



ELEMENTE DE TRIBOLOGIE

Tribologia reprezintă un domeniu de studiu intens interdisciplinar, care se ocupă cu problemele complexe de *frecare, uzare, ungere*. Denumirea acestei științe multidisciplinare provine de la cuvântul grecesc *tribos* (care înseamnă frecare).

Abordarea problemelor din acest domeniu implică cunoștințe de **teoria elastici-târșii și plasticității, mecanica fluidelor, termodinamic, metalurgie, chimie** etc. Acest domeniu a cunoscut o dezvoltare din ce în ce mai mare în ultimele 3-4 decenii. Au apărut cursuri, monografiile și publicații destinate exclusiv acestui domeniu: la noi în țară ultima lucrare poartă titlul "TRIBOTEHNICA", autor Dan Pavelescu, 1983.

Date fiind efectele economice ale aplicării cercetărilor din acest domeniu au fost înființate Comitetul Internațional de Tribologie, Asociația Română de Tribologie și sunt organizate periodic conferințe în care sunt prezentate rezultatele cercetărilor din acest domeniu: EUROTRIB (Conferința Europeană de Tribologie), TRIBOTEHNICA (Conferința Națională de Tribologie – din 2 în doi ani).

5.1. FRECAREA

5.1.1. Caracterizare. Clasificare

Frecarea este forța de rezistență tangențială, care apare la contactul direct sau indirect (prin intermediul unui film portant), sub sarcină, a două corpuri, atunci când între acestea există mișcare relativă sau tendință de mișcare relativă.

Tipurile de frecare întâlnite se pot clasifica după următoarele criterii:

a) După starea de mișcare

a.1. *Frecarea statică* (de repaos), cea care face posibilă transmiterea de sarcini între două corpuri sub apăsare, fără consum de energie și uzură.

a.2. *Frecarea cinetică* (de mișcare), cea care provoacă consum de energie, respectiv creșterea temperaturii și uzura pieselor în contact sub sarcină.

În construcția de mașini, aparate și utilaje, frecarea apare atât ca fenomen dorit, ca de exemplu în cazul asamblărilor prin frecare, cuplajelor, transmisiilor prin

cu-rele, transmisiilor prin fric iune etc. cât i ca fenomen nedorit, ca de exemplu în cazul lag relor, ghidajelor, etan rilor, transmisiilor prin ro i din ate, lan uri, came etc.

b) Dup felul mi c rii relative a elementelor cuplei cinematice

b.1. *Frecarea de alunecare*, când cele dou elemente ale cuplei cinematice se afl în mi care relativ de alunecare (lag re cu alunecare, ghidaje, piston-cilindru etc.).

b.2. *Frecarea de rostogolire*, când cele dou elemente ale cuplei cinematice efectueaz o rostogolire în jurul unei axe situat în planul momentan de contact (rulmeni etc.).

b.3. *Frecarea combinat* (de alunecare i rostogolire), apare atunci când cele dou elemente ale cuplei cinematice execut simultan o alunecare i o rostogolire (angrenaje etc.).

c) Dup modul în care se realizeaz contactul dintre cele dou elemente ale cuplei cinematice (dup regimul de ungere)

c.1. *Frecarea uscat* exist atunci când elementele cuplei cinematice sunt în contact direct. Se poate vorbi de un regim de frecare riguros uscat numai în condi ii de laborator atunci când între cele dou suprafe e se poate asigura absen a total a oric rui mediu fluid sau solid. În aplica iile practice, între cele dou suprafe e ale elementelor cuplei cinematice se g sesc întodeauna aer sau straturi de oxizi, motiv pentru care se poate vorbi de un regim de frecare tehnic uscat .

c.2. *Frecarea la limit* poate ap rea atunci când la suprafe ele celor dou elemente ale cuplei cinematice exist straturi continui adsorbite (determinate de ac iunea câmpurilor de for e intermoleculare) de lubrifiant, prin intermediul c rora se realizeaz contactul. Practic acest regim de frecare este greu de reproduc.

c.3. *Frecarea fluid* are loc când între suprafe ele în mi care relativ exist o pelicul (strat, film) continu de lubrifiant, contactul direct, fie chiar local, fiind cu totul exclus (se impune deci ca grosimea stratului de fluid s fie mai mare decât în l imea rugozit ilor suprafe elor celor dou elemente ale cuplei).

c.4. *Frecarea mixt* apare atunci când la contactul dintre cele dou suprafe e exist zone cu regimuri de frecare diferit , din cele anterior men ionate (par ial fluid + par ial la limit sau par ial uscat + par ial la limit).

Regimurile de frecare fluid i frecare mixt constituie stadiile de frecare cel mai frecvent întâlnite la cuplele de frecare la care fenomenul de frecare este nedorit.

5.1.2. Frecarea uscat

Legea frec rii uscate de alunecare se exprim prin rela ia Amontons – Coulomb:

$$F_f = \mu F_n$$

în care:

F_n - for a normal la suprafa a de contact;

μ - coeficientul de frecare.

Mărimea coeficientului de frecare este dependentă de materialele din care sunt confecționate cele două elemente ale cuplei cinematice și de gradul de prelucrare a celor două suprafețe în contact (rugozitatea suprafețelor) și considerat independent de mărimea suprafeței de frecare, deci de presiunea de contact, precum și de mărimea vitezei relative a celor două elemente ale cuplei cinematice [fig. 5.1 – cupl cinematic cu contact de suprafa (inferioară)].

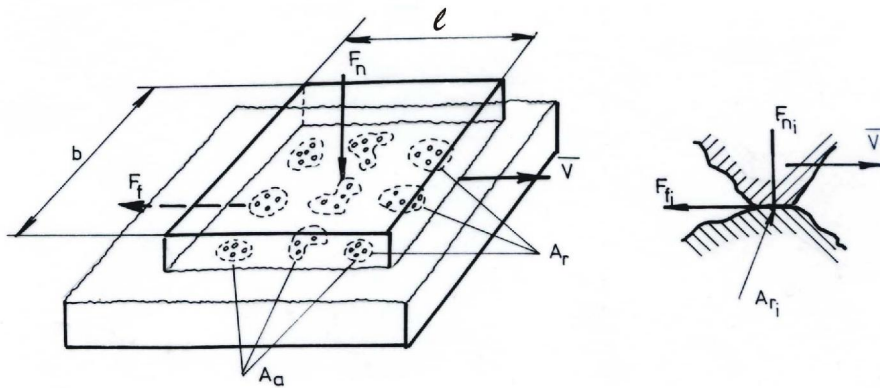


Fig. 5.1

Ținând seama de faptul că suprafețele reale nu sunt perfect netede, ele prezentând ondulații și rugozități, este necesară introducerea următoarelor precizări referitor la suprafața de contact a celor două elemente ale cuplei:

- aria nominală de contact $A_n = b \times l$;

- aria aparentă de contact $A_a = \sum A_{a_i}$, respectiv suma zonelor de contact

dintre cele două suprafețe;

- aria reală de contact $A_r = \sum A_{r_i}$, respectiv suma ariilor efective de contact, determinate de contactul dintre rugozități.

În cazul așchiurilor „contacte hertziene” (cuple neconforme), respectiv al cuplelor de frecare la care contactul pentru corpuri nedeformabile este un punct sau o linie (fig. 5.2), vor apărea numai:

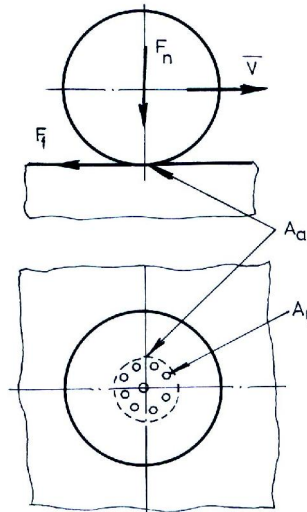


Fig. 5.2

- aria aparent : A_a ;
- aria real : $A_r = \sum A_{r_i}$.

Trebuie precizat că aria reală A_r este cu mult mai mică decât aria aparentă A_a și cu atât mai mult în raport cu aria nominală A_n . Prin măsurarea rezistenței electrice de contact s-a obținut, de exemplu, pentru un contact OL/OL, valori:

$$\frac{A_r}{A_n} = 10^{-6} \text{ K } 10^{-3}$$

Valorile acestui raport vor crește pe măsură ce valoarea forței de apăsare normale F_n se mărește.

Cu aceste precizări, rezultatul forței de frecare F_f va fi determinat de fenomenele care apar la nivelul ariei reale de contact. Rezistența la înaintare, respectiv forța de frecare, se pot datora:

- *deformării elastice* a rugozităților în contact;
- *deformării plastice* a rugozităților în contact;
- *forfecării rugozităților* în contact la nivelul ariei reale de contact unde s-au produs microsuduri sau în alte secțiuni;
- *zgârierii suprafeței* confecționate din material mai slab (moale) decât rugozitățile suprafeței confecționate din material mai dur;
- „ruperii” câmpului de forțe de interacțiune moleculară dintre cele două suprafețe.

Evident, forța de frecare este rezultatul însumării statistice a acestor rezistențe.

