc prin profilul dintelui și prin lățimea mai redusă.

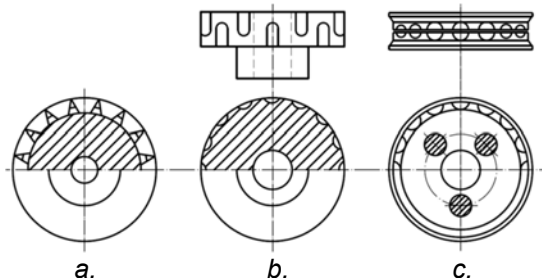


Fig. 7.27. Roți pentru lanțuri cu mărgel.

Roțile pentru lanțurile cu mărgel pot fi cu locașuri conice (fig.7.27,a), cu locașuri semisferice alternante (fig.7.27,b) sau cu locașuri sferice (fig.7.27,c). În toate cazurile este posibilă o prelucrare relativ ușoară.

Se pot confecționa și prin turnare sub presiune. Materialele roților pentru lanțuri sunt, de obicei, oțelurile carbon de cementare, oțelurile aliate, aluminiul, alama, iar la transmiterea puterilor mici se pot utiliza și materialele plastice stratificate.

Transmisiile cu mărgel funcționează în general neune. Lanțurile metalice din mecanismele de precizie se ung însă pentru a se micșora uzura și păstra cât mai mult pasul lanțului.

7.4. Transmisii prin curele dințate

Elementul intermediar la aceste transmisii este cureaua dințată care transmite mișcarea prin angrenarea dinților ei cu dinții roților. Transmisia se utilizează la mașinile de calcul și în construcția altor tipuri de aparate.

Curelele se execută din cauciucuri cloroprenice sau masă plastică având o inserție cu un modul de elasticitate ridicat, care poate fi cablu din oțel sau poliamidă (nailon).

Calculul geometric, cinematic și de forță. În figura 7.28 este reprezentată o porțiune de curea, unde prin 1 s-a notat stratul de cauciuc care formează și dantura, iar prin 2 inserția de întărire.

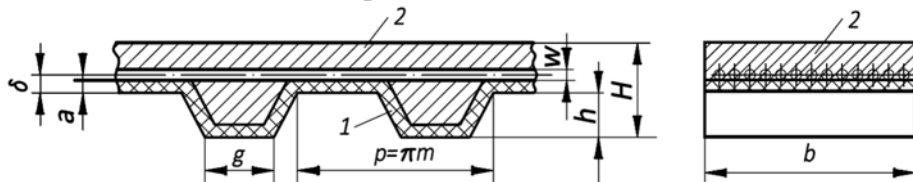


Fig. 7.28. Secțiune printr-o curea dințată.

Față de curelele obișnuite prezintă avantajul unei funcționări fără alunecare și a unui randament mai ridicat, iar față de transmisia cu lanț au avantajul că funcționează cu mai puțin zgomot și sunt mai ieftine. Necesită însă o precizie ridicată de montaj, urmărindu-se să se obțină abateri mici de la paralelism.

Pentru mecanismele din aparate se utilizează curele de module $m=2,3\text{mm}$. Principalele dimensiuni sunt date în tabelul 7.10.

Din punct de vedere geometric, cunoscându-se modulul curelei, se poate determina diametrul mediu D al dinților roții (fig.7.30):

$$D = m \cdot z + q, \quad (7.84)$$

unde: z este numărul dinților roții; $q = (0,13 \dots 0,17) \text{ mm}$ – coeficient de corecție care ține seama de înfășurarea poligonală a curelei. Se poate dimensiona pe această bază roata.

Tabelul 7.10. Principalele dimensiuni ale curelelor dințate din mecanica fină.

$m[\text{mm}]$	$p[\text{mm}]$	$h[\text{mm}]$	$H[\text{mm}]$	$b[\text{mm}]$	$\delta[\text{mm}]$	$W[\text{mm}]$	$N[\text{kW}]$
2	6,28	1,2	2	8,10	0,6	0,36	0,4
3	9,42	1,8	3	10,12	0,6	0,36	0,4...1,1
4	12,56	2,4	4	12,15	1,0	0,65	1,1...3

Lungimea L a curelei măsurată pe axa elementului de întărire, la o transmisie fără rolă de întindere, va fi:

$$L = 2a + \frac{\pi m}{2}(z_1 + z_2) + \frac{m^2(z_2 - z_1)^2}{4a}, \quad (7.85)$$

unde a este distanța dintre centrele celor două roți, iar z_1 și z_2 – numărul de dinți ale roților. Pentru a se obține distanța a proiectată, cu lungimile L standartizate, se folosesc role de întindere, care măresc însă rezistența la mișcare și accelerează uzura (fig.7.29). Dacă se cunosc diametrele medii D_1 și D_2 ale roților și distanța a dintre axele acestora, lungimea curelei va fi dată de următoare relație:

$$L = 2a + \frac{\pi}{2}(D_1 + D_2) + \frac{(D_2 - D_1)^2}{4a}. \quad (7.86)$$

Lungimea astfel obținută va fi rotunjită la valoarea:

$$L = \pi m z, \quad (7.87)$$

unde z este numărul dinților curelei, care din motive de standardizare este luat ca un

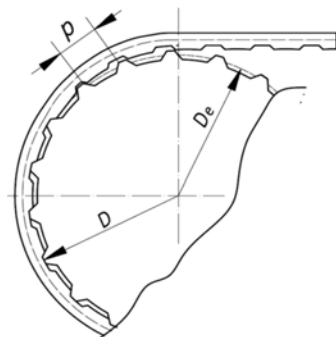


Fig. 7.29. Angrenarea curelei dințate cu roata.

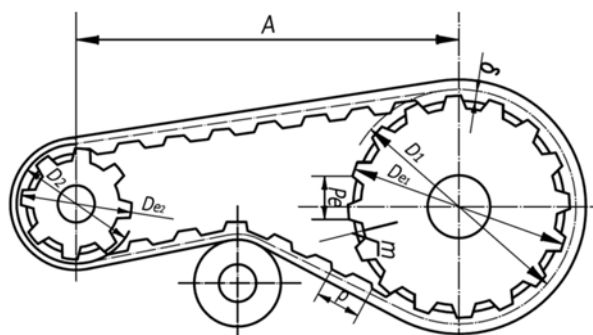


Fig. 7.30. Elementele geometrice ale transmisiei cu cureauă dințată.

multiplu de 5. Totodată, la proiectarea transmisiei trebuie stabilit modulul nominal, care în mecanica fină poate fi luat $m = 2, 3, 4, 5 \text{ mm}$. Numărul dinților roții mici z_1 trebuie luat, de regulă, $z_1 \geq 5$ în raport cu z_1 se determină apoi și z_2 .

Distanța reală dintre centrele roților la o transmisie simplă (fără rolă de întindere), din relația (7.86), va fi:

$$A = \frac{1}{8} [2L - \pi(D_1 + D_2)] + \frac{1}{8} \sqrt{[2L - \pi(D_1 + D_2)]^2 - 8(D_2 - D_1)^2}. \quad (7.88)$$

Pasul p_e , pe cercul exterior al roții, se va determina în raport cu pasul p pe cercul mediu, astfel:

$$\frac{p}{p_e} = \frac{D}{D_e} \text{ sau } p_e = p \frac{D_e}{D} = p \frac{D - 2\delta}{D} = p \left(1 - \frac{2\delta}{D}\right), \quad (7.89)$$

unde: D_e este diametrul cercului exterior al roții; $\delta = 0,5 W + a$; W - diametrul cablului din oțel sau al piesei de legătură; a — grosimea stratului din material plastic care face legătura danturii cu cablul din oțel.

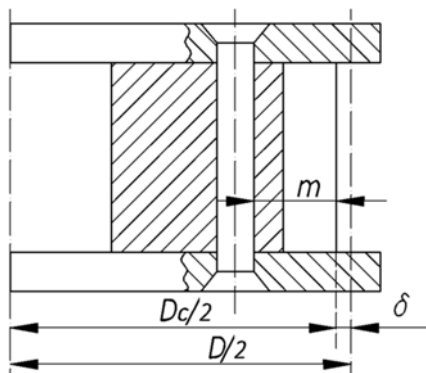


Fig. 7.31. Schema de construcție a unei roți pentru curele dințate.

Prelucrarea dinților roților se face similar roților dințate cilindrice cu dinți drepecți, utilizându-se metoda rulării, astfel că profilul în evolventă corespunde cu cel al dinților cureauii. Roțile pentru cureauii dințate se bordurează cu discuri pe fețele frontale (fig. 7.31), astfel ca să fie împiedicată eventuala alunecare laterală a cureauii. Discurile sunt prinse cu șuruburi sau nituite.

Tehnologic, roțile dințate se pot confecționa din metale prin turnare sub presiune sau din mase plastice prin injectare.

Sarcina care poate fi transmisă de cureaua dințată este limitată de presiunea dintre dinții acesteia și dinții roților. Se consideră o presiune admisibilă $p_a \approx 0,5 \dots 1,5 [N/mm^2]$, valorile adoptate scăzând cu creșterea turației, [2].

8. ANGRENAJE

8.1. Generalități. Clasificare

Angrenajele sunt mecanisme formate din două sau mai multe roți dințate, una antrenându-le pe celelalte prin acțiunea dinților aflați succesiv în contact. Roțile dințate sunt organe de mașini, care au la periferia lor dinți dispuși în mod regulat pe suprafețe teoretice, numite suprafețe de revoluție.

Procesul continuu de contact între dinții roților conjugate ale unui angrenaj, în vederea asigurării mișcării neîntrerupte a celor două roți dințate, se numește angrenare.

Răspândirea largă a angrenajelor este justificată de capacitatea de realizare a unui raport de transmitere constant, de posibilitatea de obținere a unei game foarte largi de rapoarte de transmitere cu viteze și puteri diferite (de la 0,0001 kW la 10000 kW), siguranță în exploatare, randament ridicat, gabarit relativ redus și durată de funcționare îndelungată.

Pe lângă aceste avantaje angrenajele prezintă o serie de dezavantaje, cum ar fi:

- necesită precizie ridicată de execuție;
- produc zgomot în timpul funcționării, mai ales la viteze mari;
- construcția și controlul roților necesită utilaje, scule și instrumente speciale;
- nu se poate realiza orice raport de transmitere.

Clasificarea roților dințate se face după mai multe criterii, și anume:

- a) după poziția relativă a axelor geometrice ale celor două roți:
- angrenaje cu axe paralele (angrenaje cilindrice, fig.8.1);
 - angrenaje cu axe concurente în plan (angrenaje conice, fig.8.2);
 - angrenaje cu axe concurente în spațiu (angrenaje elicoidale, melcate și hipoide, fig.8.3).

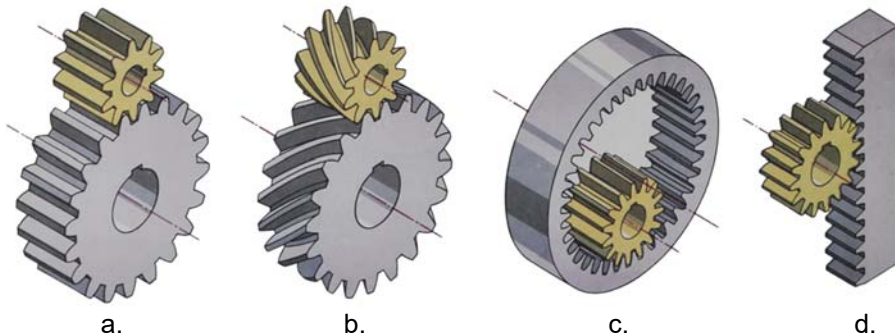


Fig. 8.1. Angrenaje cu axe paralele.

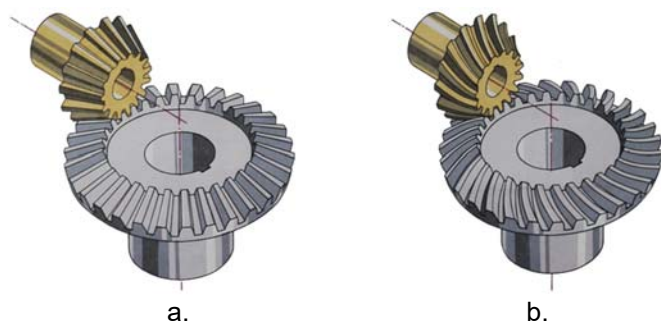


Fig. 8.2. Angrenaje cu axe concurente.

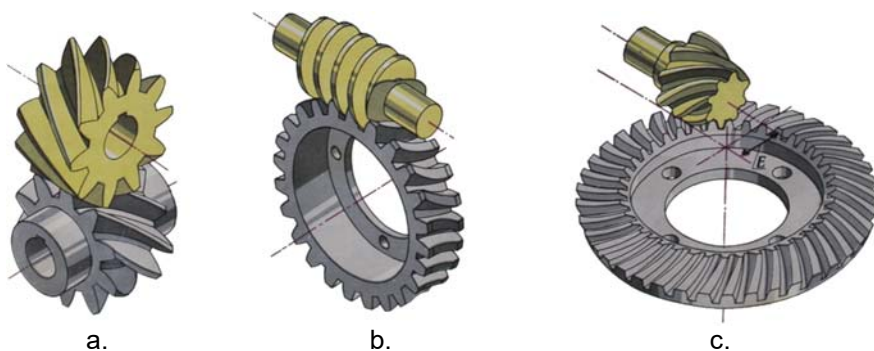


Fig. 8.3. Angrenaje cu axe încrucișate.

Angrenajele cu axe concurente în spațiu realizează transmiterea mișcărilor între doi arbori cu axele încrucișate în spațiu. Teoretic, în acest caz rezultă angrenajul **hiperbolic**, care este format din două roți cu dantura dispusă pe suprafețele a doi hiperboloizi de rotație, tangenți între ei după dreapta generatoare comună (fig.8.4). Acest angrenaj are o distanță, în spațiu, între axe (numită și dezaxare) și un unghi între axe Σ .

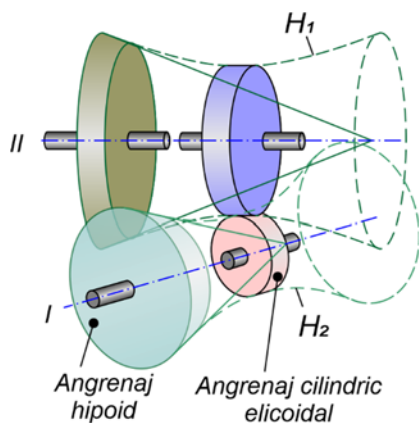


Fig. 8.4.

Prin particularizări, din angrenajul hiperbolic se pot obține toate celelalte tipuri de angrenaje. Astfel, angrenajul elicoidal se obține prin utilizarea porțiunii simetrice de la mijlocul hiperboloizilor, iar angrenajul cu melc cilindric se obține dacă suprafața uneia din roțile hiperboloidale se aproximează ca cilindrică. Prin transformarea ambelor roți hiperboloidale în roți cilindrice, rezultă angrenajul cilindric elicoidal.

Dacă se utilizează porțiunile de la capetele hiperboloizilor și se înlocuiesc suprafețele hiperboloidale cu suprafețe conice, se realizează angrenajul pseudo conic (hipoid) sau angrenajul spiroid.

Dacă distanța dintre axe, $a = 0$ și unghiul dintre axe $\Sigma \neq 0$, angrenajul cu axe încrucișate devine angrenaj conic cu axe concurente în plan, suprafețele hiperboloidale transformându-se în suprafețe conice. Pentru $a \neq 0$; $\delta \Sigma = 0$ se obține angrenajul paralel cilindric cu suprafețele de rostogolire cilindrice.

La toate angrenajele cu axe concurente la care se aproximează suprafețele de rostogolire hiperboloidale cu conuri sau cilindri, teoretic, contactul liniar devine punctiform, ceea ce aduce după sine o capacitate portantă redusă.

b) după forma dinților:

- dinți drepți (fig.8.1,a), (fig.8.2,a);
- dinți înclinați (fig.8.1,b), (fig.8.2,b);
- dinți curbi (fig.8.3).

c) după poziția relativă a suprafețelor de rostogolire:

- angrenare exterioară (fig.8.1,a,b,d);
- angrenare interioară (fig.8.1,c).

d) după profilul dinților:

- în evolventă;
- în cicloidă;
- în arc de cerc (dantură Novikov).

e) după modul de mișcare a axelor geometrice:

- angrenaje cu axe fixe;
- angrenaje cu axe mobile: planetare sau diferențiale.

8.2. Geneza mini- și micro transmisiilor cu roți dințate

Scurt istoric al mini- și micro-angrenajelor. Micro-transmisiile mecanice ordinare se utilizează, în special, atunci când sunt necesare rapoarte de transmitere relativ mici. Noile domenii, care se dezvoltă vertiginos – nanotehnologiile, biomedicina etc., necesită diverse scule automatizate, care, în mare parte, încorporează: diverse tipuri de roți dințate; diverse clește și pensete; motoare - liniare și rotative; relee și întrerupătoare; supape și pompe de echipamente optice (lentile de switch-uri, oglinzi, obloane, modulatori de fază, filtre, repartitoare ghid de undă, zăvoare și mecanisme de aliniere fibre). În continuare se prezintă cele mai importante realizări.

1. Rezultate incredibile au obținut cercetătorii de la *Sandia National Laboratories*, SUA [25], care au elaborat o gamă largă de diverse MEMS cu dimensiuni foarte mici. În fig.8.5,a este prezentat un microtren format

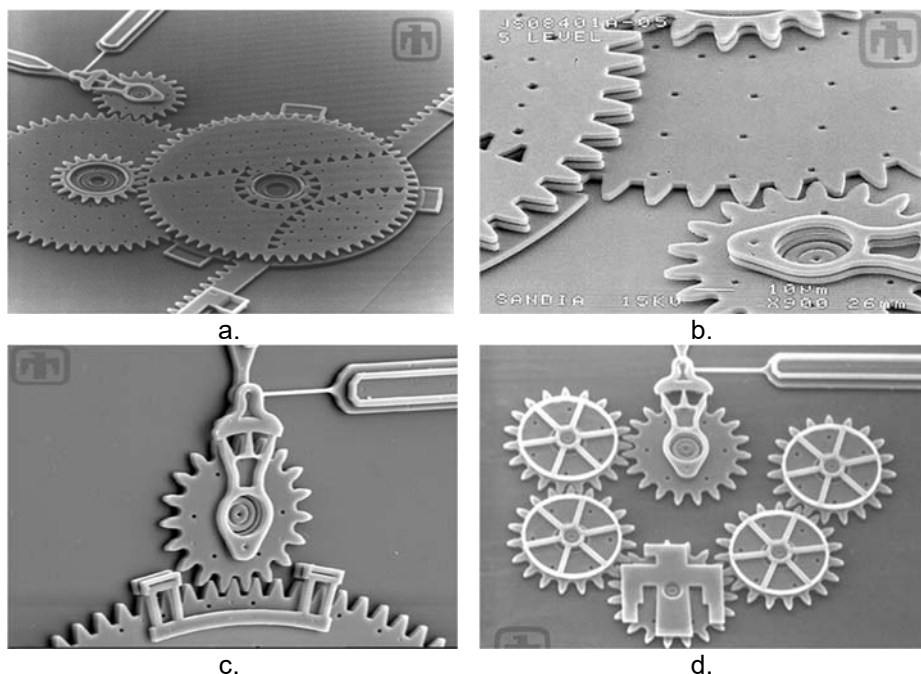


Fig. 8.5. Micro transmisii cu roți dințate cilindrice elaborate de Sandia National Laboratories, SUA.

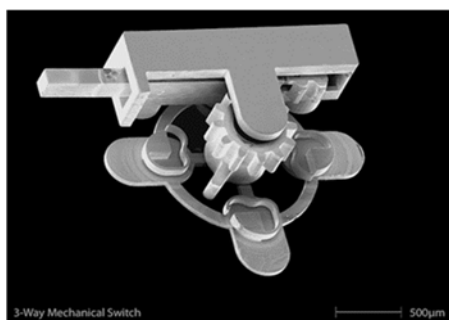
din roți dințate, cele mai mici având diametrul de $25 \mu\text{m}$. Componentele sunt de ordinul micronilor, având o geometrie complicată. În fig.8.5,*b* este prezentată o transmisie cu roți dințate cilindrice. Pinionul din colțul drept de jos antrenează această transmisie cu raportul de transmitere 1:10. În fig.8.5,*c* este redat un fixator cu roți dințate de dimensiuni foarte mici, pentru a fixa diverse scule în plan. În fig.8.5,*d* este prezentat un tren constituit din șase roți dințate cu diametrul de $50 \mu\text{m}$, care asigură transmiterea mișcărilor de rotație de până la 250000 min^{-1} .

2. Un alt reprezentant important din domeniul tehnologiilor avansate de producere a MSEM este Compania Microfabrica Inc. din Santa Clara, California, SUA [25]. Ea a creat un număr important de noi aplicații în diverse industrii, incluzând dispozitivele medicale, testarea semiconductoarelor și sistemele aerospațiale. Potențialul uman și posibilitățile materiale ale Companiei au asigurat succese fulminante în domeniul preciziei extra înalte a componentelor, subansamblurilor și micromașinilor 3D. În fig. 8.6,*a* este prezentat brand-ul Companiei – un subansamblu cu un tren compus din cinci roți dințate cilindrice, cu dimensiunile sub $500 \mu\text{m}$ fiecare. Un alt produs caracteristic al Companiei este un comutator cu trei căi, care include o transmisie cu cremalieră (fig.8.6,*b*). Dimensiunea roții dințate este de $500 \mu\text{m}$. Un alt domeniu de

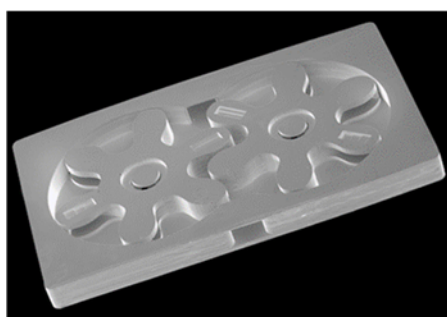
preocupări ale firmei este cel al micro-senzorilor. În fig.8.6,c este prezentat un micro-senzor de fluid, care include două roți dințate cilindrice cu profil cicloidal al dinților, care au diametrul de $500\ \mu\text{m}$. Utilizări deosebit de largi în diverse domenii au microsisemele cu elemente de înmagazinare a energiei. În fig.8.6,d este prezentat un astfel de sistem, care include un set de roți dințate și un mecanism cu clichet, care înmagazinează energia mecanică a unei spirale Arhimede. Mecanismele din domeniul utilajelor din industria ușoară se caracterizează prin complexitatea lor. De regulă, este necesară încorporarea unui număr relativ mare de componente în spații limitate. În fig.8.6,e este redat un dispozitiv de țesut, care include o serie de roți dințate cu dimensiuni diametrice sub $1\ \text{mm}$.



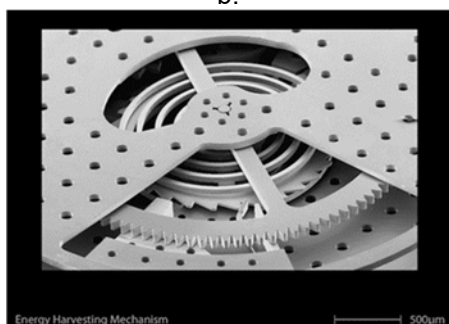
a.



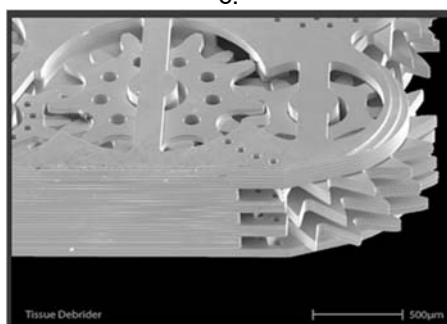
b.



c.



d.



e.

Fig. 8.6. Micro-mecanism de acționare.

3. Construcția automobilelor este un domeniu foarte important, care a stimulat dezvoltarea teoriei și tehnologiei de prelucrare a mini angrenajelor. Pentru transmiterea mișcării de rotație de la motor spre puntea motoare s-a revenit asupra unei idei mai vechi – cea a lui Schott din 1664, privind cuplajul articulat, cunoscut astăzi sub denumirea de articulație Hooke, fiind modernizată și descrise proprietățile de bază de către Robert Hooke [4]. Astăzi automobilul modern înglobează un număr mare de mecanisme de acționare cu angrenaje cinematice cu diferită destinație funcțională.

Un factor deosebit de important pentru valorificarea pe scară largă a angrenajelor a fost elaborarea geometriei angrenajelor, bazată pe utilizarea diferitor curbe la descrierea profilului dinților. Un rol hotărâtor în geometria angrenajelor l-a avut cicloida, utilizată pentru prima dată de Galileo Galilei. Fizicianul olandez Huygens a formulat procedeul de generare a cicloidei și a introdus noțiunea de evolventă (1673) [5]. Fondatorii geometriei moderne a danturii angrenajelor au fost Phillipe de la Hire (1640-1768), Camus (1690-1768) și Leonard Euler.

Mini transmisii mecanice. Transmisii ordinare. În multe cazuri în mecanica fină se utilizează trenuri formate din roți dințate cilindrice. Avantajele acestor transmisii sunt: simplitatea tehnologică de fabricare a roților dințate; randament mecanic destul de înalt ($\eta = 0,96 \dots 0,99$) și o capacitate portantă relativ mare. Însă dezavantajele transmisiilor ordinare la utilizarea lor ca transmisii cinematice, unde este necesar un raport de transmitere mare, sunt numărul mare de trepte și elemente de angrenare, fapt care duce la mărirea gabaritelor transmisiei și la creșterea prețului de cost. Raportul de transmitere în acest caz se determină cu relația:

$$i = \frac{z_2}{z_1} \cdot \frac{z_4}{z_3} \cdot \frac{z_6}{z_5} \cdot \frac{z_n}{z_{n-1}}, \quad (8.1)$$

unde $z_1, z_2, \dots, z_n$ sunt numerele de dinți ai roților dințate.

În fig.8.7 se prezintă o schemă tipică a unei mini transmisii cu roți

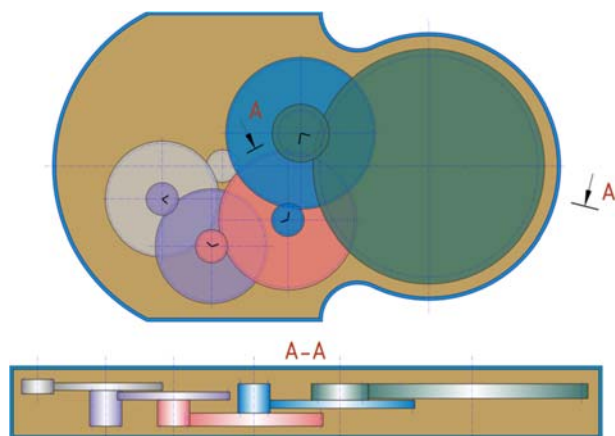


Fig. 8.7. Transmisie ordinară cu roți dințate cilindrice ($i = 2400$).

dințate în mai multe trepte cu raport de transmitere $i = 2400$. Din acest motiv în ultimul timp transmisiile ordinare sunt înlocuite cu transmisiile cinematice planetare cu roți dințate cilindrice, care posedă parametri funcționali mai ridicați (v. cap. 9).

În fig. 8.8 se prezintă o gamă de reductoare cu roți dințate cilindrice cu diferită amplasare spațială a arborilor, de asemenea, o gamă de roți dințate obținute prin turnare din masă plastică.



Fig. 8.8. Mini-reductoare cu roți dințate cilindrice.

8.3. Tehnologii de fabricare a roților dințate de dimensiuni mici

8.3.1. Fabricarea roților dințate din mase plastice

Elaborarea unei transmisii cu roți dințate din mase plastice fiabilă în exploatare, este posibilă numai în cazul în care sunt respectate toate particularitățile constructiv-cinematice ale angrenajului și, în special, luate în calcul proprietățile fizico-mecanice și tehnologice ale materialelor roților dințate.

Rezistența și durabilitatea funcționării angrenajului depind de materialul utilizat, de dimensiunile roților dințate, de precizia executării acestora și de alți factori. La fabricarea roților dințate prin turnare din mase plastice un rol important are alegerea corectă a construcției roții dințate, care trebuie să corespundă cerințelor de tehnologicitate, de economisire a materialului, de micșorare a costului de fabricație.

În baza analizei condițiilor de exploatare a transmisiei se elaborează construcția roților dințate, se alege materialul polimer cu considerarea proprietăților privind flexibilitatea, termoconductibilitatea, rezistența mecanică, și dependența acestora de temperatură și viteza de încărcare, relaxarea sarcinii etc. În construcția roții dințate trebuie să fie respectată omogenitatea secțiunilor și grosimea pereților pentru ca diferența dintre dimensiunile maxime și minime să nu depășească 25 – 30 %. Pentru a asigura formarea roților de calitate este importantă alegerea schemelor

raționale ale sistemelor de turnare cu distribuirea corectă a punctelor de injecție. Pe lângă aceasta trebuie respectat principiul umplerii succesive a formei cu topitură de polimer, începând cu secțiunile de dimensiuni mari.

La scoaterea din forme a roților dințate cu grosimea mică a pereților există riscul deformării lor. Pentru înlăturarea acesteia, în discul roții se prevăd nervuri de rigiditate, cu grosimi uniforme și înclinări tehnologice. Pe lângă aceasta trebuie de avut în vedere, că la un număr mic de nervuri de rigiditate pot apărea poligonalități pe coroana dințată, fiindcă contracția radială a sectoarelor danturii roților, unde sunt amplasate nervurile de rigiditate, diferă de sectoarele unde lipsesc.

Criteriile de alegere a materialului. Nivelul sarcinii din angrenaj este cel mai important criteriu la alegerea materialului, de care depinde limita capacității portante a roților angrenate. Sarcina înaltă condiționează alegerea maselor plastice dure și rigide, în particular, termoplastele armate. La majorarea vitezelor roților angrenate are loc creșterea căldurii degajate în zona de contact și diminuarea capacității portante a angrenajului. Criteriile de bază ale alegerii materialului pentru roți dințate sunt temperatura admisibilă la exploatarea de lungă durată și termorezistența. La sarcini mici și viteze unghiulare mari urmează de așteptat un nivel de zgomot și vibrații mai ridicat. În acest caz este necesar de utilizat materiale cu proprietăți înalte de amortizare, în special, recomandate pentru transmisiile solicitate cu sarcină de șoc.

Caracteristicile funcționale ale transmisiei în mare parte depind și de proprietățile de ungere a lubrifiantului. În cazul utilizării lubrifiantilor se ia în considerație acțiunea acestora asupra proprietăților reologice ale materialului. Deformațiile posibile ale roților dințate influențează negativ asupra preciziei cinematice a transmisiei, de aceea este nevoie de determinat deformațiile limită. În afară de aceasta, trebuie de ținut cont de influența asupra rezistenței materialului a substanțelor chimice active provocatoare de microfisuri și tensiuni remanente în stratul superficial al suprafețelor active, care intensifică procesul de deteriorare a acestora.

8.3.2. Fabricarea roților dințate din pulberi metalici

Metalurgia pulberilor s-a dezvoltat foarte intens în ultimele decenii, atât din punct de vedere tehnologic cât și ca activitate industrială. Actualmente nu există nici o ramură a tehnicii moderne care să nu profite din plin de avantajele metalurgiei pulberilor. În p.1.5.3 se prezintă principiile generale ale tehnologiilor pulberilor.

Metalurgia pulberilor permite realizarea mai completă a tendințelor moderne de producție - fabricarea în masă, consum relativ mic de energie

la fabricarea pieselor de înaltă calitate, utilizarea materialului inițial fără pierderi, automatizarea, introducerea controlului static al calității.

De exemplu, la fabricarea roților dințate din pulberi metalici coeficientul de utilizare a materialului este de 95%, consumul energetic – 29 Mj/kg, iar la piesele turnate acești indici au valorile de 90% și 30...38 Mj/kg, iar după prelucrarea mecanică - 40...50% și, respectiv, 66...82 Mj/kg [25]).

Domeniile de utilizare a roților dințate obținute din pulberi metalici variază de la dispozitive de acționare cinematice și de putere cu destinație generală și specială până la dispozitive pentru transmiterea mișcării în spații ermetice în tehnica chimică, atomică și cosmică, transmisii hidraulice etc. De aceea și pulberii metalici cu caracteristicile necesare pentru fabricarea și exploatarea pieselor angrenajelor se va alege atât în funcție de condițiile de exploatare cât și de particularitățile acestor domenii (medii agresive, vid, frecare fără ungere ș.a.).

Alegerea pulberilor metalici. Pentru fabricarea roților dințate cu destinație generală se utilizează pulberi metalice slab aliate, obținute prin metode mecanice de pulverizare cu apă sau ulei, inclusiv prin metode chimice de reducere (prin recoacere de difuzie). Pulberea metalică de marca *PJV 2.160.24* (GOST 9849-86) obținută prin încălzire în atmosferă de reducere cu carbon solid (recoacere de difuzie) este analog pulberii elvețiene *NC 100.24* din grupa de pulberi „*Distaloy*” a firmei „*Hoganas*”, care are caracteristicile $\sigma = 580...750 \text{ MPa}$, $180...200 \text{ HV}$. Acești pulberi se vor utiliza pentru executarea roților dințate de configurație complicată și puritate înaltă, în special, în cazurile când piesele sunt supuse unui tratament de îmbibare cu ulei sau lubrifianți solizi [25].

8.4. Angrenaje cilindrice

8.4.1. Generalități. Clasificare. Noțiuni fundamentale

Principiul de funcționare al transmisiei cu roți dințate se bazează pe angrenarea perechilor de roți dințate. Toate noțiunile și parametrii, care se referă la geometria și cinematica transmisiilor cu roți dințate, sunt standardizate. Standardele stabilesc termenii, notațiile și metodele de calcul ale parametrilor geometrici. Cea mică din perechea de roți dințate se numește **pinion**, iar cea mare – **roată**. Parametrilor **pinionului** li se atribuie indicele 1, parametrilor **roții** – 2.

z_1 și z_2 – numărul de dinți ai pinionului și roții;

p – pasul circular pe cercul de divizare, *mm*;

α – unghiul de angrenare, conform standardului $\alpha = 20^\circ$;

m – modulul angrenării, definit ca raportul dintre p/π , mm . Valorile modulului sunt standardizate în gama de la 0,05 până la 2 mm .

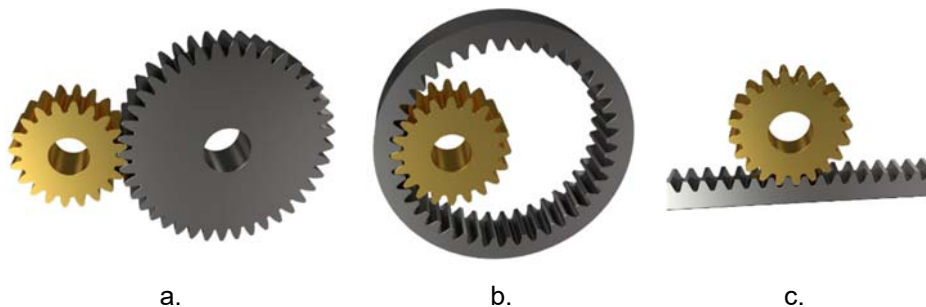


Fig. 8.9. Angrenaje cu roți dințate cilindrice.

Avantajele transmisiilor cu roți dințate:

- capacitate portantă înaltă și, ca urmare, gabarite mici;
- fiabilitate și o durată înaltă de funcționare (practic nelimitată);
- randament înalt (0,97...0,98 la o treaptă);
- raport de transmitere constant (lipsa glisării);
- posibilitatea utilizării într-o gamă largă de viteze, de putere și rapoarte de transmitere (până la câteva sute).

Dezavantaje:

- cerințe înalte față de precizia de fabricare;
- zgomot la viteze mari;
- rigiditate înaltă, care nu permite compensarea sarcinilor dinamice.

Transmisiile cu roți dințate cilindrice sunt cele mai răspândite, ca fiind mai simple în fabricare și exploatare, mai fiabile și de gabarite mici. Celelalte transmisii se utilizează în acele cazuri, când aceasta este necesar conform condițiilor de aranjare a mașinii.

Dantura roților dințate, care este partea lor principală de lucru, poate avea: dinți drepecți, a căror direcție este paralelă cu generatoarea roții (fig.8.9), înclinați sub un anumit unghi față de generatoare (fig.8.1,b) și curbi, formați dintr-un arc de cerc, cicloidă, evolventă etc.

Contactul dintre dinții roților poate fi exterior, când sensul de rotație se schimbă (fig.8.9,a), sau interior, când sensul de rotație rămâne același (fig.8.9,b). Pentru precizarea acestui fapt se obișnuiește, uneori, ca, în cazul contactului exterior, raportul de transmitere să se noteze cu semnul minus, iar în cazul contactului interior – cu semnul plus.

8.4.2. Elemente geometrice ale danturii

Cea mai importantă parte a roților dințate este, desigur, dantura acestora, prin care se transmite și transformă mișcarea. Principalele elemente geometrice ale danturii și relațiile fundamentale dintre ele se vor

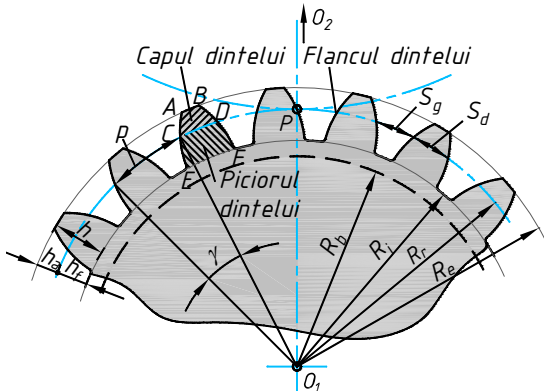


Fig. 8.10. Elementele geometrice principale ale roților dințate.

stabili pentru roțile dințate cilindrice cu dinți drepecți, urmând să se facă completările necesare la fiecare din celelalte tipuri de roți. Definiția amănunțită a elementelor geometrice ale roților dințate este prezentată în standardele specializate.

Se va examina o porțiune dintr-o roată dințată cilindrică, având dantura exterioară (fig. 8.10). Cercul

cu raza R_r și cercul corespunzător al roții pereche, reprezentând cercul de fricțiune, care, rostogolindu-se fără alunecare peste cercul celeilalte roți poate înlocui angrenajul cu o transmisie cilindrică prin fricțiune, se numește *cerc de rostogolire*.

Porțiunea $ABCD$ dintr-un dinte, exterioară cilindrului de rostogolire, se numește *capul dintelui*, iar porțiunea $CDEF$, interioară cilindrului de rostogolire, se numește *picioarul dintelui*. Cercul cu raza R_a , care delimitează spre exterior dinte, este cercul de vârf (exterior), iar cel cu raza R_f , care-l delimitează spre interior, se numește cerc de picior (interior). Distanța h , măsurată radial, dintre cele două cercuri se numește înălțimea dintelui și este:

$$h = h_a + h_f, \quad (8.2)$$

unde h_a este înălțimea capului, iar h_f – înălțimea piciorului dintelui.

Suprafețele reprezentate prin curbele AE și BF , care delimitează dinte lateral, se numesc flancurile (stâng și drept) dintelui, iar, în secțiune, curbele AE și BF se numesc profilurile dintelui.

Arcul măsurat pe unul din cercurile cu centrul în O_1 , între două puncte identice de pe doi dinți consecutivi, reprezintă pasul pe cercul respectiv și se notează cu p . Dacă se notează prin z numărul de dinți ai roții și cu d diametrul cercului, se poate scrie:

$$p = \frac{\pi d}{z}. \quad (8.3)$$

Lățimea dintelui se notează prin s_d , iar lățimea golului dintre dinți prin s_g , deci $p = s_d + s_g$. Cercul, pe care pasul, este egal cu pasul de referință sau normalizat se numește cerc de divizare, iar diametrul său se notează prin d . Pentru a introduce în calcule, în locul pasului (mărime incommensurabilă), numere întregi se folosește noțiunea de modul de angrenare

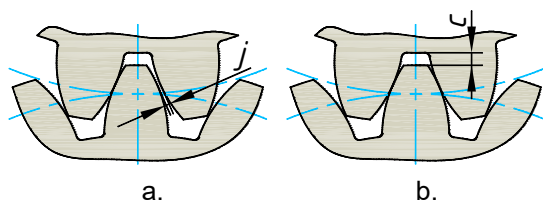


Fig. 8.11. Jocurile de flanc și de picior.

numărul de dinți. Modulul este o mărime comensurabilă, standardizată. Două roți angrenează dacă au același pas, deci și același modul.

Dintre elementele geometrice mai importante, mai trebuie menționat jocul de flanc, ca distanță între flancurile a doi dinți care nu transmit efort (fig.8.11,a) și jocul de picior, ca distanță între vârful unei roți și cercul de picior al roții conjugate (fig.8.11,b).

Teorema de bază a angrenării. Pentru asigurarea angrenajului continuu, a două roți dințate cu un raport de transmitere constant, este necesar ca curbele de profil, care mărginesc dinții conjugați să corespundă **legii fundamentale a angrenării** (Teorema Willis), care spune:

Profilurile conjugate ale dinților roților dințate trebuie astfel construite încât în timpul angrenării normala lor comună în punctele succesive de contact să treacă prin polul angrenării.

Pentru demonstrarea teoremei formulate este necesar de studiat două corpuri aflate în contact, care se rotesc cu vitezele unghiulare constante ω_1 , ω_2 în jurul centrelor de rotație O_1 , O_2 (fig.8.12,a). Distanța dintre axe $a_w = O_1O_2$.

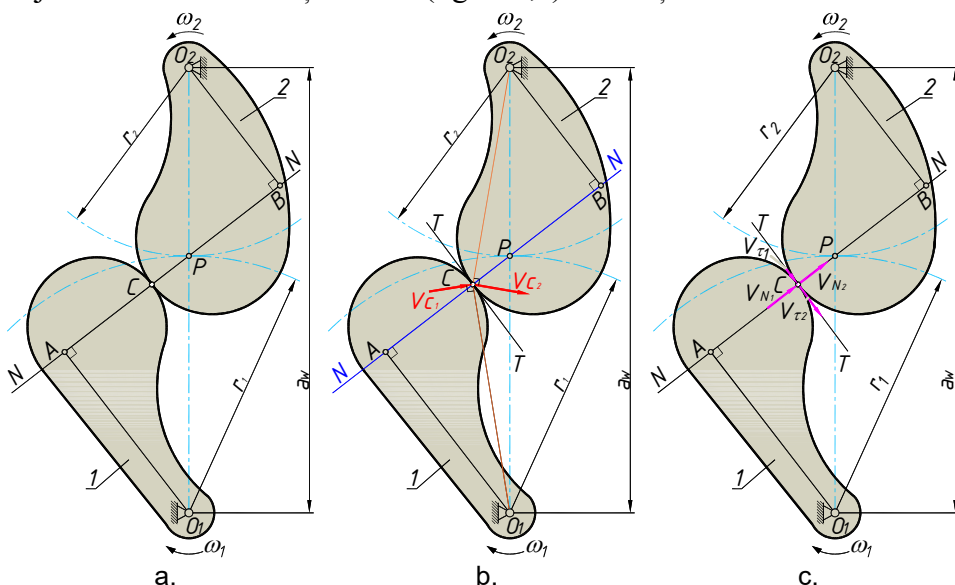


Fig. 8.12. Legea fundamentală a angrenării.

$$m = \frac{p}{\pi} = \frac{d}{z}, \quad (8.4)$$

care se mai numește și pas diametral, deoarece rezultă din împărțirea diametrului cercului de divizare la

Corpurile 1 și 2 angrenează în punctul de contact C . Pentru transmiterea forțelor de presiune de la un corp la altul, în punctul de contact C trebuie să existe o normală comună NN a curbilor profilurilor, care angrenează. Această normală intersectează linia centrelor de rotire O_1O_2 în punctul P – *polul de angrenare*.

Coborâm perpendicularele O_1A și O_2B din centrele de rotire pe normala NN , iar prin p. P ducem două arce de cerc cu razele r_1 și r_2 . În conformitate cu legea mișcării circulare, vectorii vitezelor p. C al elementelor 1 și 2 sunt perpendiculari pe razele duse din punctul de rotire până la punctul de contact, și egale ca modul (fig.8.12,b):

$$\begin{aligned} v_{c1} &= \omega_1 \cdot O_1C, \\ v_{c2} &= \omega_2 \cdot O_2C, \end{aligned} \quad (8.5)$$

unde O_1C și O_2C sunt distanțele de la punctul de contact C până la cele două centre de rotație.

Descompunând imaginar acești doi vectori după normala NN și tangenta TT în punctul de contact C se obțin componentele normale v_{N1} și v_{N2} , care se vor numi viteze normale de contact, și componentele tangențiale v_{t1} și v_{t2} , care se vor numi viteze tangențiale de contact (fig.8.12,c). Este cert faptul că pentru asigurarea angrenajului permanent între două corpuri este necesar să se respecte condiția: $v_{N1} = v_{N2}$, în caz contrar, primul corp ar trebui să intre în corpul doi sau să rămână în urma acestuia.

În același timp, este clar că și vitezele absolute v_A și v_B ale p. A și B sunt orientate pe normala NN și trebuie să fie egale cu vitezele normale de contact: $v_A = v_{N1} = v_{N2} = v_B$, în caz contrar, ar trebui să se modifice dimensiunile corpurilor ce intră în contact.

Luând în considerație asemănarea triunghiurilor AO_1P și BO_2P și în conformitate cu relația de mai sus, vom avea:

$$v_A = \omega_1 \cdot AO_1 = v_B = \omega_2 \cdot BO_2 \Leftrightarrow \omega_1 / \omega_2 = BO_2 / AO_1, \quad (8.6)$$

așa cum $BO_2/AO_1 = PO_2/PO_1$, vom avea: $\omega_1/\omega_2 = r_2/r_1$ acest raport se numește raport de transmitere și se notează cu i .

Din cele expuse mai sus reiese că pentru asigurarea unui raport de transmitere constant $i = \omega_1/\omega_2 = \text{const.}$, punctul P , numit *polul angrenării*, trebuie să-și păstreze poziția neschimbată (fixă) pe linia centrelor de rotire și să împartă distanța dintre axe a_w în raportul r_2/r_1 . Traectoria punctelor succesive de contact dintre profilurile dinților se numește *linie de angrenare*.

Chiar dacă raportul de transmitere se menține constant, deci componentele normale ale vitezelor sunt egale, componentele tangențiale sunt diferite:

$$v_{\tau 1} \neq v_{\tau 2},$$

cu excepția polului P al angrenajului unde sunt egale. Diferența dintre valorile acestor componente crește cu depărtarea punctului de contact C de polul de angrenare P .

8.4.3. Curbe folosite pentru profilul dinților

Cerințe înaintate către curbele pentru angrenajele roților dințate:

- Satisfacerea cerințelor **legii fundamentale a angrenării** printr-o construcție cât mai simplă;
- tehnologie simplă de realizare;
- capacitate portantă ridicată;
- asigurarea interschimbabilității;
- sensibilitate redusă la erorile de execuție și montaj.

Cu toate că teoria oferă o infinitate de curbe pentru profilul dinților conjugați, în realitate, datorită cerințelor menționate mai sus, avem doar câteva tipuri de curbe utilizate în construcția de mașini pentru profilul dinților angrenajelor. Dintre acestea pot fi menționate:

- curbe evolventice (fig.8.14);
- curbe circulare;
- curbe epicicloidale și hipocicloidale (fig.8.13);

Epiciclopedia este descrisă de un punct al unui cerc numit ruletă care se rostogolește fără alunecare pe partea exterioară a unui cerc de bază, iar hipociclopedia este descrisă de un punct al unui cerc numit ruletă care se rostogolește fără alunecare pe partea interioară a unui cerc de bază (fig.8.13).