Dacă se vor considera ca determinante rezistențele ce provin din forfecarea microjoncțiunilor, conform ipotezei lui Bowden și Tabor (valabilă numai pentru suprafețe metalice), atunci forța de frecare se va exprima astfel:

$$F_f = A_r \cdot \tau_r$$

în care τ_r –tensiunea de rupere prin forfecare pentru materialul mai moale al cuplei.

Pe de altă parte, aria reală de contact va fi determinată, în condiții statice, de mărimea forței de apăsare normale și rezistența de curgere a materialului mai moale al cuplei:

$$A_r = \frac{F_n}{\sigma_c}$$

Din cele două relații anterioare va rezulta:

$$F_f = \frac{\tau_r}{\sigma_c} F_n; \quad \mu = \frac{\tau_r}{\sigma_c}$$

În cazul contactului dintre un corp dur și unul moale pe lângă tensiunea normală - σ_n , va apărea și o tensiune tangențială de forfecare, τ_f , deci solicitare compusă. Tensiunea echivalentă va fi:

$$\sigma_{ech} = \sqrt{\sigma_n^2 + \alpha^2 \tau_f^2} \leq \sigma_c$$

din care:

$$\sigma_n = \sqrt{\sigma_c^2 - \alpha^2 \tau_f^2}.$$

Rezultă că, în această situație, aria reală va avea expresia:

$$A_r = \frac{F_n}{\sigma_n} = \frac{F_n}{\sqrt{\sigma_c^2 - \alpha^2 \tau_f^2}}$$

Ca urmare, expresia coeficientului de frecare va avea forma:

$$\mu = \frac{\tau_r}{\sqrt{\sigma_c^2 - \alpha^2 \tau_f^2}}$$

Deci, acest model teoretic simplu permite să explice, în limitele valabilității ipotezei frotului, dependența coeficientului de frecare de mărimea ariei nominale de contact a cuplei.

5.1.3. Frecarea – limit

Stadiul de frecare-limit sau onctuos, se caracterizează prin interpunerea între suprafețele celor două elemente ale cuplei cinematice, a unor straturi subiri moleculare adsorbite sau chemisorbite. Realizarea unui asemenea stadiu de frecare este condiționată de proprietățile fizico-chimice ale materialelor elementelor cuplei cinematice și ale lubrifiantului utilizat. În general, utilizarea unor lubrifianți cu molecule polare asigură realizarea stratului adsorbit; uleiurile minerale asigură realizarea stratului adsorbit, iar în cazul altor lubrifianți se introduc aditivi, cum ar fi acidul stearic, lauric, oleic sau alte substanțe.

Continuitatea unui asemenea regim de frecare este mult condiționată de netezimea suprafețelor și de posibilitatea de refacere continuă a zonelor în care aceste straturi sunt distruse.

Frecvent, regimul de frecare ce se asigur în condi ii tehnice este caracterizat prin simultaneitatea regimului de frecare-limit și a regimului de frecare uscat , respectiv un regim de frecare mixt . Fig. 5.3 prezint straturi adsorbite sau chemisorbite de lubrifiant în cazul suprafe elor netede (fig. a) și a suprafe elor rugoase (fig. b)

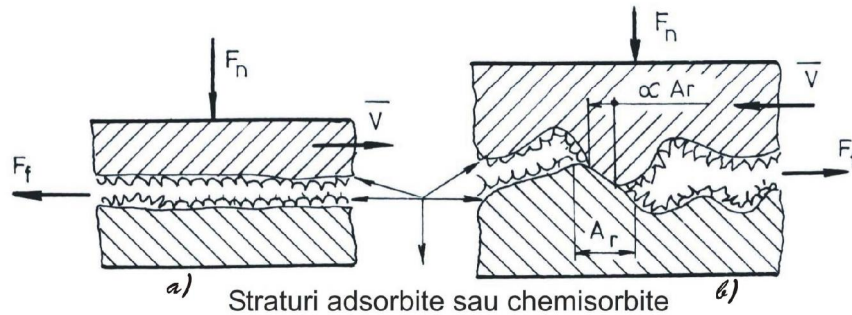


Fig. 5.3

În cazul frecării-limit , coeficientul de frecare se modific puțin (scade de 2 ÷ 5 ori), dar uzarea suprafe elor în contact scade foarte mult (100 ÷ 10.000 ori).

5.1.4. Frecarea fluid

Frecarea fluid [fig. 5.4, a – ungere hidrodinamic prin efect de pan , b – ungere hidrostatic prin introducerea lubrifiantului sub presiune, c – ungere hidrodinamic prin efect de expulzare (extrudere) la mică apropiere] se realizează în condi iile în care porțile solide ale cuplei de frecare sunt separate de un strat (peliculă , film) de fluid (lichid sau gaz) portant, a cărui grosime minimă h_m este mai mare decât suma înălțimilor maxime a rugozității suprafe elor elementelor cuplei.

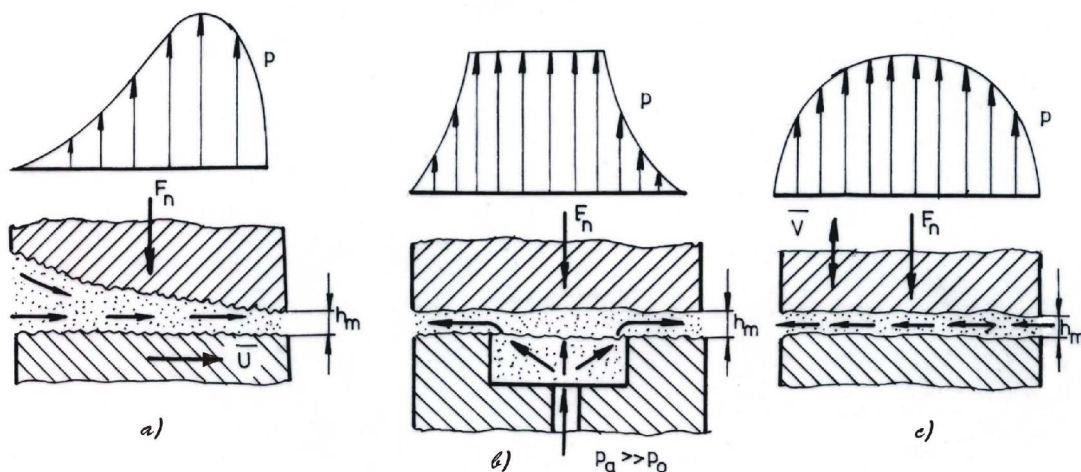


Fig. 5.4

Fora de apăsare normală F_n este preluată de către rezultanta presiunilor create în pelicula de lubrifianț prin una din metodele prezentate anterior.

Dacă sub efectul câmpului de presiuni suprafețele încetează să fie practic rigide și deformările locale sau globale ce se produc sunt de ordinul grosimii filmului fluid, atunci ungerea devine o problemă elastohidrodinamică sau elastohidrostatică.

În cazul în care fluidul utilizat este un gaz, atunci se utilizează denumirile de ungere gazodinamică, respectiv gazostatică.

Pentru a vedea, în mare, dependența forței de frecare fluidă, se va considera cazul a două suprafețe paralele separate printr-un strat de fluid (lubrifianț) de grosime constantă, la care unul din pereți este fix, iar celălalt mobil cu viteza \bar{u} (curgere COUETTE) - fig. 5.5.

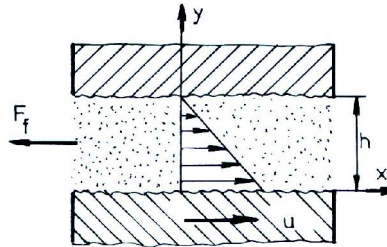


Fig. 5.5

Dacă regimul de curgere este laminar ($Re < Re_{cr}$), forța de frecare se poate exprima prin relația:

$$F_f = \int_{A_n} \tau|_{y=0} dA_n$$

în care A_n reprezintă aria nominală de contact cu fluidul, iar τ este tensiunea tangențială la contactul dintre fluid și suprafața mobilă. În cazul considerat, tensiunea tangențială va fi dată de expresia (nu există gradient de presiune în direcția x - legea lui Newton):

$$\tau = \eta \left. \frac{du}{dy} \right|_{y=0} = \eta \frac{u}{h}$$

în care η reprezintă vâscozitatea dinamică a lubrifianțului.

Forța de frecare va rezulta:

$$F_f = A_n \eta \frac{u}{h}$$

Se observă că, principal, forța de frecare fluidă este generată de către totul altfel decât în regimurile de frecare anterioare; ea crește odată cu mărirea ariei nominale, a vâscozității dinamice a fluidului (lubrifianțului) și a vitezei tangențiale relative și scade cu creșterea grosimii filmului de lubrifianț.

Un element esențial este acela că, în condițiile frecării fluide, forța de frecare este de câteva ordine de mărime mai mică decât forța de frecare corespunzătoare regimurilor anterioare de frecare.

Dacă: $F_n = 1.000 \text{ N}$ și $\mu = 0,1$, rezultă $F_f = 100 \text{ N}$.

$$\text{Dac : } \eta = 10^{-2} \text{ K } 10^{-3} \left[\frac{\text{N} \cdot \text{s}}{\text{m}^2} \right]; \quad h = 10^{-6} \text{ K } 10^{-4} \text{ [m]}; \quad u = (1 \text{ K } 10^2) \text{ [m/s]}$$

$$A_n = 10^{-2} \text{ [m}^2\text{]}, \quad \text{rezult : } F_f = 10^{-2} \cdot 10^{-2} \frac{10}{10^{-4}} = 10 \text{ N}$$

5.1.5. Frecarea mixt

Frecvent, din aplica iile tehnice, nu sunt îndeplinite condi iile pentru realizarea riguroas unuia din cele trei regimuri de frecare prezentate anterior, motiv pentru care apare o suprapunere statistic spa ial-temporal a celor trei regimuri sau a dou din cele trei. În acest caz se poate vorbi de un regim de *frecare mixt* .

În practic înteresez cum se trece de la un regim de frecare la altul i care sunt factorii ce deermin acest lucru. Un asemenea studiu a fost întreprins de c tre Stribeck în 1902, care apoi a fost dezvoltat i aprofundat de numero i cercet tori (fig. 5.6), în care s-au notat:

- 1 - frecare tehnic uscat
- 2 - frecare mixt : uscat + limit
- 3 - frecare mixt : limit + fluid
- 4 - frecare fluid .

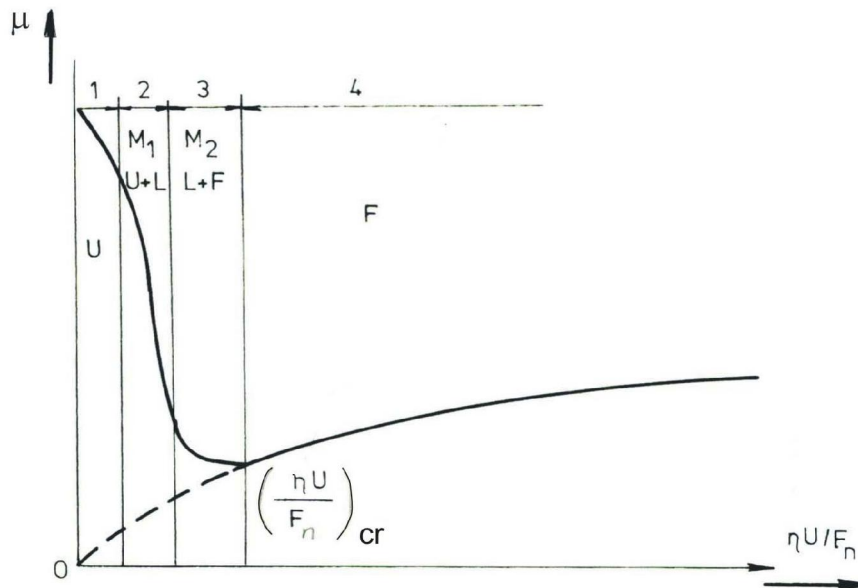


Fig. 5.6

Existen a unor asemenea curbe, respectiv cunoa terea valorii $(\eta U / F_n)_{cr}$, permite proiectantului i celui care exploateaz cuplele de frecare s reduc la minimum pierderile prin frecare i de asemenea s asigure o func ionare în condi ii de maxim fiabilitate. Este de re inut, de exemplu, c la o cupl cu frecare fluid hidrodinamic ,

la pornire și la oprire ($u \approx 0$), regimul de frecare va fi apropiat de cel al frecării uscate, motiv pentru care se impun măsuri adecvate pentru reducerea frecării, cum ar fi cuplul de materiale sau alte soluții constructive mai complicate (asigurarea pornirii și opririi lag-ului în regim hidrostatic, soluție întâlnită la turbinele de abur de putere mare, mori cu bile etc.).

5.2. UZAREA

• *Uzura reprezintă procesul de degradare a suprafețelor în contact ale elementelor cuplei cinematice, care se manifestă prin pierderea de material și are ca urmare modificarea dimensiunilor, a formei geometrice și a jocurilor.*

Ea este o consecință a procesului de frecare, proces pe care însă îl influențează, între acestea existând o strânsă interdependență.

Consecințele uzurii influențează direct sau indirect capacitatea portantă a organelor de mașini (de exemplu la lag-urile), precizia de lucru a mașinilor (de exemplu la mașini unelte), cinematica funcțională (de exemplu la transmisiile prin roți din ate), fiind când totodată și apar forțe dinamice ce pot determina scoaterea din funcționare a mașinii.

Uzura, respectiv rezultatul uzurii, se poate exprima în unități absolute (masă, volum, lungime) sau relative. Prin raportare la distanța parcursă sau la timpul de frecare, se obțin măsurimile denumite *intensitatea uzurii* (mg/km ; $\mu\text{m/km}$ etc.) și respectiv *viteza uzurii* (mg/h ; $\mu\text{m/h}$ etc.).

În ceea ce privește evoluția uzurii, sunt de menționate următoarele caracteristici, confirmate de practică (fig. 5.7, a – valoarea uzurii, b – intensitatea de defectare):

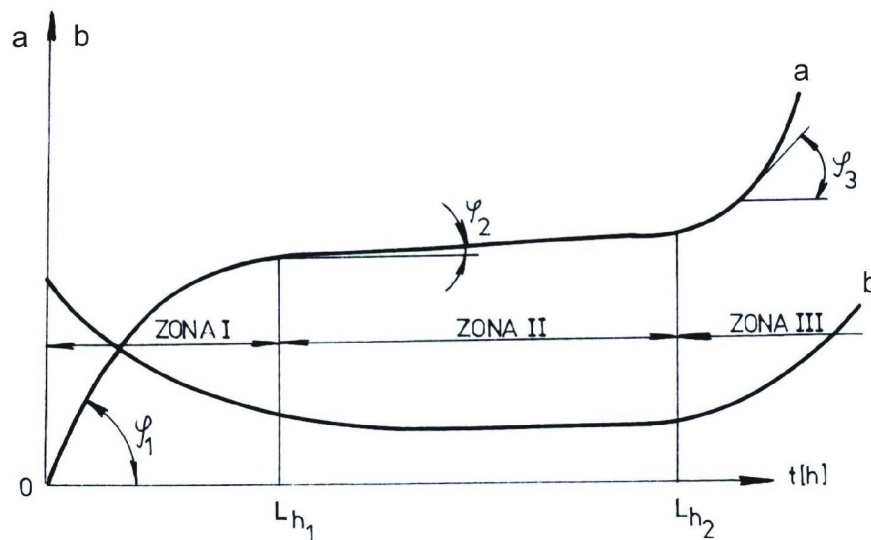


Fig. 5.7

- uzura este cumulativ și crește, de obicei, cu durata de funcționare L_h , fiind ca evoluția procesului să fie întotdeauna liniară;

- la început, la cuplurile de frecare noi, intensitatea sau viteza de uzare cresc rapid datorită condițiilor inițiale de suprafață (rugozităților), care tind treptat să se acomodeze; aceasta reprezintă perioada de rodaj - ZONA I;

- urmează perioada de lungă durată a uzurii stabile sau normale - ZONA II, pentru care $L_{h_2} \gg L_{h_1}$ și $\varphi_2 \ll \varphi_1$;

- în final - ZONA III, uzura devine distructivă (abaterile de dimensiuni, formă, jocuri devin mari, încât cuplul de piese, sau chiar mașina sunt puse în pericol), cu efect ireversibil ($\varphi_3 > \varphi_1$);

- duratele de funcționare L_{h_1} și L_{h_2} sunt, în general, previzibile, putând fi determinate experimental sau prin calcul, funcție de tipul, parametrii și condițiile de exploatare ale cuplei cinematice sau mașinii respective;

- este de remarcat o anumită concordanță între evoluția uzurii și a intensității de defectare (fiabilității).

• Atât la frecarea uscată, cât și în prezența lubrifiantului, pot apărea următoarele tipuri fundamentale de uzare care, în practică, sunt întâlnite separat numai în cazuri speciale.

a) Uzura de adeziune (contact) – este caracteristică cuplurilor cu mișcare de alunecare. Este provocată de formarea și ruperea prin forfecare a unor microjuncțiuni sau puni de sudură ce se formează între rugozitățile celor două suprafețe, aflate în contact sub sarcină și mișcare relativă.

Se manifestă prin deteriorarea stărilor inițiale a suprafețelor, prin apariția transferului de material de la o suprafață la alta și în ultimă instanță printr-o încălzire atât de accentuată, încât între suprafețe apar zone întinse de sudare, respectiv chiar la blocarea cuplei, situație limită cunoscută sub denumirea de *gripaj*.

Microjuncțiunile sau punile de sudură apar în condiții de încălzire și viteză relativă mare, corelată cu o ungere necorespunzătoare din punct de vedere cantitativ și calitativ, utilizarea unui cuplu de materiale neadecvat și un grad de prelucrare necorespunzător a suprafețelor în contact. Toate acestea conduc la încălziri locale ridicate, ca urmare a forțelor de frecare mari.