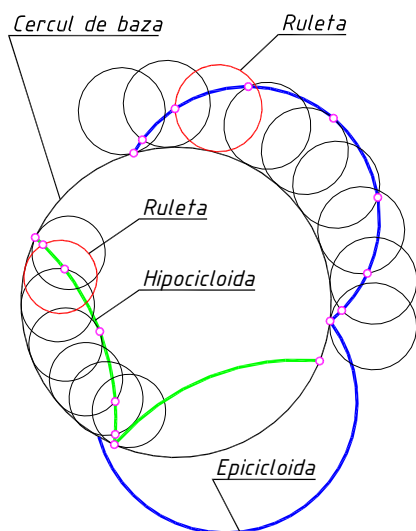


Fig. 8.13. Curbe epicicloidale și hipocicloidale.

Evolventa este descrisă de un punct al unei drepte care se rostogolește fără alunecare pe un cerc de bază (fig.8.14).

Dintre curbele ciclice, evolventa satisface cel mai complet cerințele menționate mai sus și de aceea se folosește, cel mai frecvent, în construcția profilurilor dinților roților dințate.

Pentru reprezentarea grafică a evolventei (se va înțelege de aici înainte, în mod limitativ, prin evolventă, numai evolventa cercului), se împarte cercul de bază (fig.8.14) într-un număr de arce

egale, prin punctele $1', 2', \dots$. Se duc tangente la cerc în aceste puncte și se iau pe ele segmentele: $1'1 = \text{arc } P1$; $2'2 = \text{arc } P2$; $3'3 = \text{arc } P3, \dots$. Întrucât dreapta generatoare se rostogolește fără alunecare pe cercul de bază, punctele $1', 2', 3' \dots$ obținute, aparțin evolventei, care se trasează prin unirea lor.

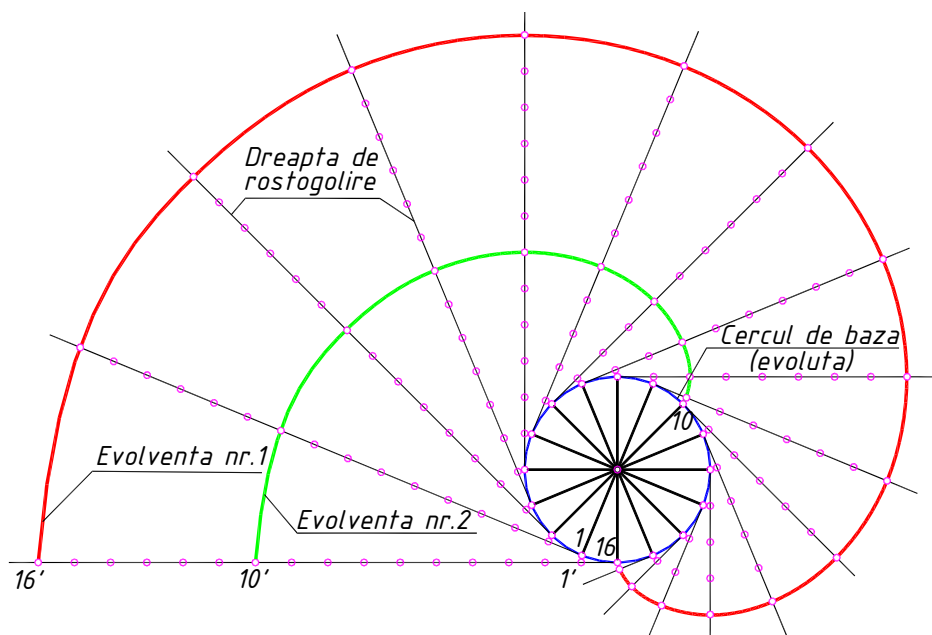


Fig. 8.14. Realizarea evolventei.

Din construcția evolventei rezultă că ea se caracterizează prin aceea că: nu are puncte în interiorul cercului de bază (punctul ei inițial este chiar pe acest cerc); normala în orice punct, fiind tocmai dreapta care o generează, este tangentă la cercul peste care se rostogolește, adică la cercul de bază; centrul de curbură în orice punct al ei se află pe cercul de baza; raza de curbură în orice punct este egală cu lungimea arcului peste care se rostogolește segmentul de dreaptă, care reprezintă raza de curbură. Acestea stau la baza stabilirii ecuațiilor parametrice, în coordonate polare și carteziane, ale evolventei.

Formarea danturii cu ajutorul evolventei: Curba evolventă, teoretic nelimitată la un capăt, pentru formarea flancului dintelui se limitează printr-o suprafață exterioară, care este suprafața cilindrului de strunjire, reprezentată prin cercul exterior. Astfel, flancul evolventic este cuprins între originea evolventei, situată pe cercul de bază și suprafața reprezentată prin cercul exterior (fig.8.15).

Parametrii de bază:

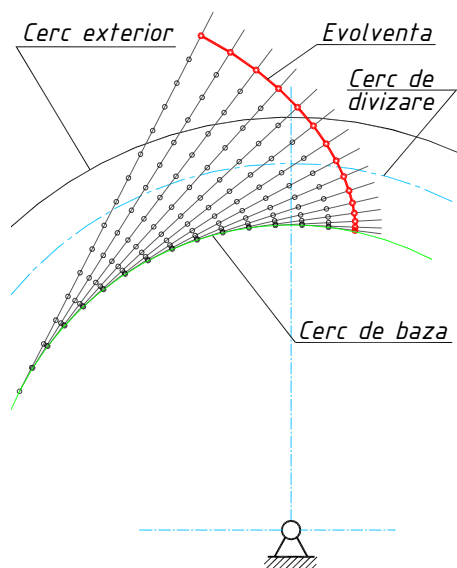


Fig. 8.15. Formarea danturii cu ajutorul evolventei.

1. Unghiul de presiune α , care aflându-se în polul de angrenare P , se numește unghi de angrenare ($\alpha=20^\circ$).

2. Pasul danturii, p [mm], este un multiplu al numărului π , definit ca fiind distanța dintre două flancuri consecutive, măsurată pe arcul suprafeței de rostogolire.

3. Modulul m [mm], este un parametru de bază al angrenajului care, multiplicat prin anumiți coeficienți, dă valori caracteristice danturii. Valorile modulului sunt standardizate.

8.4.4. Cinematica angrenării dinților în evolventă

8.4.4.1. Segmentele de angrenare. Trasarea formei dinților

La roțile dințate cu profil în evolventă, linia de angrenare este o dreaptă și anume, tangenta comună interioară a cercurilor de bază ale celor două roți, deci, punctul de contact al profilurilor în evolventă se găsește permanent pe această dreaptă. Explicația rezultă simplu, dacă se presupune că la o mișcare de întâmpinare a celor două profiluri în evolventă E_1 și E_2 , ele vor face contact în punctele a_1 și a_2 . Ducându-se normala a_1n_1 la profilul E_1 , ea va fi tangentă la cercul de bază al roții 1, iar normala a_2n_2 la profilul E_2 , la cercul de bază al roții 2 (fig.8.16,a). În momentul contactului celor două evolvente E_1 și E_2 în punctul $a(a_1 a_2)$, acestea vor avea o normală comună, adică dreptele a_1n_1 și a_2n_2 se vor dispune pe o singură dreaptă NN , rămânând tangente fiecare la cercul său de bază. Dreapta astfel obținută reprezintă locul geometric al punctelor de contact ale celor două profiluri, adică linia de angrenare.

Dacă se urmărește angrenarea unei perechi de roți dințate, se observă că începutul și sfârșitul contactului la o pereche de dinți are loc în punctele exterioare extreme ale dinților. Prin trasarea cercurilor exterioare ale roților până la intersecția lor cu linia de angrenare NN , se determină punctele K_1 și K_2 , unde începe sau se termină contactul (fig.8.16,b). Porțiunea K_1K_2 din linia de angrenare se numește porțiune de lucru sau activă.

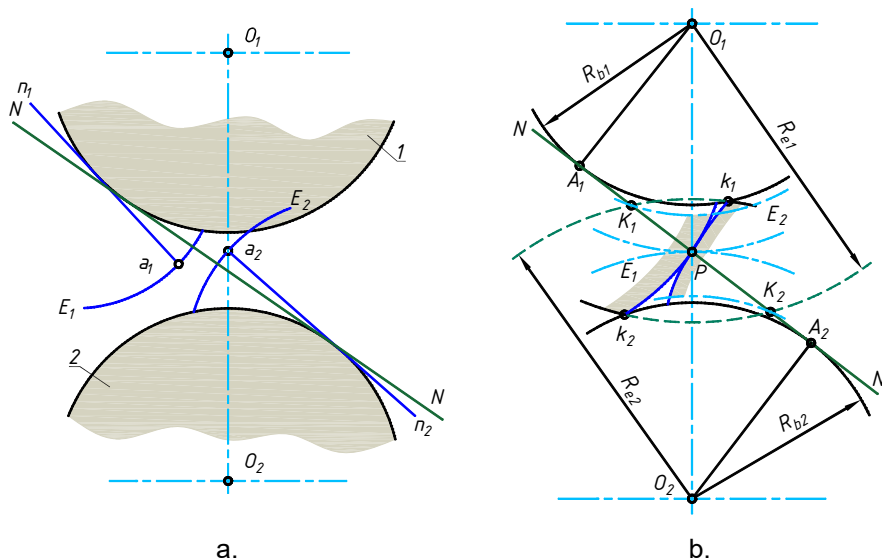


Fig. 8.16. Segmentele liniei de angrenare și trasarea formei dinților.

Dacă cu centrele în O_1 și O_2 , centrele de rotație ale roților, și cu razele O_1K_1 și O_2K_2 se duc arce de cerc până la intersecția lor cu evolventele E_1 și E_2 , se determină punctele, unde extremitatea dintelui unei roți face contact cu dințele roții, cu care angrenează, adică punctele k_1 și k_2 , care stabilesc porțiunile active sau de lucru de pe flancurile dinților. Punctele de pe evolventele E_1 și E_2 , care nu aparțin porțiunilor de lucru, nu participă la angrenare.

Când razele cercurilor interioare sunt mai mici decât razele cercurilor de bază, porțiunea de profil dintre cercul de bază și cel interior nu poate fi trasată după evolventă. Această porțiune se poate trasa după drepte diametrale, dar trebuie să se asigure neparticiparea ei la angrenare, deoarece întregul calcul presupune transmiterea după profilul în evolventă. De aici rezultă că evolventă E_1 poate intra în angrenare în punctul inițial, aflat pe cercul de bază, adică în punctul A_1 de contact al normalei NN cu acest cerc, iar evolventa E_2 în punctul A_2 . Porțiunea de lucru K_1K_2 nu trebuie să depășească limitele segmentului A_1A_2 , care se numește segment limită de angrenare.

Întrucât porțiunea activă din linia de angrenare se determină prin cercurile exterioare ale celor două roți, rezultă regula importantă că, cercurile exterioare ale roților nu trebuie să intersecteze linia NN în afara segmentului limită de angrenare. Nerespectarea acestei reguli poate duce la blocarea angrenajului și la alte deficiențe în funcționare.

Pe baza celor arătate se trasează forma dintelui cu profil în evolventă. Din centrul O_1 se duce un cerc cu raza R_{b1} și, alegându-se pe el un punct inițial convenabil, se trasează evolventa E_1 prin puncte, astfel ca ea să treacă prin polul P al angrenajului. Se duce normala NN la evolventă E_1 prin polul P care va fi tangentă la cercul de rază R_{b1} . Din punctul O_2 , centrul roții conduse, se duce o perpendiculară pe normala NN și se determină cercul de rază $R_{b2}=A_2O_2$. Alegând pe acesta un punct convenabil, se construiește evolventa E_2 , tangentă la evolventă E_1 în polul angrenajului. Curbele E_1 și E_2 sunt curbe conjugate și pot fi utilizate la trasarea profilului dinților. Oricare ar fi poziția celor două profiluri tangente între ele în punctul P , normala lor comună va face un unghi $\alpha = \text{const.}$ cu tangenta comună dusă la cercurile de rostogolire. Acest unghi, care reprezintă unghiul de angrenare, este standardizat, pentru tipizarea construcțiilor de roți dințate, în majoritatea cazurilor la valoarea de 20° . Determinarea completă a profilului se face prin trasarea cercurilor exterioare și interioare.

Din cele arătate privitor la cinematica angrenării rezultă noi proprietăți, care se referă, nu la profilul singular, ci la transmiterea mișcării cu ajutorul a două evolvente, deci la angrenaj și nu la roată. Astfel, dacă pe două roți cu centrele în O_1 și O_2 (fig.8.17) se trasează evolvente la distanțe egale cu pasul p_b pe cercurile de bază, acestea fac contact pe o linie dreaptă, linia de angrenare.

Evolventele taie segmente egale pe linia de angrenare, deci pentru a fi în contact ele trebuie să fie la aceeași distanță unele de altele pe ambele roți. Aceasta înseamnă că pasul p_b pe cercul de bază trebuie să fie același și, ca urmare, pasul pe cercul de rostogolire p_r se poate exprima în raport cu pasul pe cercul de bază p_b . Deoarece arcele pe cele două cercuri concentrice subîntind același unghi, se scrie:

$$\frac{p_r}{R_r} = \frac{p_b}{R_b}. \quad (8.7)$$

Din triunghiul O_1A_1P rezultă:

$$R_b = R_r \cos \alpha,$$

deci,

$$\frac{p_r}{R_r} = \frac{p_b}{R_r \cos \alpha} \quad \text{sau} \quad p_r = \frac{p_b}{\cos \alpha}. \quad (8.8)$$

Din asemănarea triunghiurilor O_1A_1P și O_2A_2P se poate scrie:

$$\frac{R_{b2}}{R_{b1}} = \frac{R_{r2}}{R_{r1}} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = i_{12}, \quad (8.9)$$

ceea ce arată că mărimea razelor cercurilor de bază determină univoc raportul de transmitere.

Din egalitatea de rapoarte (8.9) se obține:

$$\frac{R_{r2}}{R_{r1}} = \frac{\omega_1}{\omega_2} \quad \text{și} \quad \frac{R_{b2}}{R_{b1}} = \frac{\omega_1}{\omega_2},$$

de unde

$$R_{r1}\omega_1 = R_{r2}\omega_2 = v$$

$$\text{și} \quad (8.10)$$

$$R_{b1}\omega_1 = R_{b2}\omega_2 = v_b.$$

Rezultă că, la angrenarea roților cu dinți în evolventă nu numai vitezele pe cercurile de rostogolire sunt egale ci și cele de pe cercurile de bază. Dacă se înlocuiește:

$$R_{b1} = R_{r1} \cos \alpha \quad \text{și} \quad R_{b2} = R_{r2} \cos \alpha,$$

se obține

$$v_b = R_{r1}\omega_1 \cos \alpha = R_{r2}\omega_2 \cos \alpha$$

sau

$$v_b = v \cos \alpha,$$

ceea ce se poate vedea din figura 8.17.

O a doua proprietate, care privește transmiterea mișcării, constă în faptul că angrenajul format din două roți cu profil în evolventă, este insensibil din punct de vedere cinematic la modificările mici ale distanței dintre centrele de rotație ale celor două roți.

Dacă cercurile de bază au centrele în O_1 și O_2 (fig. 8.18) și se modifică poziția lui O_2 în O'_2 , distanța dintre axe crește de la valoarea a_0 la a , linia de angrenare se mută din poziția A_1A_2 în $A'_1A'_2$, polul din P în P' , iar unghiul de angrenare crește de la α_0 la α ($\alpha > \alpha_0$).

Întrucât razele cercurilor de bază s-au păstrat aceleași, raportul de transmitere este:

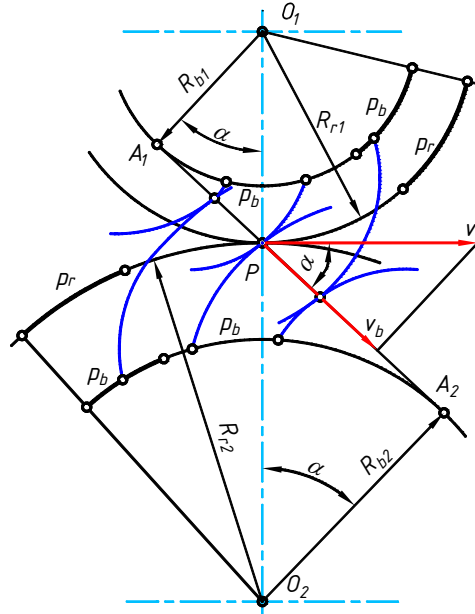


Fig. 8.17. Pașii și vitezele pe cercurile de bază și pe cercurile de rostogolire.

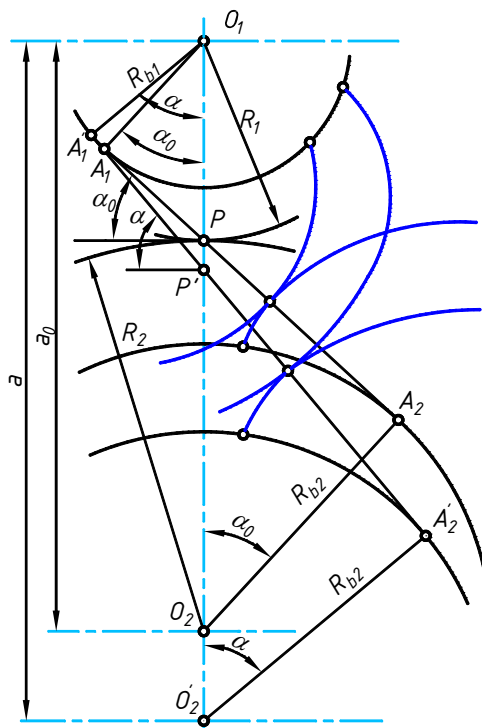


Fig. 8.18. Insensibilitatea angrenajului cu profil în evolută la variația distanței dintre centrele de rotație ale roților.

$$i_{12} = \frac{R_{b2}}{R_{b1}},$$

și din asemănarea perechilor de triunghiuri cu unghiurile opuse la vârful din P (raza $R=R_r$) și P' (raza $R=R'_r$) se poate scrie:

$$i_{12} = \frac{R_{r2}}{R_{r1}} = \frac{R_{b2}}{R_{b1}} = \frac{\omega_1}{\omega_2} \quad \text{și}$$

$$i_{12} = \frac{R'_{r2}}{R'_{r1}} = \frac{R_{b2}}{R_{b1}} = \frac{\omega_1}{\omega_2}. \quad (8.11)$$

Legea fundamentală a angrenării se respectă, noile cercuri de rostogolire împart și ele linia centrelor într-un raport invers cu vitezele unghiulare și au vitezele periferice egale.

Insensibilitatea angrenării pofilelor în evolută, la modificarea distanței dintre axe, reprezintă o proprietate utilă la deplasarea profilurilor în vederea perfecționărilor funcționale și constructive și la

remedierea unor defecte rezultate din montaj și din uzura lagărelor și flancurilor dinților.

Dacă se scriu relațiile între raze, la angrenajul obișnuit și modificat, rezultă:

$$R_{b1} = R_{r1} \cos \alpha_0, \quad R_{b2} = R_{r2} \cos \alpha_0, \quad \text{și} \quad R_{b1} = R'_{r1} \cos \alpha, \quad R_{b2} = R'_{r2} \cos \alpha,$$

de unde

$$a_0 = R_{r1} + R_{r2} = \frac{R_{b1} + R_{b2}}{\cos \alpha_0} \quad \text{și} \quad a = R'_{r1} + R'_{r2} = \frac{R_{b1} + R_{b2}}{\cos \alpha} \quad (8.12)$$

și prin urmare,

$$a_0 \cos \alpha_0 = a \cos \alpha. \quad (8.13)$$

În relația (8.13), fundamentală pentru angrenarea profilurilor în evolută, distanța a_0 corespunde unui angrenaj, la care cercurile de rostogolire coincid cu cele de divizare.

8.4.4.2. Cremaliera de referință

Dacă la o pereche de roți dințate, raza unei roți se transformă într-o dreaptă, roata se transformă într-un segment dințat sau într-o cremalieră (fig. 8.19). Dreapta de rostogolire a cremalierii se confundă cu tangenta MM , dusă prin pol la cercul de rostogolire; normala NN la profiluri face cu tangenta MM , care este și dreaptă de rostogolire, unghiul de

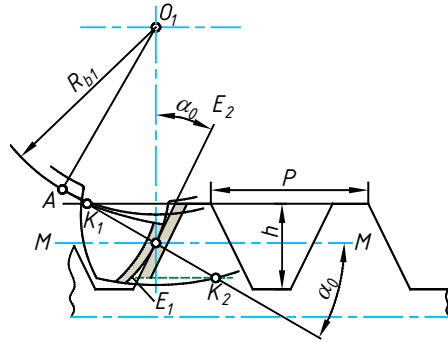


Fig. 8.19. Obținerea cremalierii de referință.

angrenare α , iar evolventa E_2 s-a transformat într-o dreaptă, obținută prin rostogolirea normalei NN de-a lungul cercului de rază infinită, MM . Dacă nu raza roții conduse, ci raza roții conducătoare este infinită, în locul acestei roți se va obține o cremalieră cu același profil, ca și cremaliera roții conduse. De aici rezultă că, pentru ca două roți dințate cu profil în evolventă să poată angrena una cu alta, este necesar ca ele să angreneze independent cu aceeași cremalieră. Aceasta prezintă o dublă importanță practică. Prima constă în posibilitatea determinării elementelor geometrice ale danturii unei roți dințate din elementele principale ale cremalierii, motiv pentru care ultima se numește cremalieră de referință.

Elementele geometrice principale ale cremalierii sunt:

- pasul p , care spre deosebire de roți este același pentru orice dreaptă paralelă cu baza sau cu linia medie MM a profilului, denumită și dreapta de referință; pe dreapta de referință lățimea dintelui s_d este egală cu lățimea golului s_g , deci cu $p/2$;
- unghiul la vârf al cremalierii α_0 egal cu unghiul de angrenare α (la roțile, la care cercul de divizare coincide cu cercul de rostogolire și dreapta MM este tangentă la acest cerc);
- înălțimea h a dintelui cremalierii, între dreapta de fund și dreapta de vârf.

În figura 8.19 este reprezentată schematic și angrenarea roții cu cremaliera, arătându-se porțiunea activă din linia de angrenare și porțiunile de lucru ale profilurilor.

O a doua importanță practică constă în aceea, că, dacă o roată dințată poate angrena cu o cremalieră, având flancuri drepte, profilul în evolventă se poate executa cu ajutorul unei scule în formă de cremalieră, ca și când aceasta ar angrena cu roata, a cărei dantură o taie. O asemenea sculă, cu flancuri drepte, este, bineînțeles, ușor de confecționat.

Pentru normalizarea roților dințate, profilul și dimensiunile cremalierii de referință, identice cu ale cremalierii scule, sunt standardizate. Pentru roțile cu modul $m > 1 \text{ mm}$, forma și principalele dimensiuni sunt date în standard și sunt arătate în figura 8.20,a. Principalele valori pentru $m > 1$ sunt: 1,25; 1,5; 2; 2,5; 3; 4; 5; 6; 8; 10; 12; 16; 20; iar pentru $m < 1$ sunt: 0,3; 0,4; 0,5; 0,6; 0,7; 0,8 (la unele aparate de înaltă finete se utilizează și modulele de 0,1 și 0,2 mm).

Celelalte elemente geometrice ale cremalierii, care determină și elementele geometrice ale roților, sunt:

- înălțimea capului dintelui, $h_a = f_0 m$ (f_0 este coeficientul de înălțime al capului dintelui care, de cele mai multe ori, se ia egal cu 1);
- înălțimea piciorului dintelui, $h_f = h_a + c = 1,25 m$ (unde $c = c_0 m = 0,25m$ este jocul radial la piciorul dintelui; uneori se ia $c_0 = 0,3$);
- înălțimea totală a dintelui (cu jocul radial de la piciorul dintelui), $h = 2,25 m$.

Unghiul la vârf al cremalierii, corespunzător unghiului de angrenare, este: $\alpha_0 = 20^\circ$.

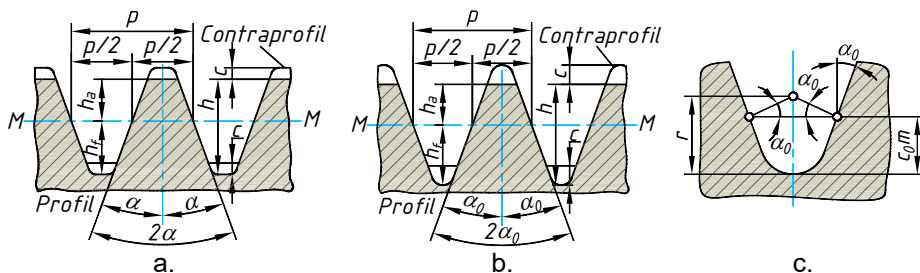


Fig. 8.20. Cremaliere de referință.

Pentru roțile de dimensiuni mici din mecanica fină se utilizează diferite profiluri, modificate față de cel indicat în standard, deoarece aici este necesar să se realizeze rapoarte de transmitere mai mari cu o singură pereche de roți dințate și să se creeze jocuri corespunzătoare între dinți, în vederea acoperirii impurităților relativ mari, ce apar la roțile cu modul mic. Elementele geometrice principale ale uneia din cremalierele recomandate în proiectele ISO (care, de regulă, sunt funcție de cerințele locului de utilizare a roților dințate), reprezentate în figura 8.20,b, sunt:

- înălțimea capului dintelui, $h_a = f_0 m = 1,1m$ (uneori și aici se ia $f_0 = 1$);
- înălțimea piciorului dintelui, $h_f = h_a + c = 1,4m$ (jocul la piciorul dintelui se poate lua: $c = 0,3m$);
- înălțimea totală a dintelui, $h = 2,5 m$.

Pentru roțile mici, la care jocul radial este mare, dacă se dă c se poate determina valoarea razei de racordare r (fig. 8.20,c) la piciorul dintelui, astfel:

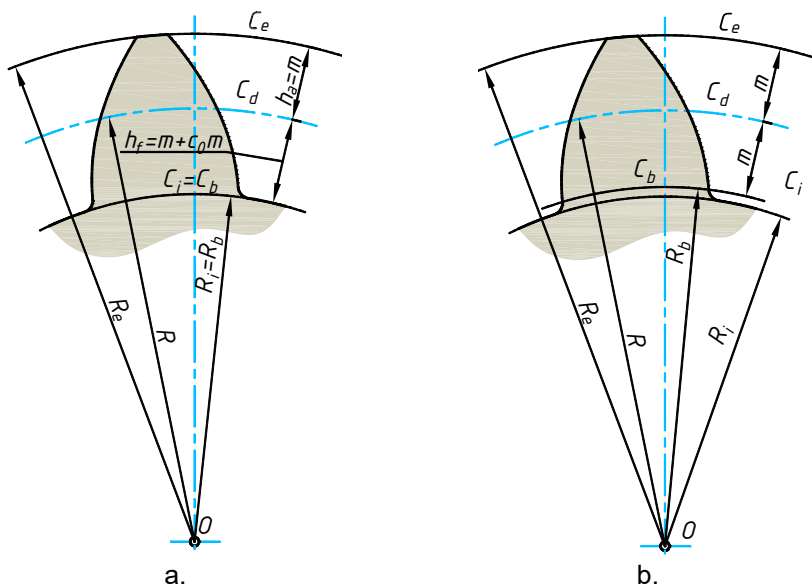


Fig. 8.21. Determinarea numărului minim de dinți pentru cazul limită, când cercurile de bază și interior coincid.

$$r - c_0 m = r \sin \alpha_0, \text{ respectiv } r = \frac{c_0 m}{1 - \sin \alpha_0}, \quad (8.14)$$

de unde pentru $\alpha_0 = 20^\circ$ și $c_0 = 0,25$ se obține $r = 0,38m$, iar pentru $c_0 = 0,3$ rezultă $r = 0,45m$.

În paragraful 8.4.4.1 s-a arătat că dacă $R_b < R_i$, evolventa este completată cu o dreaptă diametrală. Aceasta este uneori necesară pentru roțile normale cu un număr mic de dinți. În acest caz se poate determina un număr minim de dinți, pentru care întreg profilul să fie evolventic. Această situație limită are loc când $R_i = R_b$. Din figura 8.21,a se poate scrie:

$$R_b = \frac{mz}{2} \cos \alpha_0 \text{ și } R_i = \frac{mz}{2} - (1 + c_0)m,$$

de unde

$$\frac{mz}{2} \cos \alpha_0 = \frac{mz}{2} - (1 + c_0)m. \quad (8.15)$$

Se obține astfel $z = z_{\min}$ pentru această situație. Considerându-se $c_0 = 0,2$, rezultă:

$$z = z'_{\min} = \frac{2,4}{1 - \cos \alpha_0}. \quad (8.16)$$

Pentru $\alpha_0 = 20^\circ$ se obține un $z'_{\min} \approx 40$ dinți.

Este însă suficient ca numai porțiunea activă a flancului dintelui să fie o evolventă. În acest caz, cercul de bază se consideră puțin mai mare decât cel interior și anume, trecând prin punctul A (fig.8.21,b). Din figură se vede că:

$$R_b = R - m \text{ sau } \frac{mz}{2} \cos \alpha_0 = \frac{mz}{2} - m,$$

de unde

$$z = z''_{\min} = \frac{2}{1 - \cos \alpha_0}. \quad (8.17)$$

Pentru $\alpha_0 = 20^\circ$ se obține un $z''_{\min} = 33$ dinți.

8.4.4.3. Continuitatea angrenării. Gradul de acoperire

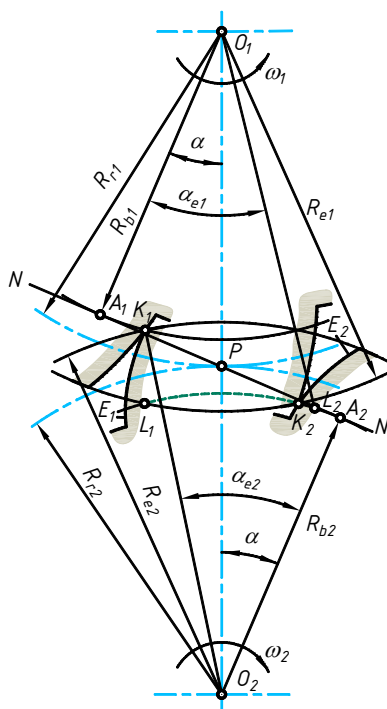


Fig. 8.22. Pozițiile dinților la intrare și ieșire din angrenare. Arcul de angrenare.

Realizarea unui raport de transmitere constant la roțile dințate, mai reclamă, în afară de îndeplinirea legii fundamentale a angrenării, și existența unui contact permanent între dinții celor două roți, cel puțin la o pereche de dinți, în tot timpul angrenării. Aceasta reprezintă de fapt o a doua lege, care este îndeplinită, dacă angrenajul are un grad de acoperire corespunzător.

Pentru a determina gradul de acoperire se marchează porțiunea activă K_1K_2 din linia de angrenare, unindu-se punctele obținute prin intersecția normalei NN cu cercurile exterioare ale roților. Dacă prin punctele K_1 și K_2 se duc profilurile dinților, evolventele E_1 și E_2 , una din aceste curbe reprezintă poziția dintelui la intrarea în contact, iar cealaltă la ieșirea din contact (fig.8.22). Arcul de cerc L_1L_2 , măsurat pe cercul de bază între cele două poziții E_1 și E_2 ale

profilului, este arcul de angrenare. Acest arc este parcurs de profilul dintelui în timpul angrenării lui cu profilul conjugat.

Întrucât angrenarea începe când profilul se află în poziția E_1 și se termină când el ajunge în poziția E_2 , transmiterea în continuare a mișcării

de rotație se va realiza de dinte vecin, situat la o distanță egală cu pasul p_b măsurat pe cercul de bază. Pot ca să apară următoarele cazuri:

a) dinte următor intră în angrenare chiar în momentul când dinte considerat iese din angrenare, adică $\text{arc } L_1L_2 = p_b$;

b) dinte următor intră în angrenare înainte de ieșirea din angrenare a dintelui considerat, adică $\text{arc } L_1L_2 > p_b$;

c) dinte următor intră în angrenare după un timp de la ieșirea din angrenare a dintelui considerat, adică $\text{arc } L_1L_2 < p_b$.

În ultimul caz, în perioada când dinții celor două roți nu se găsesc în contact, viteza roții conduse scade, iar reluarea contactului se face prin șoc. Prezența unor șocuri, care se repetă în angrenare, atât din punct de vedere cinematic, cit și din punctul de vedere al rezistenței și durabilității roților, este, desigur, inadmisibilă.

Primul caz reprezintă o poziție limită și poate ușor trece în cazul al treilea, în ipoteza uzurii angrenajului sau a confecționării lui inexacte. De aceea, angrenajul trebuie astfel calculat, încât să se asigure condiția:

$$\text{arc } L_1L_2 > p_b.$$

Raportul ε dintre arcul de angrenare pe cercul de bază și pasul circular măsurat pe același cerc se numește grad de acoperire și caracterizează angrenajul din punctul de vedere al funcționării liniștite, fără șocuri. Acest raport are valoarea

$$\varepsilon = \frac{\text{arc } L_1L_2}{p_b} \quad (8.18)$$

și trebuie să fie supraunitar ($\varepsilon > 1$). Dacă această condiție este îndeplinită, în angrenare se găsește în contact cel puțin o pereche de dinți.

Gradul de acoperire poate fi calculat, dacă se cunosc: R_{b1} , R_{b2} , R_{c1} , R_{c2} , z_1 , z_2 . Din figura 8.23, pe baza proprietăților evolventei, se poate scrie:

$$A_1K_1 = \text{arc } A_1L_1 \text{ și } A_1K_2 = \text{arc } A_1L_2$$

de unde

$$A_1K_1 - A_1K_2 = K_1K_2 = \text{arc } L_1L_2.$$

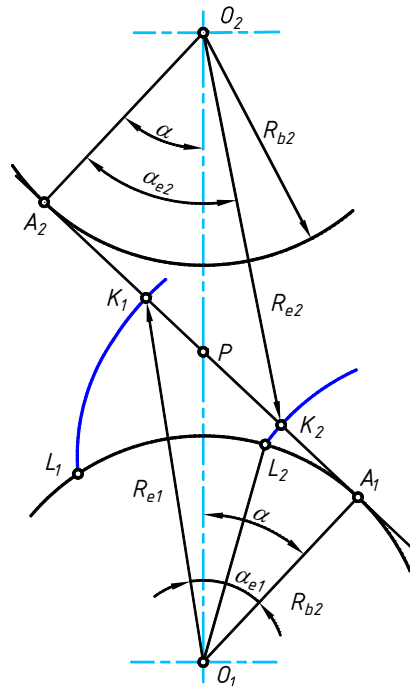


Fig. 8.23. Pozițiile dinților la intrare și ieșire din angrenare. Arcul de angrenare.

Arcul de angrenare pe cercul de baza este egal cu porțiunea activă din linia de angrenare, deci expresia gradului de acoperire se poate scrie și sub forma:

$$\varepsilon = \frac{\overline{K_1 K_2}}{p_b}. \quad (8.18)$$

Din triunghiul $K_1 O_1 A_1$ rezultă:

$$\cos \alpha_{e1} = \frac{R_{b1}}{R_{e1}} \text{ și } \overline{A_1 K_1} = R_{b1} \operatorname{tg} \alpha_{e1}, \quad (8.19)$$

iar din triunghiul $P O_1 A_1$ se determină:

$$\overline{A_1 P} = R_{b1} \operatorname{tg} \alpha \text{ și } \overline{K_1 P} = \overline{A_1 K_1} - \overline{A_1 P} = R_{b1} (\operatorname{tg} \alpha_{e1} - \operatorname{tg} \alpha).$$

În mod analog, pentru roata condusă poate scrie:

$$\cos \alpha_{e2} = \frac{R_{b2}}{R_{e2}} \quad (8.20)$$

și

$$\overline{K_2 P} = \overline{A_2 K_2} - \overline{A_2 P} = R_{b2} (\operatorname{tg} \alpha_{e2} - \operatorname{tg} \alpha).$$

Valoarea porțiunii active din linia de angrenare, deci valoarea arcului de angrenare, va fi:

$$\begin{aligned} \overline{K_1 K_2} &= \overline{K_1 P} + \overline{K_2 P} = \\ &= R_{b1} (\operatorname{tg} \alpha_{e1} - \operatorname{tg} \alpha) + R_{b2} (\operatorname{tg} \alpha_{e2} - \operatorname{tg} \alpha) = \operatorname{arc} L_1 L_2. \end{aligned} \quad (8.21)$$

Înlocuind pe $L_1 L_2$ în expresia gradului de acoperire și știind că

$$p_b = \frac{2\pi R_{b1}}{z_1} = \frac{2\pi R_{b2}}{z_2},$$

se va obține

$$\varepsilon = \frac{z_1}{2\pi} (\operatorname{tg} \alpha_{e1} - \operatorname{tg} \alpha) + \frac{z_2}{2\pi} (\operatorname{tg} \alpha_{e2} - \operatorname{tg} \alpha), \quad (8.22)$$

unde α_{e1} și α_{e2} se determină cu ajutorul relațiilor (8.19) și (8.20), celelalte mărimi fiind cunoscute.

Relația lui ε arată că, menținând constante celelalte mărimi, valoarea gradului de acoperire crește, dacă α_{e1} și α_{e2} cresc, adică, dacă se măresc razele cercurilor exterioare R_{e1} și R_{e2} . Gradul de acoperire se mai poate exprima direct în funcție de raza și distanța dintre axe, astfel:

$$\overline{K_1 K_2} = \overline{A_1 K_1} - \overline{A_1 P} + \overline{A_2 K_2} - \overline{A_2 P},$$

unde

$$\overline{A_1 K_1} = \sqrt{R_{e1}^2 - R_{b1}^2};$$

$$\overline{A_1 P} = R_{r1} \sin \alpha;$$

și

$$\overline{A_2 K_2} = \sqrt{R_{e2}^2 - R_{b2}^2};$$

$$\overline{A_2 P} = R_{r2} \sin \alpha.$$

Deoarece

$$p_r = p = \frac{p_b}{\cos \alpha} = \pi m,$$

deci

$$\varepsilon = \frac{\overline{K_1 K_2}}{p_b} = \frac{\sqrt{R_{e1}^2 - R_{b1}^2} + \sqrt{R_{e2}^2 - R_{b2}^2} - (R_{r1} + R_{r2}) \sin \alpha}{\pi m \cos \alpha}$$

sau

$$\varepsilon = \frac{\sqrt{R_{e1}^2 - R_{b1}^2} + \sqrt{R_{e2}^2 - R_{b2}^2} - A \sin \alpha}{\pi m \cos \alpha}. \quad (8.23)$$

Cercurile de rostogolire coincid cu cercurile de divizare și din relația (8.23) se vede că ε crește cu cât cresc razele cercurilor exterioare.

Practica a arătat că angrenajele lucrează satisfăcător, dacă valoarea gradului de acoperire nu va fi mai mică de 1,05, pentru roțile din clasa cea mai înaltă de precizie, și mai mare de 1,35, pentru cele din clasa cea mai joasă de precizie. Clasele de precizie, deci și toleranțele angrenajelor, se aleg în funcție de viteza periferică a roții. Celei mai mari viteze îi corespunde clasa de precizie cea mai înaltă.

Pentru calculul gradului de acoperire, adeseori, se folosesc relații empirice sau diagrame. O relație empirică, exprimată în funcție de numerele de dinți, este:

$$\varepsilon = 1,878 - 3,18 \left(\frac{1}{z_1} + \frac{1}{z_2} \right). \quad (8.24)$$

Diagramele din figura 8.24 permit determinarea gradului de acoperire în funcție de z_1 și i . La construcția diagramelor s-a considerat $\alpha = 20^\circ$ și $f_0 = 1$.

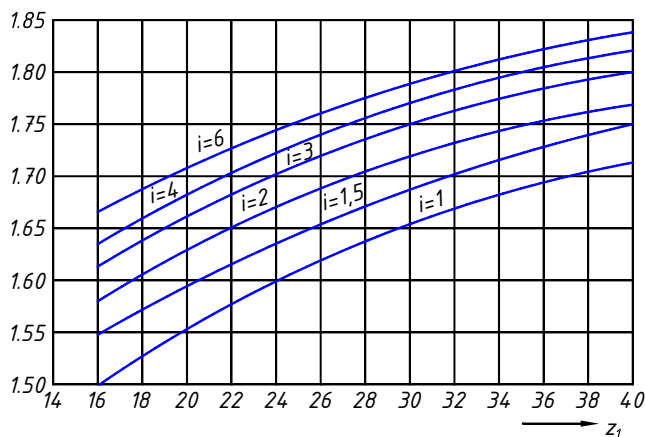


Fig. 8.24. Diagrame ale gradului de acoperire pentru un număr de dinți și raport de transmitere.

8.4.4.4. Deplasările profilurilor și ale angrenajelor

Roata cu dantură zero. Pentru tăierea danturii unei roți dințate prin metoda rulării se va presupune că cremaliera este așezată față de semifabricat, astfel, ca linia ei de referință MM să se găsească la o distanță R_d , de centrul de rotație al semifabricatului (fig. 8.25). Se dă semifabricatului o rotație cu viteza unghiulară ω , iar cremalierii o mișcare de translație, de avans, cu o viteză $v = R_d\omega$, în afară de mișcarea de rabotare dată în direcția axei roții. În acest caz, dreapta de referință se va rostogoli fără alunecare pe cercul de rază R_d , iar pe semifabricat se vor tăia dinții, care au pe acest cerc un pas egal cu pasul p_0 al cremalierii. Dacă lungimea cercului de rază R_d se împarte exact la pasul p_0 , numărul de dinți z , tăiați, va fi întreg și egal cu

$$z = \frac{2\pi R_d}{p_0} = \frac{2R_d}{m}, \quad (8.25)$$

unde m reprezintă modulul standard al sculei cremalierii.

Cercul roții dințate, pe care pasul are aceeași valoare cu pasul de referință sau normalizat al

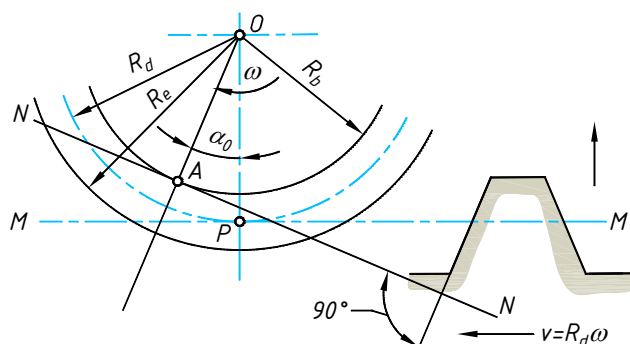


Fig. 8.25. Schema realizării roții cu dantura zero.

cremalierii, se numește cerc de divizare. Din relația (8.25) se determină diametrul cercului de divizare, care se notează prin $D_d = 2R_d$ sau $D = 2R$.

Deoarece dreapta de referință a cremalierii se rostogolește fără alunecare peste cercul de divizare al roții, punctul de contact dintre ele reprezintă polul P . Roata, la care linia de referință a cremalierii este tangentă la cercul de divizare, deci cercul de divizare coincide cu cel de rostogolire, se numește roată zero sau nedeplasată. Dacă o roată zero formează un angrenaj simplu cu cremaliera, pe cercul de divizare, lățimea dintelui roții este egală cu lățimea golului cremalierii de pe dreapta de referință, adică egală cu lățimea dintelui cremalierii și a golului roții.

Ducându-se linia de angrenare NN , care este tangentă la cercul de bază, din triunghiul OAP se obține raza cercului de bază:

$$R_b = OP \cos \alpha_0 = R_d \cos \alpha_0,$$

de unde rezultă că diametrul cercului de bază este:

$$D_b = mz \cos \alpha_0. \quad (8.26)$$

Întrucât elementele cremalierii de referință se reproduc cu valorile lor pe roată, se pot scrie elementele geometrice ale danturii roții zero, care sunt:

$$h_a = m \text{ și } h_f = 1,25m,$$

pentru un $f_0=1$ și

$$\begin{aligned} D_e &= D_d + 2h_a = mz + 2m = m(z + 2), \\ D_i &= D_d - 2h_f = m(z - 2,5). \end{aligned} \quad (8.27)$$

În tabelul 8.1 este dat numărul minim de dinți pentru $\alpha_0 = 20$ și $f_0=1$ în funcție de raportul de transmitere i .

Tabelul 8.1. Numărul minim de dinți.

i	1	2	3	4	10	∞
z_{min}	13	14	15	16	17	17

Coefficientul de deplasare. Dacă este necesar să se prelucereze dantura unei roți, având z dinți, cu ajutorul unei cremalierii de modul m , deoarece pasul cremalierii este același pe orice dreaptă paralelă cu linia de referință, spre a obține roata cu z dinți, orice dreaptă poate fi așezată la distanța R_d , raza cercului de divizare. Deplasarea cremalierii, astfel ca linia sa de referință să fie așezată la o distanță mai mică sau mai mare de cercul de rostogolire, are ca o consecință practică modificarea valorii distanței dintre centrele de rotație sau axele roților.

Cu toată această modificare, așa cum s-a arătat anterior, la dantura cu profil în evolventă legea fundamentală a angrenării va fi respectată. Proprietatea evolventei de a fi insensibilă la modificarea distanței dintre axe este utilizată la deplasare, când cremaliera va fi îndepărtată de cercul de rostogolire cu distanța:

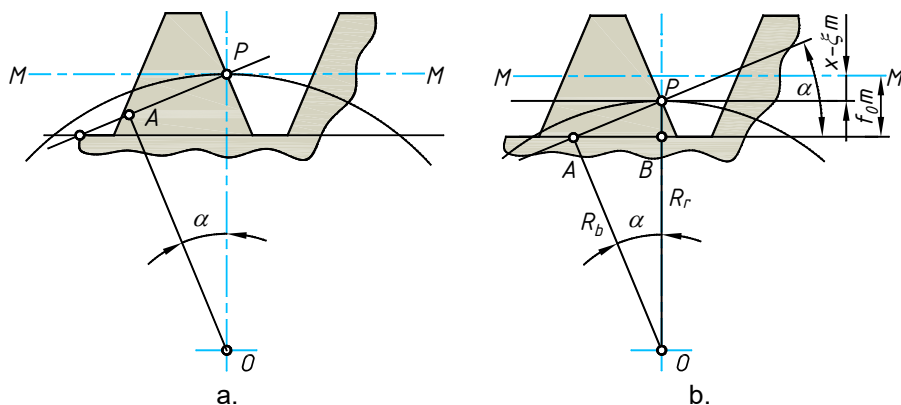


Fig. 8.26. Determinarea coeficientului de deplasare.

$$x = \xi m, \quad (8.28)$$

până când interferența dispare. Deplasarea x a cremalierii este un multiplu de modul, se măsoară în mm , iar ξ se numește coeficient de deplasare sau deplasarea specifică.

Calculul valorii lui ξ , în vederea evitării interferenței, rezultă din figura 8.26.