Gripajul poate fi evitat prin ungerea corespunzătoare din punct de vedere cantitativ și calitativ (utilizarea uleiurilor aditivat), utilizarea unui cuplu de materiale adecvat, prelucrarea corespunzătoare a suprafețelor în contact, tratament termic de suprafață (durificare) etc.

Uzura de aderență poate apărea: la asamblări demontabile, la lagurile cu alunecare (cupla fus - cuzinet), la ghidaje, glisiere, la cupla piston - cilindru, la transmisiile prin roți dințate, la variatoarele de turație, la sculele achietoare etc.

b) Uzura abrazivă – este determinată de prinderea între suprafețele în contact și mișcare relativă a unor particule dure din exterior sau de asperitățile dure ale uneia din suprafețele de contact.

Se manifestă prin urme disperse de microașchieri (zgârieturi) pe ambele suprafețe de contact sau numai pe suprafața piesei confecționată din material mai moale. Este specifică organelor active (brăzdare, cupe, ciocane etc.) ale mașinilor de lucru în medii abrazive, cuplurilor de frecare insuficient protejate (piston-cilindru,

lag re cu alunecare, rulmen i, angrenaje etc.) sau supuse direct ac iunii abrazive în prezen a mediului fluid (paletele pompelor, angrenaje etc.).

c) Uzarea de oboseal apare ca urmare a solicit rii ciclice a straturilor de suprafa în contact. Se manifest prin apari ia pe suprafe ele în contact a unor fisuri, ciupituri, exfolieri etc. Cauzele apari iei uz rii de oboseal sunt atât de natur mecanic (solicit ri ciclice) cât i de natur termomecanic (ocuri termomecanice corelate cu existen a frec rii). Fenomenul este puternic influen at de: lipsa de omogenitate a materialului la suprafa (incluziuni, dislocatii, defecte de turnare sau forjare etc.), rugozitatea suprafe elor, prezen a lubrifiantului (atât sub raport chimic cât i ca vîscozitate).

c.1. Ciupirea (pittingul) se manifest prin apari ia pe suprafe ele în contact a unor gropi e (ciupituri) vizibile cu ochiul liber.

Fenomenul are, drept origine primar , apari ia fisurilor de oboseal în stratul de suprafa . Formarea ciupiturilor are loc numai în prezen a lubrifiantului i la presiuni de contact mari, specifice contactelor hertziene; în aceste condit ii lubrifiantul va p -trunde în fisuri i prin efect de pan , va disloca mici particule de material, pân la apari ia gropi elor.

Domeniile frecvente de apari ie a pittingului: flancurile active ale din ilor ro ilor din ate, c ile de rulare i corpurile de rostogolire ale rulmen ilor, cupla cinematic cam -tchet, uruburile cu bile, c ile de rulare i bandajele ro ilor de cale ferat (în prezen a umezelii).

Pittingul poate r mâne sub o form incipient (mici pori, vârfuri de ac) i care pot sista în func ionare sau poate s se prezinte sub form mai grav – pittingul progresiv.

Ciupirea se poate evita prin alegerea corespunz toare a materialului prin tratamentul termic de durificare la suprafa a pieselor, prin utilizarea unui lubrifiant corespunz tor din punct de vedere al vîscozit ii.

c.2. Exfolierea reprezint o alt form de uzare prin oboseal a materialului. Se poate prezenta ca o desprindere a stratului de suprafa sub form de solzi mari provenind fie din pitting progresiv, fie din deform ri de oboseal .

d) Uzarea de coroziune este datorat , în principal, reac iei chimice a materialului suprafe elor cu mediul lubrifiant care con ine ap , substan e agresive etc. În prezen a sarcinii, a mi c rii relative i a for ei de frecare, uzarea de coroziune (tribo-coroziunea) se accentueaz ; de asemenea, ea este favorizat de uzarea abraziv .

Uzarea prin oxidare este un caz special de coroziune la care predomin reac ia chimic a suprafe elor metalice cu oxigenul sau cu mediul înconjur tor oxidant.

Coroziunea de fretare constituie un tip de coroziune tribochimic fiind datorat unui proces mixt de microalunec ri (pe distan e atomice) i de coroziune, care apare pe suprafe ele pieselor asamblate prin strângere.

Coroziunea chimic i tribocoroziunea se pot combate printr-o alegere judicioas a materialelor i prin limitarea, pe cât posibil, a mediului agresiv, a concentratorilor de tensiuni. Nu se combate prin lubrifiere.

e) Uzarea de cavita ie

Cavita ia î i are originea într-o aciune pulsatorie de natur hidrodinamic ; un mod de explicare este acela al desprinderilor locale ale lichidului prin sc derea pre-

siunii (vaporizare) și stabilirea ulterioară bruscă a contactului prin lovituri puternice; repetarea continuă a procesului conduce la detașarea particulelor de metal, care pot căpta un caracter distructiv, sensibil, ajutat de eventualele prezențe a substanțelor chimice active în mediul fluid.

5.3. MATERIALE DE UNGERE (LUBRIFIANȚI)

5.3.1. Rol funcțional. Proprietățile materialelor de ungere

În funcție de tipul agregatului, de condițiile de lucru și posibilitățile de întreținere, pentru ungere sunt folosite materiale lichide (uleiuri minerale, emulsiile, apa), semisolide (unsorile consistente), solide (grafitul, bisulfura de molibden etc.) și gazoase (aerul, alte gaze).

Rolul funcțional al materialelor de ungere este multiplu și anume:

- asigurarea peliculei portante între suprafețele aflate în mișcare relativă, constituind elementul de preluare a sarcinii;
- protecția suprafețelor împotriva contactului direct, diminuând pierderile prin frecare și uzare (frecarea la limită sau mixtă);
- evacuarea căldurii produse prin frecare sau rezultat din reacțiile chimice, prin fluxul de lubrifiant;
- protecția împotriva componentelor chimici activi, în principal O_2 , care determină formarea stratului de oxizi;
- evacuarea produselor de uzare și modificarea acestora;
- etanșarea, respectiv protecția împotriva prăznelii între suprafețele a particulelor dure din mediul exterior.

Aprecierea calităților materialelor destinate ungerii se poate face având în vedere următoarele proprietăți:

- vâscozitatea;
- capacitatea de ungere (onctuozitatea);
- greutatea specifică;
- punctul de inflamabilitate;
- punctul de ardere;
- punctul de aprindere;
- punctul de solidificare (congelare);
- emulsionabilitatea;
- conținutul de apă, acizi liberi, cenușă, impurități mecanice;
- stabilitatea chimică.

5.3.2. Uleiurile și aprecierea lor pe baza proprietăților

Uleiurile minerale sunt clasificate în STAS 871-81 pentru diferite utilizări în construcția de mașini (pentru motoare, pentru transmisii mecanice, pentru instalații hidraulice, turbine, pentru mecanică fină, pentru prelucrări, pentru tratamente etc.).

Pentru uleiuri, utilizate în cele mai variate condiții de temperatură, presiune, mediu ambiant, interesează toate proprietățile anterior amintite.

a) **Vâscozitatea** este proprietatea lubrifianțului prin care se caracterizează frecarea internă a acestuia. Nu reprezintă o mărime care indică calitatea lubrifianțului și prin ea se apreciază dacă lubrifianțul este corespunzător unui anumit scop, unor anumite condiții de exploatare.

În fizică și în tehnică se cunosc: vâscozitatea dinamică [η (μ)], vâscozitatea cinematică (ν) și vâscozitatea relativă sau tehnică ($^{\circ}E$ – grade Engler).

• **Vâscozitatea dinamică** a unui fluid în curgere laminară apare în legea lui Newton:

$$\eta = \frac{\tau}{\frac{dv}{dn}} \left[\frac{\frac{N}{m^2}}{\frac{m}{s}} \right] \left[\frac{N \cdot s}{m^2} \right]; \quad \frac{N \cdot s}{m^2} = 10P = 1.000 \text{ cP}$$

și se poate interpreta ca fiind forța necesară [N] pentru deplasarea relativă a două suprafețe din masa de fluid, având fiecare mărimea de 1 m^2 , separate printr-un strat de fluid de grosime egală cu 1 m , cu viteza relativă de 1 m/s .

• **Vâscozitatea cinematică** se exprimă ca raport între vâscozitatea dinamică și densitatea lubrifianțului:

$$\nu = \frac{\eta}{\rho} \left[\frac{N \cdot s / m^2}{Kg / m^3} \right] \left[\frac{N \cdot s / m^2}{N \cdot s^2 / m^4} \right] \left[\frac{m^2}{s} \right]; \quad 1 \text{ cSt} = 10^{-6} \frac{m^2}{s}$$

• **Vâscozitatea relativă** se măsoară în $^{\circ}E$ (grade Engler) și se determină ca raport între timpul de scurgere a aceleiași cantități de apă, respectiv de ulei, aflate la aceeași temperatură (de obicei $50^{\circ}C$).