Se observă că din triunghiul ABP rezultă:

$$BP = AP \sin \alpha, \quad (8.29)$$

iar din triunghiul APO ,

$$AP = OP \sin \alpha = R \sin \alpha.$$

Înlocuind pe AP în relația (8.29), se obține:

$$BP = R \sin^2 \alpha = \frac{mz}{2} \sin^2 \alpha.$$

Deoarece înălțimea capului cremalierii este $h_a = f_0 m$, prin însumare rezultă:

$$f_0 m = BP + \xi m = \frac{mz}{2} \sin^2 \alpha + \xi m.$$

Dacă se înlocuiește $\sin^2 \alpha$ prin valoarea lui se obține:

$$f_0 = \frac{z}{2} \cdot \frac{2f_0}{z_{\min}} + \xi, \quad (8.30)$$

de unde

$$\xi = f_0 \frac{z_{\min} - z}{z_{\min}}. \quad (8.31)$$

Dacă $f_0 = 1$ rezultă

$$\xi = \frac{z_{\min} - z}{z_{\min}}. \quad (8.32)$$

Din relațiile (8.31) și (8.32) reiese că valoarea coeficientului de deplasare este cu atât mai mare, cu cât este mai mic z , numărul de dinți al roții care se prelucreează. În raport cu sensul modificării poziției liniei de referință a cremalierii față de cercul de rostogolire al roții se pot deosebi două cazuri (fig. 8.27):

– deplasarea pozitivă (fig. 8.27,a), când linia de referință este situată față de centrul roții la o distanță mai mare decât raza cercului de rostogolire, adică este deplasată spre exterior. Această deplasare este utilizată la numere mici de dinți, $z < z_{\min}$, și oferă posibilitatea creșterii

rezistenței piciorului dinților, dinții fiind mai groși decât la roțile zero (raza de curbura a evolventei crește prin utilizarea arcelor depărtate de cercurile de bază);

– deplasarea negativă (fig. 8.27,b), când linia de referință a cremalierii este situată spre interior. Această deplasare se utilizează pentru numere mari de dinți, $z > z_{\min}$, iar dinții sunt mai subțiri decât la roțile dințate zero.

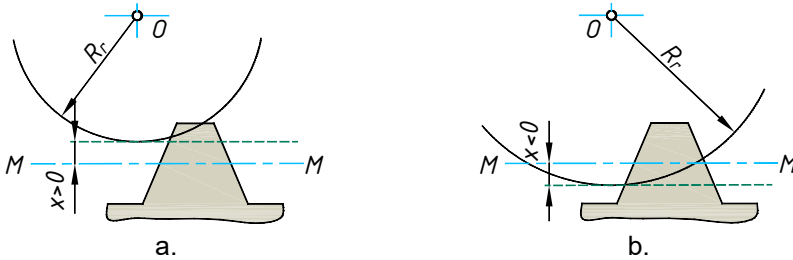


Fig. 8.27. Pozițiile roți și cremalierii la deplasările pozitive și negative.

Corespunzător celor arătate pentru roți, la angrenajele simple, formate din două roți dințate, se disting trei posibilități: angrenajele zero, angrenajele zero deplasate sau deplasate simetric și angrenajele deplasate nesimetric.

Angrenajul zero sau nedeplasat. La angrenajul zero sau nedeplasat, cercurile de rostogolire ale ambelor roți coincid cu cercurile de divizare (pasul pe aceste cercuri fiind același cu pasul cremalierii, $p_0 = \pi m$), liniile de referință ale cremalierelor coincid, iar coeficienții de deplasare sunt $\xi_1 = \xi_2 = 0$. Acest angrenaj se poate folosi, dacă

$$z_1 > z_{\min}, z_2 > z_{\min}, z_1 + z_2 > 2z_{\min}. \quad (8.33)$$

Angrenajul zero deplasat sau deplasat simetric. La angrenajul zero deplasat sau deplasat simetric, deplasarea pozitivă a roții mici va fi compensată printr-o deplasare negativă, de aceeași valoare, pentru roata mare, fără ca să se permită apariția interferenței la roata mare, deci:

$$\xi_1 = -\xi_2. \quad (8.34)$$

Analog angrenajelor zero și, aici, cercurile de rostogolire și cele de divizare coincid, dar liniile de referință ale cremalierelor nu mai trec prin polul P al angrenajului. Distanța dintre axele roților se poate păstra neschimbată. Acest angrenaj se poate folosi, dacă

$$z_1 < z_{\min}, z_2 > z_{\min}, z_1 + z_2 \geq 2z_{\min}. \quad (8.35)$$

Angrenajul zero deplasat se mai numește și angrenaj deplasat în înălțime, deoarece, la roata deplasată pozitiv, înălțimea capului dintelui crește în dauna înălțimii piciorului și invers la roata deplasată negativ.

Deci, înălțimile dinților sunt mai mari la acest angrenaj decât cele ale roților de la angrenajul zero.

Angrenajul deplasat nesimetric. Angrenajul obținut prin deplasarea nesimetrică a cremalierii prezintă două variante principale: angrenajul plus sau deplasat pozitiv și angrenajul minus sau deplasat negativ. La angrenajul deplasat pozitiv, una din roți are o deplasare pozitivă, iar cea de-a doua roată are, fie o deplasare pozitivă, fie că este nedeplasată, astfel că distanța dintre axe a devine mai mare decât a_0 . La angrenajul deplasat negativ, una din roți are o deplasare negativă, iar cea de-a doua roată are, fie o deplasare negativă, fie că este nedeplasată, deci distanța dintre axe a este mai mică decât a_0 .

La angrenajele deplasate nesimetric, cercurile de divizare ale roților nu sunt tangente și nu coincid cu cercurile de rostogolire, rezultând în același timp o nouă poziție pentru polul P . Deplasările cremalierelor sunt:

$$x_1 = \pm \xi_1 m \text{ și } x_2 = \pm \xi_2 m, \quad (8.36)$$

iar condițiile pentru numerele de dinți

$$z_1 \begin{matrix} < \\ > \end{matrix} z_{\min}, \quad z_2 \begin{matrix} < \\ > \end{matrix} z_{\min}, \quad z_1 + z_2 < 2z_{\min}. \quad (8.37)$$

8.4.4.5. Calculul cinematic al angrenajului în evolventă

Considerațiile cinematice, prezentate în paragrafele anterioare, pot fi sintetizate într-un mers sumar al calculului cinematic la angrenajul simplu în evolventă. În general, transmisia prin roți dințate trebuie să asigure raportul de transmitere dat și, în același timp, dinții trebuie să fie suficient de solizi pentru a putea transmite momentul de torsiune dorit. Cea de-a doua cerință se asigură prin determinarea unei valori corespunzătoare pentru modul, care la rândul său, determină dimensiunile danturii. Valoarea modulului se stabilește pe baza calculului la rezistență al dinților.

Pentru rezolvarea primei cerințe enunțate se va presupune că la un angrenaj cilindric cu dinți drepecți este cunoscută valoarea modulului standardizat m și se dă raportul de transmitere i_{12} în soluționarea problemei pot să apară două cazuri.

a) Distanța a_w între centrele de rotație ale celor două roți nu este dată în acest caz raportul $i_{12} = z_2/z_1$ este singura condiție, care leagă numărul dinților celor două roți. Pentru a face transmisia ușoară și compactă se alege, în mod arbitrar, numărul de dinți z_1 al roții mici (pionului) cât mai mic posibil (dar nu mai mic de 8...9).

Dacă $z_1 < 17$ dinți, la tăierea danturii acestei roți trebuie să se ia un coeficient de deplasare ξ_1 și, corespunzător lui, o deplasare a sculei astfel, ca

$$\xi_1 = \frac{17 - z_1}{17}. \quad (8.38)$$

Roata mare poate fi luată ca o roată zero ($\xi = 0$).

Se determină unghiul efectiv de angrenare α , cu ajutorul relației:

$$\operatorname{inv} \alpha = \operatorname{inv} \alpha_0 + \frac{2(\xi_1 + \xi_2)}{z_1 + z_2} \operatorname{tg} \alpha_0, \quad (8.39)$$

se calculează distanța a_w dintre axele celor două roți cu relația:

$$a_w = \frac{m(z_1 + z_2) \cos \alpha_0}{2 \cos \alpha}. \quad (8.40)$$

Se stabilesc razele cercurilor de divizare,

$$R_1 = \frac{mz_1}{2}, R_2 = \frac{mz_2}{2}, \quad (8.41)$$

și cu ajutorul lor, razele cercurilor de bază și interioare,

$$R_{b1} = R_1 \cos \alpha_0, R_{b2} = R_2 \cos \alpha_0; \quad (8.42)$$

$$R_{i1} = R_1 - 1,25m + \xi_1 m, R_{i2} = R_2 - 1,25m + \xi_2 m. \quad (8.43)$$

Razele semifabricatelor, deci ale cercurilor de vârf, se determină ținând cont de considerațiile de la angrenajul deplasat nesimetric.

La sfârșitul calculului se determină gradul de acoperire ε cu relația:

$$\varepsilon = \frac{z_1}{2\pi} (\operatorname{tg} \alpha_{e1} - \operatorname{tg} \alpha) + \frac{z_2}{2\pi} (\operatorname{tg} \alpha_{e2} - \operatorname{tg} \alpha), \quad (8.44)$$

unde

$$\alpha_{e1} = \arccos \frac{R_{b1}}{R_{e1}} \text{ și } \alpha_{e2} = \arccos \frac{R_{b2}}{R_{e2}} \quad (8.45)$$

și dacă se obține o valoare mai mare decât cea indicată în norme, angrenajul se poate considera proiectat satisfăcător.

b) Distanța a_w dintre centrele de rotație ale celor două roți este dală.

Problema se va rezolva, utilizând relația privind suma numerelor de dinți pentru roțile dințate zero,

$$z_1 + z_2 = \frac{2a_w}{m}, \quad (8.46)$$

și relația pentru raportul de transmitere

$$i_{12} = \frac{z_2}{z_1}. \quad (8.47)$$

Dacă în aceste ecuații se obțin pentru z_1 și z_2 valori în numere întregi și $z_1 > 17$, se pot folosi roțile dințate zero.

Dacă pentru z_1 și z_2 se obțin valori în numere întregi, dar < 17 , atunci se va folosi angrenajul deplasat simetric la care:

$$\xi_1 = \frac{17 - z_1}{17} \text{ și } \xi_1 = -\xi_2. \quad (8.48)$$

Dacă pentru z_1 și z_2 valorile obținute nu sunt numere întregi, se aleg numerele întregi cele mai apropiate, se determină i_{12} și se stabilește α cu relația:

$$\cos \alpha = \frac{m(z_1 + z_2) \cos \alpha_0}{2a_w}. \quad (8.49)$$

Se determină suma coeficienților de deplasare din relația (8.39) astfel:

$$\xi_1 + \xi_2 = \frac{\operatorname{inv} \alpha - \operatorname{inv} \alpha_0}{2 \operatorname{tg} \alpha_0} (z_1 + z_2) \quad (8.50)$$

și se aleg ξ_1 și ξ_2 . Eventual se poate lua $\xi_1 = \xi_2$, dacă o astfel de alegere nu duce la interferență. În continuare calculul se face, utilizând relațiile de la (8.41) la (8.42).

Studiul cinematic al roților dințate cilindrice a scos în evidență și calitățile pe care le prezintă profilul în evolventă al danturii și care rezumate sunt :

a) angrenajul nu este sensibil la variațiile mici ale distanței dintre centrele de rotație ale roților, în sensul că aceste variații nu influențează razele cercurilor de bază și valoarea raportului de transmitere;

b) confecționarea dinților prin metoda rulării permite execuția unui profil exact și dă o viață mai lungă angrenajului, din cauza unei uzuri mai mici, mai ales la angrenajele capsulate;

c) posibilitatea deplasării sculei la tăierea danturii permite să se îmbunătățească calitățile angrenajului, confecționându-se roți deplasate cu dinți robuști și cu o alunecare specifică mai mică;

d) angrenajul este interschimbabil, creând posibilitatea angrenării oricăror roți tăiate cu aceeași sculă; aceasta permite introducerea roților de schimb în cutiile de viteză.

Ca deficiențe ale angrenajului cu profil în evolventă trebuie arătată, mai întâi, presiunea de contact mare (în opoziție cu profilul cicloidal), întrucât o suprafață convexă se rostogolește peste o suprafață de același fel, ceea ce grăbește uzura dinților (la angrenajele interioare această deficiență lipsește). În al doilea rând, o deficiență este și uzura inegală a

picioarului și capului dintelui. Aceasta parțial se poate corecta, printr-o alegere potrivită a coeficienților de deplasare.

Deficiențele arătate nu scad însă gradul de utilizare al profilului în evolutivă, nici la angrenajele utilizate în construcția aparatelor și, în general, în construcțiile mecanicii fine.

8.4.5. Materiale pentru roți dințate

Principalele materiale folosite în construcția roților dințate sunt oțelurile, fontele, unele metale neferoase și materialele plastice.

Oțelurile sunt utilizate, în general, pentru angrenajele de lucru, de rezistență sau pentru angrenajele precise, la care uzura trebuie să fie cât mai mică. Se folosesc atât oțelurile carbon, cât și oțelurile aliate. La mecanismele de mai mică importanță se pot utiliza oțelurile obișnuite, cu conținut mediu de carbon, OL 50, OL 60 sau oțelurile de calitate, OLC 40, OLC 45 și OLC 50. Pentru roțile dințate supuse unor solicitări importante pot fi utilizate, dintre oțelurile aliate, oțelurile crom-nichel, crom-mangan și uneori mangan-siliciu. Dantura roților este tratată termic sau termochimic, în vederea durificării superficiale a suprafețelor de lucru.

Călirea superficială, prin încălzire cu flacără sau cu curenți de înaltă frecvență, este utilă pentru roțile de dimensiuni relativ mici, confecționate din oțeluri carbon și din unele oțeluri aliate. Cementarea, urmată de călire, asigură o rezistență corespunzătoare dinților, atât la rupere, cât și la uzură. Se aplică oțelurilor aliate.

Nitrurarea asigură o duritate mare straturilor superficiale, dar aceste straturi sunt subțiri, existând pericolul înlăturării lor la o uzură mare sau sarcini importante. Cianurarea, ca și nitrurarea, asigură durificarea la mică adâncime, motiv pentru care rectificarea danturii nu este posibilă, și, în plus, este necesară asigurarea unei ungeri bune a angrenajelor supuse acestor tratamente. Toate tratamentele termice amintite asigură durități mai mari danturilor, deci o rezistență bună la uzură a acestora.

Fontele se utilizează pentru angrenajele de dimensiuni mari, însă având viteze periferice relativ scăzute. Roțile dințate din fontă rezistă bine la uzură dar sunt mai puțin corespunzătoare pentru solicitările de încovoiere. Bronzurile ca și fontele au o uzură relativ mică; se utilizează, îndeosebi, pentru roțile dințate care lucrează în medii corozive. Alama utilizată în domeniul aparatelor de măsurare, dă posibilitatea unei prelucrări precise și, în plus, este și antimagnetică. Poate fi folosită la angrenajele cu viteze mici și sarcini de transmis mici.

Materialele plastice sunt tot mai des folosite la fabricarea roților dințate (v. p. 8.3.1).

8.4.6. Solicitățile și calculul de rezistență al angrenajului cilindric

Valorile absolute ale solicitărilor sunt practic imposibil de determinat din diferite cauze, ca: deformațiile arborilor, lagărelor și dinților, sarcinile dinamice adiționale care apar ca urmare a erorilor de profil și danturare ș.a. Criteriile de calcul sunt, deci, legate de cauzele care determină distrugerea dinților și care sunt ruperea sau uzura acestora. De aceea, calculul urmărește fie determinarea tensiunii, care apare la piciorul dintelui, deoarece, la depășirea sarcinii admisibile, dinții se rup în majoritatea cazurilor la picior, fie aprecierea siguranței împotriva distrugerii suprafeței de lucru a flancului dintelui, care apare, în general, ca urmare a depășirii tensiunii de contact admise.

Una dintre metodele cele mai uzuale, folosite astăzi pentru *calculul la rupere*, este metoda coeficientului de formă. Această metodă consideră că întregul moment este transmis de o pereche de dinți, iar solicitarea la încovoiere este dată de forța periferică. Punctul de aplicație al acesteia este deplasat de-a lungul liniei de angrenare până la intersecția ei, în punctul M (fig. 8.28,b) cu axa dintelui. Punctul M este și vârful paraboloidului de egală rezistență la încovoiere înscris în dinte.

Calculul este valabil numai pentru roțile cu profil în evolventă, deoarece forța normală pe flancul dintelui F_n este dirijată de-a lungul liniei de angrenare; ea se descompune în două componente:

$$F'_t = F_n \cos \gamma \text{ și } F'_r = F_n \sin \gamma \quad P'_r = P_n \sin \gamma, \quad (8.51)$$

unde γ este unghiul dintre linia de angrenare și forța F'_t la cercul exterior.

Acest unghi se determină în raport cu unghiul de angrenare, astfel:

$$\cos \gamma = \frac{R_r}{R_e} \cos \alpha. \quad (8.52)$$

Forța F'_t solicită dintele la încovoiere, iar forța radială F'_r la compresiune, care se transmite prin roată asupra arborelui pe care îl solicită la încovoiere.

Secțiunea de încastrare se va găsi la tangența paraboloidului de egală rezistență cu flancurile dinților, ceea ce echivalează cu înscrierea simetrică în profilul dintelui a unui unghi de 60° . Calculul se va face, luând în considerare atât solicitarea la încovoiere, cât și solicitarea la compresiune. Efortul unitar σ_F corespunzător secțiunii de încastrare de lățime s_i și de lungime l , va fi:

$$\sigma_F = \sigma_i - \sigma_c = \frac{F_n h_i \cos \gamma}{l s_i^2 / 6} - \frac{F_n \sin \gamma}{l s_i} = \frac{6 F_t h_i \cos \gamma}{l s_i^2 \cos \alpha} - \frac{6 F_t \sin \gamma}{l s_i \cos \alpha}, \quad (8.53)$$

unde s-a ținut cont de constatarea experimentală că fisurile apar în fibrele solicitate la întindere și că la oboseală materialele rezistă mai bine la compresiune.

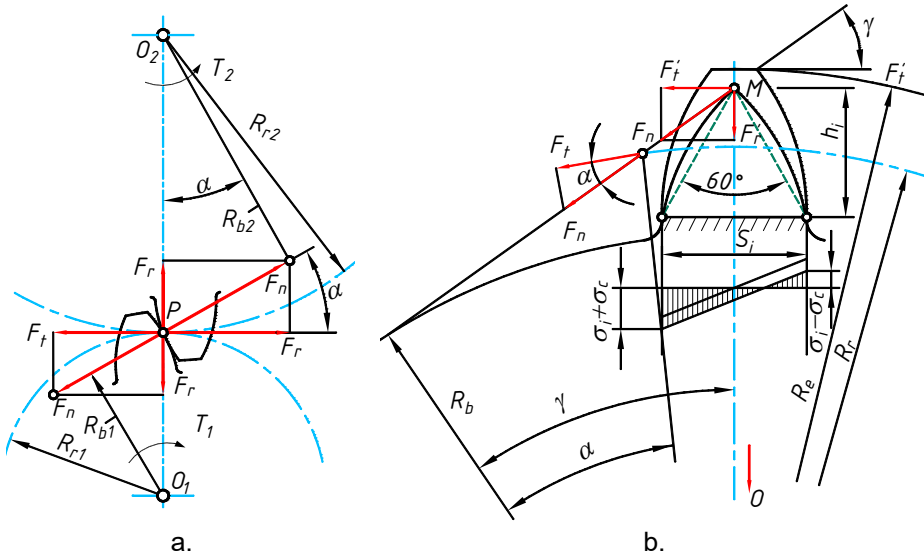


Fig. 8.28. Sistemul de forțe și schema calculului la rupere a dinților.

Dacă F_n se înlocuiește în funcție de forța tangențială F_t pe cercul de rostogolire (fig. 8.28,a), iar relația (8.53) se înmulțește și se împarte cu πm , se obține:

$$\sigma_F = \frac{F_t}{\pi m l \cos \alpha} \left(\frac{6\pi m h_i \cos \gamma}{s_i^2} - \frac{\pi m \sin \gamma}{s_i} \right) = \frac{F_t}{\pi m l y \cos \alpha}, \quad (8.54)$$

unde prin y s-a notat

$$y = \frac{1}{c_f} = \frac{1}{\frac{6\pi m h_i \cos \gamma}{s_i^2} - \frac{\pi m \sin \gamma}{s_i}} \quad (8.55)$$

și se numește coeficient de formă al dintelui (c_f este inversul coeficientului de formă). Coeficientul y este adimensional și depinde, în afară de modul, de dimensiunile care determină poziția și mărimea secțiunii periculoase. Valorile lui y sunt date în tabelul 8.2 pentru $\alpha = 20^\circ$ și $f_0 = 1$, în funcție de numărul de dinți z și coeficientul de deplasare.

Pentru calculul modului, dacă este vorba de dimensionarea danturii, sau a tensiunii maxime, dacă este vorba de verificare, este necesar să se țină seama de un număr de factori, care influențează solicitarea dinților.

Tabelul 8.2. Valorile coeficientului de formă y .

$z \backslash \xi$	0	0,2	0,4	0,6	0,8	1
15	0,113	0,135	0,158	0,180	0,1965	0,209
16	0,115	0,137	0,1585	0,180	0,196	0,208
17	0,115	0,139	0,1595	0,180	0,195	0,207
18	0,120	0,141	0,160	0,180	0,1945	0,206
19	0,125	0,142	0,161	0,180	0,194	0,205
20	0,126	0,144	0,162	0,180	0,1935	0,204
22	0,130	0,147	0,1635	0,180	0,193	0,203
24	0,134	0,1495	0,165	0,180	0,1925	0,202
26	0,137	0,152	0,1665	0,180	0,192	0,200
28	0,1395	0,154	0,168	0,180	0,1915	0,199
30	0,141	0,155	0,169	0,179	0,190	0,198
33	0,144	0,158	0,170	0,179	0,190	0,197
36	0,147	0,160	0,171	0,179	0,189	0,195
39	0,150	0,161	0,172	0,179	0,1885	0,194
42	0,151	0,162	0,173	0,179	0,188	0,1925
45	0,153	0,164	0,1735	0,179	0,187	0,1915
50	0,155	0,1655	0,174	0,179	0,186	0,190
63	0,160	0,1673	0,174	0,178	0,182	0,1845
60	0,162	0,168	0,1735	0,177	0,179	0,181
100	0,165	0,168	0,173	0,1765	0,1765	0,178

Unul din aceștia este coeficientul dinamic K_d , care ține cont de aspectul dinamic al aplicării forței periferice, care dă naștere la solicitări prin șoc ale dinților, deci mărește valoarea forței periferice de calcul. Aceste solicitări apar ca o consecință a erorilor de profil și de divizare, deci depind de calitatea angrenajului.

Uneori, tot ca un factor legat de dinamicitatea încărcării, se ia în considerare un coeficient de repartizare neuniformă a sarcinilor de-a lungul dintelui, dependent nu numai de prelucrarea dinților, ci și de deformațiile la încovoiere și torsiune ale arborelui, pe care este așezată roata dințată. Deoarece, după un timp de funcționare, prin redare, se uniformizează într-o oarecare măsură sarcina pe dinte, valoarea acestui coeficient se ia adesea egală cu 1.

Din cauza variației de secțiune, la piciorul dintelui apare o concentrare a tensiunilor, care se ia în considerare prin coeficientul de concentrare β_σ , care provoacă mărirea lui σ_u , deci pentru calcul, și a lui F_t . De regulă, acest coeficient intră în calculul tensiunii σ_u , deci nu este necesară introducerea lui ca mărime distinctă în forța de calcul.

La roțile prelucrate se mai poate introduce coeficientul gradului de acoperire K_ε , care micșorează forța periferică de calcul, luând în

considerare faptul că, în condițiile normale de angrenare, când punctul de contact ajunge în vârful unuia din dinți, altă pereche de dinți, cel puțin, se află în contact.

Cu acești coeficienți, relația forței periferice de calcul F_{tc} este:

$$F_{tc} = F_t K_d K_\varepsilon = \frac{2T}{mz} K_d K_\varepsilon. \quad (8.56)$$

Egalând valoarea forței periferice, astfel obținute, cu cea care rezultă din relația (8.54), se obține:

$$\frac{2TK_d K_\varepsilon}{mz} = \pi y m l \sigma_u \cos \alpha, \quad (8.57)$$

în care, pentru dimensionare, se înlocuiește $l = \psi m$, unde ψ este coeficientul de lățime a roții sau de lungime a dintelui, dependent de precizia de prelucrare și care se alege astfel: $\psi = 50 \dots 30$ pentru dinți prelucrați obișnuit și $\psi = 10 \dots 80$ pentru dinți rectificați. Dacă se mai înlocuiește: $\cos \alpha = \cos 20^\circ = 0,94$ se va obține modulul:

$$m = \sqrt[3]{\frac{680TK_d K_\varepsilon}{y\psi\sigma_u z}} [mm], \quad (8.58)$$

iar pentru modulul dat rezultă tensiunea σ_u , care se compară cu tensiunea admisibilă la încovoiere.

La stabilirea rezistenței admisibile la încovoiere se ține seama de regimul de variație a tensiunilor și de concentrarea acestora la piciorul dintelui. În majoritatea cazurilor, la angrenajele cu un singur sens de rotație, se consideră că variația tensiunilor este pulsatorie, iar rezistența admisibilă $[\sigma_o]$ se poate determina cu formula:

$$[\sigma_o] = \frac{2\sigma_{-1}}{c \left(\beta_\sigma + \frac{\sigma_{-1}}{\sigma_r} \right)}, \quad (8.59)$$

unde: c este coeficientul de siguranță, ale cărui valori pot fi luate, astfel:

$c = 2$, pentru roți turnate și tratate termic;

$c = 2,5$, pentru roți din fontă și turnate din oțel, netratate termic;

$c = 3$, pentru roți călite;

β_σ , este coeficientul de concentrare a tensiunilor la piciorul dintelui, ale cărui valori, pentru raza de racordare standardizată, pot fi luate astfel:

$\beta_\sigma = 1,2$, pentru roți dințate din fontă și roți din oțel cementate și călite;

$\beta_\sigma = 2$, pentru roți din oțel călite.

Valorile limitei de rupere σ_r și ale rezistenței la oboseală σ_{-1} pentru unele fonte și oțeluri folosite în construcția roților dințate sunt date în tabelul 8.3. Când valoarea lui σ_{-1} nu este dată, ea se poate calcula cu relația empirică:

$$\sigma_{-1} = 0.35\sigma_r + 12,2, \quad (8.60)$$

unde σ_r este limita de rupere.

Tabelul 8.3. Valorile lui σ_r și σ_{-1} pentru unele materiale ale roților dințate.

Nr.	Materialul	σ_r N/mm ²	σ_{-1} N/mm ²
1	Fc 20	200	100
2	Fc 24	240	120
3	OL 50	500	230...280
4	OL 60	600	280...330
5	OL 70	700	330...400
6	OLC 25	500...600	220...300
7	OLC 45	600...700	250...340
8	OLC 60	700...850	330...400
9	35 CN 15	750...850	360...400
10	35 CN 25	800...950	380...440
11	35 CN 35	900...1050	400...470

Prin calcule auxiliare se determină și ceilalți coeficienți, care urmăresc adaptarea la condițiile de funcționare reale. Astfel, coeficientul K , ce ține cont de dinamicitatea încărcării, se poate considera un produs de forma:

$$K = K_d K_r, \quad (8.61)$$

unde K_r este coeficientul, care ține seama de repartizarea neuniformă a sarcinii pe dinte și care, ținându-se seama de raportul dintre lățimea dintelui și așezarea angrenajului față de reazeme, se poate determina din tabelul 8.4.

Tabelul 8.4. Coeficientul de repartiție neuniformă a sarcinii pe lungimea dintelui K_r .

b/D	Așezare simetrică	Așezare nesimetrică.	Așezare în consolă
0,2	1	1	1,08
0,4	1	1,1	1,15
0,6	1,03	1,2	1,22
0,8	1,06	1,25	1,30

Deoarece, după rodarea angrenajului se produce o uniformizare a sarcinii pe dinte, unii autori recomandă ca acest coeficient să fie luat egal cu unitatea. De aceea, în majoritatea calculelor ce vor urma, se va considera $K = K_d$.

Coeficientul dinamic K_d apare datorită accelerațiilor sau întârzierilor ce se produc în angrenare din cauza erorilor de execuție a danturii. Forța totală F , care lucrează asupra danturii, este:

$$F = F_t + F_d, \quad (8.62)$$

unde F_t este forța tangențială, iar F_d – forța dinamică. Coeficientul dinamic va fi un raport de forma:

$$K_d = \frac{F_t + F_d}{F_t}, \quad (8.63)$$

și deoarece F_d , care depinde de un număr mare de factori, variază între limite suficient de largi. Pentru calculul lui K_d se folosesc, în general, relații empirice simple dependente, în principal, de viteza angrenajului, cel mai însemnat factor care determină solicitarea dinamică.

Normele germane recomandă pentru calculul lui K_d formula:

$$K_d = 1 + \frac{c}{v}, \quad (8.64)$$

unde v este viteza roții, în m/s , iar c – un coeficient dependent de calitatea prelucrării și materialul roților și care poate fi luat, astfel:

$c = 3$, pentru roți din fontă și oțel turnat;

$c = 6$, pentru roți din fontă și oțel, prelucrate obișnuit;

$c = 9...12$, pentru roți din oțel crom-nichel, prelucrate obișnuit.

Întrucât, de regulă, relația (8.64) și alte relații empirice similare dau valori mari pentru K_d , literatura recomandă pentru acest coeficient valori numerice corespunzătoare diferitelor clase de precizie ale angrenajelor. Coeficientul gradului de acoperire K_ε poate fi determinat cu relația:

$$K_\varepsilon = \frac{1}{(0,65...0,9)^\varepsilon}, \quad (8.65)$$

unde ε este gradul de acoperire.

Calculul modulului din condiția de rezistență la rupere a dinților, pentru roțile metalice, pentru care astăzi sunt suficiente în vederea determinării coeficienților de adaptare la condițiile de funcționare, se face aproape exclusiv prin metoda coeficientului de formă prezentată mai sus.

Calculul la uzură a flancurilor dinților se face plecând de la constatarea experimentală că o creștere a eforturilor unitare pe suprafețele în contact, peste limita admisă, provoacă uzura rapidă a acestor suprafețe.

Uzura este un fenomen important de luat în considerare la construcția roților dințate, deoarece de cele mai multe ori angrenajele sunt scoase din funcțiune prin uzura flancurilor și nu prin ruperea dinților.

Dintre diferitele forme de uzură, la dinți pot apărea următoarele aspecte:

- *uzura prin ciupituri*, caracterizată de apariția unor gropițe pe suprafețele flancurilor dinților și care se explică prin oboseala materialului dinților în stratul superficial, apariția unor fisuri și apoi dislocarea unor bucăți de material, ca urmare a alunecării superficiale a materialului flancurilor și acțiunii lubrifianului, ca o particulă dură în fisuri;

- *uzura de aderență*, care apare în zonele de alunecare în conformitate cu curba de distribuție a alunecărilor specifice; are o deosebită importanță la angrenajele din mecanica fină, deoarece micșorează precizia mecanismului și mărește cursele moarte; forma ei catastrofală este griparea care poate produce blocarea angrenajului;

- *uzura abrazivă*, care se produce din cauza unei etanșări necorespunzătoare și se manifestă pe toată lungimea flancului dintelui; este întâlnită curent în mecanica fină datorită funcționării angrenajelor în carcase deschise.

Deoarece fenomenele uzurii nu pot fi explicate pe deplin, necunoscându-se toți factorii care le provoacă, în calcul se ia în considerare factorul cel mai strâns legat de aceste fenomene, tensiunea de contact pe flancurile dinților și ca urmare, forța de apăsare normală F_n .

Calculul la uzură se va reduce la satisfacerea condiției ca eforturile unitare în zona cercurilor de rostogolire, unde începe de obicei uzura prin ciupituri (de care depinde în cea mai mare măsură siguranța de exploatare a angrenajului), să nu depășească tensiunea admisibilă de contact. În calculul la uzură se pornește de la relația lui Hertz, care dă tensiunea maximă de contact de-a lungul generatoarei a doi cilindri în contact (v.p.2.7). Dacă cilindrii sunt din oțel $\sigma_{H \max}$ este dat de relația:

$$\sigma_{H \max} = 0,418 \sqrt{\frac{qE}{\rho}} = 0,418 \sqrt{\frac{P_n E}{l \rho}} \left[N/mm^2 \right], \quad (8.66)$$

unde: q este sarcina liniară rezultată din distribuția uniformă a forței F_n pe lungimea l a dintelui (la roțile cilindrice cu dinți drepiți l este și lățimea roții), adică $q = F_n/l$; E – modulul de elasticitate echivalent al materialelor celor două roți:

$$E = \frac{2E_1 E_2}{E_1 + E_2} \left[N/mm^2 \right], \quad (8.67)$$

E_1 și E_2 fiind modulele de elasticitate ale materialelor celor două roți; ρ = raza de curbura echivalentă,

$$\rho = \frac{\rho_1 \rho_2}{\rho_1 \pm \rho_2}, \quad (8.68)$$

ρ_1 și ρ_2 fiind razele celor doi cilindri în contact (semnul plus corespunde angrenării exterioare, iar semnul minus angrenării interioare).

Deși ρ_1 și ρ_2 sunt variabile, se poate considera că tensiunea de contact are valoarea cea mai mare în polul P , când, pentru roțile cu profil în evolventă (fig. 8.29), razele ρ_1 și ρ_2 ale suprafețelor în contact sunt:

$$\rho_1 = R_{r1} \sin \alpha = \frac{mz_1}{2} \sin \alpha, \quad (8.69)$$

$$\rho_2 = R_{r2} \sin \alpha = \frac{mz_2}{2} \sin \alpha,$$

de unde rezultă:

$$\begin{aligned} \frac{1}{\rho} &= \frac{2}{m \sin \alpha} \left(\frac{1}{z_1} \pm \frac{1}{z_2} \right) = \\ &= \frac{2}{mz_1 \sin \alpha} \left(\frac{i \pm 1}{i} \right), \end{aligned} \quad (8.70)$$

unde prin i s-a notat raportul de transmitere.

Dacă F_n se exprimă în funcție de forța periferică de calcul F_{tc} din relația:

$$F_n = \frac{F_{tc}}{\cos \alpha}, \quad (8.71)$$

și ținând cont că $l = \psi m$, rezultă:

$$\sigma_{H \max} = 0,418 \sqrt{\frac{i \pm 1}{i} \frac{2E}{\sin \alpha \cos \alpha} \frac{F_{tc}}{\psi m^2 z_1}} = 0,418 \sqrt{\frac{i \pm 1}{i} \frac{4E}{\sin 2\alpha} \frac{F_{tc}}{\psi m^2 z_1}}. \quad (8.72)$$

Verificarea la uzură trebuie să dea $\sigma_{H \max} \leq [\sigma_H]$, unde $[\sigma_H]$ este tensiunea de contact admisibilă. Întrucât, atât $[\sigma_H]$ cât și E depind de materialele roților dințate, grupând factorii din relația (8.76) se poate scrie:

$$\sigma_{H \max}^2 \frac{\sin 2\alpha}{0,7E} = \frac{F_{tc}}{\psi m^2 z_1} \frac{i \pm 1}{i}, \quad (8.73)$$

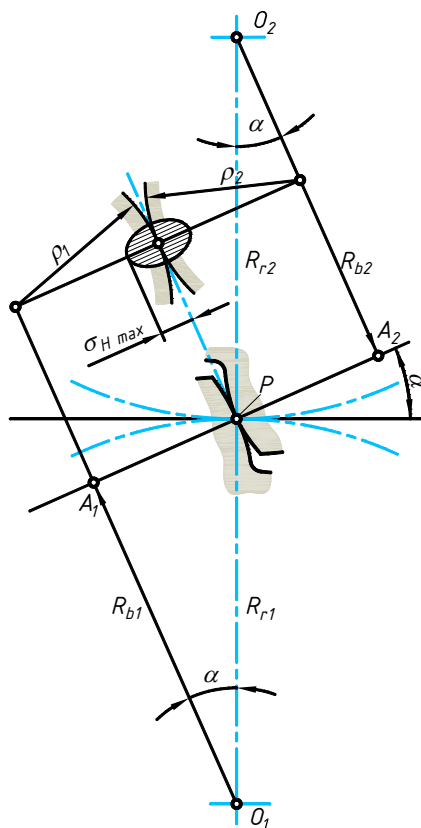


Fig. 8.29. Tensiunile de contact și razele de curbură ale flancurilor dinților.

iar dacă se notează prin

$$k_u = \frac{\sigma_{H \max}^2 \sin 2\alpha}{0,7E}, \quad (8.74)$$

unde s-a înlocuit $\sigma_{H \max}$ cu $[\sigma_H]$ se obține:

$$k_u \geq \frac{F_{tc}}{\psi m^2 z_1} \frac{i \pm 1}{i}. \quad (8.75)$$

În relație, prin k_u s-a notat coeficientul de rezistență la uzură, dependent de duritatea materialelor roților și de durata medie de funcționare sub sarcină a acestora. Valorile acestui coeficient, pentru unele materiale, sunt date în tabelul 8.5.

Tabelul 8.5. Valori pentru coeficientul de rezistență la uzură k_u .

1. Oțeluri

HB [N/mm ²]	180	200	210	220	230	240	260	280	300	320	320
$[\sigma_H]$ [N/mm ²]	450	500	525	550	575	600	650	700	750	800	850
k_u [N/mm ²]	8,6	10,6	11,7	12,8	14,1	15,3	18,0	20,8	24,0	27,2	30,7

2. Alte materiale

Fontă	$[\sigma_H] = 320 \dots 400$ [N/mm ²]	$k_u = 6 \dots 8$ [N/mm ²]
Materiale plastice stratificate, armate cu textile	$[\sigma_H] = 44 \dots 57,5$ [N/mm ²]	$k_u = 1,25 \dots 2,25$ [N/mm ²]
Materiale plastice stratificate, armate cu lemn	$[\sigma_H] = 52 \dots 63,5$ [N/mm ²]	$k_u = 1,18 \dots 1,75$ [N/mm ²]

Dacă din relația (8.75) se determină modulul m , relația obținută poate servi la dimensionare, astfel:

$$m = \sqrt{\frac{F_{tc}}{\psi k_u z_1} \frac{i \pm 1}{i}}. \quad (8.76)$$

Valoarea modulului, obținută pe această cale, este de multe ori diferită cea rezultată din calculul la rupere. De regulă, la dimensionare se folosește cea mai mare valoare din cele obținute. Dacă diferența dintre cele două module este mare, modulul la uzură fiind mare, se înlocuiește materialul roții cu unul care are duritatea mai mare, deci cu k_u mai mare sau se aplică un tratament termic sau termochimic, corespunzător, suprafețelor de lucru ale flancurilor dinților.

Corpul roților dințate. Formele constructive ale roților dințate sunt dependente de dimensiunile lor. În general, în construcția acestor roți se deosebesc trei părți: partea centrală sau butucul roții, partea exterioară pe

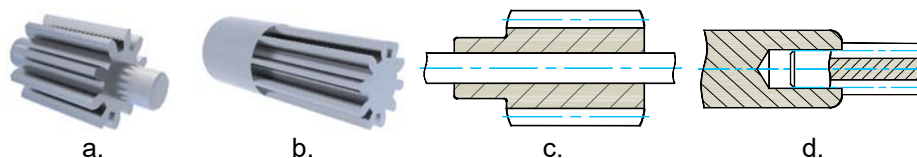


Fig. 8.30. Roți dințate de diametre foarte mici.

care se află dantura, denumită obada roții, și partea mijlocie care face legătura între butuc și obadă.

Roțile de diametre mici se execută din aceeași bucată cu arborele, dinții fiind tăiați pe un umăr strunjit la un diametru mai mare (fig. 8.30,a) sau chiar pe corpul arborelui (fig. 8.30,b). O astfel de formă constructivă presupune, desigur, înlocuirea arborelui odată cu roata dințată uzată, ceea ce este un dezavantaj, întrucât, de regulă, materialul roții este superior calitativ materialului arborelui. Dacă diametrul cercului interior este mai mare decât diametrul arborelui, roțile se pot executa din țeava și se fixează pe arbore prin strângere sau prin știfturi (fig. 8.30,c). Dacă diametrul cercului interior este mai mare decât diametrul arborelui, roțile se pot executa din bare rotunde, fixate prin presare într-un gol al arborelui (fig. 8.30,d).

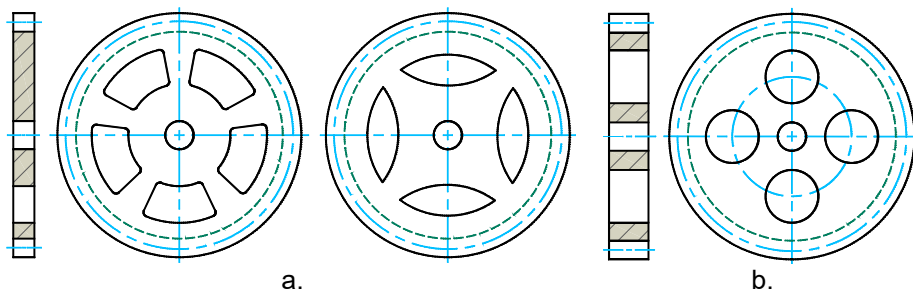


Fig. 8.31. Roți dințate ștanțate.

Roțile de diametre ceva mai mari și de grosime mică se execută din bare laminate, prin ștanțare sau matrițare. În zona dintre obadă și butuc se practică în acest caz, decupări sau găuri (fig. 8.31) pentru observare și pentru a micșora greutatea discului roților.

Roțile de dimensiuni mari se confecționează tot

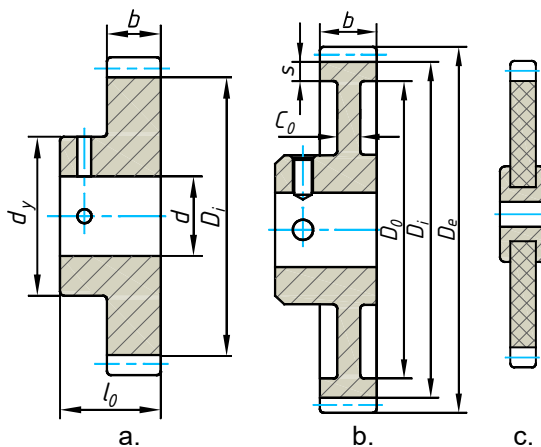


Fig. 8.32. Roți dințate independente de arbore.

independente de arbore fie, dintr-o singură bucată, prin turnare sau forjare. În aceste cazuri, roțile se execută cu disc plin sau cu spițe.

În figura 8.32, *a, b* sunt arătate două roți metalice independente cu butucul de lungime $l_b > b$, unde b este lățimea roții. Butucul se lungește pe o singura parte, pentru o fixare mai bună a roții de arbore. În figura 8.32, *c* este reprezentată o roată din masă plastică, executată separat de butuc și care se assemblează printr-o flanșă. În general, fixarea roților independente de arbori se face prin diferite procedee de asamblare, de regulă, demontabile (strângere, pene longitudinale, filet). Sistemul de fixare depinde și de procedeul de execuție al roții, de forma ei, utilizarea și numărul bucăților, care se montează.

8.4.7. Roțile dințate cu dinți înclinați

8.4.7.1. Particularitățile geometrice și cinematice

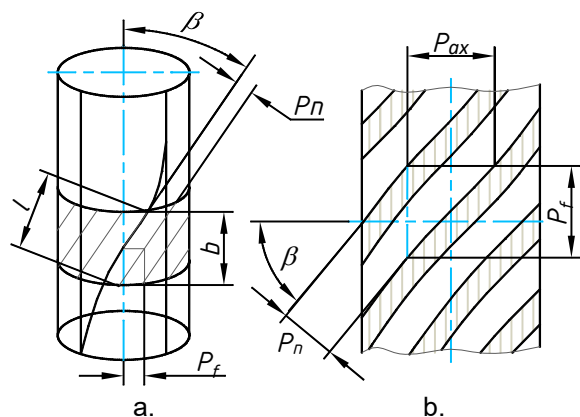


Fig. 8.33. Formarea dintelui înclinat.

Din studiul cinematic al angrenării a rezultat că funcționarea liniștită a roților dințate este condiționată de existența unui grad de acoperire cât mai mare. Acesta este limitat, însă, de valorile pe care le pot avea înălțimea capului dintelui și numărul minim de dinți, pentru ca să nu se producă interferența și să

se mențină constant raportul de transmitere.

Gradul de acoperire se poate mări dacă se înlocuiesc dinții drepecți cu dinți în trepte, care se obțin prin secționarea roții cu planuri perpendiculare pe axa ei și decalarea cu unghiuri egale a discurilor rezultate astfel. Practic, însă, nu se execută dinți în trepte, ci, prin sporirea la infinit a acestora, distanța dintre trepte se reduce la zero și dintele capătă forma unei elice răsucite cu un unghi β față de cilindru (fig. 8.33, *a*). Detașarea unei porțiuni de lățime b din cilindru va da roata cu dinți înclinați, care uneori se mai numește și roată cu dinți elicoidali. Cu aceasta se înlătură un alt dezavantaj al roților cu dinți drepecți, acela că angrenarea nu se mai face simultan pe toată lungimea flancului, ceea ce în condițiile unei execuții imprecise, deci a erorilor de prelucrare și montaj, dă naștere la forțe dinamice și zgomot. Deoarece dinții sunt înclinați cu unghiul β (fragment dintr-o elice),

angrenarea se face treptat, zgomotul și forțele dinamice se micșorează și există posibilitatea reducerii numărului de dinți la pinion, fără să apară pericolul subțierii. Angrenajul cu dinți înclinați are dinții celor două roți înclinați cu același unghi, dar în sens contrar.

La roțile dințate cu dinți înclinați se poate vorbi de trei pași:

- pasul frontal sau pasul aparent p_f , care se obține prin intersectarea roții cu planul perpendicular pe axa cilindrului de divizare și paralel cu planul frontal al roții;
- pasul normal p_n obținut prin intersectarea roții cu planul normal pe elicea cilindrului de divizare;
- pasul axial p_{ax} sau pasul elicei, obținut prin intersectarea roții cu un plan care trece prin axa cilindrului de divizare.

Între aceste trei pași, așa cum se poate vedea din figura 8.33, *b*, există relația:

$$p_f = \frac{p_n}{\cos \beta} = \frac{p_{ax}}{\operatorname{ctg} \beta}. \quad (8.77)$$

Corespunzător celor trei păsurii, se disting și se denumesc similar trei module între care există o relație analoagă, adică:

$$m_f = \frac{m_n}{\cos \beta} = \frac{m_{ax}}{\operatorname{ctg} \beta}. \quad (8.78)$$

Cremaliera va avea dinții înclinați. Profilul standardizat al cremalierii apare în secțiune normală pe direcția dinților, unde se va reproduce pasul normal p_n și unghiul normalizat α_n (fig. 8.34). Dacă se privește cremaliera lateral, apare pasul frontal p_f și unghiul α_f din planul frontal. Rămâne aceeași în ambele planuri, înălțimea h a dintelui. Elementele geometrice se determină în funcție de modulul normal. Între aceste elemente trebuie distinse unghiurile, efectiv de angrenare, din planul frontal, α_f , și

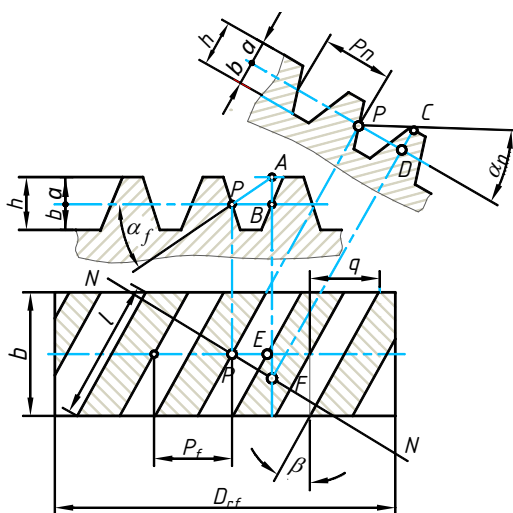


Fig. 8.34. Unghiurile de angrenare în plan frontal și plan normal.

standardizat din planul normal, a_n . Ținând seama de figura 8.34, relațiile pentru aceste unghiuri vor fi:

$$\operatorname{tg} \alpha_n = \frac{CD}{PD} = \frac{a}{PD} \quad \text{și} \quad \operatorname{tg} \alpha_f = \frac{AB}{BP} = \frac{a}{BP} \quad (8.79)$$

și făcând raportul lor,

$$\frac{\operatorname{tg} \alpha_f}{\operatorname{tg} \alpha_n} = \frac{PD}{PB}. \quad (8.80)$$

Se observă, însă, că

$$\frac{PD}{PB} = \frac{PF}{PE} = -\frac{1}{\cos \beta} \quad (8.81)$$

și înlocuind în relația (8.80) se obține

$$\operatorname{tg} \alpha_f = \frac{\operatorname{tg} \alpha_n}{\cos \beta}, \quad (8.82)$$

de unde se vede că unghiul de angrenare α_f este mai mare decât la roțile cilindrice cu dinți drepecți.

Distanța a_w dintre centrele de rotație ale roților va fi:

$$a_w = R_{r1} + R_{r2} = \frac{m_f}{2}(z_1 + z_2) = \frac{m_n}{2 \cos \beta}(z_1 + z_2). \quad (8.83)$$

Între lungimea l a dintelui și lățimea b a roții există relația:

$$b = l \cos \beta. \quad (8.84)$$

Dinții sunt decalate cu distanța, egală cu arcul q , a cărei valoare este

$$q = b \operatorname{tg} \beta, \quad (8.85)$$

care se mai numește și înaintarea dintelui. Prin înclinarea dintelui, gradul de acoperire ε este mărit cu cel datorat înaintării. Notându-se prin ε_0 gradul de acoperire al roții cu dinți drepecți, gradul de

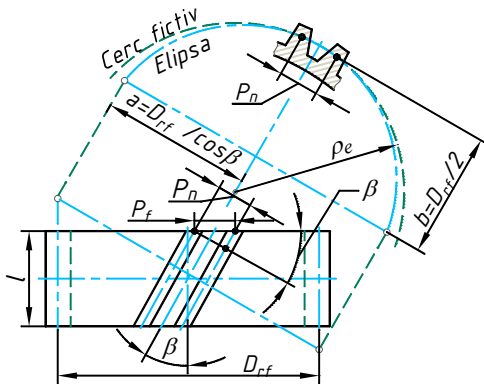


Fig. 8.35. Determinarea numărului minim de dinți la roata cu dinți înclinați.

acoperire al roții cu dinți înclinați va fi:

$$\varepsilon = \varepsilon_0 + \varepsilon_f = \varepsilon_0 + \frac{b \operatorname{tg} \beta}{p_f}, \quad (8.86)$$

de unde se vede că, mărindu-se lăţimea roţii şi unghiul β , se pot obţine grade de acoperire mai mari. De altfel la aceste roţi, se găsesc simultan în contact un număr de 6... 10 perechi de dinţi şi chiar mai multe.

Pentru determinarea numărului minim de dinţi, se consideră din nou roata secţionată cu un plan perpendicular pe direcţia dinţilor (fig. 8.35). Se obţine o elipsă cu axa mică $2b = D_{rf}$ şi axa mare $2a = D_{rf}/\cos\beta$. Pe elipsă dinţii se succed cu pasul p_n , deci profilul dintelui în secţiune normală corespunde unui cerc fictiv, având raza ρ_e egală cu raza de curbură a elipsei. Angrenarea pe elipsă poate fi înlocuită, cu aproximaţie, cu angrenarea unei roţi cu dantura dreaptă, având raza cercului de rostogolire ρ_e şi numărul de dinţi z_e şi numită roată echivalentă.

Deoarece raza de curbură a elipsei este

$$\rho_e = \frac{a^2}{b} = \frac{\left[\frac{D_{rf}}{2 \cos \beta} \right]^2}{\frac{D_{rf}}{2}} = \frac{D_{rf}}{2 \cos^2 \beta}, \quad (8.87)$$

dacă se înlocuieşte

$$\rho_e = \frac{z_e m_n}{2} \text{ şi } D_{rf} = \frac{m_n z}{\cos \beta}, \quad (8.88)$$

se obţine

$$z_e = \frac{z}{\cos^3 \beta}. \quad (8.89)$$

Numărul minim de dinţi al roţii cu dinţi înclinaţi fiind z_{min} , se poate exprima în funcţie de z_e , pentru alegerea cremalierei sculă, şi este

$$z_{min} = z_{e \min} \cos^3 \beta. \quad (8.90)$$

Dacă se înlocuieşte $z_{e \min} = 17$ şi $\cos \beta = 45^\circ$, se obţine:

$$z_{min} \approx 6 \text{ dinţi}. \quad (8.91)$$

Datorită unghiului de angrenare efectiv mai mare la roţile cu dinţi înclinaţi decât la roţile cu dinţi dreپتي, numărul minim la roţile cu dinţi înclinaţi este mai mic decât la cele cu dinţi dreپتي, fără a se produce fenomenul de interferenţă. Se poate face deplasare atât în înălţime, deci simetrică, cât şi unghiulară, deci nesimetrică. Relaţiile de calcul sunt cele de la roţile cu dinţi dreپتي, în care se înlocuiesc elementele roţii cu dinţi înclinaţi în planul frontal. La confecţionarea danturii, deplasarea sculei se desfăşoară în plan normal pe direcţia dintelui. Valoarea deplasării x_n faţă de linia medie şi în raport cu polul P va fi:

$$x_n = \pm \xi_n m_n, \quad (8.92)$$

unde:

$$\xi_n = \frac{\xi_f}{\cos \beta}. \quad (8.93)$$

S-au notat prin ξ_n și ξ_f deplasările specifice în plan normal și plan frontal. Elementele geometrice și calculul cinematic se fac pe baza criteriilor arătate, cu relațiile de la angrenajul cilindric cu dinți drepecți.

8.4.7.2. Forțele și calculul la rezistență

Apartenența dintelui la o linie elicoidală face ca sistemul de forțe active să fie orientat spațial. Din figura 8.36,a se observă că forța normală pe flancul dintelui, F_n , se descompune în două componente: F'_t normală pe direcția dinților și F_r după direcția radială. Pe de altă parte, forța F'_t , într-un plan orizontal, se descompune tot în două componente: F_t , care este forța periferică și componenta axială F_a .

Forța F_t se determină din datele de exploatare:

$$F_t = \frac{2T}{D_{rf}} = \frac{2 \cos \beta T}{m_n z}, \quad (8.94)$$

unde D_{rf} este diametrul cercului de rostogolire frontal,

$$D_{rf} = m_f z = \frac{m_n z}{\cos \beta}. \quad (8.95)$$

Forța axială se poate determina cu relația:

$$F_a = F_t \operatorname{tg} \beta, \quad (8.96)$$

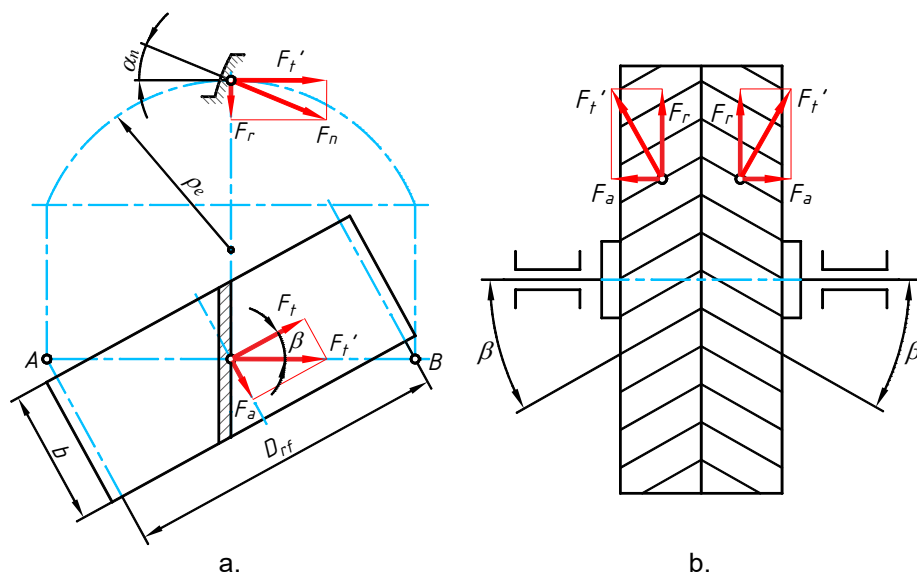


Fig. 8.36. Sistemul de forțe cu dinți înclinați și compensarea componentelor axiale.

ea tinzând să deplaseze roțile de pe cei doi arbori în sens axial, de unde apare necesitatea rulmenților axiali pentru preluarea ei. Efectul împingerii axiale se poate elimina prin compensare, întrebuițând dinți ascuțiți sau în „V”, la care forțele axiale se echilibrează și lagărele axiale nu mai sunt necesare (fig.8.36,b).

Linia de angrenare se află în planul normal pe dinte, iar proiecția forței tangențiale F'_t în acest plan va fi:

$$F'_t = \frac{F_t}{\cos \beta}, \quad (8.97)$$

astfel că sarcina normală pe dinte F_n , după direcția liniei de angrenare în acest plan, este:

$$F_n = \frac{F'_t}{\cos \alpha_n} = \frac{F_t}{\cos \alpha_n \cos \beta}, \quad (8.98)$$

iar forța radială

$$F_r = F'_t \operatorname{tg} \alpha_n = F_t \frac{\operatorname{tg} \alpha_n}{\cos \beta}. \quad (8.99)$$

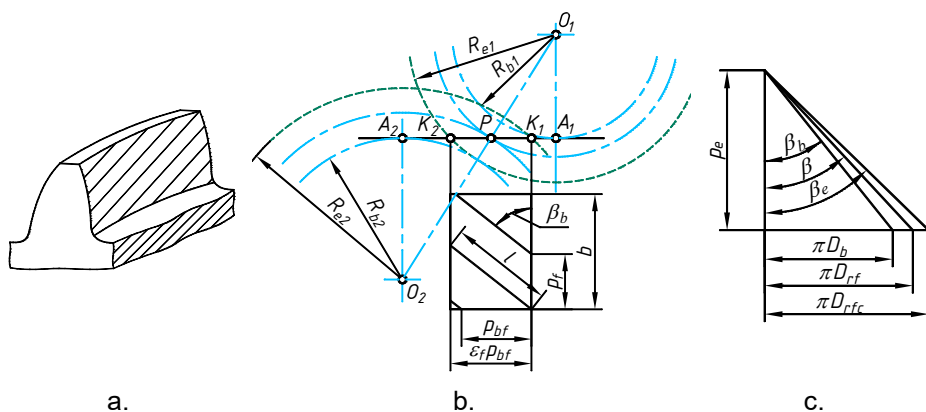


Fig. 8.37. Lungimea de contact la roțile cu dinți înclinați.

Calculul la încovoiere și la uzură al roților cu dinți înclinați se face, utilizând relațiile de la roțile cu dinți drepi, adaptate la dantura înclinată.

Întrucât roțile cu dinți înclinați se rodează suficient de bine, sarcina se poate considera că se distribuie pe toți dinții aflați în angrenare, de aceea o problemă legată de calcul este lungimea totală a liniilor de contact. Contactul dintre dinți se face după linii înclinate față de generatoare (fig.8.37,a), astfel ca luându-se unghiul de înclinare a dinților pe cercul de bază, β_b , în plan frontal (fig.8.37,c), se poate calcula lungimea unei singure linii și apoi a unui număr de n linii de contact.

Din figura 8.37,*b* se observă că porțiunea activă din linia de angrenare în plan frontal este $K_1 K_2 = p_b \varepsilon_f$, unde ε_f este gradul de acoperire în același plan. Rezultă lungimea l a unei singure linii de contact care va fi:

$$l = \frac{\varepsilon_f p_{bf}}{\sin \beta_b}. \quad (8.100)$$

Numărul total de linii de contact n rezultă din gradul de acoperire suplimentar și este:

$$n = \frac{b \operatorname{tg} \beta_b}{p_{bf}}, \quad (8.101)$$

astfel că lungimea totală l_c va fi:

$$l_c = \frac{b \operatorname{tg} \beta_b}{p_{bf}} \cdot \frac{p_{bf} \varepsilon_b}{\sin \beta_b} = \frac{b \varepsilon_f}{\cos \beta_b}. \quad (8.102)$$

Întrucât raportul dat de relația (8.101) nu este constant, l_c va fi variabilă, valoarea minimă a lungimii dinților aflați în același timp în contact, $l_{c \min}$, se poate determina, înmulțind l_c cu un coeficient de lungime 0,9:

$$l_{c \min} = 0,9 \frac{b \varepsilon_f}{\cos \beta_b}. \quad (8.103)$$

Deoarece repartizarea sarcinii pe dinte nu este cunoscută și luându-se în considerare unele abateri, se poate admite cu suficientă aproximație ca lungime de contact, lungimea l a unui dinte, va fi:

$$l = \frac{b}{\cos \beta_b} \approx \frac{b}{\cos \beta}, \quad (8.104)$$

neglijându-se produsul $0,9 \varepsilon_f$.

Calculul la rupere pleacă de la relația, care dă forța F'_t normală pe direcția dintelui, principala forță care solicită dintele la încovoiere și care este:

$$F'_t = \frac{F_t}{\cos \beta} = \pi m_n y_n l \sigma_n \cos \alpha_n, \quad (8.105)$$

unde y_n este coeficientul de formă corespunzător numărului de dinți $z_e = z / \cos^3 \beta$ al roții cu dinți drepti echivalente.

Dacă se introduce l din relația (8.104), iar b se înlocuiește în raport cu modulul normal m_n și coeficientul ψ_n de lățime a roții,

$$b = \psi_n m_n,$$

egalând forța periferică de calcul cu F'_t din relația (8.105), rezultă:

$$\frac{2T}{\frac{m_n z}{\cos \beta}} K_d K_\varepsilon = \pi m_n^2 y_n \frac{\psi_n}{\cos \beta} \sigma_u \cos \beta \cos \alpha_n. \quad (8.106)$$

După efectuarea înlocuirilor și transformărilor se obține:

$$m_n = \sqrt[3]{\frac{680TK_d K_\varepsilon \cos \beta}{\psi_n y_n z \sigma_F}}. \quad (8.107)$$

În calcul s-a introdus și coeficientul gradului de acoperire K_ε , întrucât neglijarea acestuia, dacă se are în vedere că gradul de acoperire la roțile cu dinți înclinați este mare (apropiat de 2), ar duce la o mărire a modulului, deci la o supradimensionare inutilă.

Calculul la presiune de contact se face cu relația lui Hertz de la roțile cu dinți drepiți, în care se înlocuiește F_n cu valoarea ei din relația (8.98), lungimea de contact cu relația (8.106), iar razele de curbura ρ_1 și ρ_2 se determină ca și la roțile cu dinți drepiți:

$$\rho_1 = \frac{D_{rf1}}{2} \sin \alpha \quad \text{și} \quad \rho_2 = \frac{D_{rf2}}{2} \sin \alpha, \quad (8.108)$$

unde D_{rf1} și D_{rf2} se înlocuiesc în funcție de razele roților echivalente ρ_{e1} și ρ_{e2} determinate din relația (8.87).

8.5. Angrenaje conice

8.5.1. Particularitățile geometrice și cinemate

Roțile dințate conice servesc pentru transmiterea mișcării de rotație între doi arbori care au axele concurente și au următoarele elemente geometrice diferite de cele ale roților cilindrice (fig. 8.38,a):

- conurile de rostogolire OPA și OPB , cu vârful în O și generatoarea comună OP , corespunzătoare cilindrilor de rostogolire de la roțile cilindrice;

- conurile de rostogolire OPA și OPB , cu vârful în O și generatoarea comună OP , corespunzătoare cilindrilor de rostogolire de la roțile cilindrice;

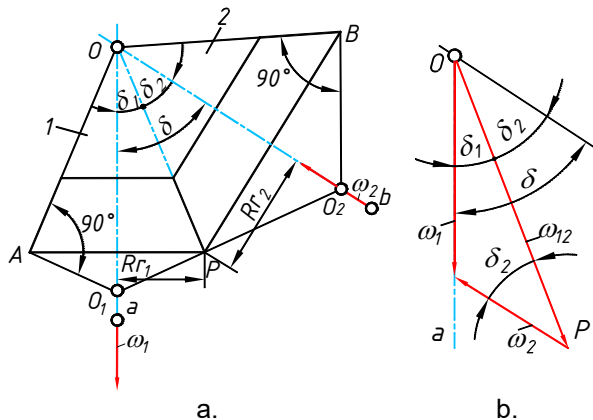


Fig. 8.38. Particularitățile geometrice ale roților conice.

- unghiul δ format între axele de rotație ale celor două conuri;
- cercurile de rostogolire, luate în mod convențional, sunt cele două baze mari ale triunghiurilor de con detașate pentru roți;
- conurile suplimentare, AO_1P și BO_2P , care au axele comune cu conurile de rostogolire, vârfurile îndreptate în sens invers, iar generatoarele perpendiculare pe generatoarele conurilor de rostogolire.

Pentru a determina raportul de transmitere se va presupune că, în rotația în jurul axei sale, conul 1 are viteza unghiulară ω_1 iar conul 2 are o mișcare complexă, compusă din una relativă față de conul 1 cu viteza ω_{21} și una de transport împreună cu conul 1. Compunând vitezele unghiulare față de punctul fix (fig. 8.38,b) se va obține

$$\omega_2 = \omega_1 + \omega_{21}, \quad (8.109)$$

iar din paralelogramul vitezelor rezultă:

$$i_{12} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{\sin \delta_2}{\sin \delta_1} = \frac{R_{r2}}{R_{r1}} = \frac{z_2}{z_1}. \quad (8.110)$$

Întrucât $\delta = \delta_1 + \delta_2$, deci $\delta_2 = \delta - \delta_1$, rezultă:

$$\delta_2 = \sin \delta \cdot \cos \delta_1 - \cos \delta \sin \delta_1 = \sin \delta_1 (\sin \delta \cdot \operatorname{ctg} \delta_1 - \cos \delta) \text{ și}$$

$$i_{12} = \sin \delta \cdot \operatorname{ctg} \delta_1 - \cos \delta. \quad (8.111)$$

Când i_{12} și δ sunt cunoscuți, se determină δ_1 și δ_2 . După relația (8.111) se poate scrie:

$$\operatorname{tg} \delta_1 = \frac{\sin \delta}{i_{12} + \cos \delta} = \frac{\sin \delta}{z_2/z_1 + \cos \delta} \quad (8.112)$$

și pentru cazul cel mai frecvent utilizat, $\delta = 90^\circ$, rezultă:

$$\operatorname{tg} \delta_1 = \frac{z_1}{z_2} = \frac{1}{i_{12}}; \operatorname{tg} \delta_2 = \frac{z_2}{z_1} = i_{12}. \quad (8.113)$$

La proiectarea cinematică a transmisiei conice se dă și i_{12} și se determină δ_1 și δ_2 , unghiurile la vârf ale conurilor de rostogolire, cu care se dimensionează roțile.

Dantura angrenajului conic se trasează tot după evolventă, dar trebuie examinată, în mod special, formarea profilului, deoarece suprafețele laterale ale dinților reprezintă niște suprafețe evolventice conice. Formarea acestor suprafețe se poate imagina, astfel: se duce planul tangent la suprafața laterală a conului de bază (fig. 8.39,a) și în acest plan dreapta ABO , care trece prin vârful conului. Dacă planul se va rostogoli fără alunecare peste conul de bază, atunci segmentul AB descrie o suprafață

evolventă conică, iar fiecare punct al acestui segment va păstra neschimbată distanța sa până la centrul O , adică se va deplasa, totodată, pe suprafața unei sfere, descriind o evolventă sferică.

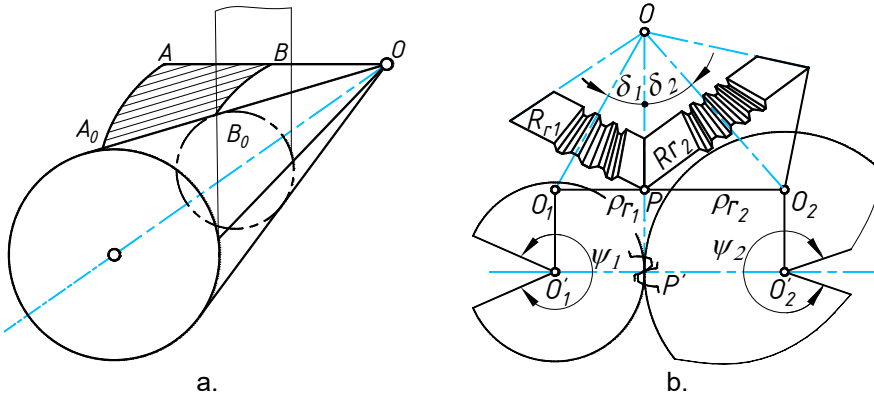


Fig. 8.39. Trasarea evolventei și profilurilor roților conice.

La proiectarea transmisiei conice apar probleme analogice celor de la roțile cilindrice, adică: fenomenul de interferență, gradul de acoperire, numărul minim de dinți, deplasarea profilelor și altele. Rezolvarea acestor probleme prezintă mari dificultăți din cauza imposibilității desfășurării în plan a sferei și, de aceea, calculul care se face este aproximativ și bazat pe o reprezentare tot aproximativă a profilului dinților roților conice într-o figură plană.

Pentru trasarea profilurilor dinților se pleacă de la o soluționare în plan a problemei. Fiind date conurile de rostogolire (fig. 8.39,b), se construiesc conurile suplimentare și se desfășoară aceste conuri în planul de proiecție. Ele apar aici sub forma unor sectoare, de raze ρ_{r1} și ρ_{r2} , egale cu lungimea generatoarelor conurilor suplimentare, iar arcurile pe care le întind sunt egale cu lungimea cercurilor de rostogolire de raze R_{r1} și R_{r2} . Dacă cele două arcuri se consideră, după completare, drept cercurile de rostogolire ale unor roți cu centrele în O'_1 și O'_2 , cu ajutorul regulilor cunoscute de la roțile cilindrice se trasează dinții în evolventă, apoi se suprapun sectoarele peste conurile suplimentare. Unind toate punctele obținute cu punctul O prin drepte, se obțin dinții roților conice, corespunzător conurilor de rostogolire alese.

Razele ρ_{r1} și ρ_{r2} ale cercurilor de rostogolire de la roțile cilindrice convenționale vor fi:

$$\rho_{r1} = \frac{R_{r1}}{\cos \delta_1}, \quad \rho_{r2} = \frac{R_{r2}}{\cos \delta_2}, \quad (8.114)$$

iar unghiurile ψ_1 și ψ_2 ale sectoarelor dințate, din condițiile de mai sus, sunt:

$$\rho_{r1}\psi_1 = 2\pi R_{r1}, \rho_{r2}\psi_2 = 2\pi R_{r2}. \quad (8.115)$$

Numerele de dinți ale roților conice, egale cu numerele de dinți ale sectoarelor z_1 și z_2 , sunt, evident, mai mici decât numerele de dinți z'_1 și z'_2 ale roților cilindrice cu raze ρ_{r1} și ρ_{r2} . Relațiile între z'_1 și z'_2 , respectiv z_1 și z_2 , se pot obține, știind că pasul este comun pentru sectoare (roțile conice) și roțile cilindrice. Rezultă, astfel:

$$\begin{aligned} z'_1 p &= 2\pi \rho_{r1}, \quad z'_2 p = 2\pi \rho_{r2}, \\ z_1 p &= \psi_1 \rho_{r1}, \quad z_2 p = \psi_2 \rho_{r2}, \end{aligned}$$

de unde, prin împărțirea relațiilor două câte două și înlocuirea lui ρ_{r1} și ρ_{r2} , din relațiile (8.114) și (8.115), se obține:

$$\begin{aligned} z'_1 &= \frac{2\pi}{\psi_1} z_1 = \frac{2\pi}{2\pi \cos \delta_1} z_1 = \frac{z_1}{\cos \delta_1}, \\ z'_2 &= \frac{2\pi}{\psi_2} z_2 = \frac{z_2}{\cos \delta_2}, \end{aligned} \quad (8.116)$$

adică numărul de dinți al roților cilindrice este mai mare decât al celor conice, în rapoartele $1/\cos \delta_1$ și $1/\cos \delta_2$. Ca urmare, raportul de transmitere i'_{12} al roților cilindrice, exprimat în funcție de raportul de transmitere i_{12} al roților conice, va fi:

$$i'_{12} = \frac{z'_2}{z'_1} = \frac{z_2 \cos \delta_1}{z_1 \cos \delta_2} = i_{12} \frac{\cos \delta_1}{\cos \delta_2}, \quad (8.117)$$

iar în cazul când axele roților formează un unghi drept, deci $\delta = \delta_1 + \delta_2 = 90^\circ$, se obține:

$$i'_{12} = i_{12} \frac{\cos(90^\circ - \delta_2)}{\cos \delta_2} = i_{12} \operatorname{tg} \delta_2. \quad (8.118)$$

Întrucât din relația (8.113), $i_{12} = \operatorname{tg} \delta_2$, rezultă,

$$i'_{12} = i_{12}^2, \quad (8.119)$$

deci, angrenarea roților conice este echivalentă cu a celor cilindrice, însă ultimele au un număr mai mare de dinți. De aceea, în condiții egale, roțile conice au un grad de acoperire ε mai mare decât cele cilindrice și un număr de dinți z_{min} mai mic, pentru roata mică. Astfel, dacă $\delta_1 = 45^\circ$ și $z'_1 = 17$ dinți la o cremalieră de 20° , din $z_1 = z'_1 \cos \delta_1$ rezultă că roata mică poate avea 12 dinți fără să se producă interferența.

8.5.2. Forțele și calculul la rezistență al roților dințate conice

Pentru stabilirea sistemului de forțe se consideră cel mai frecvent angrenaj conic, cel cu unghiul între axe de 90° și cu dinți drepecți. La acest angrenaj se poate admite, că roata conducătoare acționează în punctul M asupra dintelui roții conduse, deci forța tangențială F_t , va fi aplicată la mijlocul lășimii roții conice, adică la cercul de rostogolire de rază medie R_{rm} (fig. 8.40,a). În funcție de această forță,

$$F_t = \frac{2T}{D_{rm}}, \quad (8.120)$$

se determină componenta

$$F' = F_t \cdot \operatorname{tg} \alpha_n, \quad (8.121)$$

care lucrează în planul O_1O_2 , normal pe generatoarea comună, și care se descompune în componenta axială:

$$F_{a2} = F' \sin \delta_2 = F_t \operatorname{tg} \alpha_n \sin \delta_2, \quad (8.122)$$

și componenta radială

$$F_{r2} = F' \cos \delta_2 = F_t \operatorname{tg} \alpha_n \cos \delta_2. \quad (8.123)$$

Prima din aceste forțe produce eforturi axiale în arbori și din această cauză ei trebuie asigurați cu rulmenți axiali. A doua solicită dintele la compresiune și se transmite asupra arborelui, pe care îl solicită la încovoiere. Situația este similară și pentru cea de a doua roată, cu jumătatea unghiului la vârf δ_1 .

Deoarece pasul și modulul variază de-a lungul flancului, calculul la rupere se face, considerând cã efortul se repartizează uniform pe lungimea acestuia, iar forța periferică se aplică la mijlocul lungimii dintelui. Roata conică poate fi asimilată cu o roată cilindrică cu dinți drepecți, având raza cercului de rostogolire egală cu raza medie.

Relația pentru calculul modului m_m , va avea forma:

$$m_m = \sqrt[3]{\frac{680TK_{dm}K_\varepsilon}{y'\psi_m\sigma_Fz}} [mm], \quad (8.124)$$

unde: K_{dm} este coeficientul dinamic corespunzător cercului de rostogolire mediu, de diametru D_{rm} ; y' – coeficientul de formă, care corespunde roții cilindrice de înlocuire, având un număr de dinți: $z'_1 = z_1 / \cos \delta_1$; $l = \psi_m u_m$ – lungimea dintelui roții conice, pentru care coeficientul ψ_m se poate demonstra cã se obține cu relația:

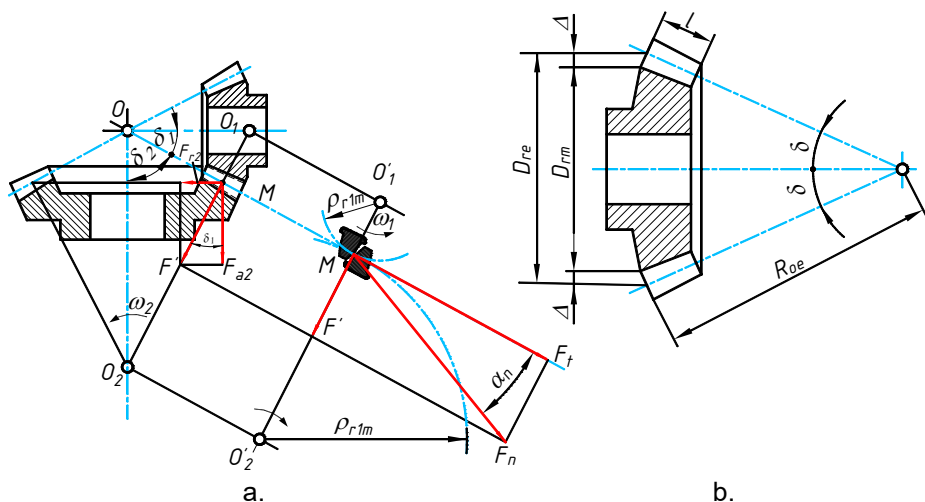


Fig. 8.40. Sistemul de forțe și calculul modulului angrenajului conic.

$$\psi_m = \frac{\sqrt{z_1^2 + z_2^2}}{\frac{2R_{0e} - 1}{l}}. \quad (8.125)$$

În relație, R_{0e} este lungimea generatoarei conului de rostogolire, iar z_1 și z_2 – numerele de dinți ale celor două roți.

După determinarea modulului m_m se stabilește, din considerații geometrice, modulul m pe cercul exterior, care se standardizează. Din figura 8.40,b se observă:

$$D_{re} + D_{rm} + 2\Delta, \quad (8.126)$$

unde

$$\Delta = \frac{1}{2} \sin \delta, \quad (8.127)$$

deci

$$mz = m_m z + 2 \frac{l}{2} \sin \delta \quad (8.128)$$

și prin urmare

$$mz = m_m z \left(1 + \frac{l \sin \delta}{D_{rm}} \right). \quad (8.129)$$

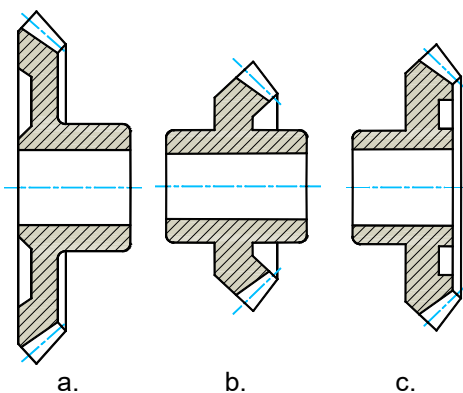


Fig. 8.41. Soluții constructive pentru roțile dințate conice.

Uneori se face un calcul de verificare la uzură a roților conice, după aceleași principii ca la roțile cilindrice.

Forme constructive de roți conice, cu butuc pe o singură parte sau pe ambele părți, sunt arătate în figura 8.41. Înlăturarea curselor moarte se face prin aceleași procedee ca la roțile cilindrice.

Dezavantajele, pe care le prezintă roțile conice, pe lângă greutatea privind execuția danturii, sunt de ordin constructiv. Ele necesită precizie mare la montaj și la schimb, deoarece trebuie potrivit bine vârful conurilor, și au nevoie de lagăre axiale. Pentru a îmbunătăți condițiile de funcționare, dantura acestor roți poate fi executată și cu dinți înclinați, în săgeată sau curbilini.

8.6. Angrenaje melcate

8.6.1. Elemente generale. Clasificare. Particularitățile geometrice și cinematice

Angrenajele cu melc și roată melcată se referă la transmisiile cu angrenaj cu axe concurente în spațiu ale arborilor. Unghiul de încrucișare este egal, de obicei, cu 90° . Mișcarea în transmisia dată se realizează după principiul cuplei elicoidale. În calitate de șurub servește melcul, iar roata melcată este asemenea unui sector de piuliță înfășurat pe un cerc.

Transmisia melcată se deosebește principal de transmisiile cilindrice și conice prin faptul că vitezele circulare ale melcului și roții melcate nu coincid nici după mărime, nici după direcție. Deci, în procesul de funcționare melcul alunecă față de dinții roții melcate, astfel realizându-se frecare de alunecare.

Angrenajul cu melc și roată melcată poate fi considerat ca un mecanism particular cu roți dințate elicoidale, la care diametrul uneia din roți $D_1 = D_{sr}$ este foarte mic, iar unghiul de înclinare β_1 al dinților săi este foarte mare, astfel încât, dinții formează o elice completă, care înfășoară cilindrul. Roata mică s-a transformat, astfel, într-un șurub denumit șurub melc sau melc, iar roata elicoidală cu care angrenează se numește roată melcată (fig.8.42). Diametrul roții $D_2 = D_r$ și unghiul de înclinare a dinților β_2 sunt cele ale roții elicoidale.

Într-o secțiune axială a șurubului cu un plan perpendicular pe axa roții, melcul se prezintă ca o cremalieră cu dinți drepecți, de obicei trapezoidali, iar

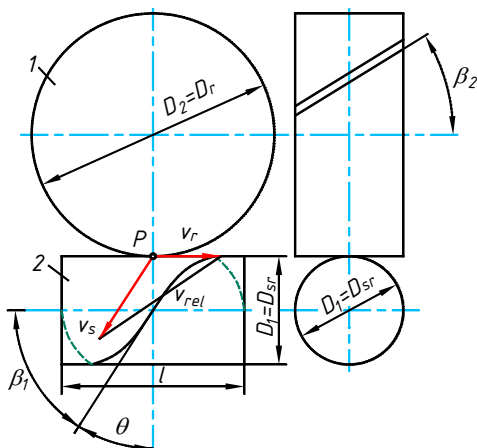


Fig. 8.42. Obținerea angrenajului melcat din angrenajul elicoidal.

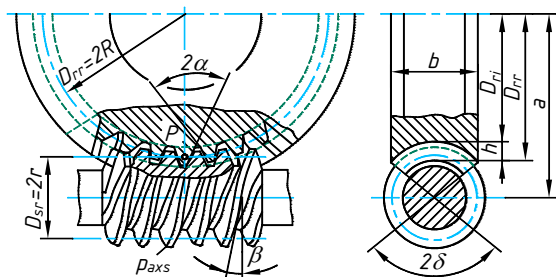


Fig. 8.43. Angrenaj cu melc și roată melcată.

roata are dinții elicoidali cu profil în evolventă (fig.8.43). La angrenajul nedeplasat, suprafața cilindrică a melcului, tangentă la cilindrul de rostogolire al roții, este cilindrul de rostogolire sau de divizare al melcului. Cilindrii de

rostogolire sunt în permanență tangenți în polul P al angrenajului.

Pentru a determina raportul de transmitere în secțiunea considerată (planul trece prin polul P al angrenajului și este paralel cu planul frontal al roții), este necesar să se respecte egalitatea:

$$p_{f1} = p_{ax_s} = p, \quad (8.130)$$

unde p_{fr} este pasul frontal pe cercul de divizare al roții, iar p_{axs} - pasul axial al melcului (fig.8.43). Dacă se va alege un sistem de axe rectangulare (fig.8.44) cu originea în P , axa P_y paralelă cu axa melcului, planul yPz paralel cu planul frontal al roții și axa Px perpendiculară pe acest plan vitezele periferice ale melcului și roții vor fi orientate după axele Px , respectiv, P_y . Dacă se unesc capetele vectorilor vitezelor, se va obține viteza relativă de alunecare orientată după tangenta comună la direcțiile elicoidale ale dinților. Dacă punctul de contact al profilurilor nu coincide cu polul, va mai apărea viteza de alunecare de-a lungul liniei de angrenare și tangență la profilurile dinților. Existența acestei duble alunecări explică randamentul mult mai scăzut al angrenajului melcat față de angrenajele cilindrice.

Dacă se examinează în plan o spirală a melcului (fig.8.44,b), acesta face contact cu profilul roții în polul P . Din cele arătate anterior, rezultă:

$$\bar{v}_r = \bar{v}_s = \bar{v}_{rel},$$

unde v_r este viteza roții, v_s - viteza melcului, iar v_{rel} este îndreptată după tangenta la linia elicoidală a spirei și deci înclinată cu unghiul θ , de înclinare a elicei față de raza $r = D_{sr}/2$ de rostogolire a melcului (complementul acestui unghi este β unghiul de înclinare al dinților melcului).

Din triunghiul vitezelor rezultă:

$$v_r = v_s \operatorname{tg} \theta,$$

egalitate din care se poate determina raportul de transmitere, știind că $v_r = R\omega_2$ și $v_s = r\omega_1$, deci:

$$i_{12} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{v_s}{v_r} \frac{R}{r} = \frac{R}{r \operatorname{tg} \theta}, \quad (8.131)$$

unde $R = D_{rr}/2$ este raza cercului de rostogolire a roții.

Relația arată că raportul de transmitere este cu atât mai mare, cu cât unghiul de înclinare al spirelor melcului este mai mic.

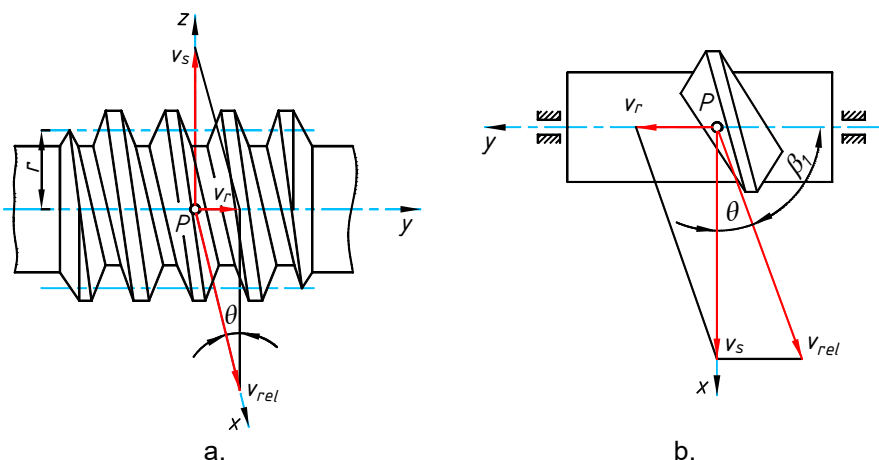


Fig. 8.44. Vitezele și raportul de transmitere la angrenajul melcat.

Raza cercului de rostogolire al roții, dacă numărul de dinți al acesteia se notează prin $z_2 = z$ va fi:

$$R = \frac{zp}{2\pi}, \quad (8.132)$$

iar raza melcului poate fi exprimată în funcție de numărul de dinți ai melcului, adică numărul de începuturi $K = z_1$ înțelegându-se prin aceasta numărul elicelor pe înălțimea unui pas.

Dacă se desfășoară suprafața cilindrului de divizare al melcului (fig. 8.45) se poate scrie:

$$p_E = 2\pi r \tan \theta = Kp \quad (8.133)$$

și de aici reiese că

$$r \tan \theta = \frac{p_E}{2\pi} = \frac{Kp}{2\pi}, \quad (8.134)$$

Deci, raportul de transmitere, după înlocuirea lui R și $r \tan \theta$, va fi:

$$i_{12} = \frac{z}{K}. \quad (8.135)$$

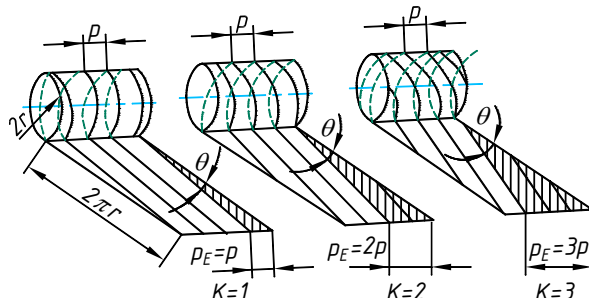


Fig. 8.45. Desfășurarea suprafeței de rostogolire a melcului pentru 1...3 începuturi.

Rezultă că prin intermediul acestui angrenaj se pot obține rapoartele de transmitere foarte mari, deci angrenajul melcat poate fi utilizat ca mecanism reductor, deoarece, dacă, de exemplu, numărul de începuturi $K = 1$, raportul de transmitere este egal cu numărul de dinți ai roții.

8.6.2. Sistemul de forțe și randamentul angrenajului melcat

Din cauza frecărilor mari care apar în angrenajul melcat și deoarece, uneori, el se utilizează și ca mecanism autoblocant, o problemă care trebuie rezolvată constă în determinarea randamentului său și, în special, a randamentului melcului. În acest scop, într-o prezentare schematică (fig.8.46), considerându-se o spirală a melcului, forța normală pe flancul dintelui, F_n se descompune în două componente, una radială F_r , care trece prin axa geometrică a melcului,

$$F_r = F_n \sin \alpha,$$

și alta F'_t din același plan de forțe, care face unghiul de ridicare α cu axa melcului,

$$F'_t = F_n \cos \alpha.$$

Ultima forță se descompune într-o componentă axială F_a , care va fi:

$$F_a = F'_t \cos \theta = F_n \cos \alpha \cos \theta$$

și o componentă tangențială F_t , care este tocmai forța periferică la cilindrul de divizare al melcului:

$$F_t = F'_t \sin \theta = F_n \cos \alpha \sin \theta.$$

Forța de frecare, având valori importante, nu se mai neglijează și se poate descompune în două componente: tangențială F_{ft} și axială F_{fa} , care se însumează algebric cu forțele active

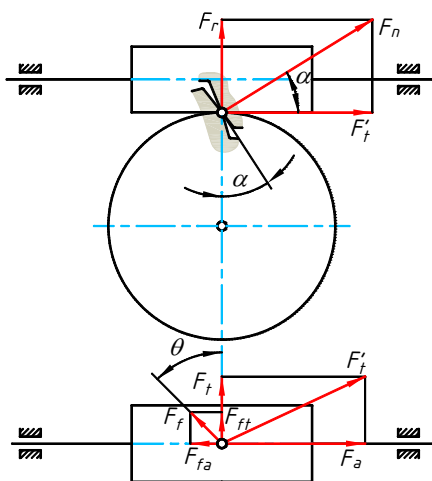


Fig. 8.46. Sistemul de forțe și randamentul angrenajului melcat.

corespunzătoare. Forța tangențială în melc F_{ts} este:

$$F_{ts} = F_t + F_{ft} = F_n \cos \alpha \sin \theta + \mu F_n \cos \theta = F_n (\cos \alpha \sin \theta + \mu \cos \theta), \quad (8.136)$$

iar forța axială F_{as} va fi,

$$F_{as} = F_a + F_{fa} = F_n \cos \alpha \cos \theta - \mu F_n \sin \theta = F_n (\cos \alpha \cos \theta - \mu \sin \theta). \quad (8.137)$$

Dacă se notează $\mu/\cos \alpha = \mu' = \operatorname{tg} \rho'$, unde α este jumătatea unghiului la vârf al spirei șurubului în secțiune, făcând raportul dintre relațiile (8.42), (8.43) și (8.44), se obține:

$$\frac{F_{ts}}{F_{as}} = \frac{\sin \theta + \operatorname{tg} \rho' \cos \theta}{\cos \theta - \operatorname{tg} \rho' \sin \theta} = \frac{\operatorname{tg} \theta + \operatorname{tg} \rho'}{1 - \operatorname{tg} \rho' \operatorname{tg} \theta} \quad (8.138)$$

sau

$$F_{ts} = F_{as} \operatorname{tg} (\theta + \rho'). \quad (8.139)$$

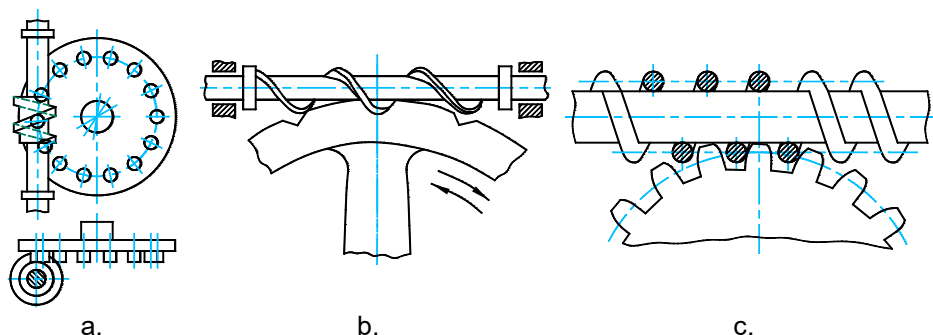


Fig. 8.47. Forme simplificate pentru profilul dinților melcului în mecanica fină.

La o rotație a melcului lucrul mecanic util este $L_1 = 2\pi r F_{as} \operatorname{tg} \theta$, iar lucrul mecanic efectuat pentru învingerea tuturor rezistențelor este $L_2 = 2\pi r F_{as} \operatorname{tg}(\theta + \rho')$, deci, randamentul η va fi:

$$\eta = \frac{L_1}{L_2} = \frac{\operatorname{tg} \theta}{\operatorname{tg}(\theta + \rho')} \quad (8.140)$$

și se vede că autoblocarea are loc pentru $\theta \leq \rho'$. Când sunt folosite la autoblocare, este recomandabil să se adopte pentru melc un singur început, iar când unghiul θ are valori mici, randamentul se micșorează și se produce autofrânarea.

Angrenajul se utilizează în acest scop, la reglarea fină a aparatelor, dispozitivelor din mașinile de calcul, de citit, din industria telecomunicațiilor, unde, transmițând forțe mici, se admit și forme simplificate pentru dinții melcului sau ai elementului, cu care acesta angrenează, care roată sau un sector circular, așa cum se vede în figura 8.47.

Îmbunătățirea randamentului se realizează prin alegerea corespunzătoare a materialelor, o prelucrare și ungere bune.

În figura 8.48 sunt prezentate diagramele de variație ale randamentului melcului potrivit relației (8.140), pentru diferite valori ale coeficientului de frecare.

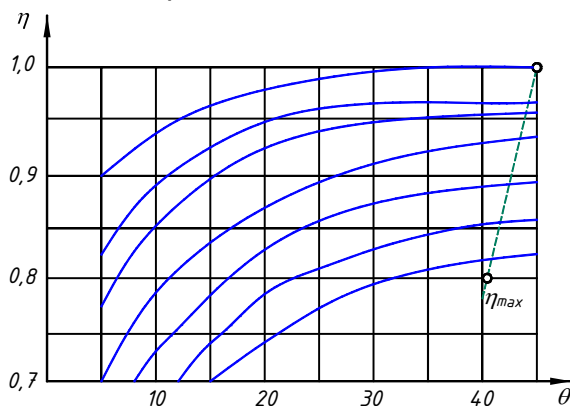


Fig. 8.48. Variația randamentului melcului.

8.6.3. Materiale pentru angrenaje melcate

În legătură cu vitezele de alunecare mari și condițiile de ungere nefavorabile, materialele se aleg sub formă de cupluri de antifricțiune, care

trebuie să posede proprietăți rezistență la uzură și tendința spre gripare scăzută, astfel: oțel călit pe bronz sau oțel necălit pe bronz.

Melcii (fig.8.49,a) se execută din OLC 40, OLC45, 41CN12, 41C10, călit până la o duritate HRC=45...60; OLC15, OLC20, 15CD6 cimentat și călit până la HRC=56...62. Oțelurile necălite, cu HB<270, se întrebuințează în cazul acționărilor manuale sau la puteri mici. O capacitate înaltă de încărcare posedă cuplul, la care spirele melcului sunt supuse prelucrării termice de duritate înaltă (călire, cimentare, etc.) cu rectificarea ulterioară.



Fig. 8.49. Soluții constructive pentru roțile dințate conice.