Între vâscozitatea dinamică și cea relativă se poate scrie relația:

$$\eta \left[\frac{N \cdot s}{m^2} \right] = 10^{-4} \gamma \left[\frac{N}{dm^3} \right] \left[7,42 \cdot 10^6 E - \frac{6,44}{^{\circ}E} \right]$$

Majoritatea uleiurilor utilizate pentru ungere sunt medii newtoniene, ele supunându-se legii lui Newton ($\tau = \eta \cdot dv/dn$) până la temperatura corespunzătoare punctului de tulburare, după care devine lichid nenevtonian ($\tau = \eta_a \cdot dv/dn$; η_a – vâscozitate aparentă, dependentă de gradientul de viteză).

Vâscozitatea variază cu temperatura și presiunea.

Creșterea temperaturii determină scăderea considerabilă a vâscozității (fig. 5.8).

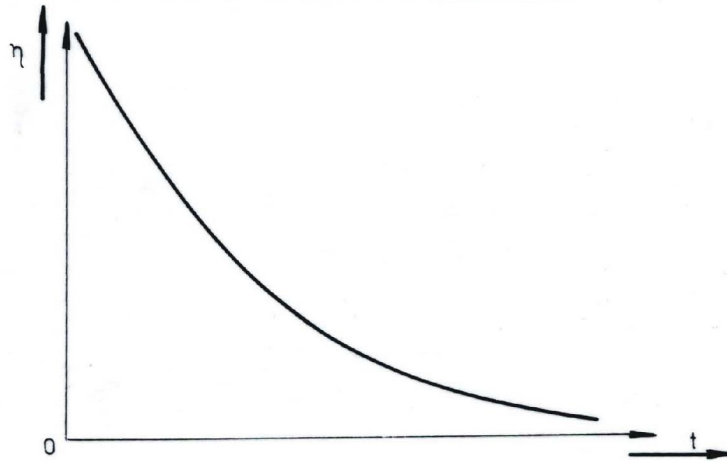


Fig. 5.8

Relația analitică, cea mai apropiată de realitate, prin care se exprimă dependența $\eta = f(t)$ prin linii drepte este:

$$\eta = k e^{-\frac{A}{t+\theta}}, \quad k, A, \theta - \text{constante caracteristice naturii lubrifiantului.}$$

Prin logarimare:

$$\log \eta = \log k + 0,434 \frac{A}{t+\theta} \quad \text{sau}$$

$$y = \log k + 0,434 A \cdot x.$$

Vâscozitatea influențează în mod hotărâtor capacitatea portantă a filmului (peliculei) de lubrifiant, deci variația puternică a vâscozității cu temperatura are efect direct asupra posibilității de încălzire a organelor de mașini (lag re, roți din ate etc.).

Sunt de preferat uleiurile cu o variație cât mai redusă a vâscozității cu temperatura, deoarece nu modifică sensibil regimul de funcționare într-un interval larg de temperaturi.

La proiectare se impun cunoscute: temperatura în regim stabil de funcționare și valoarea vâscozității lubrifiantului la această temperatură.

Relația analitică cel mai frecvent utilizată pentru exprimarea dependenței vâscozității de presiune este:

$$\eta_p = \eta_0 e^{A'(p/p_0)^{-1}}$$

în care:

η_p și η_0 sunt vâscozitatea dinamică la presiunea p , respectiv la presiunea atmosferică p_0 ;

A' – coeficient caracteristic pentru dependența vâscozității de presiune, dar a cărei valoare depinde și de temperatură; experimental: $A' = 0,005$.

Tot experimental s-a constatat că presiunile sub $(350...400) \text{ N/cm}^2$ nu influențează semnificativ vâscozitatea; efectul devine important la valori foarte mari

ale presiunii (contacte hertziene liniare – roți din ate sau contacte punctiforme – rulmenți etc.). În acest caz, creșterea vâscozității contribuie la menținerea prezenței filmului aderent de lubrifianți, foarte subțire și a capacității lui de a prelua sarcina exterioară.

Se precizează însă că majorarea vâscozității datorită presiunii este mult atenuată de creșterea simultană a temperaturii, motiv pentru care în aplicațiile practice această dependență se poate neglija.

b) *Capacitatea de ungere* (onctozitatea) este proprietatea uleiurilor cu caracter polar de a adera și a crea straturi moleculare puternic fixate pe suprafețele metalice, concomitent cu o rezistență redusă la alunecare. Nu există criterii de apreciere cantitativă a acestei proprietăți a lubrifianților. Prezintă o importanță deosebită în formarea regimului de frecare limită sau mixt (fluid + limită) în situații dificile de frecare sau la presiuni foarte ridicate.

c) *Greutatea specifică* (γ) dă un indiciu asupra originii și purității uleiului. Nu caracterizează nici calitățile de ungere, nici durabilitatea uleiului. Relații caracteristice:

$$\gamma_t = \gamma_{20^\circ\text{C}} \left[1 - 6,5(t - t_0)10^{-4} \right] \quad \text{- variația greutății specifice cu temperatura}$$

$$\gamma_p = \gamma_{p_0} \left[1 + 4,5(p - p_0)10^{-5} \right] \quad \text{- variația greutății specifice cu presiunea.}$$

d) *Punctul de inflamabilitate* corespunde temperaturii la care uleiul încălzit, la presiunea atmosferică, se aprinde în mod trecător sub acțiunea unei flăcări străine. Pentru uleiurile minerale punctul de inflamabilitate este cuprins între 150...200°C.

Această caracteristică este importantă pentru alegerea uleiurilor pentru motoarele cu ardere internă, compresoare etc. și mai puțin importantă pentru uleiurile de transmisii mecanice, uleiurile pentru lagere etc.

e) *Punctul de ardere* corespunde temperaturii la care uleiul, odată aprins, continuă să ardă de la sine. Valoarea acestuia este cu 20-60°C mai ridicată decât cel de inflamabilitate.

Punctul de inflamabilitate și punctul de ardere nu sunt în dependență cu calitățile de ungere ale uleiurilor, ci depind de compoziția chimică.

f) *Punctul de aprindere* corespunde temperaturii la care vaporii de ulei se aprind de la sine.

g) *Punctul de solidificare (congelare)* corespunde temperaturii la care uleiul, sub greutatea proprie, nu mai poate curge în mod vizibil. Interesează în mod deosebit pentru uleiurile de la mașinile ce lucrează sub zero grade: avioane, locomotive, autovehicule, mașini frigorifice etc.

h) *Emulsionabilitatea* este proprietatea uleiului de a se amesteca cu apa caldă, formând emulsie, și de a nu se separa ulterior.

$$i) \text{ Conținutul de impurități } \begin{cases} \text{ap} & \text{(scade onctozitatea)} \\ \text{acizi liberi} & \text{(favorizează coroziunea)} \\ \text{cenu} & \text{(favorizează uzura)} \\ \text{impurități mecanice} & \text{(rupe filmul, uzură abrazivă)} \end{cases}$$

j) *Stabilitatea chimică* reprezintă capacitatea de a nu reacționa cu oxigenul din aer. În timp, calitățile uleiului scad datorită oxidărilor, fenomenul purtând denumirea

de „îmb trânirea” lubrifianului, motiv pentru care, îndeosebi la ungerea în circuit închis, uleiul trebuie schimbat periodic.

Alegerea corect a uleiului concură la obținerea performanței și duratei maxime de funcționare a cuplurilor de frecare și deci, implicit, a acestora. Pentru aceasta se vor lua în discuție:

- proprietățile lubrifianului, îndeosebi vâscozitatea, onctuozitatea, punctul de inflamabilitate, punctul de solidificare, emulsionabilitatea și stabilitatea chimică ;
- tipul mașinii (motoare, de lucru etc.);
- condițiile de funcționare (temperatură, mediu etc.);
- metoda de ungere (circuit închis, circuit exterior, prin picurare etc.);
- momentul utilizării (rodaj sau funcționare normală).

Calitățile uleiurilor se pot îmbunătăți prin:

- tratare cu aer cald (70 – 120°C) sau cu descărcări electrice, rezultând așa-numitele uleiuri voltolizate;
- aditivare.

Aditivii sunt substanțe chimice care îmbunătățesc calitățile de ungere ale uleiurilor și unsoților consistente, proprietățile de frecare și rezistența la uzare a suprafețelor.

Principalele tipuri de aditivi sunt:

- cu acțiune asupra vâscozității (mărirea acesteia și micșorarea variației acesteia cu temperatura) și asupra punctului de congelare;
- cu acțiune asupra onctuozității și adsorbției (menținerea ungerii la presiuni ridicate, evitarea frecării uscate);
- cu acțiune antioxidantă a uleiului (simultan reduce și pericolul de oxidare a suprafețelor metalice);
- cu acțiune antispumantă ;
- cu acțiune detergent-dispersant (menținerea corpurilor străine în suspensie);
- cu acțiune antigripantă, autiuzantă ;
- aditivi polifuncționali (detergenți, anticongelanți, antioxidanți, EP);
- aditivi de extremă presiune (EP).

Sunt folosite și uleiurile compunodate (ulei mineral + ulei vegetal sau animal ≈ 1 ... 10%).

Pentru lubrifierea în condiții de vacuum se vor folosi uleiuri și unsoți consistente din care s-au extras componentele cu greutate moleculară redusă și cărora li se adaugă aditivi care formează straturi protectoare pe suprafețele metalice.