Roțile melcate (fig.8.49,b) se execută din materiale mai puțin dure cum sunt bronzurile, alamele, fontele și masele plastice. Caracteristic pentru materialele roților melcate sunt proprietățile antifricționale, coeficientul de frecare redus și uzura redusă. Dantura roților se execută din bronz cu staniu și fosfor, bronz cu staniu și nichel pentru viteze de alunecare mari ($v_a > 3\text{m/s}$), bronz cu aluminiu sau materiale plastice pentru viteze reduse. Ca urmare, pentru coeficientul de frecare f se pot face următoarele recomandări:

- $f = 0,01$ pentru melcul din oțel și roata din bronz, prelucrare foarte bună, ungere bogată, la viteze de alunecare mari;
- $f = 0,025$ pentru melcul din oțel călit și șlefuit, roata din bronz prelucrată obișnuit, ungere bună;
- $f = 0,1$ pentru melcul și roata din fontă, ungere bună.

8.6.4. Calculul de rezistență și construcția angrenajului melcat

Calculul de rezistență al danturii se efectuează pe baza relațiilor de la roțile dințate cilindrice cu dinți înclinați și se aplică roțile melcate, care este mai puțin rezistentă și căreia i se poate determina pe această cale modulul. De regulă, însă, calculul la încovoiere folosește nu pentru dimensionarea, ci doar pentru verificarea angrenajului cu un număr mare de dinți ($z > 100$) și având un modul mic sau la angrenajul acționat manual, când încovoierea poate fi cauza distrugerii danturii.

La acest calcul, coeficientul de formă se ia cu circa 40% mai mare decât la roțile cilindrice, deoarece dinții roții melcate sunt mai rezistenți,

datorită formei lor în arc de cerc (fig. 8.50). Totodată, forța de calcul sau momentul de torsiune se înmulțește cu randamentul, a cărui valoare este însemnată aici și nu poate fi neglijată.

Principala cale de distrugere a danturii roții melcate este uzura. Când roțile se execută din materiale moi (bronz cu staniu) apare o uzură de aderență, pe când la materialele mai dure (bronz cu aluminiu, fontă) apare grupajul. Ambele situații depind, desigur, de vitezele de alunecare și de valorile tensiunilor de contact maxime. De aceea, pentru calculul la uzură se folosește relația lui Hertz pentru contactul teoretic liniar:

$$\sigma_{H \max} = 0,418 \sqrt{\frac{F_n E}{l_c \rho}}, \quad (8.141)$$

în care fiecare din factorii care o compun trebuie determinați, ținând cont de particularitățile geometrice ale angrenajului melcat.

Forța normală F_n pe flancul dintelui se va determina în raport cu forța tangențială din roată, F_{tr} , care este forța axială F_{as} la melc, astfel:

$$F_{tr} = F_{as} = F_n \cos \alpha \cos \theta = \frac{2T}{D_r}, \quad (8.142)$$

unde D_{rr} este diametrul cercului de rostogolire al roții, iar T se înlocuiește în raport cu puterea P , dată în kW , și turația n a roții, dată în min^{-1} .

Modulul de elasticitate echivalent E se determină cu relația:

$$E = \frac{2E_s E_r}{E_s + E_r}, \quad (8.143)$$

unde: $E_s = 2,1 \cdot 10^5 \text{ N/mm}^2$ este modulul de elasticitate pentru melcul din oțel; $E_r = 0,9 \cdot 10^5 \text{ N/mm}^2$ – modulul de elasticitate pentru roata din bronz.

Din figura 8.50 se vede că dintele roții cuprinde pe cel al melcului cu unghiul 2γ , care pe cercul de rostogolire al melcului închide arc $l = CE$ și care va avea valoarea:

$$\text{arc } l = 2\gamma \frac{D_{sr}}{2} \cdot \frac{\pi}{180^\circ} = \pi D_{sr} \frac{2\gamma}{360^\circ}. \quad (8.144)$$

Cu aceasta lungimea de contact l_c , similar cu roțile dințate cu dinții înclinați, va fi:

$$l_c = \frac{0,75 l \varepsilon_f}{\cos \theta} \approx 1,5 \frac{D_{sr}}{\cos \theta}. \quad (8.145)$$

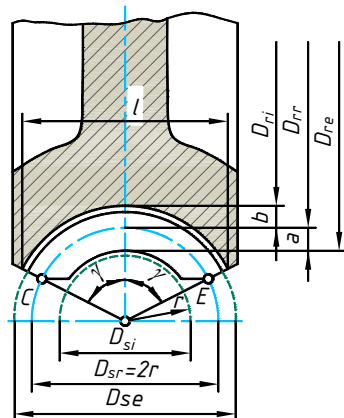


Fig. 8.50. Lungimea de contact și elemente geometrice ale angrenajului melcat.

unde s-a înlocuit l cu relația (8.144), s-a considerat un unghi mediu la centru $2\gamma = 120^\circ$, un grad de acoperire suplimentar, din cauza înclinării dintelui, $\varepsilon_f = 2$ și un coeficient pentru lungimea liniei de contact, 0,75, mai mic decât la roțile cu dinți înclinați, deoarece și câmpul de angrenare la un angrenaj melcat este mai mic.

Raza de curbură echivalentă pentru profiluri se va lua egală cu raza profilului dintelui roții, deoarece flancul dintelui melcului este drept, astfel că raza lui de curbură $\rho_s = \infty$. Roata melcată se va considera ca o roată cu dinți înclinați, astfel că raza de curbură a profilului, ρ_r se va exprima în funcție de raza roții cu dinți drepte echivalente. Se poate scrie:

$$\rho = \rho_r = \rho_e \sin \alpha = \frac{D_r \sin \alpha}{2 \cos^2 \theta}, \quad (8.146)$$

unde $\rho_e = D_{rr}/(2 \cos^2 \Theta)$ (unghiul β de înclinare a dintelui a fost înlocuit cu θ , deoarece $\beta = \theta$).

Dacă se efectuează înlocuirile în relația (8.147) și se introduce puterea P , după efectuarea simplificărilor necesare se obține:

$$\sigma_{H \max} = \frac{14,5 \cdot 10^3}{D_{r_r}} \sqrt{\frac{8}{D_{s_r}} \frac{KP}{n_r}} [N/mm^2], \quad (8.147)$$

unde $K = K_d K_r$. Din cei doi factori ai produsului, cel mai important de această dată este K_r , coeficientul de repartizare a sarcinii, deoarece, sub influența componentelor tangențială și radială, melcul se deformează și repartizarea sarcinii pe dinte devine neuniformă. Coeficientul dinamic K_d este mai puțin important, deoarece, din cauza alunecării de-a lungul dinților, solicitările dinamice la angrenajele melcate sunt mai reduse decât la celelalte angrenaje. Coeficientul K se poate lua $K = 1,1 \dots 2$, valorile mici corespunzând unor viteze de alunecare mici și unei repartiții mai uniforme a sarcinii pe lungimea de contact, deci și unor deformații mai mici.

Dacă se ține cont că tensiunile de contact admisibile sunt $[\sigma_H] = (200 \dots 250) N/mm^2$ la oțel pe bronz și viteză de alunecare $v_a \approx 1 m/s$ și $[\sigma_H] = 120 \dots 150 N/mm^2$ la oțel pe bronz și viteze de alunecare $v_a \geq 3 m/s$ și dacă se înlocuiește și D_{rr} și D_{sr} în relația (8.147) în funcție de modulul frontal m_f , numărul de dinți și numărul de începuturi, se obține relația, care permite să se calculeze direct modulul frontal m_f , care se standardizează, de regulă, la acest angrenaj.

După determinarea modulului din planul frontal, m_f , celelalte elemente geometrice ale angrenajului se determină cu relațiile de mai jos.

Pentru melc, diametrul cercului de rostogolire

$$D_{s_r} = K m_f,$$

unde K este numărul de începuturi.

Diametrul exterior este:

$$D_{s_e} = D_{s_r} + 2a,$$

iar diametrul interior

$$D_{s_i} = D_{s_r} - 2b.$$

Pentru roata melcată, diametrul cercului de rostogolire

$$D_{r_r} = m_f z,$$

unde z este numărul de dinți al roții.

Diametrul cercului exterior este

$$D_{r_e} = D_{r_r} + 2a,$$

iar diametrul interior

$$D_{r_i} = D_{r_r} - 2b.$$

În aceste relații înălțimea capului h_a și înălțimea piciorului h_f se exprimă în funcție de modulul frontal m_f ca și celelalte tipuri de angrenaje.

Distanța a dintre axele celor două elemente va fi:

$$a = \frac{D_{s_r} + D_{r_r}}{2} = \frac{m_f}{2} (K + z). \quad (8.148)$$

Forțele, care apar în angrenaj (fig. 8.51) și solicitările provocate de ele, sunt:

- forța periferică de pe roată F_{tr} , care este forța axială F_{as} în melc, provoacă un moment încovoietor M_1 dat de relația:

$$M_1 = \frac{F_{as} D_{s_r}}{4}; \quad (8.149)$$

- forța radială din roată și melc F_r , care provoacă un moment încovoietor M_2 dat de relația:

$$M_2 = \frac{F_r l}{4}, \quad (8.150)$$

unde l este distanța dintre lagărele melcului.

Însumând algebric momentele date de relațiile (8.149) și (8.150) se va obține momentul încovoietor M_v din planul vertical:

$$M_v = \frac{F_{as} D_{s_r}}{4} + \frac{F_r l}{4}; \quad (8.151)$$

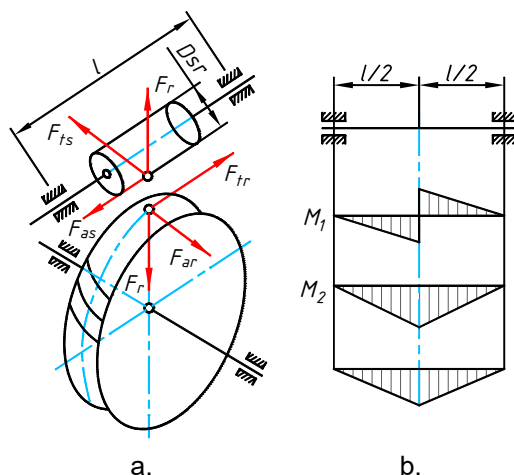


Fig. 8.51. Solicitări și calculul la rezistență a corpului melcului.

- forța axială de pe roată, F_{ar} care este forța periferică F_{ts} în melc și provoacă un moment încovoietor M_h în planul orizontal:

$$M_h = \frac{F_{ts} l}{4} \quad (8.152)$$

și un moment de torsiune $M_t = \frac{F_{ts} D_{sr}}{2}.$ (8.153)

Momentul încovoietor total M_i , rezultat din însumarea geometrică, este:

$$M_i = \sqrt{M_v^2 + M_h^2}, \quad (8.154)$$

iar momentul echivalent, pe baza teoriei eforturilor unitare tangențiale maxime, este:

$$M_e = \sqrt{M_i^2 + M_t^2}. \quad (8.155)$$

În practică nu este, în general, admis ca săgeata f a melcului să depășească valoarea $f=0,1m_f$.

Avantajele angrenajului cu melc și roată melcată sunt: gabarit mic și formă compactă la un raport mare de transmitere; funcționare lină, fără zgomot; siguranță și simplitate în exploatare; posibilitatea autofrânării.

Ca dezavantaje se pot menționa: randament scăzut, prețul de cost ridicat pentru sculele necesare danturării; precizie ridicată de execuție și montaj.

Din punct de vedere constructiv, roțile melcate se pot construi cu butucul pe o singură parte (fig. 8.52,a) sau pe ambele părți (fig. 8.52,b). În figura 8.52,c este reprezentată construcția unei roți melcate, care permite alegerea jocului convenabil în timpul angrenării. Roata este compusă din două bucăți îmbinate între ele printr-un arc care este, astfel, răsucit, încât momentul lui să fie mai mare decât cel pe care-l transmite melcul.

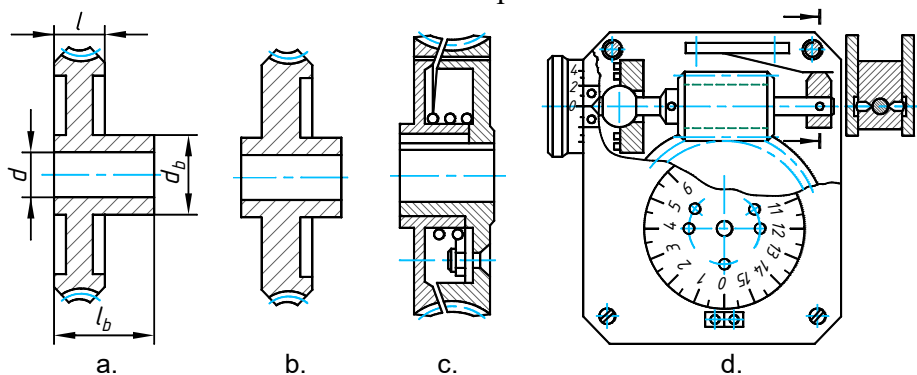


Fig. 8.52. Soluții constructive pentru roțile dințate conice.

Cursele moarte se pot elimina și prin modificarea distanței dintre axe, care se realizează deplasând lagărele melcului cu ajutorul unor arcuri lamelare (fig. 8.52,d).

9. TRANSMISII PLANETARE

9.1. Transmisii planetare cu roți dințate cilindrice

9.1.1. Noțiuni generale. Clasificare. Principii de funcționare

Modernizarea continuă a mașinilor, automatizarea tot mai largă a proceselor tehnologice prin robotizare și dezvoltarea accelerată a microsistemelor ingineresti din ultima perioadă de timp impun cerințe tot mai rigide (cinematice, funcționale, de masă și gabarite, preț de cost, tehnologice etc.) cercetătorilor, inventatorilor, privind elaborarea unor noi tipuri de transmisii mecanice cinematice cu performanțe sporite (efect cinematic major în dimensiuni mici, fiabilitate înaltă, cost redus ș.a.). Un pas revoluționar în domeniul angrenajelor a fost

inventarea de către călugărul David la începutul secolului al XVIII-lea a transmisiei planetare, care astăzi este cea mai utilizată transmisie mecanică. Un impact hotărâtor asupra revoluției industriale a exercitat înnoirea bazei energetice, care s-a realizat prin inventarea și aplicarea motorului cu abur. Această invenție este legată de numele mai multor savanți. Cel care a desăvârșit însă această „*invenție internațională*” și a făcut posibilă utilizarea ei în industrie a fost James Watt. Cum se întâmplă deseori astfel de invenții au funcția de invenție – tractor. Pentru a fi realizate practic au nevoie de alte invenții. Printre elementele „*revoluționare*” înglobate în mașina cu abur brevetată în 1784 de J. Watt, se regăsește și angrenajul planetar, necesar transformării mișcării de rotație alternativă a balansierului în mișcare de rotație continuă a volantului (fig. 9.1,[37]), brevetat în Marea Britanie în 1781 (brevet nr.1306), de asemenea, arborele cotit (brevet nr.1263, 1780). Utilizarea angrenajului în mașina cu abur a constituit un important impuls în preocupările de perfecționare a acestuia. Deja se observă tendințe de perfecționare a profilului dinților. Utilizarea noii surse de energie a făcut posibilă declanșarea preocupărilor de utilizare a acestuia în mijloacele de transport

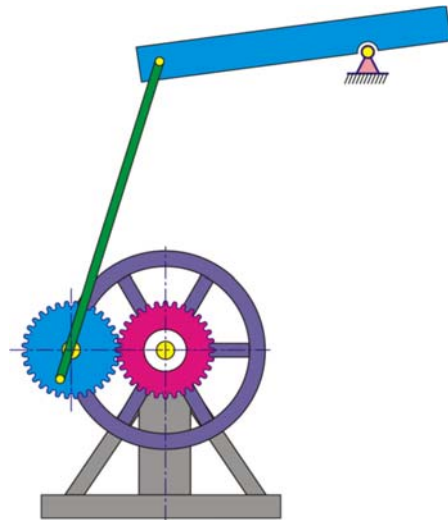


Fig. 9.1. Mecanism planetar în motorul cu abur al lui Watt.

terestre și acvatice. Perfecționarea acestora nu a fost posibilă fără perfecționarea angrenajelor, utilizarea ultimelor pe scară largă nu a fost posibilă fără perfecționarea mașinilor unelte, în care erau înglobate, de asemenea, angrenaje.

În marea diversitate a transmisiilor mecanice transmisiile planetare ocupă un loc deosebit, posedând o serie de avantaje cum sunt: coaxialitate, compacitate, masă redusă, puteri mari (până la 10^4 kW), precizie cinematică ridicată, posibilitatea obținerii unor rapoarte de transmitere mari (până la 10000), funcționare silențioasă etc. Transmisiile planetare în ultimele decenii sunt răspândite pe larg în diferite domenii ale construcției de mașini și mecanicii fine și cunosc o modernizare în continuă creștere. Transmisiile planetare cinematice sunt mai ușoare în comparație cu transmisiile ordinare și ocupă un spațiu mai mic. Din acest motiv transmisiile planetare se utilizează în cazurile, unde problema masei și gabaritelor este hotărâtoare. Foarte des ele se întâlnesc în construcția de avioane, tehnica de transport, roboți și în construcția de mașini-unelte. Includerea transmisiilor planetare în construcțiile moderne măresc posibilitățile de concurență pe baza îmbunătățirii caracteristicilor tehnice și proprietăților estetice ale lor. Diversitatea schemelor mecanismelor planetare, care posedă posibilități relativ largi privind raportul de transmitere, randamentul, gabaritele, masa etc. necesită analiza problemelor selectării tipului transmisiilor planetare și analiza lor comparativă.

Conform clasificării lui N.V. Kudreavtzev [38] transmisiile planetare se clasifică în 3 grupe de bază: 2K-H, 3K și K-H-V, fiecare dintre ele având domeniile prioritare de aplicație. În cazul când este necesar un randament înalt și raport de transmitere i relativ mare se utilizează transmisia planetară 2K-H prezentată în fig. 9.2, așa numita schemă a lui David. Transmisia este compactă, are randament destul de ridicat ($\eta = 0,97 - 0,99$), raport de transmitere într-o treaptă ($i = 1,14 - 9$). Raportul de transmitere se determină din relația:

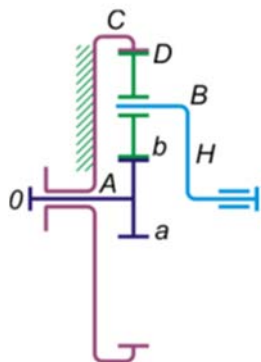


Fig. 9.2.
Transmisie
planetară 2K-H.

$$i = 1 - i_{ac}^H = 1 - \frac{Z_c}{Z_a}, \quad (9.1)$$

O analiză comparativă a gabaritelor transmisiilor planetare și ordinare într-o treaptă, pentru $i = 5$, este prezentată în fig. 9.3. În general, transmisia planetară poate include în componența sa 3, 4, 6 și 8 sateliți. Schema de bază a angrenării sateliților cu roțile dințate centrale este

prezentată în fig. 9.4. Schema structurală include un număr minim de elemente de bază: roata centrală, numită solar 1, sateliții 2,3,4, roata centrală exterioară 5 și portsatelitul H . Prezența a cel puțin trei zone de angrenare a sateliților cu roțile dințate centrale asigură transmisiei

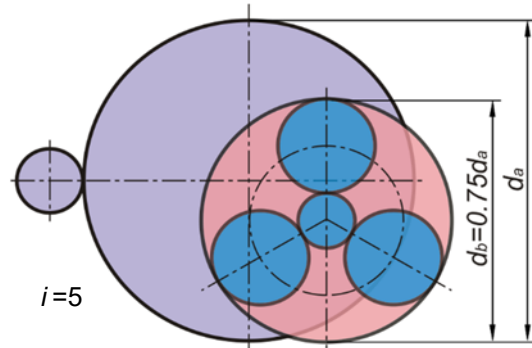


Fig. 9.3. Analiză comparativă ($i = 5$).

planetare capacitate portantă relativ ridicată (în procesul de transmitere a sarcinii participă simultan de la 3...6 dinți). Acest lucru asigură, de asemenea, o mai bună precizie cinematică și emisie acustică. Schema structurală a transmisiei 2K-H într-o treaptă asigură obținerea unui raport de transmitere de 3 - 10. În cazul neecesității unor rapoarte mari reductoarele planetare pot fi asamblate în 2,3,4 și chiar 5 trepte, asigurând gabarite relativ reduse. În acest caz transmisiile planetare includ 5 componente de bază într-o singură treaptă și un raport de transmitere: 3 - 10 (într-o singură treaptă), 10 - 80 (în 2 trepte), 50- 650 (în 3 trepte), 360 - 5500 (în 4 trepte) și până la 1.000.000 (în 5 trepte). De menționat însă că în cazul creșterii numărului de trepte crește esențial numărul componentelor de bază (a roților dințate), ajungând la 25 de elemente în cazul reductorului planetar cu cinci trepte.

Gabarite și mase minimale posedă transmisiile planetare 2K-H cu una, două sau mai multe trepte, cu angrenaj exterior sau interior. Transmisia 2K-H cu două angrenaje interioare, prezentată în fig. 9.5, este compactă și poate fi utilizată cu succes pentru acționările cu regim de lucru de scurtă durată. În cazul unor rapoarte de transmitere mari utilizarea acestor transmisii nu este rațională din cauza randamentului redus (fig.9.5).

Pentru a obține un raport de transmitere mai mare se instalează consecutiv mai multe trepte, obținându-se rapoarte de transmitere destul de mari cu randament

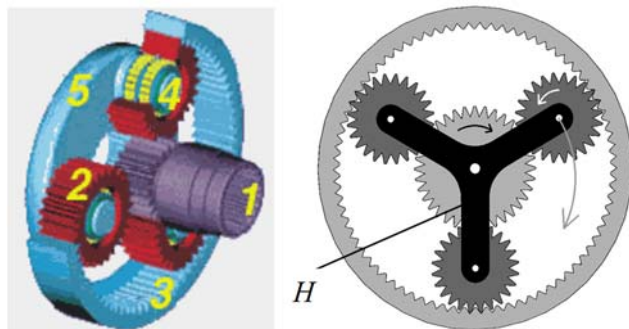


Fig. 9.4. Schema angrenării transmisiei planetare.

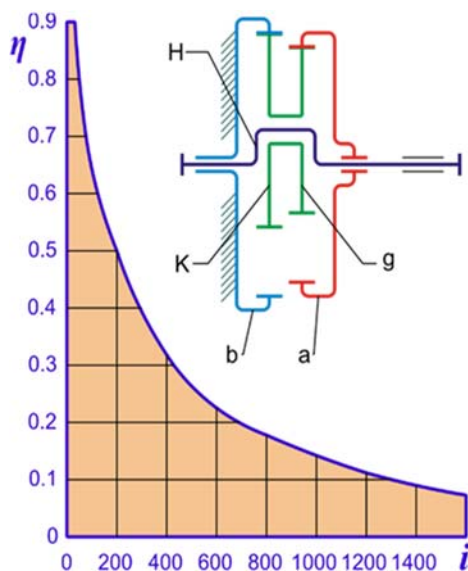


Fig. 9.5. Transmisia planetară 2K-H.

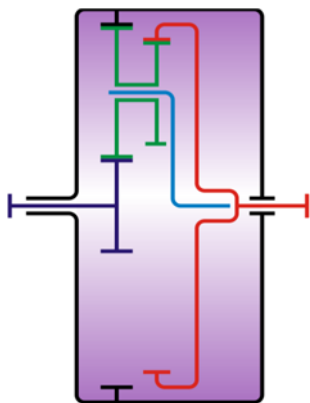


Fig. 9.6. Transmisie planetară 3K.

relativ ridicat. Transmisia planetară 3K, prezentată în fig.9.6, este compactă și permite obținerea unor rapoarte de transmitere foarte mari (de ordinul câtorva mii). În același timp, pierderile în transmisia 3K sunt mai mari decât în transmisia cu același i , însă compusă din transmisii ordinare sau planetare (fig.9.2,9.3). Trebuie adăugat, de asemenea, că și construcția transmisiilor 3K e mult mai complexă decât a transmisiilor 2K-H și necesită o execuție cu precizie mult mai înaltă (pentru o funcționare satisfăcătoare). La

$i > 1000$, randamentul transmisiilor 3K e atât de mic, încât utilizarea lor e inefficientă. În figura 9.7 este prezentată structura desfășurată a unui minireductor planetar în 4 trepte. Randamentul unei astfel de transmisii (chiar și în cazul a cinci trepte) este satisfăcător. Conform diagramei din figura 9.8, unde este prezentată o analiză comparativă a randamentului transmisiilor planetară și ordinară pentru diferite rapoarte de transmitere, la raportul de transmitere de apr. $i = 1000$ este asigurat un randament de apr. 50%.



Fig. 9.7. Structura în desfășurată a unui reductor planetar în 4 trepte.

În baza schemelor analizate o serie de firme în lume produc în serie o gamă largă de minitransmisii planetare pentru diverse domenii de aplicare. În fig.9.9 este prezentată o transmisie planetară în trei trepte produsă de firma germană „IMS Gear” cu roți dințate executate din mase plastice. O astfel de transmisie a cunoscut o răspândire foarte largă, deoarece are o tehnologie mai simplă de execuție, care, în cele din urmă, se reflectă asupra prețului de cost.

Microtransmisii planetare. Asigurând rapoarte de transmitere relativ mari, transmisiile planetare au o utilizare deosebit de largă în diferite microsisiteme. Piața este inundată de microreductoare produse ale multor firme (cele mai cunoscute sunt: Micromotion GmbH, Faulhaber, Germania, Universal Motor Mount etc.), care acoperă gama de dimensiuni de la câțiva milimetri până la câteva sute de micrometri. În fig. 9.10 este prezentat un exemplu de design al unui micro motoreductor planetar cu diametrul de 6 mm produs de firma „Universal Motor Mount”. Motoreductorul este completat cu un motor cu $10\,000\text{ min}^{-1}$ (la 3V). Aceasta permite reducerea dimensiunilor și, chiar,

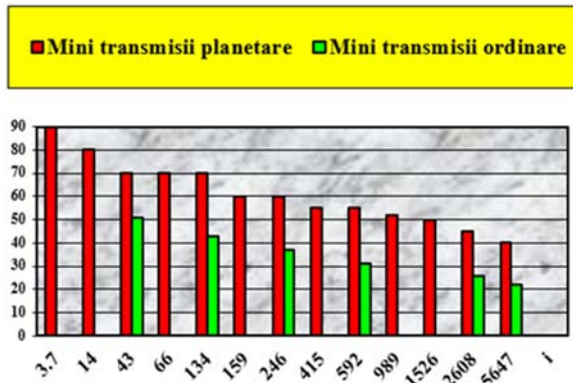


Fig. 9.8. Analiza comparativă a randamentului transmisiei planetare și ordinare.



Fig. 9.9. Reductor planetar în trei trepte.

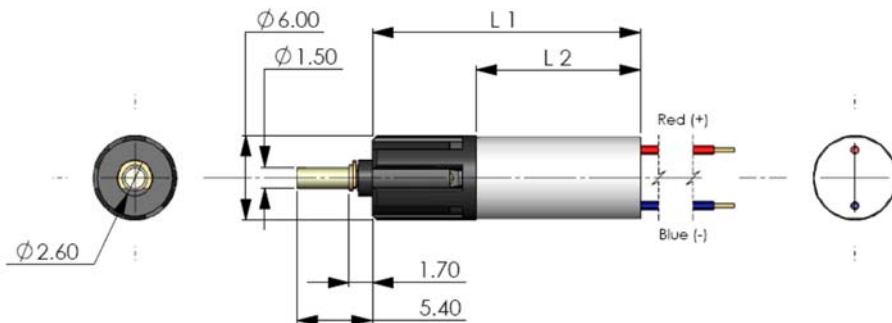


Fig. 9.10. Micro motoreductor planetar.

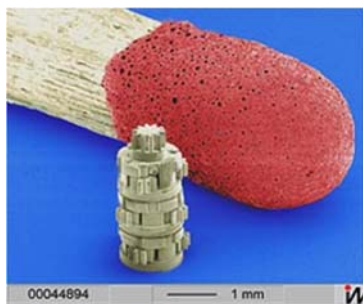


Fig. 9.11. Microreductor planetar în 3 trepte.

majorarea duratei de viață. Arborele de ieșire este executat din plastic armat cu fibre de sticlă. Sunt asigurate patru rapoarte de transmitere în aceeași dimensiune diametrală: 1:5,14; 1:26,45; 1:136,02; 1:699,55.

Un microreductor planetar în trei trepte foarte compact cu dimensiuni și mai mici este prezentat în fig. 9.11.

Diametrul microreductorului este mai mic

decât gămălia unui chibrit și se încadrează într-un milimetru, realizându-se un raport de transmitere mare. Acest microreductor poate fi utilizat în diverse domenii ale mecanicii fine: microsisteme, care includ microsensori, în echipamente medicale, micro roboți, tehnologii spațiale, automobile etc.

9.1.2. Calculul cinematic

Transmisia la care axa unei roți este mobilă în spațiu este numită transmisie planetară. Existența axelor mobile în transmisiile planetare nu permite determinarea raportului de transmitere printr-un raport simplu între numărul dinților sau razele roților angrenate, ca la transmisiile simple cu axe fixe. Pentru determinarea raportului de transmitere al transmisiilor planetare se utilizează trei metode cunoscute:

- metoda inversării mișcării (metoda Willis) și a transformării transmisiei planetare în transmisie ordinară cu axe fixe;
- metoda descompunerii mișcării compuse în mișcări simple (regula Svamp);
- metoda grafo-analitică (metoda centrelor instantanee).

Cea mai folosită este metoda Willis. Toate metodele nominalizate se bazează pe următorul principiu : viteza oricărui element al transmisiei planetare poate fi exprimată prin viteza altui element, adunată cu viteza lor relativă [39]:

$$\bar{n}_a = \bar{n}_c - \bar{n}_{ac}, \quad (9.2)$$

unde $\bar{n}_a$ este viteza unghiulară absolută a elementului a ;

$\bar{n}_c$ este viteza unghiulară absolută a elementului b ;

$\bar{n}_{ac}$ este viteza unghiulară a elementului a în raport cu elementul b .

Acest principiu se bazează pe teorema adunării vitezelor la mișcarea relativă compusă, care poate fi extinsă și asupra mișcărilor simple ale figurilor plane. O astfel de descompunere a vitezelor este necesară pentru

exprimarea vitezei prin dimensiunile elementelor aflate în mișcare relativă (raze sau număr de dinți). Marcările prin litere ale rapoartelor de transmitere, care leagă vitezele unghiulare relative a două elemente, includ doi indici în partea de jos, care corespund marcărilor acestor elemente și determină direcția fluxului puterii de transmisie (de la elementul motor la cel condus), și un indice în partea de sus. Ultimul corespunde marcării elementului, în raport cu care sunt luate vitezele unghiulare. De exemplu:

$$i_{ab}^c = \frac{1}{i_{ba}^c}; \quad i_{ab}^H = \frac{1}{i_{ba}^H} \text{ etc.} \quad (9.3)$$

La oprirea portsatelitului H transmisia planetară se transformă într-o transmisie simplă cu axe cu raportul de transmitere i_{ac}^H ($i = Z_{\max}/Z_{\min}$). Raportului de transmitere i i se atribue semnul „*plus*” dacă vitezele unghiulare ale elementelor vizate au același sens, și „*minus*”, dacă ele au sensuri opuse.

Conform relației prof. K. Kutbaha [39], raportul de transmitere al transmisiei planetare se obține prin scăderea din unitate a raportului de transmitere al transmisiei ordinare (cu portsatelit oprit), compusă din aceleași roți. Folosind relația lui Willis pentru orice transmisie din fig. 9.2 și 9.6, obținem:

$$\frac{\omega_a - \omega_H}{\omega_c - \omega_H} = i_{ac}^H. \quad (9.4)$$

După unele transformări se obține următoarea relație a raportului de transmitere pentru orice transmisii planetare simple de tipul 2K-H:

$$i_{aH}^c = 1 - i_{ac}^H. \quad (9.5)$$

De aici, e evident că:

$$i_{ac}^H = 1 - i_{aH}^c. \quad (9.6)$$

Turațiile fiecăruia din cei trei arbori ai transmisiei planetare simple, exprimate prin turațiile celorlalți doi arbori, vor fi determinate de următoarele relații:

$$\begin{aligned} n_a &= i_{aH}^c \cdot n_H + i_{ac}^H \cdot n_c; \\ n_c &= i_{cH}^a \cdot n_H + i_{ca}^H \cdot n_a; \\ n_H &= i_{Ha}^c \cdot n_a + i_{Hc}^a \cdot n_c. \end{aligned} \quad (9.7)$$

Raportul de transmitere al transmisiilor planetare 3K (fig. 9.6) se determină din relația:

$$i_{ae}^b = \frac{1 + i_{ab}^H}{1 + i_{eb}^H}. \quad (9.8)$$

9.1.3. Calculul de rezistență al angrenajelor planetare

Calculul de rezistență al roților dințate ale transmisiilor planetare este similar cu cel de la transmisiile ordinare, dar se iau în considerare particularitățile primelor. Calculul de rezistență se referă la calculul tensiunii de contact pe flancurile dinților și la calculul solicitării la piciorul dintelui (la oboseala de încovoiere).

Calculul la rezistență a transmisiilor planetare cu angrenare se efectuează similar transmisiilor cu roți dințate cilindrice. În continuare se vor prezenta doar aspectele specifice ale calculului. Deoarece în transmisiile planetare dimensiunea de bază este diametrul roții exterioare și nu distanța dintre axe, relațiile de calcul ale transmisiilor planetare (v. p. 8.4.6) sunt modificate pentru determinarea diametrelor roților calculate.

Calculul de proiectare:

În transmisiile planetare calculul se efectuează pentru fiecare pereche de roți dințate (cu excepția transmisiilor cu o treaptă). Criteriul de bază de calcul este rezistența la tensiunea de contact. Conform profesorului V. N. Kudreavtzev [38] tensiunile de contact se calculează cu formula:

$$\sigma_H = \frac{2T_l(i \pm 1)}{b_w d_l^2 i} \leq [\sigma_H] [N/mm^2], \quad (9.9)$$

unde $[\sigma_H]$ este tensiunea admisibilă de contact la calculul de rezistență la contact al suprafețelor de lucru ale dinților cu considerarea regimului de lucru al transmisiei;

b_w – lățimea de lucru a coroanei danturate a roții;

d_l – diametrul divizor al roții calculate;

T_l – momentul de torsiune la roata centrală conducătoare;

i – raportul de transmitere al perechii de roți dințate: $i = Z_2/Z_1$.

Remarcă: În formule, semnul + se referă la angrenajul exterior, iar – la cel interior.

În relații, mărimile liniare se introduc în mm , iar T_l – în Nmm .

Rezolvând ecuația (9.9) în raport cu d_l , obținem:

$$d_l \geq \sqrt[3]{\frac{2T_l \cdot 10^3 (i \pm 1)}{q_c i [\sigma_H]}} [mm], \quad (9.10)$$

unde q_c este raportul dintre lățimea de lucru a coroanei danturate și diametrul divizor al roții dințate cilindrice: $q_c = b_w/d_l$.

Calculul de verificare

Calculul la rezistență la încovoiere este similar calcului roților dințate cilindrice. Schemele de calcul sunt aceleași. Conform Kudreavtzev [2] tensiunile de încovoiere se calculează cu formula:

$$\sigma_{i1} = \frac{2T_l K_{nr.i} \cdot K_{di} (i \pm 1)}{b_w d_l m Y_{F1}} \leq [\sigma_i] [N / mm^2], \quad (9.11)$$

$$\sigma_{i2} = \sigma_{i1} \frac{Y_{F1}}{Y_{F2}} \leq [\sigma_{i2}] [N / mm^2], \quad (9.12)$$

unde $[\sigma_{i1}]$ și $[\sigma_{i2}]$ sunt tensiunile admisibile de calcul la încovoiere a dinților pinionului și, respectiv, roții dințate cu considerarea regimului de lucru al transmisiei;

m – modulul roții dințate;

$K_{nr.i}$ – coeficient efectiv de distribuție neuniformă a sarcinilor specifice pe lățimea coroanei danturate la calculul la încovoiere: (tab.8.2);

K_{di} – coeficient dinamic la calculul dinților la încovoiere. Depinde de clasa de precizie a angrenajului;

Y_{F1} – coeficient de formă a dinților pinionului (v. tab. 8.2).

Pentru transmisia planetară 2K-H (fig. 9.2 și 9.4) momentul de torsiune T_l se calculează din relația:

$$T_l = \frac{|T_a|}{a_p} \Omega, \quad (9.13)$$

unde $|T_a|$ este momentul total aplicat la arborele conducător;

a_p - numărul sateliților;

Ω - coeficient efectiv de distribuție neuniformă a sarcinilor specifice între fluxurile de putere, egale cu numărul sateliților: $\Omega = 1, 1...1, 2$.

9.2. Transmisii planetare armonice

9.2.1. Noțiuni generale. Principii de funcționare

Căutările creative ale inventatorilor au fost încununate de elaborarea unui nou tip de transmisie - *transmisia armonică*. Pentru prima dată principiul de funcționare al transmisiei armonice cu angrenare a fost brevetat în 1959 de către inginerul american *W. Musser* [40]. În 1960 această transmisie a fost prezentată la expoziția de la New-York. Peste câțiva ani a fost produsă în serie [41] și ulterior a fost aplicată la unele acționări speciale pentru avioane, rachete, sateliți etc. Începând cu acest an Musser a brevetat un număr mare de scheme constructive diverse pentru transmisii armonice și cuplaje, și a demonstrat posibilitățile principiului nou de construire a transmisiei mecanice. În SUA, apoi Japonia, Rusia, Ucraina, există o preocupare deosebită pentru elucidarea diverselor aspecte ale transmisiilor armonice, bazată pe o literatură tehnică vasă și pe nenumărate brevete de invenții [42 - 45].

Transmișiile armonice posedă următoarele avantaje: particularitățile constructive permit excluderea jocului din angrenaj; numărul relativ mare de dinți aflați concomitent în angrenare asigură capacitate portantă ridicată; gabarite și mase extrem de reduse; simplitate constructivă (doar 3 elemente de bază); construcție coaxială; randament relativ ridicat, rapoarte de transmitere mari. Datorită cinematicii speciale interacțiunea dintre roțile dințate asigură un raport de transmitere considerabil: 50-350 (într-o singură treaptă) și până la 100000 (în două trepte). În calitate de dezavantaje de bază pot fi menționate durată relativ mică de funcționare (până la 5000 ore) și limitarea vitezei motorului (până la 6000 min^{-1}).

Geneza transmisiilor armonice. Transmișiile armonice (cu generator simplu) provin cinematic din transmisiile planetare cu o roată centrală. Echivalența celor două sisteme este prezentată în figura 9.12. Schema cinematică simplificată a unei transmisii planetare (fig.9.12,a) este compusă din următoarele elemente caracteristice: 1 – braț portsatelit; 2 – roată centrală; 3 – satelit; 4 – arbore condus; 5 – cuplaj, prin care arborele 4 preia rotația absolută a satelitului 3. Transmisia armonică încorporează un element flexibil, astfel încât cuplajul 5 folosit în transmisia planetară inițială este realizat sub forma unui tub flexibil (fig. 9.12,b). În figura 9.12,c este prezentată o schemă cinematică echivalentă celei din figura

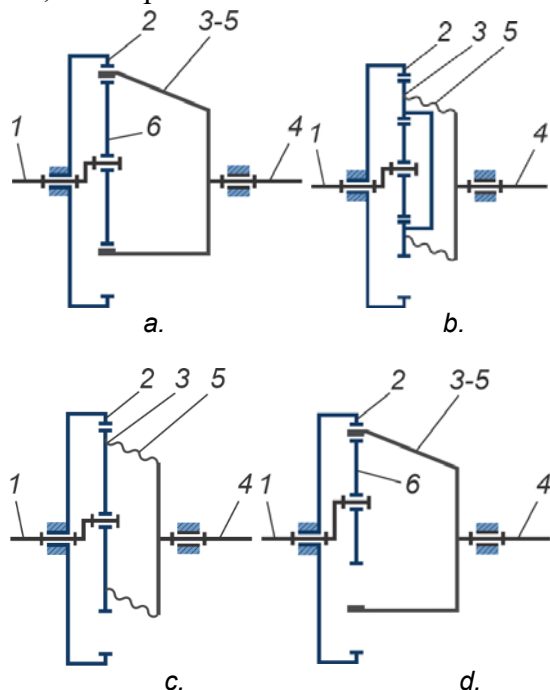


Fig. 9.12. Etapele transformării constructive a transmisiei planetare în transmisie armonică.

9.12,b. În această schemă satelitul 3 este montat pe brațul 1 prin intermediul rolei 6. În acest caz satelitul este inclus într-un inel rigid. Prin mărirea la limita maxim posibilă a diame-trului rolei 6, satelitul 3 devine un inel flexibil, care poate fi realizat corp comun cu tubul-cuplaj 5 (fig.9.12,c). În acest caz, rola 6 are rolul de a obliga elementul flexibil 3-5 să ruleze pe roata centrală 2 (la transmisia planetară – figura 9.12,a acest rol era îndeplinit de excen-tricul portsatelitului 1). Evident,

raportul de transmitere nu depinde de mărimea rolei 6 ci numai de lungimile cercurilor de rulare ale elementelor 2 și 3-5 (nedeformat).

Transmisia armonică include doar 3 componente de bază într-o treaptă: o roată rigidă 3, dinții căreia angrenează cu dinții unei roți flexibile 2, deformate de un generator de unde 1 (fig. 9.13,c). Sub aspect constructiv generatoarele de unde se împart în trei tipuri de bază: generator -camă (fig.9.13,c); generator cu 2 (fig.9.13,a,b, fig.9.14,a), 3 (fig.9.13,d,e) și, mai rar, 4, role de deformare; deformator cu role de deformare executate în formă de sateliți ai transmisiei planetare amplasate în interiorul roții flexibile (fig.9.14,b). Aceasta permite majorarea raportului de transmitere total.

Principiul de funcționare al transmisiei armonice. Generatorul de unde deformează roata flexibilă, asigurând intrarea dinților ei în angrenare cu dinții roții rigide (v. 4 faze de angrenare la rotirea generatorului de unde cu 90° , 180° , 270° și 360° (fig. 9.15), formând 1, 2, 3 sau 4 zone de angrenare (funcție de tipul generatorului de unde).

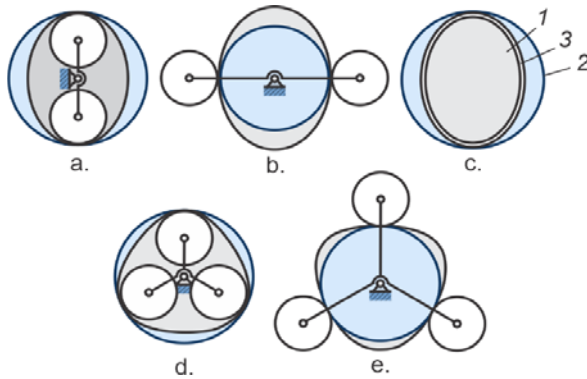


Fig. 9.13. Tipuri de generatoare de unde.

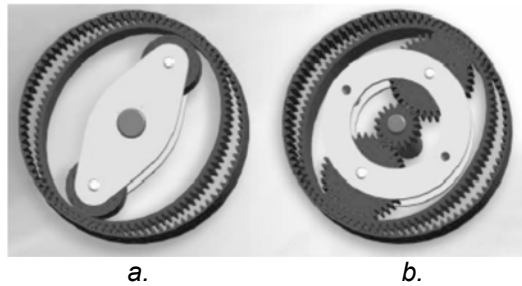


Fig. 9.14. Tipuri de generatoare de unde.

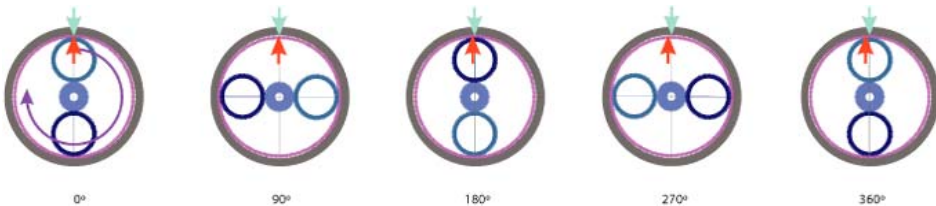


Fig. 9.15. Transmisie planetară armonică.

Datorită faptului că numărul de dinți ai roții flexibile este mai mic decât al celei rigide (cu 1 dinte în cazul generatorului cu o undă; cu 2 – în cazul generatorului cu 2 unde; cu 3 – în cazul generatorului cu trei unde) la o rotație completă a generatorului de unde roata flexibilă se rotește în sens



Fig. 9.16. Zona de anrenare în



Fig. 9.17. Mini motoreductor armonic în două variante.

invers cu un unghi egal cu 1, 2, 3 pași unghiulari funcție de tipul generatorului.

În fig. 9.16 este prezentat tabloul angrenării dinților transmisiei armonice cu generator de unde în formă de transmisie planetară. Roata flexibilă angrenează din ambele părți: din interior cu dinții satelitului, iar din exterior – cu dinții roții rigide. Această variantă a generatorului de unde posedă moment de inerție redus și, prin urmare, permite o poziționare foarte dinamică. Prin utilizarea unei transmisii planetare pentru generatorul de unde este posibilă majorarea raportului de transmitere total al transmisiei armonice într-o gamă largă. Pot fi realizate rapoarte de transmitere de la 160 până la 1000 într-o singură treaptă.

Pe piață pot fi găsite reductoare armonice într-o gamă largă produse de diverse firme. În fig. 9.17 este prezentat un minimotoreductor armonic produs de firma „*Harmonic Drive*”, Franța. Reductorul se produce

în doua variante: cu cuplare cu arbore de ieșire și cu cuplare prin flanșă. Se produce o serie de dimensiuni de diametre: 14, 20, 32, 45, 65 mm și, respectiv, rapoarte de transmitere: $i = 50:1, 80:1, 100:1, 120:1, 160:1$.

9.2.2. Calculul cinematic

Pentru prescurtarea simbolizării diferitelor scheme de transmisii armonice pentru transmiterea mișcării de rotație, E. G. Ginzburg [43] a propus următoarele marcări: elementele flexibile – *F*, cele rigide – *RC*, iar generatorul de unde – *H*. Cea mai simplă transmisie armonică cu generator interior și exterior este prezentată în figura 9.18, *a, b*. O astfel de transmisie poate fi marcată astfel: *F-C-H*. Simbolizarea propusă a schemelor transmisiilor armonice este analogă cu cea a transmisiilor planetare conform clasificării V. N. Kudreavcev [38].

Această asemănare a schemelor transmisiilor planetare și armonice permite utilizarea acelorași relații cinematice. Astfel raportul de transmitere al transmisiei armonice este egal cu numărul de dinți ai roții rigide împărțit la numărul de unde de deformare a roții flexibile:

$$i = \frac{Z_r}{Z_r - Z_f}, \quad (9.14)$$

unde Z_r este numărul de dinți ai roții rigide;

Z_f – numărul de dinți ai roții flexibile.

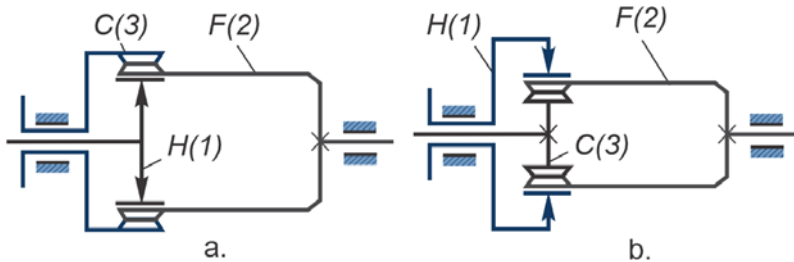


Fig. 9.18. Transmisie armonică cu generator de unde interior (a) și exterior (b).

Valoarea minimă a raportului de transmitere al unei trepte trebuie să fie $i \geq 70$ la transmisia armonică. Pentru transmisiile armonice cu roți flexibile din mase plastice valoarea minimă a raportului de transmitere într-o treaptă poate fi redus până la 15.

9.2.3. Calculul de rezistență

Calculul de proiectare

Diametrul mediu al roții dințate flexibile (semisuma diametrului interior și al cercului de picior al roții flexibile) [39]:

$$d_l = 16,5 \sqrt[3]{\frac{T_2 E C_f K_i K_l K_s}{i_H [\sigma_F^2]}} [mm], \quad (9.15)$$

unde: T_2 este momentul de torsiune la arborele cu turație joasă;

E – modulul de elasticitate al materialului roții flexibile (pentru oțel, $E = 22 \cdot 10^4 \text{ MPa}$);

C_f – coeficient de formă al roții flexibile deformate (pentru profilul indicat al camei generatorului $C_f = 1,6$);

K_i – coeficient, care ține seama, la roțile flexibile tip „inel”, de variația secțiunii coroanei danturate în direcție circulară, iar la roțile de tip „pahar” și „țeavă”, de efectul de limită în îmbinarea coroanei danturate cu butucul ($K_i = 1,5$);

K_l – coeficient, care ținea seama de caracterul local de aplicare a forțelor tangențiale în angrenaj ($K_l = 4 \dots 5$ pentru generator de unde cu camă

și $K_l = 5 \dots 6$ pentru generator de unde cu disc, valorile mai mici fiind pentru roți tip „pahar” și „țeavă”, iar valorile mai mari – pentru cele tip „inel”);

K_s – coeficient de suprasolicitare ($K_s = 1, 1 \dots 2$ pentru $T_{2max}/T_2 = 1, 2 \dots 3$);

i_H – raportul de transmitere al transmisiei în cazul în care generatorul de unde este element condus;

$[\sigma_F]$ – tensiunea admisibilă de încovoiere, în MPa:

$$[\sigma_F] = \frac{\sigma_{-1} K_{FL}}{K_S^*}, \quad (9.16)$$

unde σ_{-1} este limita de rezistență a materialului roții flexibile, în MPa;

K_{FL} – coeficientul duratei de funcționare (v. tabelul 9.1);

K_S^* – coeficientul de siguranță ($K_S^* = 2, 5$).

Tabelul 9.1. Determinarea coeficientului duratei de funcționare.

$t_4^* \cdot 10^{-3}$	1	2,5	5	10	25
K_{FL}	1,15	1,05	1	0,9	0,8
Observație: $t_4^* = t_4 \cdot n \cdot 10^{-3}$, unde $t_4 [h]$ este termenul de funcționare calculat; $n [\text{min}^{-1}]$ – turația arborelui.					

Grosimea peretelui porțiunii inelare (coroanei danturate) a roții flexibile:

$$\delta_i = 23,8 \sqrt{\frac{T_2 i_H K_l}{d_m E C_f}} \leq 0,016 d_m [mm]. \quad (9.17)$$

Lungimea de calcul a dinților:

$$b_w = 10^3 \frac{T_2 C_r K_H}{d_m^2 P} \leq 0,2 d_m [mm], \quad (9.18)$$

unde: C_r este coeficientul distribuirii sarcinii pe dinți ($C_r = 12$ pentru generatorul de unde cu camă și $C_r = 18$ pentru generatorul cu discuri); K_H – coeficientul distribuirii sarcinii pe lungimea dinților ($K_H = 1, 5$); P – presiunea medie admisibilă în cea mai sollicitată pereche de dinți (pentru $t_4^* \cdot 10^{-3} = 1 - 5 - 25$ presiunea corespunzătoare este $P = 50 - 95 - 25$ MPa; pentru roțile flexibile din mase plastice $P = 5 - 10$ MPa pentru $K_H = 1$).

Modulul dinților în angrenare:

$$m = \frac{d_m}{Z_F} [mm], \quad (9.19)$$

Este rotunjit până la valoarea standardizată.

Diametrul interior al roții flexibile:

$$d_{in} = d_m - \delta_i \text{ [mm]}. \quad (9.20)$$

În cazul utilizării generatorului de unde cu camă acesta se rotunjește până la una din valorile standardizate.

După determinarea diametrului interior din relația (9.20) se recalculează valoarea lui d_m . Valoarea finală a diametrului d_m trebuie să fie:

- la tăierea dinților roții flexibile cu freză melc:

$$d_m = mZ_f - \delta_i - 2m(h_a^* + c^* - X_F); \quad (9.20)$$

- la tăierea dinților roții flexibile cu sculă pinion:

$$d_m = 2a_{\omega_0} - d_{a_0} - \delta_i \text{ [mm]}. \quad (9.21)$$

În aceste relații: h_a^* este coeficientul de înălțime a capului dintelui ($h_a^* = 1$); c^* – coeficientul de înălțimea capului dintelui ($c^* = 0,35$); X_F – coeficientul de deplasare a roții flexibile ($X_F = 0,2 \dots 0,05$); a_{ω_0} – distanța dintre axe în angrenajul de generare:

$$a_{\omega_0} = m(Z \pm Z_0) \frac{\cos \alpha}{2 \cos \alpha_{\omega_0}}, \text{ [mm]} \quad (9.22)$$

unde: Z_0 este numărul dinților sculei-pinion; α – unghiul profilului conturului inițial ($\alpha = 20^\circ$); α_{ω_0} – unghiul de angrenare a dinților:

$$\text{inv} \alpha_{\omega_0} = 2 \text{tg} \alpha \cdot \frac{X \pm X_0}{Z \pm Z_0} + \text{inv} \alpha, \quad (9.23)$$

unde X_0 este coeficientul de deplasare a sculei-pinion:

$$X_0 = \frac{d_{a0}}{2m} - \frac{Z_0 + 2,7}{2}, \quad (9.24)$$

unde d_{a0} este diametrul de vârf al sculei-pinion.

Relațiile (9.22) și (9.23) sunt date pentru cazul general: semnul (+) pentru dantura exterioară, iar semnul (–) – pentru dantura interioară. În primul caz, la mărimile Z , X , a_{ω_0} , d_{a0} , α_{ω_0} trebuie adăugat indicele F , în cazul doi – indicele C . Calculul după relația (9.20) se referă la primul caz.

9.3. Transmisii precesionale cu angrenare

9.3.1. Noțiuni generale

Căutările creative ale inventatorilor și cercetătorilor au fost încununate de inventarea și elaborarea în a. 1979 de către acad. Ion Bostan a unui nou tip de transmisie planetară - *transmisia precesională*. În a. 1983

este eliberat primul brevet de invenție al unei transmisii planetare precesionale. Actualmente numărul invențiilor în domeniul transmisiilor planetare precesionale este de apr. 200 și cuprinde noi angrenaje precesionale, diverse structuri cinematice, tehnologii de fabricare a roților dințate cu profil nestandard convex-concav, metode de control și o gamă largă de mecanisme de acționare pentru diverse domenii de aplicație. Transmisia precesională se deosebește de cele clasice prin principiul nou de transformare și transmitere a mișcării și sarcinii prin utilizarea mișcării sfero – spațiale a satelitului și profilului convex – concav variabil al dinților. Datorită particularităților novative transmisiile planetare precesionale posedă următoarele avantaje: particularitățile constructive permit excluderea jocului din angrenaj; numărul mare de dinți aflați concomitent în angrenare (multiplicitatea angrenării atinge 100% (în cele clasice 3-7%)) asigură capacitate portantă ridicată; gabarite și mase relativ reduse; simplitate constructivă; construcție coaxială; randament relativ ridicat; rapoarte de transmitere mari ($\pm 10 \dots \pm 3599$ într-o treaptă (în transmisiile armonice - 79...300) și peste 1 000 000 în două trepte), precizie cinematică sporită etc.

Pentru simplificarea expunerii textuale și unificarea terminologiei din domeniu [46], se adoptă următoarele noțiuni, definiții și abrevieri:

Angrenare precesională - angrenare cu interacțiune sferospațială a dinților aflați succesiv și continuu în contact convex-concav multipar, care asigură relația cinematică dintre roți coaxiale cu respectarea principiilor legii fundamentale a transformării mișcării;

Angrenaj precesional - mecanism compus din roți dințate aflate în angrenări precesionale, care asigură transformarea și transmiterea mișcării de rotație și a momentului de torsiune între arbori coaxiali, cu respectarea principiilor legii fundamentale a angrenării;

Configurație parametrică - totalitatea parametrilor angrenajului precesional, care influențează forma profilului dinților, geometria contactului, cinematica punctului de contact și alunecarea relativă dintre flancuri;

Transmisie precesională - sistem mecanic compus din unu sau mai multe angrenaje precesionale, arbori, sprijine, carcase, subsisteme de lubrifiere și de răcire etc. și definit funcțional cu transformarea și transmiterea mișcării de rotație și a momentului de torsiune între arborii coaxiali;

Reductor precesional - sistem mecanic compus din unu sau mai multe angrenaje precesionale, arbori, sprijine, carcase, subsisteme de lubrifiere și de răcire etc. și definit funcțional cu reducerea frecvenței de rotații;

Multiplicator precesional - sistem mecanic compus dintr-un angrenaj precesional, arbori, sprijine, carcase, subsisteme de lubrifiere și de răcire etc. și definit funcțional cu multiplicarea frecvenței de rotații;

Motoreductor precesional - sistem tehnic constituit dintr-un reductor precesional și un motor electric într-o construcție unitară și care poate deservi o mașină de lucru cu momente de torsiune mai mari și cu viteze mai mici decât cele dezvoltate de către motorul electric;

Servomotoreductor precesional - sistem tehnic constituit dintr-un reductor precesional și un servomotor electric într-o construcție unitară și care poate deservi o mașină de lucru, un robot, un utilaj tehnologic cu mișcări relative reglabile, solicitate cu momente de torsiune mai mari și cu viteze unghiulare mai mici decât cele dezvoltate de către servomotor;

„*Transmisie precesională*” – denumirea, *Transmisie precesională* este definită de *unghiul de precesie*, care este parametrul generalizator al formei profilului dinților, al geometriei contactului, a cinematicii punctului de contact și a alunecării relative dintre flancurile conjugate.

Transmisiile precesionale inventate și dezvoltate la Universitatea Tehnică a Moldovei cuprind o gamă largă de structuri cinematice abordate sub toate aspectele de la idee la aplicații în lucrările [47-51].

În funcție de specificul constructiv al angrenărilor transmisiile precesionale pot fi cu angrenări din bolțuri A^B și dințate A^D .

În continuare se examinează transmisia precesională de structură cinematică 2K-H cu angrenări dințate A_{CX-CV}^D convex-concave cu diferența mică a curburilor de flanc a dinților conjugăți.

În figura 9.19 se prezintă schema cinematică 2K-H a transmisiei precesionale cu angrenări dințate A_{CX-CV}^D . Aceste transmisiile includ roata-satelit g cu două coroane dințate Z_{g1} și Z_{g2} , care se află în angrenare cu roțile centrale imobilă b și mobilă c , legată cu arborele condus V . Raportul de transmitere se determină prin relația:

$$i = -\frac{Z_{g1}Z_c}{Z_bZ_{g2} - Z_{g1}Z_c}, \quad (9.25)$$

unde Z_{g1} , Z_{g2} sunt numerele de dinți ai coroanelor danturate ale roții-satelit și Z_c , Z_b – numerele de dinți ai roților centrale c și b .

Analiza relației (9.25) arată că transmisiile precesionale 2K-H asigură realizarea unui interval larg al rapoartelor de transmitere. Efectul cinematic maxim se atinge pentru relațiile de dinți: $Z_b=Z_{g2}$, $Z_{g1}=Z_{g2}+1$, $Z_c=Z_{g2}-1$, $i_{H\max}^b=Z_{g1}^2$ pentru $Z_c=Z_{g1}$, $Z_{g2}=Z_{g2}+1$, $Z_b=Z_{g1}-1$.

A^B	— angrenaj precesional cu bolțuri
A^D	— angrenaj precesional dințat
$A^{D, \beta}$	— angrenaj precesional cu dinți înclinați
A_{CX-R}^B	— angrenare precesională cu bolțuri cu contact <i>convex-rectiliniu</i>
A_{CX-CV}^B	— angrenare precesională cu bolțuri cu contact <i>convex-concav</i>
A_{CX-CX}^D	— angrenare precesională dințată cu dinți drepecți în contact <i>convex-convex</i>
A_{CX-CV}^D	— angrenare precesională dințată cu dinți drepecți în contact <i>convex-concav</i>
A_{CX-R}^D	— angrenare precesională dințată cu dinți drepecți în contact <i>convex-rectiliniu</i>
$A_{CX-CV}^{D, \beta}$	— angrenare precesională dințată cu dinți înclinați în contact <i>convex-concav</i>
K_{CX-CX}	— contact <i>convex-convex</i> al dinților
K_{CX-CV}	— contact <i>convex-concav</i> al dinților
K_{CX-R}	— contact <i>convex-rectiliniu</i> al dinților
K_{CX-CV}^β	— contact <i>convex-concav</i> al dinților înclinați
$2K-H$	— transmisie planetară precesională cu două roți centrale ($2K$) și un arbore-manivelă (H)
$4K-2H$	— transmisie planetară precesională cu patru roți centrale și două roți-satelit cuplate axial consecutiv
$6K-3H$	— transmisie planetară precesională cu șase roți centrale și trei roți-satelit cuplate axial consecutiv
$3K$	— transmisie planetară precesională cu trei roți centrale
$3K-2H$	— transmisie planetară precesională complexă cu trei roți centrale și doi arbori-manivelă
$K-H-V$	— transmisie planetară precesională cu o roată centrală (K), un arbore-manivelă (H) și o legătură (V) a roții-satelit cu arborele condus
$[Z_g - \theta, \pm 1]$	— configurație parametrică generală a angrenajului precesional
$[Z_g - \theta, -1]$	— configurație parametrică generală a angrenajului precesional cu coraportul numerelor de dinți ai roților conjugate $Z_{1(4)} = Z_{2(3)} - 1$ și regim de funcționare de reductor
$[Z_g - \theta, +1]$	— configurație parametrică a angrenajului precesional cu coraportul numerelor de dinți ai roților conjugate $Z_{1(4)} = Z_{2(3)} + 1$ și regim de funcționare de multiplicator (de reductor în cazul în care $\delta_{1(4)-2(3)} = 0$)

Angrenajele descrise asigură obținerea efectului cinematic maximal și la alte rapoarte ale numerelor dinților, de exemplu:

$$\begin{aligned} i_{\max} &= Z_{g_1}^2 \text{ pentru } Z_c = Z_{g_1}, Z_{g_2} = Z_{g_1} - 1, Z_b = Z_{g_1} + 1, \\ i_{\max} &= Z_{g_2}^2 - 1 \text{ pentru } Z_b = Z_{g_2}, Z_{g_1} = Z_{g_2} - 1, Z_c = Z_{g_2} + 1. \end{aligned} \quad (9.26)$$

La proiectarea transmisiilor precesionale dințate de tip 2K-H cu regim de funcționare de reductor, numărul dinților roților angrenate se alege conform tabelului 2.1 [48] în funcție de raportul de transmitere stipulat în caietul de sarcini pentru proiectare și este precizat după șirul rapoartelor de transmitere posibil de realizat în transmisia precesională conform tabelului 2.2 [48]. La proiectarea transmisiilor precesionale dințate 2K-H cu regim de funcționare de multiplicator, raportul de transmitere se alege din șirul rapoartelor posibile conform tabelelor A1.1, A2.1 și A3.1 [48].

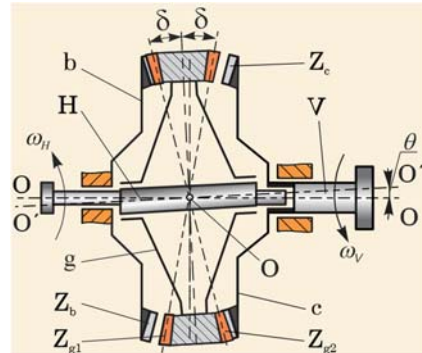


Fig. 9.19. Schema cinematică a transmisiei precesionale 2K-H cu angrenări A_{CX-CV}^D

9.3.2. Elaborarea angrenajelor precesionale

9.3.2.1. Crearea angrenajului precesional dințat A^D , a angrenării A_{CX-CV}^D

și a contactului dinților cu geometrie convex-concavă K_{CX-CV}

Transmisia precesională de tip 2K-H cu angrenaj dințat A^D este concepută în baza structurii cinematische din figura 9.19 și include: arbore-manivelă și arbore condus coaxiali, o roată-satelit cu două coroane dințate conice, instalată pe porțiunea înclinată a arborelui-manivelă între două roți conice centrale, una imobilă, fixată în carcasă, și alta mobilă, montată pe flanșa arborelui condus.

Transmisia precesională 2K-H cu angrenaj dințat A^D este constituită din două angrenări A_{CX-CV}^D distincte, una formată din roata conică centrală imobilă cu Z_1 dinți, conjugată cu coroana dințată a roții-satelit cu Z_2 dinți, și alta formată din roata conică centrală mobilă cu Z_4 dinți, conjugată cu coroana dințată a roții-satelit cu Z_3 dinți.

Coraportul numerelor de dinți ai roților conjugate în angrenările A_{CX-CV}^D poate fi: $Z_1 = Z_2 - 1$, $Z_4 = Z_3 - 1$; $Z_1 = Z_2 + 1$, $Z_4 = Z_3 - 1$ și $Z_1 = Z_2 - 1$, $Z_4 = Z_3 + 1$.

9.3.2.2. Definirea parametrică a angrenajului precesional A^D , a angrenării și a contactului convex-concav al dinților K_{CX-CV}

Transmisia precesională cu angrenare A^D_{CX-CV} , prezentată în figura 9.20, include carcasa 1, roata-satelit 2 cu două coroane dințate conice 3 și 4 instalată pe porțiunea înclinată a arborelui-manivelă 5, două roți conice centrale 6 și 7 – una imobilă 6 fixată în carcasa 1 – alta mobilă 7 montată pe flanșa arborelui condus 8 – se caracterizează prin:

- angrenarea dinților A^D_{CX-CV} este realizată în contacte cu geometrie convex-concavă cu o diferență mică a curburilor profilurilor de flanc în punctele de contact (a se vedea secțiunea 7.7.5, vol. 2 [48]);
- coroanele dințate conice 3 și 4 ale roții-satelit 2 au dinți cu profiluri de flanc în arc de cerc de raza r , iar roțile conice centrale 6 și 7 au dinți cu profiluri curbilinii variabile, dependente de parametrii configurației $[Z_g - \theta, \pm 1]$ ai angrenajului precesional, și anume de unghiurile θ și δ de raza r a arcului de cerc, de numărul de dinți $Z_{1(4)}$ și de coraportul numerelor de dinți ai roților conjugate $Z_{1(4)} = Z_{2(3)} \pm 1$ în angrenările $(Z_1 - Z_2)$ și $(Z_3 - Z_4)$ (a se vedea secțiunile 7.7.3, 7.7.6, vol. 2 [48]);
- roțile conice centrale 6 și 7 sunt executate cu profiluri de flanc curbilinii, cu curbura variabilă cu câte un dinte mai puțin sau mai mult decât coroanele dințate 3 și 4 ale roții-satelit 2, executate cu profiluri de flanc în arc de cerc (a se vedea secțiunea 7.7.5, vol. 2 [48]);
- flancurile dinților se conjugă cu acoperire frontală în limitele $1,5 \leq \varepsilon_f \leq 4,0$ perechi de dinți simultan angrenate, realizată prin scurtarea înălțimii dinților (a se vedea secțiunea 7.7.4, vol. 2 [48]);
- roțile dințate sunt executate (a se vedea fig. 9.20, a) cu unghiul axoidei conice în limitele $0^\circ \leq \delta \leq 30^\circ$ (a se vedea subcapitolul 7.7.9, vol. 2 [48]);
- unghiul de nutație θ dintre axele manivelei 5 și axele roților conice centrale 6 și 7 variază în limitele $1,5^\circ \leq \theta \leq 7^\circ$ (a se vedea subcapitolul 7.7, vol. 2 [48]);
- raza arcului de cerc al profilului de flanc al coroanei roții-satelit 2 cu Z dinți are limitele $(1,0 - 1,57) D/Z \text{ mm}$ (a se vedea subcapitolul 7.7, vol. 2 [48]);
- dinții se conjugă în contacte convex-concave K_{CX-CV} cu diferența curburilor profilurilor de flanc în secțiunea cu diametrul D micșorată până la $(0,02 - 1,5) D/Z \text{ mm}$ (a se vedea subcapitolul 7.7, vol. 2 [48]);

- dinții se conjugă în contacte convex-concave K_{CX-CV} cu unghiul de presiune α_w dintre flancuri micșorat de până la 15° (a se vedea secțiunea 7.7.3, vol. 2 [48]);
- viteza relativă de alunecare între flancurile conjugate din zona angrenării nu se schimbă după sens, iar valoric constituie $(0,7-1,0)$ în raport cu viteza relativă din transmisiile evolventice clasice de aceeași putere (a se vedea p. 7.7.6.1–7.7.6.6, vol. 2 [48]);
- parametrii configurației $[Z_g - \theta, \pm 1]$ influențează geometria contactului dinților, gradul de acoperire frontală, exprimat prin numărul perechilor de dinți aflate concomitent în angrenare ε_f mărimea unghiului de presiune α_w și viteza de alunecare cu frecare între flancurile conjugate (a se vedea subcapitolele 7.7 și 8.2, vol. 2 [48]).

Abordările privind crearea angrenajului precesional A^D , a angrenărilor precesionale A_{CX-CV}^D și a contactului dinților K_{CX-CV} ai roților conjugate în transmisia precesională revendicată conform figurii 9.20 se referă atât la cele de putere cât și la cele cinematice. Cu anumite adaptări și configurări constructive, abordările sunt valabile, de asemenea, pentru transmisiile cinematice cu roți injectate din mase plastice și pentru cele cu roți presate prin sinterizare din pulberi metalice, precum și pentru transmisiile de putere cu roți dințate din oțel, fabricate pe mașini-unelte cu comandă numerică (CNC).

În figura 9.21 este prezentat motoreductorul

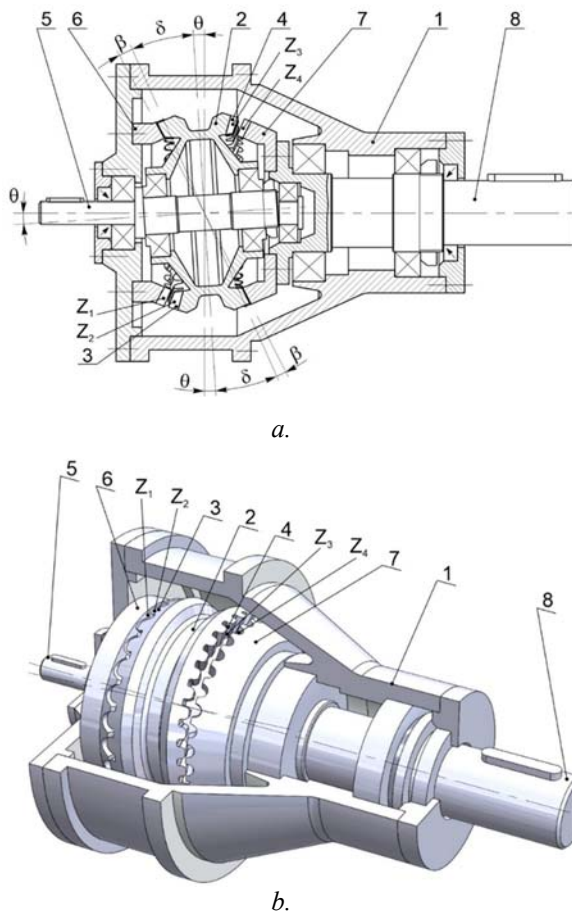


Fig. 9.20. Transmisie cu angrenare precesională dințată: secțiune axială (a); vedere generală 3D (b).

precesional cu angrenaj dințat A^D și angrenarea A_{CX-CV}^D cu parametrii $Z_3=25$, $Z_4=24$, $R_1=37,5 \text{ mm}$, $r=3,15 \text{ mm}$, $\theta=3,5^\circ$, $\delta=22,5^\circ$, $\beta=4,78^\circ$. Profilurile dinților roții-satelit sunt prescrise cu arcuri de cerc cu raza r , iar cele ale dinților roților centrale sunt concave, descrise cu ecuațiile parametrice 7.48, vol. 2 [48]. Raportul de transmitere al reductorului $i=-144$, iar raza angrenajului în secțiunea mediană $R_1=37,5 \text{ mm}$. În figura 9.21,a se prezintă reductorul precesional cu angrenaj dințat A^D cu raportul de transmitere $i=-144$, realizat prin angrenările A_{CX-CV}^D cu numerele de dinți $Z_1=29$, $Z_2=30$, $Z_3=25$ și $Z_4=24$.

În carcasa 1 cu capacul 2 al reductorului este montată roata centrală imobilă 3, roata-satelit 4 cu două coroane dințate laterale 5 și 6, roata centrală mobilă 7, fixată pe arborele condus 8, montat în bucșa 9. Corpul roții-satelit 4 cu coroanele dințate 5 și 6 este turnat din masă plastică, fiind armat la centrul axial cu arborele-manivelă 10 instalat în rulmenții 11 și 12. Excentricul 13 este instalat în capacul 2 în rulmenții 14, amplasați coaxial cu arborele motorului electric (nu este prezentat). Excentricul 13 este dotat lateral cu lăcașul de așezare a rulmentului 11, amplasat cu excentricitate și coaxial cu roata-satelit 4, astfel încât formează cu axa centrală a reductorului unghiul de nutație θ . La rotirea arborelui motorului electric, prin intermediul excentricului 13 mișcarea de rotație se transformă în mișcare sferospațială a roții-satelit, susținută de rulmentul sferic 12 cu unghiul de nutație θ , astfel angrenând dinții coroanelor satelitului 5 și 6 cu dinții roților centrale fixă 3 și mobilă 7.

Roata-satelit este fabricată prin turnare din masă plastică, iar roțile centrale sunt fabricate prin sinterizare din pulberi metalice. Geometria contactului dinților (fig. 9.21,b) este convex-concavă cu profilurile dinților satelitului în arc de cerc, iar cea a dinților roților centrale – convex-concavă nestandardizată, asigurate geometric prin configurația parametrilor: numărul dinților $Z_1=29$, $Z_2=30$, $Z_3=25$, $Z_4=24$; raza mediană a axoidei conice $R_m=37,5 \text{ mm}$; unghiul la vârf al dinților cu profil în arc de cerc $\beta=4,78 \text{ mm}$; unghiul de nutație $\theta=3,5^\circ$, unghiul axoidei conice $\delta=22,5^\circ$.

Geometria contactului dinților din angrenarea A_{CX-CV}^D cu parametrii geometrici $\delta=22,5^\circ$, $\theta=3,5^\circ$, $\beta=4,78 \text{ mm}$, $Z_4=24$ și $Z_3=25$, prezentată în figura 9.21,b, este caracterizată prin următoarele: în punctul de contact k_0 corespunzător unghiului de precesie $\psi_{k_0}=0^\circ$, diferența razelor de curbură a profilurilor dinților roții centrale și ai roții-satelit constituie $(\rho_1 - r)=3,22-3,13=0,09 \text{ mm}$; în punctul de contact k_1 corespunzător unghiului de precesie $\psi_{k_1}=15,63^\circ$ $(\rho_1 - r)=3,67-3,13=0,54 \text{ mm}$; în punctul de contact k_2

corespunzător unghiului de precesie $\psi_{k2}=31,25^\circ$ ($\rho_1 - r$)=7,21-3,13=4,08 mm și în punctul de contact k_3 corespunzător unghiului de precesie $\psi_{k3}=46,87^\circ$ ($\rho_1 - r$)=34,3-3,13=31,17 mm.

În figura 9.21,c este prezentată vederea generală a motoreductorului precesional cu angrenaj dințat A^D cu raportul de transmitere $i=-144$.

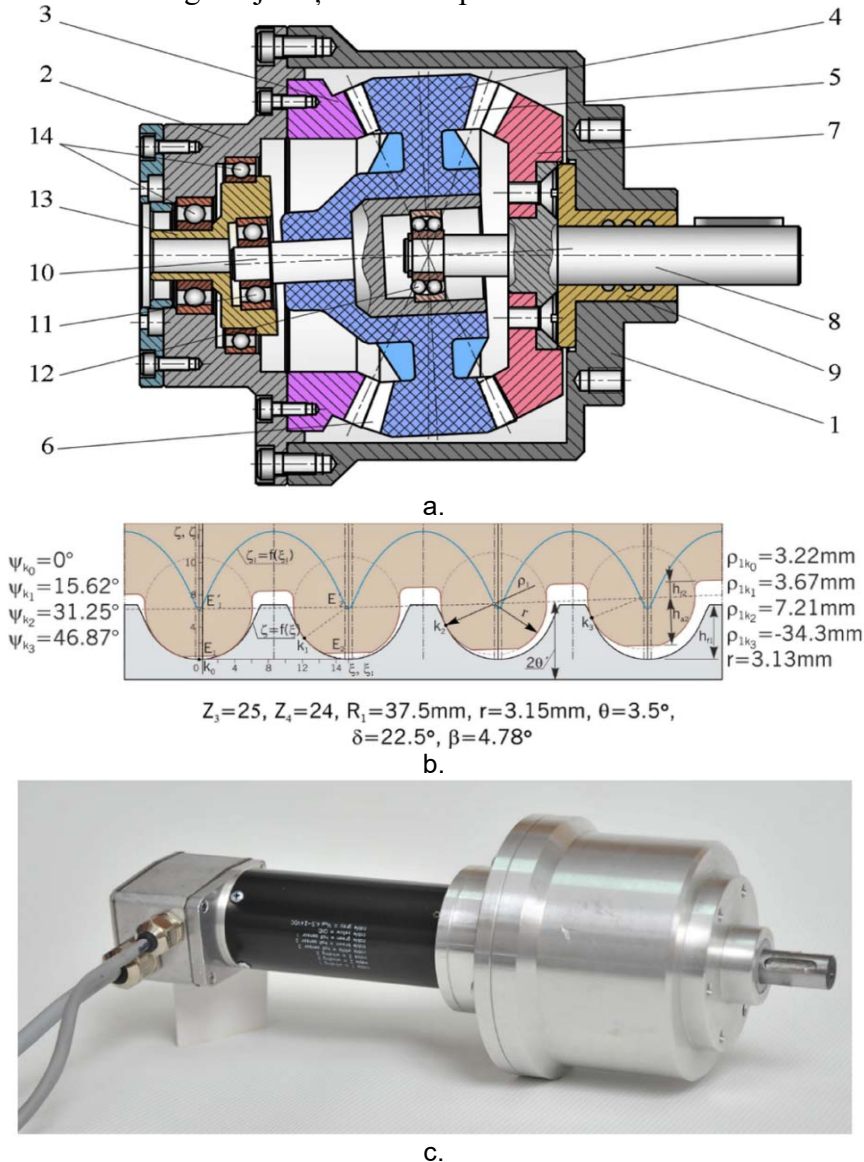


Fig. 9.21. Motoreductor precesional cu angrenaj dințat A^D cu raportul de transmitere $i=-144$: (a) desen de ansamblu al reductorului precesional 2K-H; (b) profilograma angrenării dinților A_{CX-CV}^D cu contact în arc de cerc – concav; (c) vedere generală.

9.3.2.3. Elemente geometrice ale angrenajului precesional $A^{D,\beta}$ adaptate la procedeul tehnologic de generare

Diversitatea schemelor structurale ale transmisiilor precesionale elaborată acoperă posibilități cinematice foarte largi privind raportul de transmitere, posedă gabarite și mase reduse la capacități portante relativ mari, pot funcționa în regimuri de reductor, multiplicator și diferențial, pot asigura transmiterea reversibilă sau ireversibilă a mișcării și sarcinii etc.

Din aceea, selectarea structurii cinematice a transmisiei precesionale pentru proiectarea unui reductor cu destinație generală/specială sau a mecanismului de acționare a unei mașini trebuie să fie precedată de o analiză comparativă complexă a caracteristicilor funcționale și a indicatorilor de performanță ai tuturor schemelor structurale.

În tabelul 9.2 sunt incluse schemele cinematice de bază ale transmisiilor precesionale și prezentate principalele caracteristici constructiv-funcționale și recomandări pentru utilizare.

În cazul necesității elaborării unor mecanisme de putere redusă, cu rapoarte de transmitere între 8 și 60, poate fi utilizată schema I (a se vedea tabelul 9.2). Având gabarite mici și construcție simplă, aceste transmisii prezintă un interes practic pentru elaborarea multiplicatoarelor și reductoarelor cu unghiul de nutație $\theta = 1,5 - 3^\circ$. Transmisia K-H-V examinată include un număr relativ redus de elemente, totodată, este de remarcă simplitatea asamblării și dezamblării.

Pentru compensarea forțelor axiale din angrenaj se recomandă transmisia precesională K-H-V conform schemei II din tabelul 9.2. Amplasarea roții-satelit plane cu dinți în formă de role conice instalate pe axe, între două roți centrale cu același număr de dinți fixate în corp, asigură o capacitate portantă ridicată. În reductoarele de putere mare, rolele conice ale satelitului se montează pe axe prin intermediul rulmenților (cu ace sau de alt tip). Această transmisie se recomandă cu regim de funcționare de multiplicator în condiția alegerii profilului corespunzător al dinților roților centrale.

În transmisia precesională K-H-V conform schemei structurale III, coroanele din role ale satelitului sunt amplasate pe o axoidă conică cu $\delta > 0^\circ$, fapt ce conduce la majorarea multiplicității angrenării ε la numere mici de dinți ale roților conjugate și în consecință – la sporirea capacității portante. Această transmisie se caracterizează prin dimensiuni axiale reduse.

Un domeniu important pentru utilizarea transmisiilor precesionale, facilitat de specificul lor constructiv, este elaborarea mecanismelor etanșe, care funcționează în vid sau în medii agresive. În acest scop pot fi utilizate transmisiile precesionale K-H-V etanșe (conform schemei IV), care asigură etanșare absolută și fiabilitate determinată de ciclul de deformății limită ale gofrei W .

Pentru mecanismele de acționare de putere se recomandă utilizarea transmisiei precesionale 2K-H cu angrenaj multipar cu role, în care satelitul are două coroane cu role conice, formând angrenarea interioară, iar roțile centrale au dinți cu angrenare exterioară. Posibilitatea utilizării transmisiilor precesionale 2K-H (schema V tabelul 9.2) pentru transmiterea sarcinilor mari se datorează pierderilor neînsemnate prin frecare în contactul dinților, redistribuirii sarcinii între un număr mare de dinți datorită multiplicității angrenării (până la 100\% perechi de dinți simultan conjugate în angrenare).

Pentru mecanismele de acționare cinematice se recomandă transmisia precesională 2K-H cu angrenare dințată cu contact convex-concav al dinților, cu diferența mică a razelor de curbura și forma modificată a profilului dinților, prezentată în schema VI. Având în vedere capacitatea portantă înaltă a contactului convex-concav cu diferența mică a razelor de curbura și, totodată, pierderi energetice mici în angrenare datorate vitezelor de alunecare relativ mici în contact, care asigură randament mecanic înalt, transmisia respectivă poate fi utilizată și în mecanisme de putere.

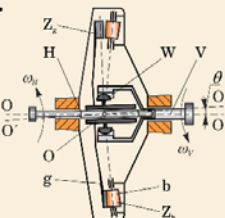
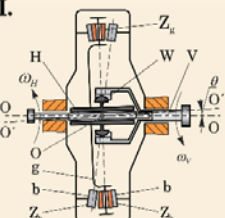
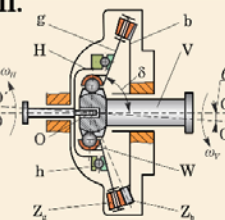
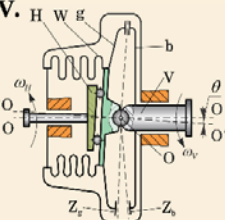
Pentru mecanismele de acționare de putere cu restricții de limită a gabaritelor axiale se recomandă transmisiile precesionale 2K-H conform schemei VII cu coroana cu role plană ($\delta=0^\circ$), care efectuează mișcare sferospațială între danturile roților centrale fixă și mobilă. Transmisiile precesionale 2K-H dințate cu angrenaj plan $\delta=0^\circ$ cu coraportul dinților $Z_1=Z_2 - 1$ se recomandă pentru mecanisme cu regim de funcționare de multiplicator.

Pentru mecanismul cu restricții limită a gabaritelor axiale se recomandă de asemenea transmisia 2K-H conform schemei VIII, în care ambele coroane cu role sunt amplasate pe de o parte a satelitului, astfel construcția asigură dimensiuni axiale reduse.

Pentru mecanismele de acționare cu rapoarte de transmisii mari și suprasolicitate, inclusiv cu sarcini dinamice, se recomandă transmisiile precesionale din schemele X și XI, în care între dinții roților centrale fixe și mobile sunt plasate flotant coroanele cu role. Transmisiile asigură transmiterea momentelor de torsiune mari datorită angrenărilor multipare și repartizării acestora între două roți centrale, angrenate cu fiecare coroană de role.

În cazul necesității elaborării unor mecanisme cu rapoarte de transmitere foarte mari, se recomandă utilizarea transmisiei 3K-2H, conform schemei XII. Având gabarite mici și construcție relativ simplă, aceste transmisii prezintă un interes practic deosebit. Pentru realizarea mișcărilor de rotație cu viteze variabile în trepte se recomandă cutia de viteze precesională (conform schemei XIII, principiul de funcționare a căreia este descris în subcapitolul 2.4, vol. 1 [48].

Tabelul 9.2. Schemele cinematice de bază ale transmisiilor precesionale, principalele caracteristici constructiv-funcționale și recomandări de utilizare.

Tip	Transmisii precesionale planetare	Valori aproximative		Recomandări de aplicații
		Raportul de transmitere, i_{HV}^b	Randamentul mecanic, %	
1	2	3	4	5
K-H-V * ¹	I. 	8...60	0,97...0,9 în cazul utilizării unui mecanism de legătură W	Mecanisme de acționare cu regim de funcționare de R* ³ și M* ³ . Posedă simplitate constructivă și de asamblare.
K-H-V * ¹	II. 	8...60	0,97...0,9 în regim de multiplicator randamentul e mai mic cu 0,1...0,15	Mecanisme de acționare cu regim de funcționare de R* ³ și M* ³ cu compensarea forțelor axiale din angrenaj și reducerea șarjei în sprijine.
K-H-V * ¹	III. 	8...60	0,97...0,9 în regim de multiplicator randamentul e mai mic	Mecanisme de acționare cu regim de funcționare de R* ³ și M* ³ . Rolele pe axoidul conic cu $\delta > 0$ facilitează cinetostatica transmisiei.
K-H-V * ²	IV. 	8...60	Randamentul depinde de mediul în care funcționează transmisia	Mecanisme de acționare etanșe.

*¹ Angrenaje cu bolturi conice

*² Angrenaj dîntat

*³ Transmisia funcționează în regim de reductor (R) și de multiplicator (M)

Tabelul 9.2. Continuare.

1	2	3	4	5
2K-H * ¹	V. 	12...3600	0,97...0,8 pentru $i=12...200$ scade cu creșterea $[i]$	Mecanisme de acționare de putere cu regim de funcționare de R* ³ și cu autofrânare garantată pentru $i > 70$.
2K-H * ²	VI. 	12...3600	0,99...0,95	Mecanisme de acționare cinematice și de putere pentru complexe robotizate, utilaj tehnologic, dispozitive pentru industria de automobile, reductoare cinematice cu destinație generală și specială.
2K-H * ²	VII. 	12...100	0,89...0,85	Mecanisme de acționare cu dimensiuni axiale reduse, cu regim de funcționare de M* ³ pentru $Z_2=Z_{g2}+1$.
2K-H * ¹	VIII. 	20...3600	0,97...0,8 pentru $i=20...200$ scade cu creșterea $[i]$	Mecanisme de acționare cu dimensiuni axiale reduse, cu regim de funcționare de M* ³ și R* ³ .
2K-H * ¹	IX. 	20...3600	0,97...0,8 pentru $i=20...200$ scade cu creșterea $[i]$	Mecanisme de acționare cu dimensiuni axiale reduse, cu regim de funcționare de M* ³ și R* ³ .

*¹ Angrenaje cu bolțuri conice*² Angrenaj dințat*³ Transmisia funcționează în regim de reductor (R) și de multiplicator (M)

Tabelul 9.2. Continuare.

1	2	3	4	5
2K-H * ²	X. 	20...3600	0,97...0,8 pentru $i=20...200$ scade cu creșterea $[i]$	Mecanisme de acționare suprasolicitate.
2K-H * ²	XI. 	8...3600	0,97...0,8 pentru $i=12...200$ scade cu creșterea $[i]$	Mecanisme de acționare suprasolicitate.
3K-2H * ¹	XII. 	Până la 12600000	0,9...0,7 pentru $i=50...300$ scade cu creșterea $[i]$	Mecanisme de acționare cinematice și de putere cu rapoarte de transmitere foarte mari cu autofrânare garantată.
2K-H * ¹	XIII. Cutie de viteze 	Până la 7 viteze diferite ca valoare și sens	0,9...0,8 pentru $i=20...200$ scade cu creșterea $[i]$	Mecanisme de acționare cu rapoarte de transmitere pe trepte cu trecere lină de la o viteză la alta (cutii de viteze).
2K-H	XIV. Variator 	0...10000	0,9...0,8 pentru $i=5...20$ scade cu creșterea $[i]$	Mecanisme de acționare cu raport de transmitere variabil continuu (variatoare).

* ¹ Angrenaje cu bolțuri conice* ² Angrenaj dințat

Pentru realizarea unor mișcări de rotație cu viteze variabile continue, se recomandă variatorul precesional (conform schemei XIV) cu principiul de funcționare descris în subcapitolul 2.4, vol. 1 [48].

În baza analizei structurilor cinematice prezentate în tabelul 1 pot fi dezvoltate structuri cinematice de transmisii noi, inclusiv cu angrenări dințate. Multiplicitatea absolută $\varepsilon=100\%$ a angrenării precesionale este asigurată prin sinteza exclusivă bazată pe trei condiții interdependente:

- Satelitul efectuează mișcare sferospațială cu un punct fix.
- Profilul dinților este variabil și dependent de coraportul valoric al parametrilor geometrici ai angrenajului spațial.
- Diferența dintre numerele de dinți ai danturilor conjugate nu poate fi decât ± 1 (tabelul 2.1, vol. 1 [48]).

Constatare. *Printre transmisiile mecanice, transmisia planetară precesională cu angrenări multipare cu contact convex-concav, convex-convex sau convex-rectiliniu este unică, cu profil variabil al dinților dependent univoc de coraportul valoric al parametrilor geometrici ai angrenajului $[Z_g - \theta, \pm 1]$.*

9.3.2.4. Elemente geometrice ale angrenajului precesional $A^{D,\beta}$ adaptate la procedeul tehnologic de generare

În prezent, în industria modernă roțile cu danturi conice și dinți curbilinii pot fi realizate preponderent după patru sisteme diferite, caracterizate prin forma curbei directoare a flancurilor dinților.

În sistemul „Oerlikon-Elloid” dantura conică are curba directoare a flancurilor dinților de forma unui arc de epicycloidă alungită și se realizează pe mașini-unelte de danturat fabricate de firma „Oerlikon-Geatrec” din Elveția. Scula de danturare reprezintă un cap de danturare cu cuțite dispuse în spirală, care așchiază flancurile cu profiluri convex și concav.

Sistemul de dantură „Klingelberg-Ziklo-Polloid” se caracterizează prin curba directoare a flancurilor dinților, de asemenea prin forma epicycloidei alungite, dar capul portcuțite este format din două părți suprapuse, pe care sunt dispuse separat cuțitele aferente flancurilor convex și concav, iar părțile suprapuse una în raport cu alta sunt reglabile astfel încât să se asigure realizarea diferitor dimensiuni și geometrii ale contactului dinților în angrenare. Mașinile-unelte de danturat ale acestui sistem de dantură sunt realizate de firma „Klingelberg” din Hückeswagen, Germania.

În sistemul de dantură „Klingelberg-Ziklo-Polloid” curba directoare a flancurilor dinților reprezintă o evolventă alungită, iar scula generatoare de profil este o freză melc de forma conică. Mașinile-unelte respective se produc la aceeași firmă „Klingelberg” din Hückeswagen, Germania.

În sistemul de dantură „Gleason”, curba directoare a flancurilor dinților reprezintă un arc de cerc se realizează pe mașini-unelte de danturat fabricate de corporația „Gleason Works” din Rochester, N.I., SUA.

În continuare sunt abordate unele aspecte ale fabricării roților dințate conice ale angrenărilor precesionale $A_{CX-CV}^{D,\beta}$ cu curba directoare a flancurilor dinților în arc de cerc în sistemul Gleason.

Angrenările precesionale $A_{CX-CV}^{D,\beta}$ cu dinți curbilinii sunt definite de particularitățile specifice ale profilurilor convex-concave ale dinților cu diferența mică a curburilor de flanc, de geometria și cinematica punctului de contact al dinților cu interacțiune sferospațială, inclusiv de topografia liniilor de contact a dinților curbilinii conjugați multipar. Profilurile dinților roților angrenărilor precesionale cu dinți înclinați $A_{CX-CV}^{D,\beta}$, analogic cu ale angrenărilor cu dinți drepți A_{CX-CV}^D , pot fi executate conform ecuațiilor $\zeta=f(\xi)$ (a se vedea formula 7.47, vol. 2 [48]) pe mașini-unelte cu comanda numerică (CNC). Roțile cu dinți înclinați se recomandă a fi folosite în transmisiile precesionale 2K-H la viteze periferice mari de până la (45 – 50) m/s. Acestea au o funcționare mai silențioasă, grad de acoperire multipar cu până la cinci perechi de dinți simultan conjugate sub sarcină, posedă durabilitate înaltă și rapoarte de transmitere mari, asigurate de specificul constructiv-funcțional și cinematic.

Totodată, este de menționat că fabricația roților dințate conice cu profiluri nestandarde pe mașini-unelte cu comanda numerică este mai costisitoare din cauza timpului mai mare de generare a profilului dinților danturii.

De aceea, fabricarea danturilor angrenărilor precesionale $A_{CX-CV}^{D,\beta}$ pe mașini-unelte CNC poate fi rațională doar în cazul executării roților dințate în exemplare unitare (piese de unicat) sau în scopuri de fabricare a mostrelor experimentale pentru cercetări științifice experimentale.

Constatare. Pentru fabricația industrială a roților dințate, spre exemplu, de serie mare sau de serie mică, este necesar de a utiliza unul din cele patru procedee menționate anterior, dezvoltate la nivel mondial de firme producătoare de roți dințate conice cu înaltă tehnicitate și experiență de excelență îndelungată.

În continuarea acestei secțiuni se vor aborda unele aspecte tehnologice ale fabricării roților conice cu dinți curbilinii conjugați în angrenările precesionale $A_{CX-CV}^{D,\beta}$ cu danturi în sistemul Gleason, în care curba directoare a flancurilor dinților reprezintă un arc de cerc.

Specificul constructiv-funcțional al transmisiilor precesionale 2K-H cu două angrenări $A_{CX-CV}^{D,\beta}$ convex-concave amplasate lateral constă într-o roată-satelit cu două coroane dințate angrenate, pe de o parte, cu roata

centrală imobilă, iar pe de alta – cu roata centrală mobilă, ce necesită respectarea condiției de coerență a geometriei curbei directoare a flancurilor dinților pentru ambele angrenări, indiferent de numărul de dinți ai roților conjugate, de asemenea necesită respectarea condițiilor de asigurare a conjugării multipare continue a dinților.

Pentru diminuarea dinamicității sarcinii în angrenările $A_{CX-CV}^{D,\beta}$ și asigurarea conjugării line a flancurilor dinților, este necesar de a avea în angrenările $(Z_1 - Z_2)$ și $(Z_3 - Z_4)$ aceeași fază de intrare și de ieșire a dinților din zona de angrenare, astfel încât să se respecte lungimea constantă a liniilor sumare de contact pentru orice valoare a unghiului de precesie ψ . Este necesar ca și constanța liniilor sumare de contact al dinților conjugati să se respecte încontinuu și simultan pentru ambele angrenări ale dinților $(Z_1 - Z_2)$ și $(Z_3 - Z_4)$.