5.3.3. Unsoți consistente. Caracteristici

Unsoțile consistente sunt dispersii de s p unuri metalice (Ca, Na, Li, Ba, Al) în uleiuri minerale (uleiuri naftenice) sau în lichide uleioase (STAS 4951- 81 – clasificare).

Caracteristica principală a unsoților consistente este punctul de picurare, reprezentat de temperatura la care unsoarea începe să picure sub acțiunea propriei sale greutate.

Calitatea unsoții este cu atât mai bună cu cât punctul de picurare este mai ridicat, ungerea fiind totuși asigurată la temperatura de exploatare.

Comparativ cu uleiurile, unsoarele consistente prezint urm toarele *dezavantaje*:

- stabilitate structural sczut ;
- nu pot fi utilizate la orice tura ii (îndeosebi cele mari);
- capacitatea de ungere dispore la temperaturi extreme;
- au frecare intern mai mare, motiv pentru care nu pot fi utilizate la aparate sensibile;
- înlocuirea se poate realiza numai dup demontarea i sp larea pieselor unse.

Utilizarea unsoarelor consistente determin urm toarele *avantaje*:

- asigur etan eitate împotriva p trunderii impurit ilor;
- înlocuirea se realizeaz mult mai rar;
- o mai bun aderen la suprafe ele în contact, îndeosebi la preluarea de sarcini cu oc i la func ionare intermitent ;
- construc ie mai simpl a lag relor etc.

5.3.4. Lubrifian i solizi

Lubrifian i solizi sunt utili în condi ii severe de frecare (temperatur , presiuni de contact). Sunt utiliza i îndeosebi:

- **bisulfura de molibdeu** (MoS_2) folosit îndeosebi ca aditiv (în dispersie) în uleiuri sau unsoare consistente, sub form de straturi superficiale la rodaj sau încorporat ca adaos în piesele din materiale plastice; nu se utilizeaz peste 445°C ;

- **grafitul** se utilizeaz îndeosebi în condi ii severe de temperatur ; sub form coloidal în ulei des vâr e te rodajul; se utilizeaz încorporat în materiale plastice folosite pentru cuzine ii lag relor cu alunecare;

- **s punurile metalice** – stearate de Ca, Na, Al, Mg, acizi gra i solizi (acid stearic, acid palmitic), cerurile sintetice, talcul – se utilizeaz sub form de solu ie aplicate pe suprafe e;

- **teflonul** – utilizat sub form de straturi sub iri aplicate pe suprafe ele în contact.

ORGANE DE REZEMARE (LAG RE)

Lag rele sunt organe de ma ini complexe care asigur rezemarea osiilor i arborilor astfel încât ace tia se pot roti continuu sau alternant. În timpul func ion rii, lag rul trebuie s asigure, în principal, rezisten a mecanic i rigiditatea necesar pentru a putea prelua reac iunea determinat de sarcinile cu care sunt înc rcate osiile i arborii. Datorit mi c rii relative dintre elementele componente ale lag rului apare frecarea, respectiv înc lzirea, motiv pentru care lag rul trebuie s asigure, în aceea i m sur , i rezisten a termic .

Lag rele pot fi clasificate dup urm toarele criterii (fig. 6.1):

a. Dup **felul mi c rii relative**: *lag re cu alunecare* (a), *lag re cu rostogolire* sau *rulmeni* (b) i *lag re hibride* sau *compuse* (c).

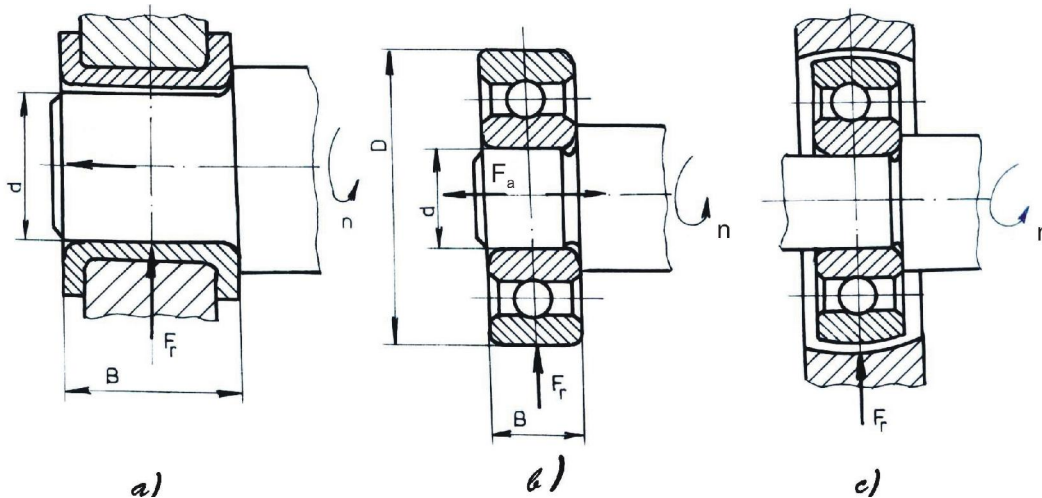


Fig. 6.1

b) Dup **direc ia reac iunii preluate**: *lag re radiale*, *lag re axiale*, *lag re combinate* (radial-axiale sau axial-radiale).

c) Dup **regimul de frecare**: *lag re cu frecare uscat i limit* , *lag re cu frecare mixt* , *lag re cu frecare fluid* .

Lag rele cu frecare fluid , larg utilizate în construc ia de ma ini, se pot subclasi ca, în func ie de modul în care se realizeaz filmul de fluid, corelat cu natura lubri-fiantului utilizat, în: *lag re hidrodinamice i gazodinamice* (lag rele cu alunecare), *lag re cu ungere elastohidrodinamic* (rulmeni i unele lag re cu

alunecare cu cuzine \bar{i} din material plastic), *lag re hidrostatice* \bar{i} *gazostatice*, *lag re cu ungere hibrid* .

6.1. LAG RE CU ALUNECARE

6.1.1. Caracterizare. Criterii de clasificare

Lag rele cu alunecare sunt alc tuite, în principal, din *fusul arborelui*, *cuzinet* (piesa care vine în contact direct sau prin intermediul unui film de lubrifiant cu fusul) \bar{i} *corpul lag rului*. Ele se caracterizeaz prin \bar{m} carea relativ de alunecare dintre fus \bar{i} cuzinet.

Lag rele cu alunecare se pot clasifica, pe lâng criteriile b \bar{i} c anterior enun ate, \bar{i} dup urm toarele criterii:

- Dup forma suprafe ei de frecare: *lag re cilindrice* (d.1), *lag re conice* (d.2), *lag re sferice* (d.3), *lag re cu suprafa de frecare plan* (d.4).

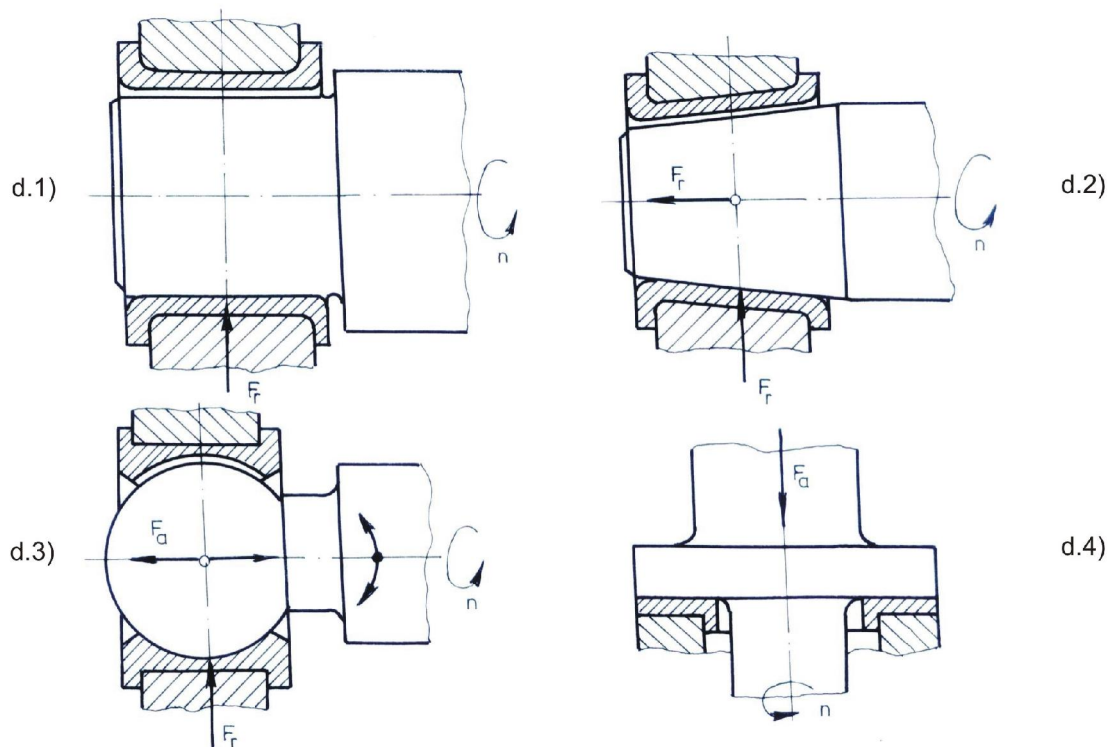


Fig. 6.2

- Dup pozi ia pe osie sau arbore (fig. 6.3): *lag r cu alunecare de cap t* (L1) \bar{i} *lag r cu alunecare intermediar* (L2).