Din figura 9.22 rezultă că la fabricarea dinților în arc de cerc al roților angrenării precesionale $A_{CX-CV}^{D,\beta}$ convex-concave cu numărul de dinți Z_1 și Z_2 și coraportul lor $Z_1 = Z_2 - 1$, în cazul în care $d_e = d_m$, pentru orice valoare a unghiului de înclinare β_m , unghiul de acoperire longitudinală a unei perechi de dinți $\psi_{cg} = \psi_{ge} - \psi_{gi}$. Totodată, unghiul de acoperire frontală a unei perechi de dinți $\psi_k = 360Z_2/Z_1^2$, iar unghiul de acoperire frontală a perechilor de dinți Z_e simultan conjugati $\psi_{k_i} = \psi_k Z_e = 360Z_2 Z_e / Z_1^2$.

De aceea, pentru identificarea influenței unghiului de înclinare al curbei directoare a flancurilor dinților β_m asupra formei acesteia, în figura 9.22 și tabelul 9.2 se prezintă poziționarea și parametrii geometrici ai directoarei flancurilor pentru $\beta_m = 50^\circ$ cu numărul dinților roților conjugate în angrenarea $A_{CX-CV}^{D,\beta}$ $Z_1 = 40$, $Z_2 = 41$ și coraportul lor $Z_1 = Z_2 - 1$.

În figura 9.22 este prezentată interacțiunea capului cu cuțite generatoare de profil al dinților roților conice în sistemul de dantură Gleason cu evidențierea specificului geometric și cinematic al procedurii de generare a dinților curbilinii conjugati în angrenarea precesională $A_{CX-CV}^{D,\beta}$ convex-concave cu parametrii $Z_1 = 40$, $Z_2 = 41$, $\delta_{(1-2)} = 15^\circ$, $\theta = 3,5^\circ$, $d_m = 80 \text{ mm}$ pentru unghiul de înclinare $\beta_m = 50^\circ$.

Danturile în arc de cerc au liniile flancurilor dinților dispuse pe cercuri de rază R_c ale capului portcuțite de danturare, cu centrele situate echidistant, pe cercul de rază R_e care definește excentricitatea capului portcuțite. La angrenajele cu dantura în arc de cerc, unghiul de înclinare a curbării dintelui este variabil pe lungimea lui, de aceea în calculul geometric și de rezistență se utilizează unghiurile de înclinare de divizare ale danturii: exterior β_e , median β_m și interior β_i și anume, în calculul de

rezistență a dinților se folosește unghiul β_m , iar în calculele geometrice – unghiurile β_e și β_i (a se vedea tabelul 9.3).

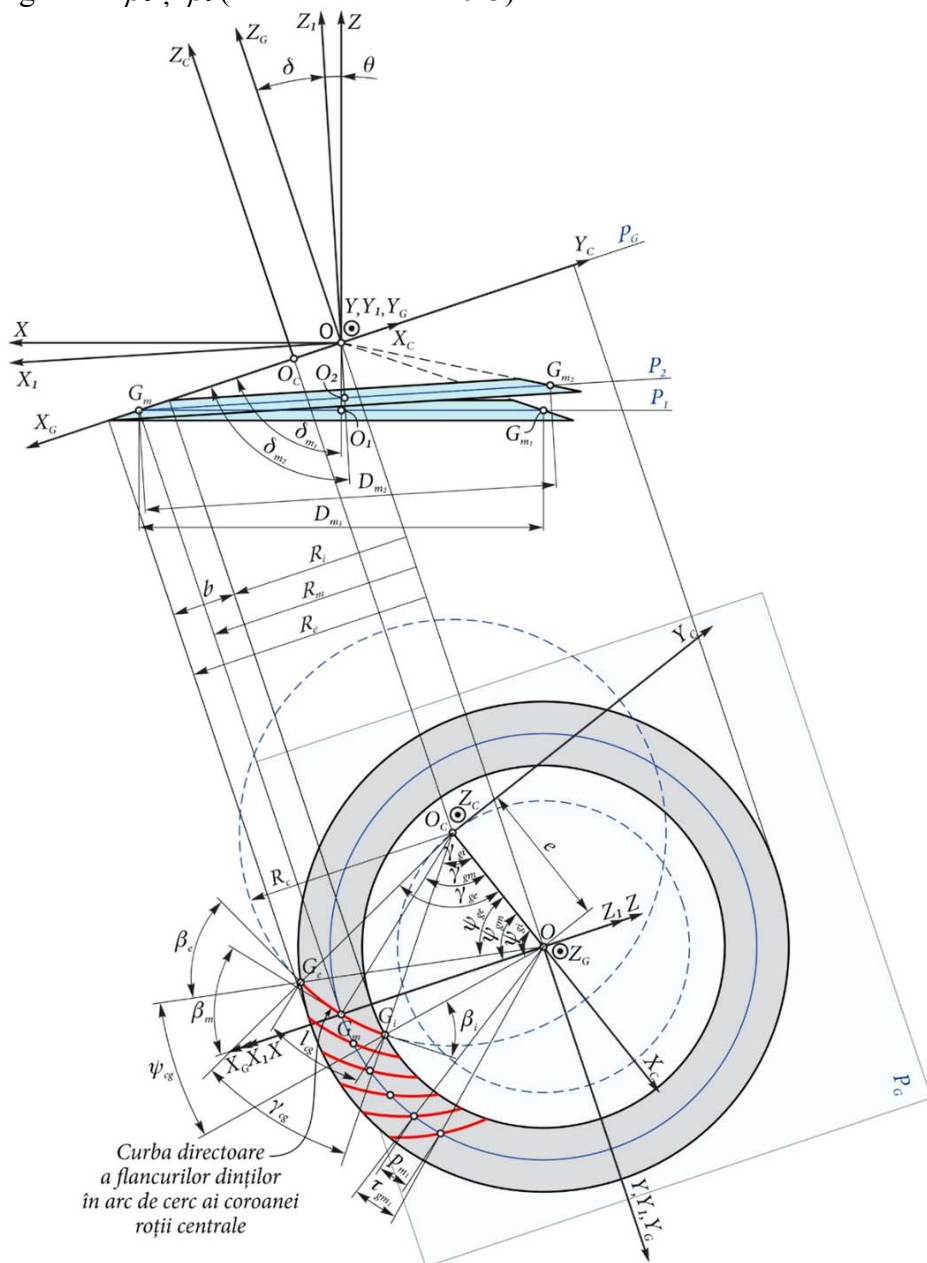


Fig. 9.22. Poziționarea curbei directoare $G_e G_m G_i$ a flancurilor dinților în arc de cerc pentru unghiul de înclinare în secțiunea mediană $\beta_m = 50^\circ$ ($R_m = 40$ mm, $b = 12$ mm, $R_e = 40$ mm).

În sistemul Gleason cu dinți în arc de cerc muchiile așchietoare ale cuțitelor montate în capul portcuțite se rotesc circular pe o traiectorie de raza R_c , cu originea în O_c , formând prin așchiere unghiuri de înclinare ale danturii β_m în secțiunea mediană, β_e – secțiunea externă și β_i – secțiunea internă a danturii roților conjugate.

Deci, acoperirea frontală a perechilor de dinți simultan conjugate la una și aceeași poziționare a arborelui-manivelă, exprimată prin unghiul de precesie ψ , nu depinde de unghiurile de înclinare ale directoarei flancurilor dinților β_m , β_i și β_e , iar unghiul la centru O al câmpului de angrenare a perechilor de dinți Z_e simultan conjugate în punctele de contact k_i definește zona de acoperire frontală ε_f și longitudinală ε_a .

Tabelul 9.3. Elemente geometrice ale curbei directoare a flancurilor dinților în arc de cerc în angrenarea A_{CX-CV}^D cu unghiul de înclinare β_m .

Nr. d/o	Denumirea elementelor	Simbol, [unit.de măs.]	Valori pentru β_m , [grad]		
			20	35	50
1.	Numărul de dinți ai roții centrale	Z_1	40	40	40
2.	Numărul de dinți ai coroanei roții-satelit	Z_2	41	41	41
3.	Unghiul de nutație	θ , [grad]	3,5	3,5	3,5
4.	Unghiul axoidei conice	δ , [grad]	15	15	15
5.	Unghiul de conicitate a dinților coroanei roții-satelit	β_s , [grad]	3,2	3,2	3,2
6.	Raza roții plane în secțiunea mediană	R_m , [mm]	40	40	40
7.	Raza exterioară a roții plane	R_e , [mm]	46	46	46
8.	Raza interioară a roții plane	R_i , [mm]	34	34	34
9.	Lățimea danturii roții plane	b , [mm]	12	12	12
10.	Raza directoarei flancurilor dinților în arc de cerc de pe roata plană	R_c , [mm]	40	40	40
11.	Excentricitatea razei directoarei a flancurilor dinților în arc de cerc de pe roata plană în raport cu centrul de precesie	e , [mm]	45,89	36,94	27,36
12.	Unghiul de deplasare a centrului cercului exterior a roții plane în cercul O_c	γ_{ge} , [grad]	64,34	73,31	83,9
13.	Unghiul de deplasare a cercului median al roții plane în cercul O_c	γ_{gm} , [grad]	55	62,5	70
14.	Unghiul de deplasare a centrului cercului interior a roții plane în cercul O_c	γ_{gi} , [grad]	46,01	52,27	56,98
15.	Unghiul la centru O_c al curbei directoare a flancurilor dinților	Γ_{cg} , [grad]	18,33	21,04	26,92

Nr. d/o	Denumirea elementelor	Simbol, [unit.de măs.]	Valori pentru β_m , [grad]		
			20	35	50
16.	Lungimea arcului de cerc al curbei directoare	l_{cg} , [mm]	12,8	14,69	18,79
17.	Unghiul de deplasare a centrului cercului exterior al roții plane în cercul O	ψ_{ge} , [grad]	51,61	56,4	59,84
18.	Unghiul de deplasare a cercului median a roții plane în cercul O	ψ_{gm} , [grad]	55	62,5	70
19.	Unghiul de deplasare a centrului cercului interior al roții plane în cercul O	ψ_{gi} , [grad]	57,83	68,5	80,58
20.	Unghiul la centru O al curbei directoare a flancurilor dinților	ψ_{cg} , [grad]	6,21	12,1	20,73
21.	Unghiul de înclinare a danturii în secțiunea exterioară	β_e , [grad]	25,95	39,72	53,74
22.	Unghiul de înclinare a danturii în secțiunea interioară	β_e , [grad]	13,84	30,77	47,56
23.	Lungimea sumară a liniilor de contact al perechilor de dinți Z_e simultan conjugate (în cazul în care $R_c=R_m$)	l_Σ , [mm]	51,2	58,76	75,16
24.	Unghiul la centru O al câmpului de angrenare frontală a perechilor de dinți simultan conjugate Z_e în punctele de contact $k_i = Z_e$	ψ_{ki} , [grad]	46,12	46,12	46,12
25.	Pasul unghiular median al dinților roții centrale	τ_{m1} , [grad]	9	9	9
26.	Pasul circular median al dinților roții centrale pe diametrul cercului primitiv	P_{m1} , [mm]	5,96	5,96	5,96
27.	Pasul unghiular median al dinților roții centrale în planul P_G al roții plane	τ_{gm1} , [grad]	8,53	8,53	8,53

Constatare. Pentru diminuarea dinamicității sarcinii și conjugarea lină a dinților în angrenările $A_{CX-CV}^{D,\beta}$ cu dinți curbilini este necesar de a asigura aceleași faze de intrare și de ieșire a dinților din angrenările (Z_1-Z_2) și (Z_3-Z_4) cu acoperiri frontală ε_f și longitudinală ε_a , astfel încât să se respecte lungimea sumară constantă a liniilor de contact ale dinților în funcție de unghiul de precesie ψ .

Constatare. Pentru conjugarea multipară a dinților curbilini (Z_1-Z_2) și (Z_3-Z_4) în ambele angrenări $A_{CX-CV}^{D,\beta}$ ale unei și aceleiași transmisii 2K-H cu orice raport de transmitere este necesar de a asigura același unghi de înclinare β_m al curbei directoare a flancurilor în secțiune mediană, indiferent de numărul dinților $Z_{1(4)}$.

În figura 9.22 se prezintă poziționarea curbelor directoare ale flancurilor dinților în arc de cerc generate prin procedeul Gleason

formatoare a spațiului dintre doi dinți vecini pentru angrenările cu unghiul de înclinare $\beta_m = 50^\circ$. În angrenările dinților ($Z_1 - Z_2$) și ($Z_3 - Z_4$), în realitate simultan se conjugă până la cinci perechi de dinți cuprinși în zona de acoperire cu unghiul la centru egal cu $\psi_k = 360Z_2Z_\varepsilon / Z_1^2$, unde Z_ε este numărul perechilor de dinți simultan conjugate.

9.3.3. Calculul de rezistență la presiunea de contact a angrenajelor precesionale cu dinți curbilinii sau drepți

Criteriile capacității de funcționare a transmisiilor precesionale cu angrenaje A^B și A^D se caracterizează prin similitudini și particularități definite preponderent de geometria și cinematica contactului flancurilor, de materialul dinților și de condițiile de lubrifiere.

Criteriile capacității de funcționare și particularitățile calculului de rezistență a angrenajelor precesionale cu bolțuri A^B sunt expuse în subcapitolele 6.1 – 6.5 (vol. 1 [48]) și subcapitolele 1-4), partea a II-a [38].

În angrenajele cu bolțuri A^B dintele și rola formează o cuplă cinematică de clasă superioară în care rola este elementul pasiv, fapt ce provoacă alunecare relativă în contactul dinților dependentă de momentul de rezistență la rostogolire a rolei pe profilul dinților.

În angrenajele dințate A^D flancurile dinților se conjugă între ele cu prezența alunecării relative de frecare și parțial cu rostogolire dependentă de parametrii configurației [$Z_g - \theta$, ± 1], în special de unghiul de nutație θ , de multiplicitatea angrenării Z_ε , de lungimea activă a dinților l_w și de unghiul lor de înclinare β_m în cazul angrenărilor cu danturi curbilinii.

Totodată, în transmisia precesională cu dinți drepți sarcina de pe perechile de dinți simultan conjugate la un anumit unghi de precesie ψ_k se transmite momentan altor perechi de dinți conjugate la alt unghi de precesie. Acest fenomen, deși sarcina transmisă se repartizează între toate perechile de dinți simultan conjugate, poate provoca zgomote și vibrații în exploatare.

În transmisiile precesionale cu danturi curbilinii perechile de dinți simultan conjugate se încarcă cu sarcină treptat, pe măsura intrării lor în câmpul de angrenare, cu migrarea contactelor flancurilor de la un capăt al fiecărui dinte către altul. Deci, angrenarea oricând este multipară, definită de numărul perechilor de dinți simultan conjugate. În acest caz, mersul lin al angrenării cu dantură curbilinie și, totodată, multipară micșorează considerabil zgomotul și sarcinile dinamice suplimentare. Această prioritate a angrenării precesionale cu dinți curbilinii și, totodată, multipară devine deosebit de importantă la viteze mari datorită faptului că sarcinile dinamice cresc proporțional cu pătratul vitezei.

În prezenta secțiune se examinează particularitățile calculului de rezistență a angrenajelor A^D și $A^{D,\beta}$ cu considerarea geometriei și cinematicii contactului dinților conjugați în angrenări A_{CX-CV}^D și $A_{CX-CV}^{D,\beta}$.

Cercetările experimentale pe modele fizice au demonstrat că pierderea capacității portante a transmisiilor precesionale cu angrenaje dințate A^D se datorează fenomenului *pitting*, ca și în cazul angrenajului cu bolțuri A^B . De aceea, calculul de rezistență a angrenajelor dințate A^D și $A^{D,\beta}$ se efectuează conform modelului hertzian corectat, ca urmare a deformațiilor elastice din zona de contact a flancurilor dinților la transmiterea sarcinii F_n de la un dinte la cel conjugat nu prin contact liniar, ci printr-o fâșie de suprafață cu lățimea $2a$ (fig.13, tabelul 1.1, geometria contactului N2 și 3 [48]). Tensiunile normale σ_H , σ_Z , care apar între flancurile dinților la transmiterea momentului de torsiune T , sunt distribuite eliptic pe lățimea $2a$ a fâșiei suprafeței de contact, caracterizată de semiaxele amprenteii petei de contact dintre dinți și de parametrul diferenței curburilor de flanc [49]. Valoarea maximă a tensiunii normale σ_H pentru dinți din oțel se exprimă prin relația lui Hertz, rescrisă pentru angrenaje sub forma:

$$\sigma_H = \sqrt{\frac{q}{\rho_r} \frac{E_r}{2\pi(1-\mu^2)}} \leq [\sigma'_H]. \quad (9.27)$$

Sarcina specifică de contact q pe lungimea sumară l_Σ a liniilor de contact ale dinților simultan conjugați se determină din relația:

$$q = \frac{F_n}{l_\Sigma} \cdot k_{HP} \cdot k_{H\beta} \cdot k_{HV}, \quad (9.28)$$

unde F_n este forța normală în contactul dinților; l_Σ – lungimea sumară a liniilor de contact ale dinților simultan conjugați; k_{HP} – factorul neuniformității distribuirii sarcinii între dinții simultan conjugați sub sarcină; $k_{H\beta}$ – factorul neuniformității distribuirii sarcinii pe lungimea dinților; k_{HV} – factorul dinamicității sarcinii.

Factorii de sarcină k_{HP} , $k_{H\beta}$, k_{HV} sunt determinați experimental pe modele fizice și verificați prin simulări CAE pe modele virtuale.

Lungimea sumară a liniilor de contact l_Σ ale perechilor de dinți simultan conjugate Z_ε în angrenările $A_{CX-CV}^{D,\beta}$ cu dinți înclinați se determină cu considerarea lungimii relative a dinților în raport cu diametrul median al roții plane conform relației:

$$l_\Sigma = \frac{bZ_\varepsilon}{\cos \beta_m} = \frac{\psi_{bd} d_m Z_\varepsilon}{\cos \beta_m}. \quad (9.29)$$

Relația (9.29) reprezintă lungimea sumară ale liniilor de contact a dinților simultan conjugați, considerându-i de forma rectilinie. În realitate, forma curbei directoarei flancurilor dinților în arc de cerc reprezintă arcul de cerc $G_e G_m G_i$ (a se vedea fig. 9.22). De asemenea, trebuie să considerăm că în transmisia precesională cu angrenări $A_{CX-CV}^{D,\beta}$ și A_{CX-CV}^D dinții se conjugă între ei în contacte multipare, numărul cărora Z_e depinde de modificarea formei dinților prin retezarea înălțimii lor, astfel încât în zona de acoperire să se păstreze doar perechile de dinți în contacte convexe-concave cu diferență mică a curburilor de flanc și, totodată, cu alunecare relativă cu frecare redusă între flancuri. În baza analizei efectuate în secțiunea 8.2.3 (vol. 2 [48]) se recomandă aprobarea pentru calculul de predimensionare-proiectare a angrenajelor precesionale $Z_e = 3-5$ perechi de dinți simultan conjugați.

În figura 9.21 arcul de cerc $G_e G_m G_i$ reprezintă curba directoare a flancurilor unui dinte obținută, spre exemplu, prin procedeul tehnologic Gleason de așchiere a danturii conice cu sculă în mișcare de rotație pe o traiectorie cu raza R_c . Unghiul γ_{cg} la centru $G_e G_c G_i$ cu laturile $G_e G_e$ și $G_c G_i$ tranzitorii, respectiv prin punctul de intrare a dinților în angrenare G_e și de ieșire din angrenare G_i definește lungimea arcului de cerc l_{cg} al unui dinte, determinat, în cazul în care $R_c = R_m$, prin relația:

$$l_{cg} = \frac{\pi R_c \gamma_{cg}}{180} = \frac{\pi d_m \gamma_{cg}}{360}. \quad (9.30)$$

Unghiul la centru γ_{cg} , reprezintă totodată, parametrul care definește cota rostogolirii reciproce a flancurilor unei perechi de dinți în angrenare, dependentă de unghiul de nutație θ , de unghiul de înclinare al dinților β_m și de lungimea dintelui b_w .

Datorită angrenării simultane a unui număr de perechi de dinți Z_e lungimea liniilor sumare de contact se precizează după relația:

$$l_{cg\Sigma} = \frac{\pi d_m \gamma_{cg}}{360} \cdot Z_e. \quad (9.31)$$

Pentru a determina eroarea lungimii calculate a liniilor sumare de contact l_{Σ} al dinților considerați de formă rectilinie, care în realitate au forma în arc de cerc, este necesar de a aprecia diferența acestei aproximări după expresiile 5 și 7. S-a constatat că diferența lungimilor calculate conform formulelor 5 și 7 nu depășește (1 – 1,5%) din lungimea sumară l_{Σ} , de aceea în calculul de dimensionare-proiectare se recomandă a fi utilizată relația 5.

În cazul în care numărul perechilor de dinți simultan conjugate $Z_e=5$, punctele de contact ale acestora $k_0...k_5$ se cuprind în zona de angrenare cu unghiul la centru ψ_{k_i} (a se vedea fig. 9.22). Analiza topografiei câmpului de variație a poziționării liniilor de contact ale perechilor de dinți simultan conjugate ne demonstrează că unghiul de înclinare al dinților nu influențează asupra zonei de acoperire frontală ε_f a dinților conjugăți în angrenare, ci doar asupra acoperirii longitudinale ε_a . Acoperirea longitudinală ε_a se manifestă prin majorarea liniei sumare de contact a dinților înclinați sub unghiul β_m , inclusiv prin evoluția migrației punctelor de contact a perechilor de dinți simultan conjugate în funcție de unghiul de precesie ψ . Pentru a realiza soluțiile tehnice descrise în secțiunea 8.2.4 (vol.2 [48]) privind crearea *buzunarelor* pentru lubrifianț și a *pernelor* de amortizare a sarcinilor dinamice, contactul în punctul k_0 se anulează prin scurtarea înălțimii și profilarea vârfulor dinților roții-satelit (fig. 8.19, vol.2 [48]).

Curbura redusă $1/\rho_r$ a suprafețelor active ale flancurilor perechii de dinți echivalentă (*perechea de dinți pentru care se efectuează calculul de rezistență) conjugată în angrenarea dinților ($Z_3 - Z_4$) cu contact convex-concav se determină în funcție de razele de curbura ale suprafețelor flancurilor contactante.

Considerând că profilul flancurilor dinților roții-satelit este descris cu arcuri de cu raza r_3 , iar profilul dinților roții centrale este executat cu curbura variabilă r_4 continuu crescândă de la picior spre vârful dinților [50-51], atunci raza redusă de curbura pentru perechea de dinți echivalentă în secțiunea mediană se exprimă prin relația:

$$\frac{1}{\rho_r} = \frac{\rho_4 - r_3}{r_3 \cdot \rho_4}. \quad (9.32)$$

Ținând cont de relațiile $F_n = F_t / \cos \alpha_w$, $F_t = 2T_4 / d_m$, $l_\Sigma = b_w Z_e$ și $b_w = b / \cos \beta_m$ (a se vedea fig. 9.22), formula (9.27) o rescriem sub forma:

$$\sigma_H = \sqrt{\frac{2T_4 \cos \beta_m k_{HP} k_{H\beta} k_{HV}}{\rho_r d_m \cos \alpha_w b Z_e} \cdot \frac{E_r}{2\pi(1-\mu^2)}} \leq [\sigma'_H], \quad (9.33)$$

unde $[\sigma'_H]$ – tensiunile admisibile în contactul dinților cu considerarea alunecării relative cu frecare și rostogolire; β_m – unghiul de înclinare al dinților curbilinii în secțiunea mediană; α_w – unghiul de presiune între flancurile conjugate; b – lățimea danturii roții plane; b_w – lungimea activă a dinților danturilor roților conjugate; Z_e – numărul perechilor de dinți simultan conjugate; Z_M – constanta elastică a materialului dinților conjugăți.

Luând în considerare expresia 8 și constanta elastică a materialului dinților conjugăți $Z_M = \sqrt{E_e / \pi(1 - \mu^2)} = 275 \text{ MPa}^{1/2}$, substituind $b = \psi_{bd} \cdot d_m$ și $r_3 = \text{tg} \beta_3 d_m / 2$, formula (9.33) se rescrie sub forma:

$$\sigma_H = 275 \sqrt{\frac{2T_4 \cos \beta_m (\rho_4 - r_3) k_{HP} k_{H\beta} k_{HV}}{d_m^3 \cdot \cos \alpha_w \cdot \psi_{bd} \cdot Z_\varepsilon \cdot \text{tg} \beta_3 \cdot \rho_4}} \leq [\sigma'_H]. \quad (9.34)$$

Cu relația (9.34) se efectuează calculul de verificare a angrenajului precesional cu angrenarea $A_{CX-CV}^{D,\beta}$ cu contact convex-concav cu dinți curbilinii la presiunea de contact respectând condiția $\sigma_H \leq \sigma'_{HP}$. În cazul în care unghiul de înclinare al dinților $\beta_m = 0^\circ$, formula (9.34) pentru calculul de verificare a rezistenței la presiunea de contact a dinților transmisiilor cu angrenări A_{CX-CV}^D cu dinți drepți se rescrie sub forma:

$$\sigma_H = 275 \sqrt{\frac{2T_4 (\rho_4 - r_3) k_{HP} k_{H\beta} k_{HV}}{d_m^3 \cdot \cos \alpha_w \cdot \psi_{bd} \cdot Z_\varepsilon \cdot \text{tg} \beta_3 \cdot \rho_4}} \leq [\sigma'_H]. \quad (9.35)$$

În formulele (9.34) și (9.35) componenta $(\rho_4 - r_3)$ reprezintă diferența razelor de curbura ale profilurilor de flanc ale dinților în contact. Conform mecanicii solidului deformabil, corpurile în contacte convex-concave au stări de tensionare proporționale cu mărimea diferenței razelor de curbura ale suprafețelor contactante, iar în cazul angrenajelor precesionale cu angrenări $A_{CX-CV}^{D,\beta}$ – cu mărimea calculată din expresia $\sqrt{\rho_4 - r_3}$.

Calculul de proiect al angrenajelor $A^{D,(\beta)}$ la presiunea de contact se rezumă la determinarea diametrului median al angrenării pentru cuplul dinților (Z_3 – Z_4) (de regulă, cu mai puțini dinți) din relația:

$$d_m = 53,3 \sqrt[3]{\frac{T_4 \cos \beta_m (\rho_4 - r_3) k_{HP} k_{H\beta} k_{HV}}{(\sigma'_{HP})^2 \cos \alpha_w \psi_{bd} Z_\varepsilon \text{tg} \beta_3 \rho_4}}. \quad (9.36)$$

Pentru angrenările A_{CX-CV}^D cu dinți drepți, relația (9.36) obține forma:

$$d_m = 53,3 \sqrt[3]{\frac{T_4 (\rho_4 - r_3) k_{HP} k_{H\beta} k_{HV}}{(\sigma'_{HP})^2 \cos \alpha_w \psi_{bd} Z_\varepsilon \text{tg} \beta_3 \rho_4}}. \quad (9.37)$$

În funcție de diametrul median d_m se determină: lățimea danturii roții centrale $b = \psi_{bd} d_m$, unde ψ_{bd} este coeficientul lățimii relative a danturii roții centrale, care se alege în intervalul $\psi_{bd} = 0,1 - 0,25$; raza profilului dinților roții-satelit $r_3 = d_m \text{tg} \beta_3 / 2$; unghiul de înclinare al curbei directoare a

flancurilor dinților curbilini în angrenarea $A_{CX-CV}^{D,\beta}$ se alege în intervalul $\beta_m = (20-50)^\circ$ (a se vedea fig. 9.22 și tabelul 9.3).

Numărul perechilor de dinți simultan conjugate Z_ε în urma modificării formei dinților prin scurtarea înălțimii lor, se recomandă a fi în intervalul $Z_\varepsilon = (3-5)$, argumentat în baza analizei duale după criterii de minimizare, pe de o parte, a diferenței curburilor de flanc în contacte și, pe de altă parte, după criteriul de minimizare a alunecării relative cu frecare în contacte. Analiza duală menționată permite să se asigure capacitatea portantă a contactului cu respectarea condiției $\sigma_H \leq \sigma'_{HP}$ și, totodată, a condiției de minimizare a pierderilor energetice în angrenare (a se vedea secțiunea 8.2.3, vol. 2 [48]).

Raza de curbură a flancurilor dinților roții centrale ρ_4 și diferența razelor de curbură ale flancurilor conjugate $(\rho_4 - r_3)$ se determină conform ecuațiilor $\zeta = f(\xi)$ pentru contactul flancurilor dinților, care reprezintă perechea de dinți echivalentă (a se vedea fig. 9.22).

În formula (9.34) expresia $\sqrt{\frac{\cos \beta_m}{d_m \psi_{bd} Z_\varepsilon}}$ reprezintă lungimea sumară

a liniilor de contact ale dinților simultan conjugăți și înclinați sub unghiul β_m și convențional considerați de formă rectilinie. În realitate dinții au forma în arc de cerc după curba traiectoriei pe care se mișcă scula la tăierea dinților (a se vedea fig. 9.22) definită de unghiul de înclinare al dintelui variabil pe lungimea acestuia β_m, β_e și β_i , respectiv, în secțiunile mediană, externă și internă a danturii (a se vedea tabelul 9.3).

Din figura 9.22 se observă că lungimea reală a dintelui în arc de cerc se prezintă prin arcul de cerc $G_e G_c G_i$ de pe circumferința cu raza R_c a traiectoriei mișcării sculei la tăierea dinților.

Așadar, în cazul în care l_Σ calculată prin relațiile (9.29) și (9.31) depășește diferența de 5%, lungimea liniei de contact a unei perechi de dinți după arcul de cerc cu raza R_c se calculează cu respectarea condiției $R_c = R_m$ după expresia:

$$l_{cg} = \frac{\pi R_c \gamma_{cg}}{180} = \frac{\pi d_m \gamma_{cg}}{360}, \quad (9.38)$$

unde γ_{cg} este unghiul la centru O_c al curbei directoare a flancurilor dinților în condiția $d_c = d_m$. Diametrul median d_m al angrenării dinților (Z_3-Z_4) conjugăți în $A_{CX-CV}^{D,\beta}$, în cazul în care curbura dinților în arc de cerc cu raza $R_c = R_m$ (a se vedea fig. 9.22), se calculează din relația:

$$d_m = 36,4 \sqrt[3]{\frac{T_4(\rho_4 - r_3)k_{HP}k_{H\beta}k_{HV}}{(\sigma'_{Hp})^2 \cos \alpha_w \rho_4 \operatorname{tg} \beta_3 Z_\varepsilon}} \left(\frac{360^\circ}{\gamma_{cg}} \right). \quad (9.39)$$

Transmisiile precesionale cu angrenări $A_{CX-CV}^{D,\beta}$ cu contact convex-concav multipar cu diferența mică a curburilor de flanc sunt considerate performante din punctul de vedere al capacității portante înalte, al gabaritelor mici și al consumului redus de materiale.

Totodată transmisiile precesionale cu angrenări $A_{CX-CV}^{D,\beta}$ și A_{CX-CV}^D cu dinți modificați se caracterizează prin pierderi energetice minime între flancuri, iar în cazul coraportului numerelor de dinți $Z_{1(4)}=Z_{2(3)}\pm l$ posibilitățile cinematice ale acestora sunt incomparabil mai mari în raport cu orice alte tipuri de transmisii mecanice fabricate în prezent la scară industrială.

Algoritmul calculului de dimensionare-proiectare a TP cu angrenări $A_{CX-CV}^{D,\beta}$ sau A_{CX-CV}^D la presiunea de contact

Calculul de dimensionare-proiectare a transmisiilor precesionale cu angrenaje A^D cu dinți conjugați multipar în contacte convex-concave constă din câteva etape distincte (tabelul 9.4) [48]:

1. La prima etapă, în baza caietului de sarcini la proiectare, se aleg parametrii constructiv-funcționali ai angrenajului, care definesc geometria și cinematica angrenării cu interacțiune sferospațială a dinților și asigură conjugarea dinților în contacte convex-concave multipare cu diferența mică a curburilor de flanc. De asemenea, în această etapă se identifică parametrii formei curbei directe a flancurilor dinților realizată prin procedeul tehnologic de generare a danturii, spre exemplu în sistemul Gleason cu dinți în arc de cerc.

2. Următoarea etapă constă în predimensionarea angrenajului cu determinarea diametrului median al angrenărilor $A_{CX-CV}^{D,\beta}$ sau A_{CX-CV}^D . În această etapă se calculează parametrii angrenajului dependenți de diametrul median, printre care lățimea danturii roții centrale b și raza profilului în arc de cerc al dinților roții-satelit r_3 , de asemenea se determină factorii de sarcină k_{HP} , $k_{H\beta}$, k_{HV} .

Tabelul 9.4. Elemente geometrice ale curbei directe a flancurilor dinților în arc de cerc în angrenarea A_{CX-CV}^D cu unghiul de înclinare β_m .

Parametri, relații de calcul, simboluri și valori	
1.	Alegerea parametrilor definitorii ai geometriei și cinematicii transmisiilor precesionale 2K-H
1.1.	În funcție de raportul de transmitere al transmisiei conform tabelului 2.1 și Anexelor A.1 – A.3 se aleg numerele de dinți Z_1 , Z_2 , Z_4 și Z_4 ai roților conjugate.

Parametri, relații de calcul, simboluri și valori	
1.2.	Se aleg parametrii geometriei angrenajului A^D cu contact convex-concav al dinților curbilinii (a se vedea subcapitolele 8.1, 8.2, tabelul 8.13): – unghiul de nutație, [grad] $\theta \in (1,5 - 7)$; – unghiul axoidei conice, [grad] $\delta_{(3-4)} \in (15 - 30)$; – unghiul de înclinare a dinților în secțiune mediană, [grad] $\beta_m \in (20 - 50)$; – unghiul de conicitate a dinților coroanei roții-satelit, [grad] $\beta_3 \in (2,5 - 5)$; – coeficientul lățimii relative a danturii roților centrale $\psi_{bd} \in (0,1 - 0,25)$.
2.	Calculul de predimensionare
2.1.	Diametrul median al angrenării dinților ($Z_3 - Z_4$) conjugăți în $A_{CX-CV}^{D,\beta}$, [mm] $d_m = 53,3 \sqrt[3]{\frac{T_4 \cos \beta_m (\rho_4 - r_3) k_{Hp} k_{H\beta} k_{HV}}{(\sigma'_{Hp})^2 \cos \alpha_w \cdot \psi_{bd} \cdot Z_\varepsilon \cdot \operatorname{tg} \beta_3 \cdot \rho_4}}$ unde: σ'_{Hp} – tensiunea de contact admisibilă cu considerarea alunecării relative (a se vedea subcapitolele 6.5 și 7.7.6), [MPa]; $\sigma'_{Hp} = f(\sigma_{Hp}, V_{al});$ σ_{Hp} – tensiunea de contact admisibilă la rostogolire fără alunecare relativă, [MPa]; V_{al} – viteza relativă de alunecare în contactul dinților, [m/s]; Z_ε – numărul perechilor de dinți simultan conjugate realizat prin scurtarea înălțimii dinților conjugăți (a se vedea secțiunea 7.7.7); $\rho_4, (\rho_4 - r_3)$ – raza de curbură ale flancurilor dinților roții centrale ρ_4 și diferența razelor de curbură $(\rho_4 - r_3)$ a flancurilor perechii de dinți echivalentă se determină conform ecuațiilor $\zeta = f(\xi)$ în funcție de unghiul de precesie ψ (a se vedea secțiunea 7.7.5), [mm]; α_w – unghiul mediu de presiune în punctele de contact ale dinților simultan conjugăți se identifică potrivit profilogramelor dinților construite conform ecuațiilor $\zeta = f(\xi)$ (a se vedea subcapitolul 8.2), [grad].

* Diametrul median al angrenării A_{CX-CV}^D cu dinți drepecți se calculează introducând unghiul $\beta_m = 0$.

Parametri, relații de calcul, simboluri și valori	
2.2.	Parametrii constructivi ai angrenării în funcție de d_m – lățimea danturii roții centrale, [mm] $b = \psi_{bd} \cdot d_m$; – raza profilului dinților roții-satelit în arc de cerc, [mm] $r_3 = (d_m \operatorname{tg} \beta_3) / 2$.
2.3.	Factorii distribuirii și dinamicității sarcinii (a se vedea subcapitolele 6.4 și 6.5): – coeficientul distribuirii sarcinii între dinții simultan conjugăți se selectează în intervalul $k_{Hp} = 1,3 - 1,5$;

	Parametri, relații de calcul, simboluri și valori
	- coeficientul distribuirii sarcinii pe lungimea dinților se selectează în intervalul $k_{H\beta} = 1,1-1,25$; - coeficientul dinamicității sarcinii în angrenare se selectează în intervalul $k_{HV} = 1-1,1$.
3.	Proiectarea prealabilă a angrenării $A_{CX-CV}^{D,(\beta)}$, interpretarea grafică a profilogramelor dinților simultan conjugați și a contactelor convex-concave cu analiza și precizarea parametrilor:
3.1.	Lungimea sumară a liniilor de contact l_{Σ} ale perechilor de dinți simultan conjugate, [mm];
3.2.	Unghiul de presiune α_w între flancuri, [grad];
3.3.	Acoperirea frontală și longitudinală a perechilor de dinți simultan conjugate în angrenarea $A_{CX-CV}^{D,\beta}$.
4.	Calculul geometric al angrenajelor $A^{D,\beta}$ și A^D
4.1.	Diametrul median al angrenării dinților (Z_3-Z_4), d_m, [mm]: - cu dinți înclinați $d_m = 53,3 \sqrt[3]{\frac{T_4 \cos \beta_m (\rho_4 - r_3) k_{H\rho} k_{H\beta} k_{HV}}{(\sigma'_{H\rho})^2 \cos \alpha_w \cdot \psi_{bd} \cdot Z_\varepsilon \cdot \operatorname{tg} \beta_3 \cdot \rho_4}}$; - cu dinți dreupți $d_m = 53,3 \sqrt[3]{\frac{T_4 (\rho_4 - r_3) k_{H\rho} k_{H\beta} k_{HV}}{(\sigma'_{H\rho})^2 \cos \alpha_w \cdot \psi_{bd} \cdot Z_\varepsilon \cdot \operatorname{tg} \beta_3 \cdot \rho_4}}$.
4.2.	Raza mediană a coroanei dințate a roții centrale plane R_{m4}, [mm]: $R_{m4} = \frac{d_m}{2 \cos \left[\delta + \theta + \operatorname{arctg} \left(r_3 \sin \alpha_{w4} / R_{m3} \right) \right]}.$
4.3.	Raza mediană a coroanei dințate a roții-satelit plane, R_{m3} [mm]: $R_{m3} = \frac{d_m}{2 \cos (\delta + \theta) \left[1 - \operatorname{tg} \beta_3 \sin \alpha_{w4} \operatorname{tg} (\delta + \theta) \right]}.$
4.4.	Raza profilului dinților roții-satelit în arc de cerc în secțiunea mediană r_3, [mm] $r_3 = R_{m3} \operatorname{tg} \beta_3;$
4.5.	Lățimea danturii roții centrale plane b_4, [mm]: $b_4 = \psi_{bd} \cdot d_m.$
4.6.	Lungimea activă a dinților b_w, [mm]: $b_w = \frac{b_4}{\cos \beta_m}.$
4.7.	Unghiul conului de picior al dinților δ_{f4}, [grad]: $\delta_{f4} = 90^\circ - (\delta_{(3-4)} + \theta + \beta_3).$

	Parametri, relații de calcul, simboluri și valori
4.8.	Unghiul conului de vârf al dinților δ_{a_4}, [grad]: $\delta_{a_4} = \delta_{f_4} + 2\theta.$
4.9.	Raza exterioară a coroanei dințate a roții plane R_e, [mm]: $R_e = R_{m_4} + b_4/2.$
4.10.	Raza interioară a coroanei dințate a roții plane R_i, [mm]: $R_i = R_{m_4} - b_4/2.$
4.11.	Raza directoarei flancurilor dinților în arc de cerc de pe roata plană R_c, [mm]: $R_c = R_m = d_m/2 \cos \delta_{(3-4)}.$
4.12.	Unghiul de înclinare al dinților danturii în secțiunea mediană, fabricate în sistemul Gleason, se recomandă în intervalul β_m, [grad]: $\beta_m = (20 - 50)^\circ.$
4.13.	Excentricitatea razei directoarei flancurilor dinților în arc de cerc de pe roata plană în raport cu centrul de precesie e, [mm]: $e = \sqrt{R_m^2 + R_c^2 - 2R_m R_c \sin \beta_m}.$
4.14.	Unghiul de deplasare γ_{ge} al centrului cercului exterior al roții plane în cercul O_c, [grad]: $\gamma_{ge} = \arccos \left(\frac{e^2 + R_c^2 - R_e^2}{2eR_c} \right).$
4.15.	Unghiul de deplasare γ_{gm} al cercului median al roții plane în cercul O_c, [grad]: $\gamma_{gm} = \arccos \left(\frac{e^2 + R_c^2 - R_m^2}{2eR_c} \right).$
4.16.	Unghiul de deplasare γ_{gi} al centrului cercului interior al roții plane în cercul O_c, [grad]: $\gamma_{gi} = \arccos \left(\frac{e^2 + R_c^2 - R_i^2}{2eR_c} \right).$
4.17.	Unghiul la centru γ_{cg} al curbei directoare a flancului dintelui în cercul O_c, [grad]: $\gamma_{cg} = \gamma_{ge} - \gamma_{gi}.$
4.18.	Lungimea arcului de cerc al curbei directoare l_{cg}, [mm]: $l_{cg} = 2\pi R_c \left(\frac{\gamma_{cg}}{360} \right).$

	Parametri, relații de calcul, simboluri și valori
4.19.	Unghiul de deplasare γ_{ge} a centrului cercului exterior al roții plane în cercul O, [grad]: $\psi_{ge} = \arctan \left(\frac{R_c \sin \gamma_{ge}}{e - R_c \cos \gamma_{ge}} \right).$
4.20.	Unghiul de deplasare ψ_{gm} a centrului median al roții plane în cercul O, [grad]: $\psi_{gm} = \arctan \left(\frac{R_c \sin \gamma_{gm}}{e - R_c \cos \gamma_{gm}} \right).$
4.21.	Unghiul de deplasare γ_{gi} a centrului cercului interior al roții plane în cercul O, [grad]: $\psi_{gi} = \arctan \left(\frac{R_c \sin \gamma_{gi}}{e - R_c \cos \gamma_{gi}} \right).$
4.22.	Unghiul la centru ψ_{cg} al curbei directe a flancurilor dinților în cercul O, [grad]: $\psi_{cg} = \psi_{ge} - \psi_{gi}.$
4.23.	Unghiul de înclinare a danturii în secțiunea exterioară β_e, [grad]: $\beta_e = \gamma_{ge} + \psi_{ge} - 90.$
4.24.	Unghiul de înclinare a danturii în secțiunea interioară β_i, [grad]: $\beta_i = \gamma_{gi} + \psi_{gi} - 90.$
4.25.	Precizarea lungimii sumare a liniilor de contact $l_{cg \Sigma}$ ale perechilor de dinți Z_ε simultan conjugate (în cazul în care $R_c = R_m$), [mm]: $l_{cg \Sigma} = 2\pi R_m \left(\frac{\gamma_{cg}}{360} \right) \cdot Z_\varepsilon :$
4.26.	Unghiul la centru O al câmpului de angrenare a perechilor de dinți simultan conjugate cu acoperire frontală ψ_{k_i} în punctele de contact k_i, în secțiunea mediană, [grad]: $\psi_{ki} = Z_\varepsilon \cdot \psi_k = 360 Z_\varepsilon \cdot \frac{Z_2}{Z_1^2}.$
5.	Calculul de verificare
5.1.	Verificarea rezistenței la oboseală a angrenajului precesional A^D la presiunea de contact, σ_H [MPa]: – cu dinți înclinați $\sigma_H = 275 \sqrt{\frac{2T_4 \cos \beta_m (\rho_4 - r_3) k_{H\rho} k_{H\beta} k_{HV}}{d_m^3 \cos \alpha_w \cdot \psi_{bd} \cdot Z_\varepsilon \cdot tg \beta_3 \cdot \rho_4}} \leq [\sigma'_H];$ – cu dinți drepi $\sigma_H = 275 \sqrt{\frac{2T_4 (\rho_4 - r_3) k_{H\rho} k_{H\beta} k_{HV}}{d_m^3 \cos \alpha_w \cdot \psi_{bd} \cdot Z_\varepsilon \cdot tg \beta_3 \cdot \rho_4}} \leq [\sigma'_H].$

3. Altă etapă specifică transmisiilor precesionale este proiectarea prealabilă a angrenărilor $A_{CX-CV}^{D,\beta}$ sau A_{CX-CV}^D , care se rezumă la interpretarea grafică computerizată a profilogramelor dinților conjugați în contactele k_i , realizată conform ecuațiilor $\zeta = f(\xi)$ și la analiza graduală a evoluției lungimii sumare a liniilor de contact ale dinților simultan conjugați, inclusiv, a unghiurilor de presiune între flancuri și a cotelor de acoperire frontală și longitudinală a dinților. În cadrul proiectării preventive se urmărește scopul selectării raționale a parametrilor configurației $[Z_g\theta, \pm I]$, definatorii pentru geometria și cinematica angrenărilor $A_{CX-CV}^{D,(\beta)}$ cu caracteristici funcționale sporite.

4. Calculul geometric al angrenajelor A^D, β și A^D constă în determinarea diametrului median d_m al angrenărilor $A_{CX-CV}^{D,\beta}$ și A_{CX-CV}^D luând în considerare modificările constructiv-parametrice operate în etapa proiectării preventive a angrenajului (a se vedea etapa 3). În funcție de diametrul median d_m al angrenării ($Z_3 Z_4$), se determină parametrii geometrici și cinematici ai angrenajelor dințate $A^{D,\beta}$ sau A^D cu angrenări $A_{CX-CV}^{D,\beta}$ sau A_{CX-CV}^D convex-concave multipare ale dinților și caracteristicile funcționale ale transmisiei precesionale în ansamblu.

În etapa finală se efectuează calculul de verificare al dinților angrenărilor $A_{CX-CV}^{D,\beta}$ și A_{CX-CV}^D la presiunea de contact prin determinarea tensiunilor efective, reieșind din condiția $\sigma_H \leq [\sigma'_H]$.

9.3.4. Caracteristici funcționale, tipodimensiuni și variante constructive ale transmisiilor precesionale cu angrenare

9.3.4.1. Aspecte generale

Nomenclatorul transmisiilor mecanice fabricate de către companiile producătoare, de regulă, este divizat pe tipodimensiuni în funcție de puterea transmisă P , kW, determinată de momentul de torsiune T , Nm, și viteza unghiulară ω , sec^{-1} , aplicate la arborele conducător sau condus și de parametrul lor cinematic – raportul de transmitere i .

Printre caracteristicile funcționale ale transmisiilor mecanice de mică putere, care în ansamblu definesc nivelul lor tehnic, se consideră:

- capacitatea portantă;
- randamentul mecanic;
- consumul specific de material, exprimat prin masa transmisiei kg raportată la momentul de torsiune transmis kg/Nm ;
- emisia de zgomot dB ;

- precizia cinematică *sec. unghi*;
- rigiditatea torsională Nm/rad ;
- momentul de inerție $kg \cdot m^2$;
- stabilitatea termică;
- momentul de pornire $N \cdot mm$.

Parametrul generalizator al unei transmisii precesionale cu angrenări A_{CX-CV}^D și $A_{CX-CV}^{D,\beta}$ este diametrul median al angrenajului d_m în funcție de care se disting transmisii cinematice de mică și de mare putere.

Transmisiile cinematice au gabarite mici cu diametrul median al angrenajelor, de regulă, până la 50 – 70 mm.

Luând în considerare similitudinile și particularitățile transmisiilor precesionale în raport cu transmisiile planetare sau armonice, tipodimensiunile de mică putere se consideră cu diametrul median al angrenajului variabil în diapazonul $75 \text{ mm} \leq d_m \leq 150 \text{ mm}$.

Diametrul median al angrenajelor transmisiilor precesionale preponderent depinde de sarcina transmisă, de geometria contactului dinților, de numărul perechilor de dinți simultan conjugate sub sarcină și de materialul danturilor roților conjugate.

Transmisiile precesionale de putere pot fi cu dinți drepecți, înclinați sau curbilunii conjugăți în angrenări A_{CX-CV}^D și $A_{CX-CV}^{D,\beta}$ cu contact convex-concav multipar. Acestea pot fi elaborate în două variante constructive ale mecanismelor de transformare a mișcării de rotație a arborelui conducător în mișcare sferospațială a roții-satelit și anume:

- cu roată-satelit axial flotantă montată pe portsatelit semiax (a se vedea fig. 9.24);

- cu roată-satelit axial flotantă montată pe arbore-manivelă cu axe concurente în centrul de precesie sub unghiul de nutație θ (fig. 9.26).

- Caracteristicile tehnice ale transmisiilor precesionale 2K-H (și ale combinațiilor acestora) cu angrenări A_{CX-CV}^D sau $A_{CX-CV}^{D,\beta}$ care, de la caz la caz, definesc anumite avantaje constructiv-funcționale ale motoreductoarelor și servo-motoreductoarelor create în baza lor, sunt următoarele:

- posibilitățile cinematice cuprinse în diapazoanele rapoartelor de transmitere $\pm 7,3 \leq i \leq \pm 3600$ realizate în structuri cinematice cu o roată-satelit, $\pm 3600 \leq i \leq \pm 12,96 \cdot 10^6$ – realizate în structuri cinematice cu două roți-satelit și $\pm 12,96 \cdot 10^6 \leq i \leq \pm 46,65 \cdot 10^9$ – realizate în structuri cinematice cu trei roți-satelit conectate axial consecutiv;

- angrenarea dinților în contacte convex-concave K_{CX-CV} și K_{CX-CV}^β cu diferență mică a curburilor de flanc definitorie a capacității portante a contactului dinților;

- angrenarea multipară a dinților cu grad de acoperire frontală de până la $\varepsilon=4$ perechi de dinți simultan conjugate sub sarcină, definitivă a capacității portante a angrenajului transmisiei;
- alunecarea relativă cu frecare între flancuri redusă prin optimizarea multiplicității angrenării frontale, modificarea formei dinților și prin sporirea cotei de rostogolire pură a flancurilor conjugate în funcție de parametrii configurației [$Z_g - \theta, \pm I$];
- fiabilitate la suprasolicitarea de șoc și rigiditatea torsională definite de numărul mare al perechilor de dinți simultan conjugate;
- consumul specific redus de materiale exprimat prin masa transmisiei raportată la momentul de torsiune transmis;
- momentul de inerție a maselor redus datorită specificului mișcării sferospațiale a roții-satelit cu rotire simultană în jurul a trei axe;
- precizia cinematică înaltă datorită multiplicității angrenării dinților;
- compensarea forțelor în angrenaj datorită instalării roții-satelit axial flotant între roțile centrale mobilă și imobilă;
- reducerea unghiului de presiune între flancurile conjugate ale dinților de până la $\alpha = 11^\circ$;
- crearea prin modificarea formei dinților roților conjugate a *buzunarelor de depozitare a lubrifianului și a pernelor de stingere a solicitărilor dinamice* etc.

În figura 9.23 se prezintă o galerie de mostre ale transmisiilor precesionale fabricate în două tipodimensiuni considerate reprezentative ale claselor de mică putere (a, b, c, d) și cinematice (e, f, g). Transmisiile au angrenări A_{CX-CV}^D sau $A_{CX-CV}^{D,\beta}$ convex-concave multipare cu diferența mică a curburilor de flanc, bazate pe profiluri nestandarde ale dinților



Fig. 9.23. Mostre reprezentative ale transmisiilor precesionale de mică putere (a, b, c, d) și cinematice (e, f, g).

descrise cu ecuațiile $\zeta=f(\xi)$ (a se vedea secțiunea 8.2.2, vol. 2, [48]). Transmisiiile prezentate se deosebesc între ele prin configurațiile constructive ale nodului precesional și prin caracteristicile funcționale distinctive ale acestora și ale motoarelor sau servomotoarelor cuplate în sisteme tehnice unitare.

În funcție de tipodimensiunea transmisiei, generatorul mișcării sferospațiale a roții-satelit este realizat în două variante constructive motivate de constrângeri de gabarit și de puterea transmisă. În transmisiiile precesionale cu diametrul $d_m=42\text{ mm}$ (a se vedea fig. 9.24) mecanismul de transformare a mișcării de rotație a arborelui conducător în mișcarea sferospațială a roții-satelit este realizat în forma unui portsatelit semiax (analogic cu transmisiiile descrise în subcapitolul 8.9 [48]), iar în transmisiiile cu diametrul $d_m=80\text{ mm}$ mecanismul de transformare a mișcării este realizat în forma unui arbore-manivelă cu axe concurente în centrul de precesie (analogic cu transmisia prezentată în fig. 9.25 cu dinți curbilinii).

9.3.4.2. Transmisii precesionale cinematice cu angrenări A_{CX-CV}^D și arbori-manivelă cu semiax

În figura 9.24,a este prezentată secțiunea axială a transmisiei precesionale cu angrenare A_{CX-CV}^D , în care coraportul numerelor de dinți ai roților conjugate $Z_1=Z_2-1$, $Z_4=Z_3-1$ și ai coroanelor roții-satelit $Z_2>Z_3$ sau $Z_2<Z_3$, iar unghiurile axoidelor conice $\delta_{(1-2)}=22^\circ30'$ și $\delta_{(3-4)}=22^\circ30'$.

În figura 9.24,b sunt prezentate profilurile dinților roților centrale exprimate prin funcțiile $\zeta_1=f(\xi)$ calculate conform relațiilor 7.47 (vol. 2, [48]) pentru angrenările A_{CX-CV}^D cu numărul dinților $Z_1=30$, $Z_2=31$, $Z_3=25$, $Z_4=24$, raza mediană a angrenării $R_m=21\text{ mm}$, razele arcurilor de cerc ale dinților coroanelor roții-satelit $r_2=1,28\text{ mm}$, $r_3=1,8\text{ mm}$ și unghiul de nutație $\theta=3,5^\circ$. Raportul de transmitere i calculat conform relației (2.8, vol. 1, [48]) $i=-124$.

În figura 9.24,c sunt prezentate profilogramele dinților (Z_1-Z_2) și (Z_3-Z_4) conjugăți în angrenările A_{CX-CV}^D , cu forma dinților modificată prin scurtarea înălțimii lor, astfel încât să se păstreze cu până la patru perechi de dinți simultan conjugate în zona activă a angrenării.

În figura 9.24 sunt prezentate particularitățile constructiv-funcționale (a) și cinematice (b) ale transmisiiilor precesionale cu angrenări A_{CX-CV}^D și cu roata-satelit semimanivelă.

Pentru transformarea mișcării de rotație a arborelui-motor (conducător) în mișcare sferospațială cu un punct fix al roții-satelit 3, aceasta este dotată cu un semiax 6 pe extremitatea căruia este montat un

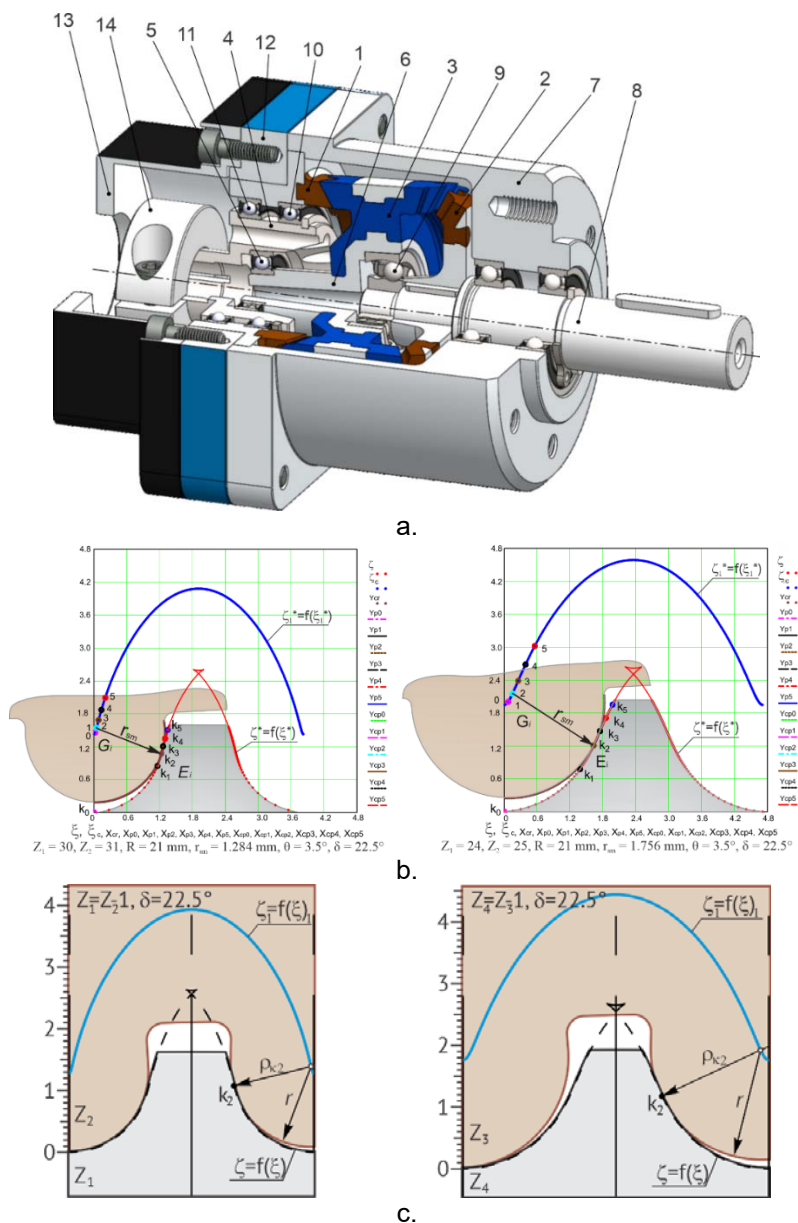


Fig. 9.24. Transmisie precesională dințată cu satelit-semimanivelă, cu unghiurile axoidelor conice $\delta_{(1-2)} = \delta_{(3-4)} = 22^\circ 30'$, $i = 124$, (a); profilogramele angrenărilor A_{CX-CV}^D , $Z_1=30$, $Z_2=31$, $Z_3=25$, $Z_4=24$, $Z_{1(4)}=Z_{2(3)}-1$, $Z_2>Z_3$, $\theta = 3^\circ 30'$, $r_2=1,28 \text{ mm}$, $r_3=1,76 \text{ mm}$, raza mediană a angrenării $R_m=21 \text{ mm}$ (b); profilogramele angrenărilor cu dinți modificați (c).

rulment instalat în locașul dezaxat sub unghiul de nutație θ executat în flanșa arborelui-manivelă 4. Arborele-manivelă 4 este montat în rulmenții 11 coaxial cu roțile centrale 1 și 2 și rulmentul sferic 9.

Astfel, prin particularitățile constructiv-funcționale menționate se realizează transformarea mișcării de rotație a arborelui-motor în mișcare sferospațială a roții-satelit. În transmisia precesională prezentată în figura 6 (a) cu coraportul numerelor de dinți $Z_1=Z_2-1$ și $Z_4=Z_3-1$ (a se vedea tabelul 2.1, vol. 1 [48]), unghiurile axoidelor conice $\delta_{(1-2)}>0^\circ$ și $\delta_{(3-4)}>0^\circ$, iar arborii condus și conducător se rotesc în contrasens, în cazul în care $Z_2>Z_3$, și în unisens, în cazul în care $Z_2<Z_3$.

În figura 9.25 este prezentată secțiune axială a transmisiei precesionale dințată cu angrenarea A_{CX-CV}^D (a) componentele de bază în desfășurare (b) și motoreductorul precesional (c), care demonstrează compacitate sporită și simplitate constructivă, capacități cinematice extinse în construcții cu un număr redus de piese și noduri, masă și gabarite reduse. S-a constatat că printre parametrii configurației $[Z_g - \theta, \pm I]$, unghiul axoidei conice δ are cea mai mare influență atât asupra geometriei contactului dinților și a razei echivalente a curburilor profilurilor în punctele de contact, cât și asupra vitezei relative de alunecare cu frecare între flancuri. Așadar, unghiul axoidei conice δ influențează semnificativ atât capacitatea portantă a contactului, cât și randamentul mecanic al transmisiei în ansamblu.

Angrenarea A_{CX-CV}^D cu coraportul numerelor de dinți ai roților conjugate $Z_{1(4)}=Z_{2(3)}-1$ și unghiurile axoidelor conice $\delta_{(1-2)}>0^\circ$, $\delta_{(3-4)}>0^\circ$ facilitează regimul de funcționare de reductor al transmisiei și asigură realizarea rapoartelor de transmitere în diapazonul $\pm 20 \leq i \leq \pm 3600$, cu rotirea arborilor conducător și condus în contrasens, în cazul în care $Z_2>Z_3$, și în același sens, în cazul în care $Z_2<Z_3$.

Roțile dințate pentru angrenarea A_{CX-CV}^D din transmisiile precesionale cinematice se recomandă a fi fabricate prin injectare din mase plastice sau a fi presate prin sinterizare din pulberi metalice, iar pentru cele de putere – prin generare la mașini-unelte cu comandă numerică.

Avantajele funcționale ale angrenării

Avantajele funcționale ale transmisiilor precesionale cu angrenări A_{CX-CV} sunt abordate în comparație cu transmisiile Wildhaber – Novikov [51-53] cu angrenări convexe – concave cu multiplicitate relativ mică dictată de specificul constructiv-cinematic al acestora.

Angrenarea dinților este realizată în contacte cu geometrie convex concavă, cu diferență mică a curburilor flancurilor conjugate:

- Dinții se angrenează cu grad de acoperire frontală de până la $\varepsilon_f \leq 4,0$ perechi de dinți concomitent conjugate. Alunecarea relativă de frecare din contactele dinților este redusă prin optimizarea multiplicității angrenării frontale, modificând forma dinților și sporind rostogolirea pură a acestora în funcție de unghiul de nutație θ ;

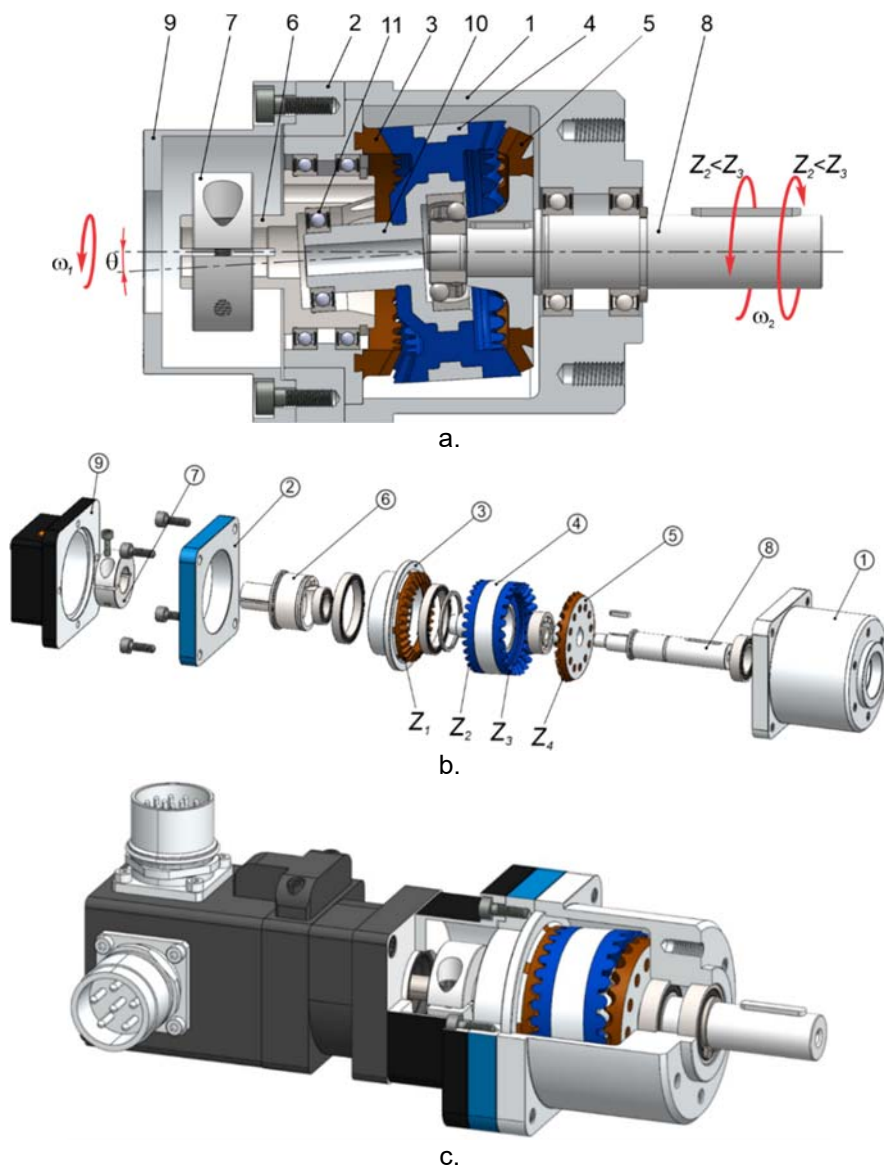


Fig. 9.25. Transmisie precesională dințată cu angrenare A_{CX-CV}^D cu $\delta_{(1-2)} = \delta_{(3-4)} = 22^\circ 30'$ în secțiune axială (a); componentele de bază în desfășurare (b); motoreductor precesional (c).

- Angrenajul dințat, spre deosebire de angrenajul cu bolțuri, asigură realizarea transmisiilor cinematice de dimensiuni mici, cu consum de materiale și costuri de fabricație reduse.

9.3.4.3. Transmisii precesionale de mică putere cu angrenări

$A_{CX-CV}^{D,\beta}$ și arbori-manivelă cu axe concurente în centrul de precesie

Transmisia precesională 2K-H prezentată în figura 9.26 are raportul de transmitere $i=-164$ realizat, de asemenea, în angrenări $A_{CX-CV}^{D,\beta}$ cu parametrii $Z_1=40$, $Z_2=41$, $\beta_2=3,2^\circ$, $Z_3=33$, $Z_4=32$, $\beta_3=3,5^\circ$, $\delta_{(1-2)}=\delta_{(3-4)}=15^\circ$, $\theta=3,5^\circ$ și se deosebește constructiv de cea din figura 6 prin particularitățile mecanismului de transformare a mișcării rotative a arborelui conducător 5 în mișcare sferospațială a roții-satelit 2.

Arborele conducător 5 cu funcție de manivelă este dotat cu o porțiune înclinată sub unghiul de nutație θ în raport cu axa rulmenților axiali 8 și 9. Pe porțiunea înclinată a arborelui conducător 5 este montată roata-satelit 2 în rulmenții radiali-axiali 6 și 7. Axele perechilor de rulmenți 8, 9 și 6, 7 sunt concurente în centrul de precesie O .

Astfel, la rotirea arborelui-manivelă 5 în rulmenții radiali 8 și 9, roata-satelit 2 instalată în rulmenții radiali-axiali 6 și 7 efectuează mișcare sferospațială în jurul centrului de precesie O cu unghiul de nutație θ și flotează axial între roțile centrale imobilă 3 și mobilă 4. Cotele de poziționare axială a roților centrale imobilă 3 și mobilă 4 sunt restricționate prin câmpuri de abateri, astfel încât punctul de intersecție a axelor perechilor de rulmenți 6 și 7, 8 și 9 să fie comasat cu centrul de precesie.

Este de menționat că incoincidența punctului de intersecție a axelor perechilor de rulmenți 6 și 7, 8 și 9 cu centrul de precesie conduce la deplasarea centrului maselor componentelor nodului precesional în raport cu centrul de precesie și implicit la dezechilibrul dinamic cu solicitări suplimentare ale rulmenților și arborilor-manivelă, definite prin ecuațiile dinamice ale lui Euler (a se vedea subcapitolul 4.6, vol. 1 [48]). Totodată, necoincidența punctului de intersecție a axelor arborelui-manivelă cu centrul de precesie poate conduce la deplasarea petei de contact între flancuri în afara lungimii active a dinților conjugați multipar.

O altă particularitate a transmisiei constă în configurația constructivă a carcasei constituită din corpurile 1 și 11 cu locașuri pentru rulmenți și capacul 12 pentru asamblarea motorului electric.

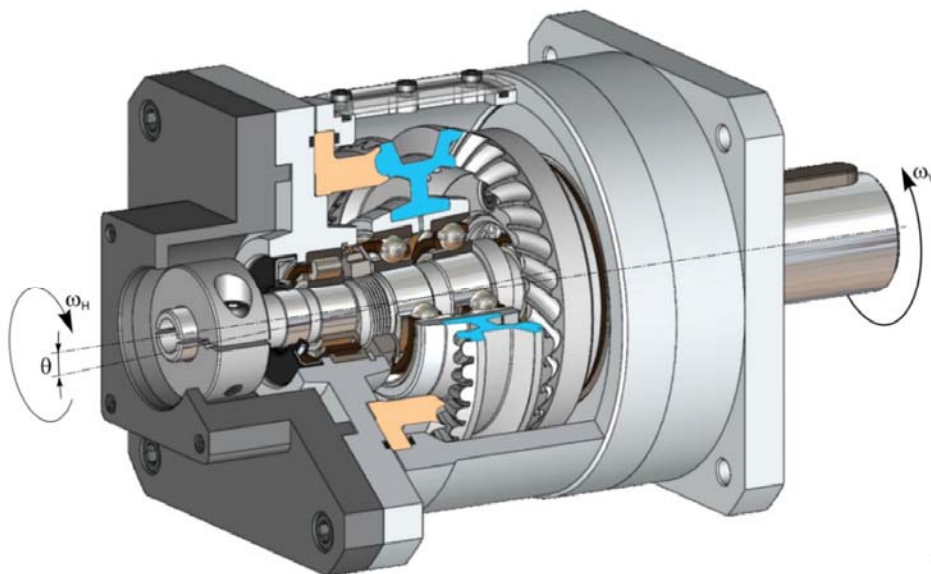
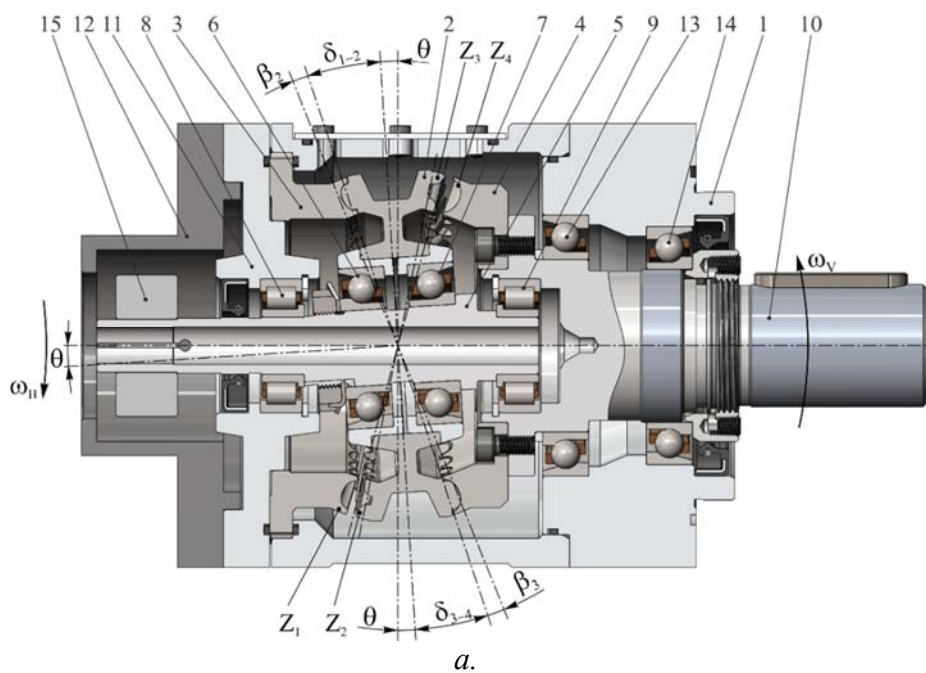


Fig. 9.26. Transmisie precesională 2K-H ($i=-164$) cu angrenări $A_{CX-CV}^{D,\beta}$ cu dantură în arc de cerc și roată-satelit montată axial flotant pe arbore-manivelă cu axe concurente în centrul de precesie sub unghiul de nutație θ desen de ansamblu (a) și vederea generală 3D (b).

Această configurație a carcusei este mai tehnologică în fabricație, inclusiv pentru asamblarea și dezasamblarea modulară a componentelor cu reglarea jocului sau a prestrângerii în angrenările $A_{CX-CV}^{D,\beta}$ în funcție de prevederile caietului de sarcini la proiectare.

În figura 9.27,*a* se arată mostra fabricată a transmisiei precesionale 2K-H ($i=-75$) cu angrenări $A_{CX-CV}^{D,\beta}$ cu danturi în arc de cerc și roată-satelit montată axial flotant pe arborele-manivelă cu axe concurente în centrul de precesie. În figura 9.27,*v,c,d* sunt prezentate mostrele roților centrale (b) și (d) și a roții-satelit (c) fabricate din oțel 4140 pe mașini-unelte multiaxiale cu comanda numerică (CNC), iar în figura 9.27,*e* sunt prezentate componentele originale ale transmisiei precesionale 2K-H cu angrenări $A_{CX-CV}^{D,\beta}$ cu raportul de transmitere $i=-75$ în desfășurata axială.

9.3.4.4. Motoreductoare și servo-motoreductoare în baza transmisiilor precesionale

Motoreductorul este un sistem tehnic format dintr-un reductor și un motor electric într-o construcție unitară și care poate deservi o anumită mașină de lucru cu momente de torsiune mai mari și cu viteze mai mici decât cele dezvoltate de motorul electric. Destinația reductorului în cuplul mecanic *motoreductor* este de a majora momentul de torsiune și de a diminua viteza unghiulară aplicate la arborele condus al motoreductorului, respectiv și la arborele mașinii de lucru.

Aceleași similitudini se păstrează și în cazul cuplului mecanic *reductor* și *servomotor*. În această configurație servo-motoreductorul este un sistem tehnic format dintr-un reductor și un servomotor într-o construcție unitară și poate deservi o mașină, un robot sau un utilaj tehnologic cu mișcări relative reglabile, solicitate cu momente de torsiune mai mari și cu viteze unghiulare mai mici decât cele dezvoltate de servomotor. În cuplul servo-motoreductor, analogic cu cuplul mecanic motoreductor, destinația reductorului este de a majora momentul de torsiune și de a diminua viteza unghiulară aplicate la arborele condus a servo-motoreductorului, care în consecință realizează, direct sau indirect, diferite poziții relative reglabile ale componentelor mașinii, robotului, utilajului tehnologic etc.

Performanțele funcționale ale motoreducoarelor și servo-motoreductoarelor în mare măsură depind de caracteristicile tehnice ale transmisiilor mecanice agregatizate în cupluri mecanice cu motorul sau servomotorul electric. În aspect constructiv, transmisiile precesionale, datorită amplasării tuturor componentelor nodului precesional pe o axă

geometrică, asigură coaxialitate atât cu motorul sau servomotorul electric, cât și cu mecanismul de acționare a mașinii de lucru. Ca rezultat, cuplul mecanic *reductor precesional – motor/servomotor* se caracterizează prin constrângeri de gabarit, compacitate, consum de materiale și costuri reduse.

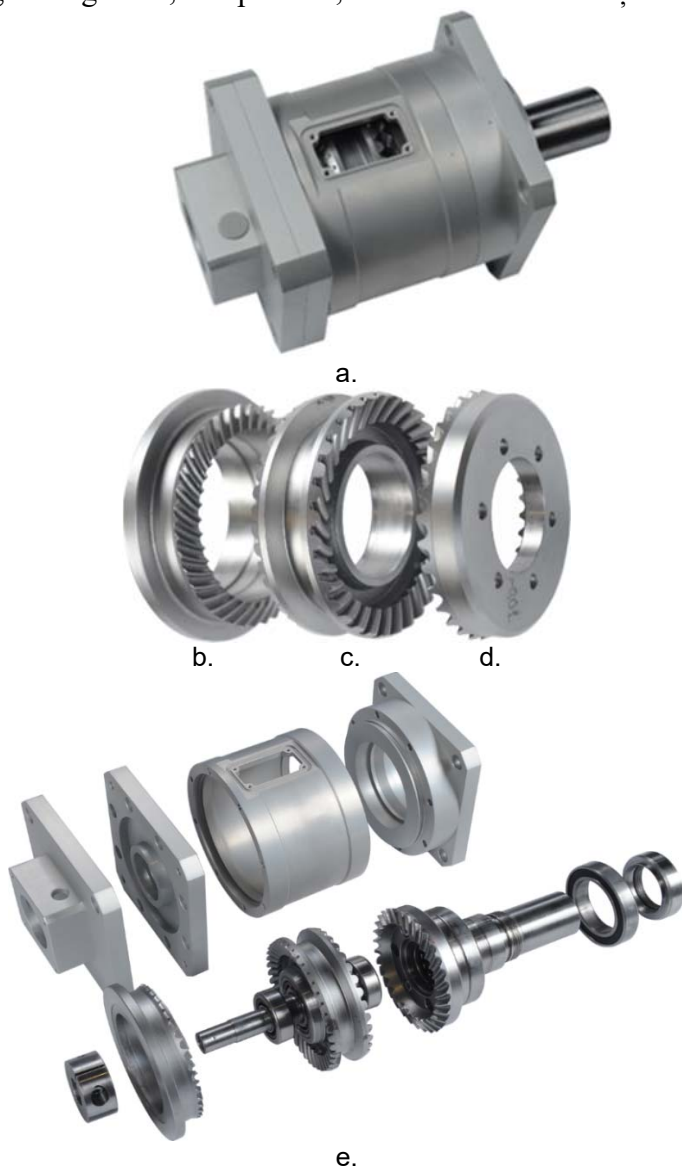


Fig. 9.27. Moștra transmisiei precesionale 2K-H ($i=75$) cu angrenări $A_{CX-CV}^{D,\beta}$ cu dantură în arc de cerc și roată-satelit montată axial flotant pe arborele-manivelă cu axe concurente în centrul de precesie (a), mostrele roților centrale (b), (d) și a roții-satelit (c) cu dinți curbilinii, fabricate din oțel 4140 și componentele transmisiei în desfășurată (e).

Parametrii generalizatori ai motoreductoarelor și servomotoreductoarelor sunt raportul de transmitere i și puterea transmisă P , W , de regulă exprimată prin momentul de torsiune T , Nm și viteza unghiulară ω , sec^{-1} la arborele condus al transmisiei.

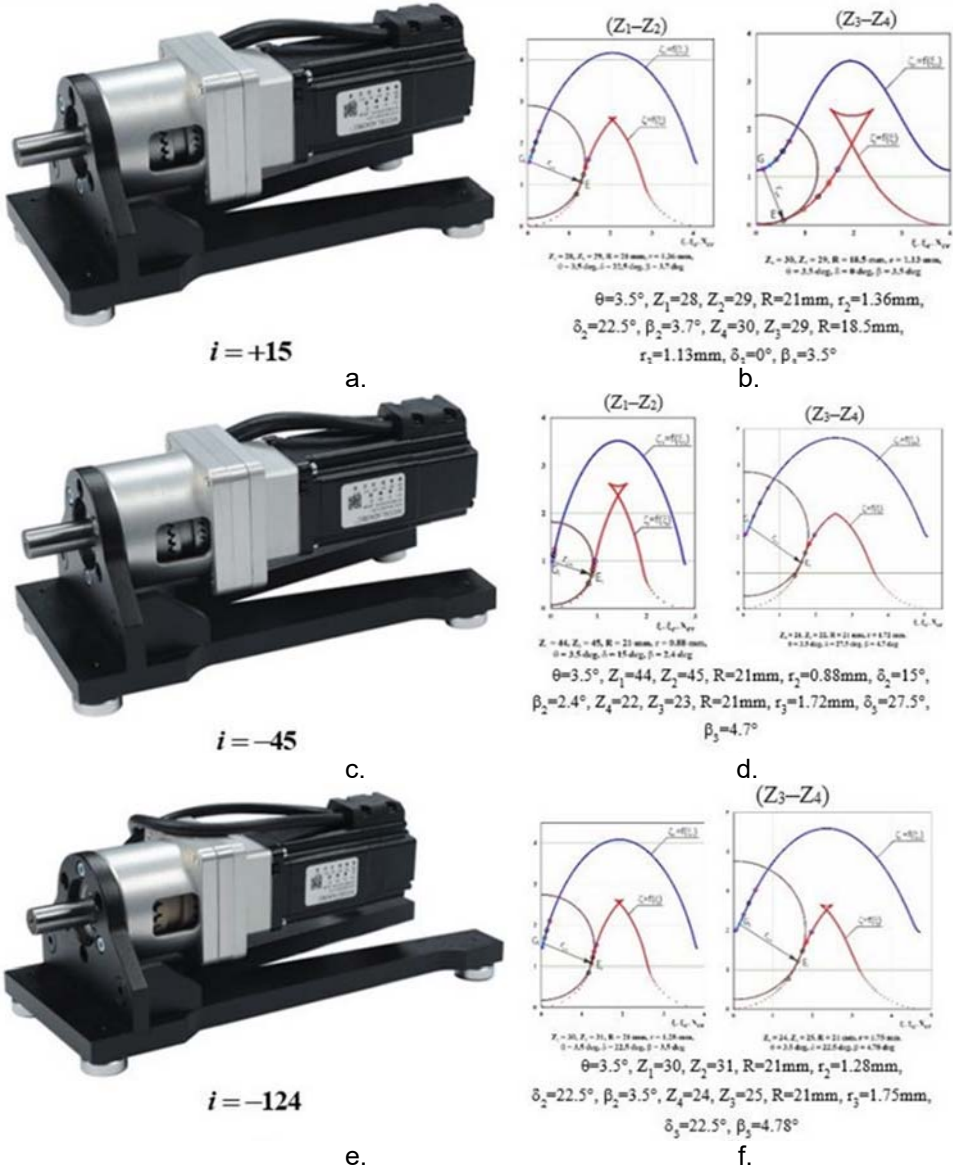


Fig. 9.28. Servo-motoreductoare cu transmisii 2K-H cu rapoarte de transmitere $i = +15$ (a), $i = -45$ (c), $i = -124$ (e) și forma profilului, geometria contactului dinților și dispersia punctelor de contact ale dinților (Z_1-Z_2) și (Z_3-Z_4) în angrenări A_{CX-CV}^D în funcție de caracteristica parametrică $[Z_g - \theta, \pm 1]$ (b), (d), (f).

Roțile centrale și roata-satelit sunt fabricate fiecare din oțel și plastic și pot fi asamblate în cupluri cu diferit comportament tribologic *plastic-plastic*, *oțel-plastic* și *oțel-oțel*.

În figura 9.28, *a, b, c, e* sunt redată servo-motoreductoare în baza transmisiilor precesionale cu angrenări A_{CX-CV}^D cu dinți drepți cu diametrul median $d_m=42\text{ mm}$ și, respectiv, cu rapoarte de transmitere $i=+15$ (a), $i=-45$ (c), $i=-124$ (e).

În figura 9.28, *b, d, f* sunt prezentate profilogramele dinților construite conform ecuațiilor $\zeta=f(\xi)$ în funcție de parametrii configurației $[Z_g-\theta, \pm 1]$ pentru angrenările dinților (Z_1-Z_2) și (Z_3-Z_4) cu diferența numerelor de dinți conjugăți $Z_{1(4)}=Z_{2(3)}-1$, iar pentru angrenarea dinților (Z_3-Z_4) a transmisiei cu raportul de transmitere $i=+15$ coraportul numerelor de dinți este $Z_4=Z_3+1$.

În figura 9.29 este prezentată mostra experimentală a servo-motoreductoarelor precesionale de mică putere ($d_m=80\text{ mm}$) cu angrenări $A_{CX-CV}^{D,\beta}$ convex-concave cu dinți curbilinii (în arc de cerc) și roată-satelit montată axial flotant pe arborele-manivelă cu axe concurente în centrul de precesie

($i=-164$) (a) și cu roți centrale interschimbabile cu locul cu rapoarte de transmitere $i=-124/i=+125$

(b). Roțile centrale și roata-satelit ale angrenărilor

$A_{CX-CV}^{D,\beta}$ convex-concave sunt fabricate din oțel pe mașini-unelte CNC.



Fig. 9.29. Mostră experimentală ale servo-motoreductoarelor precesionale de mică putere ($d_m=80\text{ mm}$) cu angrenări $A_{CX-CV}^{D,\beta}$ convex-concave cu dinți curbilinii (în arc de cerc) și roată-satelit montată axial flotant pe arborele-manivelă cu axe concurente în centrul de precesie ($i=-164$) (a) și cu roți centrale interschimbabile cu locul cu rapoarte de transmitere $i=-124/i=+125$ (b).

BIBLIOGRAFIE

1. DULGHERU V. Bazele elaborării creative a produselor. Vol. 1. Istoria și evoluția tehnicii, creativitate. Chișinău: S.n. (Tipografia “*Bons Offices*”). 470p., 2020. ISBN 978-9975-87-737-4.
2. DEMIAN T. Elemente constructive de mecanică fină. București: Editura Didactică și Pedagogică (Ediția a II-a), 1980, 714p.
3. POP D., HARAGĂȘ S. Organe de mașini. Cluj-Napoca: Editura RISOPRINT (Volumul 1), 2014, 351p. ISBN 978-973-53-1294-7.
4. COLLINS J., BUSBY H., STAAB G. Mechanical Design of Machine Elements and Machines (Second Edition): John Wiley & Sons Inc. 2010, 890p. ISBN 978-0-470-41303-6.
5. ORLOV P. Fundamentals of design (Vol.1). Third Edition (English Translation). Moscow: Mir Publishers, 1987, 517p.
6. JULA D., URDEA G. B. Toleranțe, ajustaje și starea suprafeței. Teorie și aplicații. Editura UNIVERSITAS, Petroșani, 2017, 628p. ISBN 978-973-741-568-4.
7. GRĂMESCU T. Tehnologii de mecanică fină. Ed. Tehhnica-Info Chișinău, 408p., 2002. ISBN 9975-63-165-7.
8. DONȚU O. Construcția și exploatarea mașinilor de prelucrat pentru mecanica fină. Ed. Universitatea Politehnică București. Tehhnica-Info Chișinău, 368p., 1994.
9. Revista română de mecanică fină & Optică. Supliment. COMEFIN 4. Conferința națională de mecanică fină cu participare n internațională. București, 27 – 29 august 1994. Ed. Cvasidocumentația – Proser - SRL, București, ISSN 1220 – 6830.
10. GOETTERT, J., DATTA, P., DESTA, Y., JIN, Y., LING, Z., SINGH, V. Iga Research and Service at CAMD. In: International MEMS Conference 2006, Journal of Physics: Conference Series 34, DOI: 10.1088/1742-6596/34/1/151, 2006, pp. 912-918.
11. AVERYANOVA M., BERTRANDA P., VERQUIN B. Manufacture of Co-Cr dental crowns and bridges by selective laser. / Melting technology, Virtual and Physical Prototyping, Vol. 6, No. 3, 2011, pp. 179-185.
12. PAMBUCCIAN V. Era Digitală–Despre tehnologie și oameni. TED^x. Cluj, 2017. <https://www.youtube.com/watch?v=vDI7knYRe68>. Accesat: 25.05.2022
13. HORST D., J., DUVOISIN CH. A., VIEIRA R. de A. Additive manufacturing at Industry 4.0: a Review / International Journal of Engineering and Technical Research (IJETR). Volume-8, Issue-8, August

2018. Pp.3-8. ISSN:2454-4698. https://www.researchgate.net/publication/327701729_Additive_Manufacturing_at_Industry_40_a_Review. Accesat: 26.05.2022.

14. LEE Y., AN J, CHUA C.K. Fundamentals and applications of 3D printing for novel materials. *Applied Materials Today*, 7:120-133, 2017.

15. KOCH V., GEISSBAUER R., KUGE S., SCHRAUF S. Industry 4.0. Opportunities and challenges of the industrial internet. 2014. PwC. <https://www.pwc.nl/en/assets/documents/pwc-industrie-4-0.pdf>. Accesat: 23.05.2022.

16. DULGHERU V. Bazele elaborării creative a produselor. Vol. 2. Elaborarea creative a produselor. Chișinău: S.n. (Tipografia „*Bons Offices*”. 440p., 2020. ISBN 978-9975-87-739-8.

17. MASTERS W. E. Patent nr. 4665492US. Computer automated manufacturing process and system. Eliberat: May 12, 1987.

18. MEHAUTE A., WITTE O., ANDRE J.-C. Demand de brevet FR 2567668 A1. *Dispositif pour realiser un modele de piece industrielle*. 16 iulie 1984.

19. SATISH P. K., NANCHARAIH T., SUBBA RAO V.V. Additive manufacturing techniques in manufacturing - an overview. *Materials today: proceedings*. Vol. 5, pp. 3873-3882. ISSN 2214-7853.

20. Introducere în imprimarea 3D / Proiect Erasmus. 2016-1-RO01-KA202-024578. https://3d-p.eu/wp-content/uploads/2018/08/IO3_3DP-courseware_RO.pdf. Accesat: 25.05.2022.

21. REDWOOD B., SCHOFFER F., GARRET B. The 3D Printing Handbook: Technologies, design and applications. Amsterdam, 3D Hubs B.V. 2017. <https://www.3dhubs.com/get/sample-3d-printing-handbook/>. Accesat: 25.05.2022.

22. Filament POLYMAKER PolySupport. <https://www.eshop.formwerk.ro/en/cumpara/filament-polymaker-polysupport-breakaway-1153>. Accesat: 25.05.2022.

23. Tehnologii de printare 3D. / ZSpotMedia. 2013. <https://www.zspotmedia.ro/blog/printare-3d/> Accesat: 25.05.2022.

24. GRASSO S. *et al.* Electric current activated/assisted sintering (ECAS): a review of patents 1906–2008. *Sci. Technol. Adv. Mater.* 2009. 10: 053001.

25. BOSTAN I., DULGHERU V., ȚOPA M., BODNARIUC I., DICUSARĂ I., TRIFAN N., CIOBANU R., CIOBANU O., MALCOCI IU., ODAINĂI V. *Antologia invențiilor*. V. 4. Transmisii planetare precesionale cinematice. Ed. Ch.: „*Bons Offices*” SRL, 2011. 636p. – ISBN 978-9975-80-263-3

26. NIKOLIC M. V., NIKOLIC N. Science of Sintering in the XXI Century. Institute of Technical Sciences of SASA; International Institute for the Science of Sintering; Serbian Academy of Sciences and Arts, 2002, 130 p. ISBN 8680321036, 9788680321035.

27. Tehnologia Fabricării Pieselor Sinterizate Din Pulberi Metalice Pentru Autovehicule. <https://xdocs.ro/doc/tehnologia-fabricarii-pieselor-sinterizate-din-pulberi-metalice-pentru-autovehicule-vod465g17do6>. Accesat: 24.04.2022.

28. PETRICĂȘ B. Elemente de metalurgia pulberilor. <https://pdfcoffee.com/elemente-de-metalurgia-pulberilor-pdf-free.html>. Accesat: 29.04.2022.

29. ABRAMCIUC A. Rezistența Materialelor. Chișinău, editura Universitas 1993, ISBN 5-362-01045-X.

30. PISARENKO G., AGAREV V., KVITKA A. Rezistența Materialelor. Chișinău, Editura Lumina 1993, ISBN 5-372-01383-4.

31. TRIPA P. Rezistența materialelor. Solicități simple și teoria elasticității. Timișoara, Editura Mirton, 1999, ISBN 973-578-915-9.

32. MOTT R. L., VAVREK E. M., WANG J. Machine elements in mechanical design. Sixth Edition. Ed. Pearson, NY 2018, 870 p.

33. GAFIȚANU M. ș. a. Organe de mașini. Volumul I. Editura Tehnică, București 1981, 438 p.

34. IANUȘ G. Organe de mașini. Partea I. Editura Politehnicum, Iași 2010. 341 p.

35. GAFIȚANU M. ș. a. Organe de mașini. Volumul II. Editura Tehnică, București 1983, 552 p.

36. POP D., HARAGĂȘ S., Buiga O. Organe de mașini. Cluj-Napoca: Editura RISOPRINT (Volumul 2), 2021, 895p. ISBN 978-973-53-2692-0.

37. STUART R. Steam-engines. London, J. Knight and H. Lacey, 1824.

38. KUDREAVTSEV V.N. Planetarnye peredachi. Leningrad, Mashinostroenie, 1977.

39. BOSTAN I., DULGHERU V., GRIGORAS Ș. Transmisii planetare, precesionale și armonice: Atlas. – Ed. Tehnică București – Ch. : Tehnica, 1997. - 200 p. – ISBN 973-31-1069-8.

40. MUSSER C.W. Torque equalizer. United Shoe Machinery Corporation. USA Patent, no. 3006215, cl. 74--665, 1961.

41. United Shoe Machinery Corp. Harmonic drive division. Beverly, Massachusetts, SUA. 1963.

42. KASIVABARA M. Reductor armonic. Brevet de invenție Japonia, cl. 54A11, Nr. 29330, 16.12.1968.

43. GINZBURG E.G. Volnovye zubchatye peredachi. Mashinostroenie, Leningrad, 1969.
44. VOLKOV D.P., KRAINEV A.F. Planetarnye, volnovye i kombinirovannye peredachi stroitel'nyh i dorozhnyh mashin. Mashinostroenie, Moskva, 1968, pp. 173-198.
45. IVANOV M.N. Volnovye zubchatye peredachi. M.: Vysshaya Shkola, 1981, 183 s.
46. ISO Recommendation R 701. International gear notation. Symbols for geometrical data.
47. BOSTAN I. Preczessionnye peredachi s mnogoparnym zacepleniem. Shtiincza, Chişinău, 1991. 356 s. ISBN 5-376-01005-8.
48. BOSTAN I. Transmisii precesionale: [în 3 vol.]. Chişinău: S. n., 2022 Tipogr. Bons Offices SRL, Vol 1: Sinteză, Cinematică şi Elemente de calcul. 517 p. Vol. 2. Geometria, Cinematica şi Portanţa contactului, - 667 p. Vol. 3. Generarea suprafeţelor şi Aplicaţii, - 589p, ISBN 978-9975-87-981-1.
49. BOSTAN V. Modele matematice în inginerie. Bons Offices, Chişinău, 2014. 470 p., ISBN 978-9975-80-831-6.
50. BOSTAN V., BOSTAN I., VACULENCO M. Precessional gear transmission. PCT/MD2020/000004, 19.11.2020. Int.Class F 16H 55/10, no WO/2021/137682, WO 08.07.2021.
51. BOSTAN V., BOSTAN I., VACULENCO M. Transmisii planetare precesionale. MD4781, nr.depozit 2019 0101, data depozit 31.12.2019. Publ. 06.30.2021.
52. NOVIKOV M.L. Zubchatye peredachi, a takzhe kulachkovye mexanizmy c tochechnoj sistemoj zacepleniya. Avt. svid. SSSR № 109113.
53. WILDHABER E. Helical gearing. U.S. Patent nr. 1601750, 1926.
54. WILDHABER E. Gear tooth shape. U.S. Patent nr. 3251236, 1966.