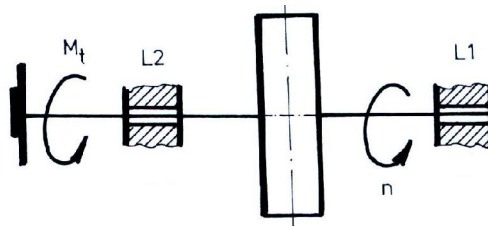


Fig. 6.3

- După modul de rezemare: lag re cu rezemare rigid (v. fig. 6.2, d.1, d.2, d.4), lag re cu rezemare elastic, lag re cu rezemare oscilant (d.3).
- După felul mișcării de rotație: lag re cu mișcare de rotație complet, lag re cu mișcare oscilant.

6.1.2. Lag re cu alunecare funcționând în regim de frecare uscat, limit sau mixt

La proiectarea sau verificarea lag relor funcționând în regim de frecare tehnic – uscat (mai rar întâlnit în aplicațiile practice), limit sau mixt (ambele întâlnite la lag rele hidrodinamice în momentul opririi și pornirii și la lag rele unse cu unsori consistente) trebuie urmate următoarele etape:

- calculul de rezistență a fusului;
- calculul la presiune de contact al cuzinetului;
- calculul la încălzire a lag rului;
- calculul la uzare a lag rului.

Calculul se va realiza admitând următoarele ipoteze:

- presiunea de contact dintre fus și cuzinet este uniform distribuit longitudinal și circumferențial; nu se ține seama de influența jocului din lag r și de efectul uzurii;
- coeficientul de frecare se consideră cunoscut și cu valoare constantă; forțele de frecare se calculează după legea frecării uscate (Amontons – Coulomb);
- întreaga putere consumată prin frecare se transformă în căldură, care se evacuează numai prin corpul lag rului, neglijându-se prezența lubrifiantului.

6.2. LAG RE RADIALE

6.2.1. Lag rul radial – cilindric de capăt

a1. *Calculul fusului la încovoiere.* Se consideră fusul încastrat în arbore (fig. 6.4); secțiunea de încastrare este situată la saltul de diametru ($d \rightarrow d_0$) realizat cu raza de curbă ρ_0 .

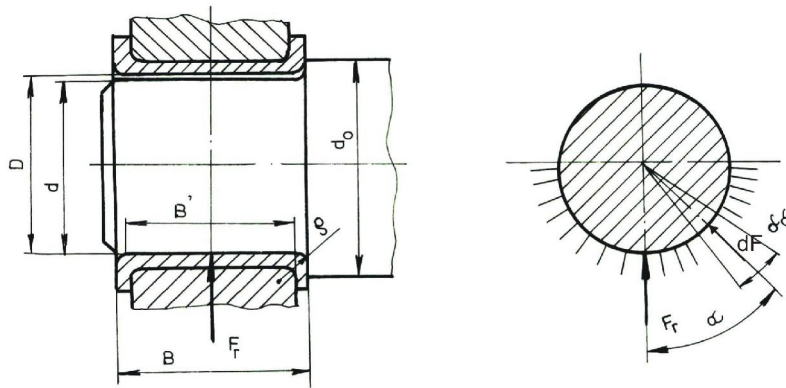


Fig. 6.4

- Verificare:

$$\sigma_i = \frac{M_i}{W_i} = \frac{F_r \cdot \frac{B}{2}}{\frac{\pi d^3}{32}} \leq \sigma_{a_{III}} = \frac{\sigma_{-1}}{c_r}; \quad c_r = 2,5K_4$$

- Dimensionare

Se recomand dimensionarea lag rului din condi ia de rezisten la încovoiere a fusului pentru lag re lungi: $\frac{B'}{d} \approx \frac{B}{D} \geq 1,2$

$$d = \sqrt[3]{\frac{16F_r}{\pi\sigma_{a_{III}}} \cdot \left(\frac{B}{D}\right)}; \quad B = d \cdot \left(\frac{B}{D}\right); \quad \frac{B}{D} - \text{ales.}$$

a.2. Verificarea la oboseal se va realiza în sec iunea saltului de diametru unde solicitarea este maxim , iar concentratorul de tensiuni este considerat prin coeficientul $\beta_{k\sigma} = f(d_o/d, p/d)$.

$$c_\sigma = \frac{1}{\frac{\beta_{k\sigma}}{\epsilon_\sigma \cdot \gamma} \cdot \frac{\sigma_v}{\sigma_{-1}}} \geq c_a = 1,5; \quad \sigma_v = \frac{F_r \cdot \frac{B}{2}}{\frac{\pi}{32}d^3} = \sigma_{i_{max}}$$

Dac rela ia de verificare nu este satisf cut , se pot lua urm toarele m suri:
 - diminuarea efectului de concentrare a tensiunilor prin majorarea razei de curbur (atât cât este posibil);
 - majorarea diametrului fusului;
 - schimbarea materialului cu un material cu rezisten la oboseal (σ_{-1}) mai ridicat .

b. Verificarea cuzinetului la presiune de contact

$$F_r = 2 \int_0^{\frac{\pi}{2}} p_m \cdot B' \frac{d}{2} \cdot \cos \alpha \cdot d \alpha \approx p_m \cdot BD; \quad B' \approx B \quad i \quad d \approx D$$

$$p_m = \frac{F_r}{B \cdot D} \leq p_a;$$

unde presiunea de contact admisibil p_a se alege în funcție de materialul cuzinetului și ansamblul din care face parte lagrul.

Pentru lagrele scurte, $\frac{B}{D} < 1,2$, se recomandă ca dimensionarea să se realizeze din condiția de strivire a cuzinetului:

$$D = \sqrt{\frac{F_r}{p_a} \cdot \frac{1}{B/D}}; \quad B = \left(\frac{B}{D}\right) \cdot D$$

Observație: Se precizează că acest calcul are un caracter convențional deoarece distribuția reală de presiuni la contactul fus-cuzinet este dependentă de: mrima jocului din lagr, materialul cuzinetului, starea de ungere și de gradul de uzare.

c. Calculul la încălzire

Calculul termic al lagrului constă în determinarea temperaturii medii de funcționare (t_m), cu ajutorul bilanșului termic:

$$\mu F_r \cdot v = KA(t_m - t_o)$$

din care se obține:

$$t_m = \frac{\mu F_r v}{KA} + t_o \leq t_a = 80^\circ \text{C},$$

unde:

K – coeficient global de transfer de căldură corp lagr – mediu ambiant;

A – suprafața exterioră a lagrului ce participă la transferul de căldură.

$$v = \pi D n / 60 \times 10^3 \text{ [m/s]}.$$

d. Calculul la durabilitate (la uzare)

Volumul de material uzat din cuzinet (V_u) se poate exprima cu relația:

$$V_u = k F_r \cdot l$$

în care este distanța parcursă în mișcare relativă a fusului față de cuzinet, în perioada de funcționare impusă, iar k este un factor de proporționalitate, dependent de cuplul de materiale și de condițiile de ungere date. Exprimând forța radială F_r în funcție de presiunea medie, iar lungimea parcursă în funcție de viteză, se ajunge la relația:

$$V_u = k p_m \cdot B \cdot D \cdot v L_h = k^* p_m v$$

în care $k^* = k B D L_h$. Pentru un volum de uzare acceptat și o durată de funcționare L_h [ore] impusă, va rezulta valoarea admisibilă a produsului presiune medie – viteză $(p_m v)_a$. Deci calculul la durabilitate va consta în compararea produsului $(p_m v)_{ef}$ cu produsul $(p_m v)_a$.

$$(p_m v)_{ef} \leq (p_m v)_a$$

În cazul lag-ului radial – cilindric cu rotație completă, viteza periferică este

$$v = \pi D n \text{ [m/s]}$$

dacă n este exprimat în rot/s, iar în cazul mișcării oscilante,

$$v = \pi D v \alpha / 90$$

unde α este amplitudinea exprimată în grade, iar v este frecvența de oscilație, în Hz.

Pentru un raport diametral $\left(\frac{B}{D}\right)$ adoptat se poate face dimensionarea lag-ului din considerente de durabilitate (uzare):

$$B \text{ [mm]} = \frac{\pi n F_r}{(\rho_m v)_a} \cdot 10^{-3} \quad \text{i} \quad D = B / \left(\frac{B}{D}\right).$$

6.2.2. Lag-ului cilindric intermediar

Deosebirea față de lag-ului de capăt constă în aceea că fusul este solicitat compus: încovoiere și răsucire simultan:

$$\sigma_i = \frac{F_r \cdot \frac{B}{2}}{\frac{\pi}{32} D^3} \quad \text{i} \quad \tau_t = \frac{M_t}{\frac{\pi}{16} D^3},$$

respectiv $\sigma_{ech} = \sqrt{\sigma_i^2 + 4\tau_t^2} \leq \sigma_{a_{III}}$

În acest caz, predimensionarea fusului se va face din condiția de solicitare la răsucire, considerând simultaneitatea încovoierei prin adoptarea unor valori reduse pentru rezistența admisibilă la răsucire:

$$d = 3 \sqrt[3]{\frac{16 M_t}{\pi \tau_{at}}}; \quad \tau_{at} = (15 \text{K} 30) \text{N/mm}^2$$

După stabilirea raportului B/D , respectiv a lungimii fusului l , se impune verificarea la solicitare compus.

6.3. LAG RE AXIALE

În cazul lag-urilor axiale funcționând în regim de frecare uscată, limitată sau mixtă, suprafața de frecare este, de regulă, plană. Considerând lag-ului cu suprafața de frecare circulară plină (fig. 6.5,a), din relația uzurii: $u = k \mu p v = k \mu p \omega r_x$, rezultă

presiunea de contact fus-cuzinet variabilă: $p r_x = \frac{u}{k \mu \omega} = ct = c$ i $p = \frac{c}{r_x}$, cu

valoare maximă la $r_x = 0$.

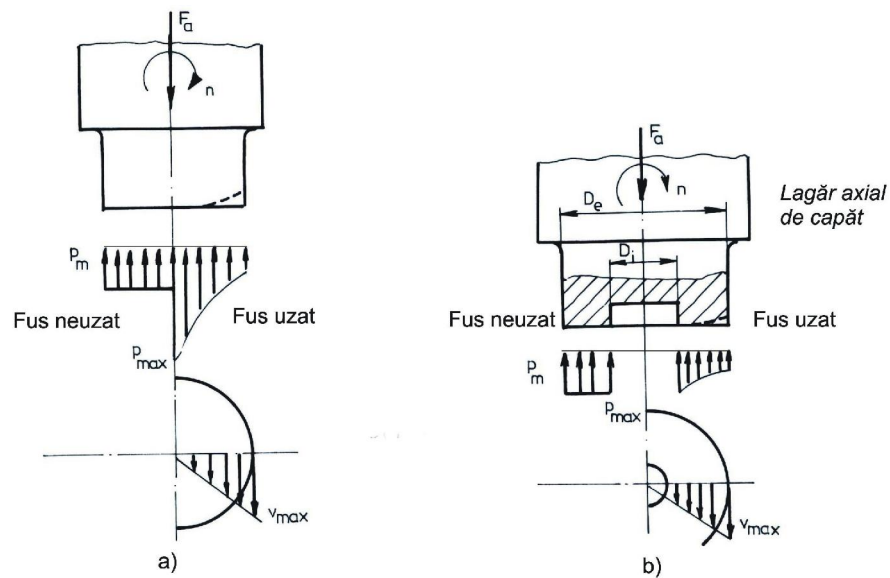


Fig. 6.5

Din această cauză lubrifianțul este expulzat dintre fus și cuzinet, lucru confirmat de uzura apreciabilă a fusului. Din acest motiv, cât și din necesitatea constructivă în cazul lagurilor axiale intermediare, suprafața de frecare este, de obicei, plan inelar (fig. 6.5, b).

a) *Calculul de rezistență a patinei.* Se impune numai în cazul lagurii axiale intermediare când patina se realizează sub formă de guler (inel), dintr-o bucată cu arborele, de grosime h (fig. 6.6). Se face calculul la încovoiere în secțiunea de încastrare în corpul arborelui:

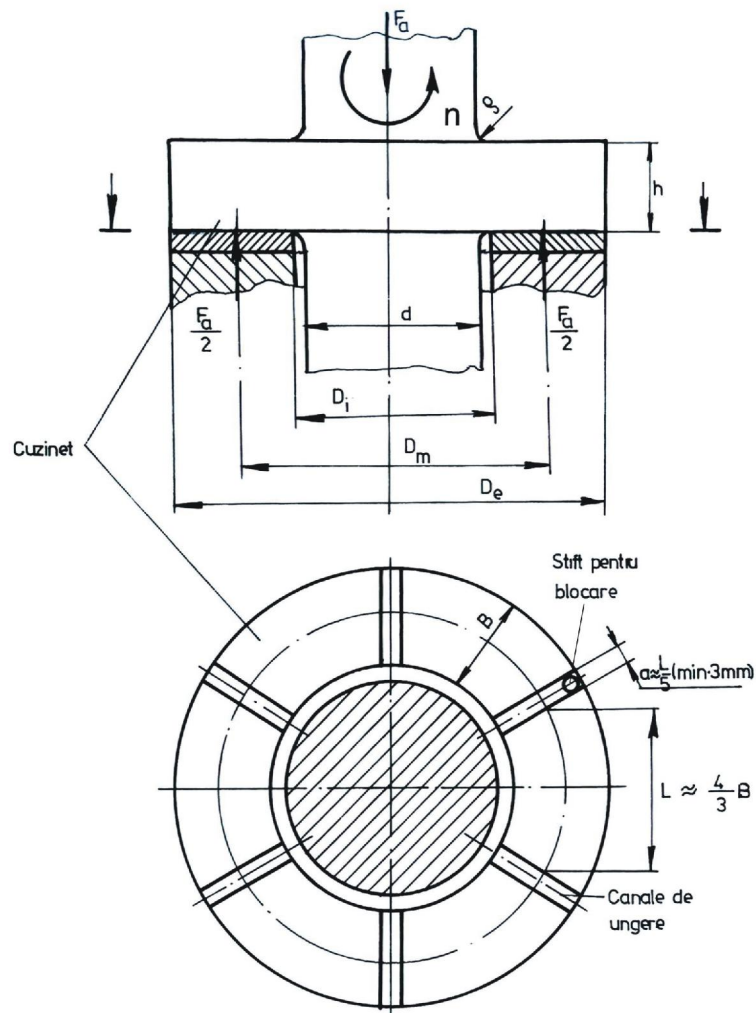


Fig. 6.6

Verificare

Dimensionare

$$\sigma_i = \frac{M_i}{W_i} = \frac{F_a \frac{D_m - d}{2}}{\frac{\pi d \cdot h^2}{6}} \leq \sigma_{ai} \quad , \quad \text{din care rezult} \quad h = \sqrt{\frac{3F_a(D_m - d)}{\pi d \sigma_{ai}}}$$

unde σ_{ai} - se va alege cu valori mai reduse deoarece încovoierea are loc într-o sec iune în care exist un concentrator de tensiuni (saltul de diametru).

b) *Calculul la presiune de contact a cuzinetului*

$$\text{Verificare} \quad p_m = 4F_a / \pi(D_e^2 - D_i^2) \varphi = F_a / \pi D_m B \varphi \leq p_a$$

în care $\varphi = 0,8...0,9$ este coeficientul de utilizare a suprafe ei datorit prezen ei canalelor de ungere.

Dimensionare

$$D_e = \sqrt{4F_a / \pi(1 - \beta^2) p_a \phi}$$

în care: $\beta = D_i / D_e = 0,4K0,6$ și p_a se va alege în funcție de cuplul de material fus-cuzinet.

c) *Calculul termic*

$$\mu F_a v_m = kA(t_m - t_o)$$

$$t_m = \frac{\mu F_a v_m}{kA} + t_o \leq t_a,$$

în care $v_m = \frac{\pi D_m n}{60 \times 10^3}$ [m/s].

d) *Calculul la durabilitate.* Const în determinarea produsului $(\rho_m v_m)_{ef}$ și compararea acestuia cu produsul $(\rho_m v_m)_a$: $(\rho_m v_m)_{ef} \leq (\rho_m v_m)_a$.

6.4. LAG RE CU ALUNECARE FUNCȚIONÂND ÎN REGIM HIDRODINAMIC

6.4.1. Bazele teoretice ale ungerii hidrodinamice

Complexul de fenomene fizice referitoare la lubrifiție, în forma analitic cea mai generală, valabil atât pentru lichide cât și pentru gaze, implică nu numai analiza procesului hidrodinamic propriu-zis sub aspectul portanței și al debitului de lubrifiant, ci și analiza producerii și evacuării căldurii. Ca urmare, rezolvarea acestei probleme presupune soluționarea unui sistem de 8 ecuații format din:

- trei ecuații ale cantității de mișcare (Navier-Stokes);
- ecuația conservării energiei ($m = ct$ pentru T – temperatură);
- ecuația conservării masei;
- ecuația de dependență a vâscozității lubrifiantului de p și T ;
- ecuația de dependență a coeficientului de conductivitate termică cu temperatura și presiunea;
- ecuația de stare a fluidului (lubrifiantului).

Rezolvarea unui asemenea sistem de ecuații, dintre care o parte sunt neliniare, este legată de dificultăți matematice nestăpânite până în prezent, motiv pentru care s-au abordat aspecte mai simple și cu acceptarea unor ipoteze simplificatoare.

Pentru calculul lag relor cu alunecare pe baza teoriei hidrodinamice sunt acceptate următoarele ipoteze (fig. 6.7):

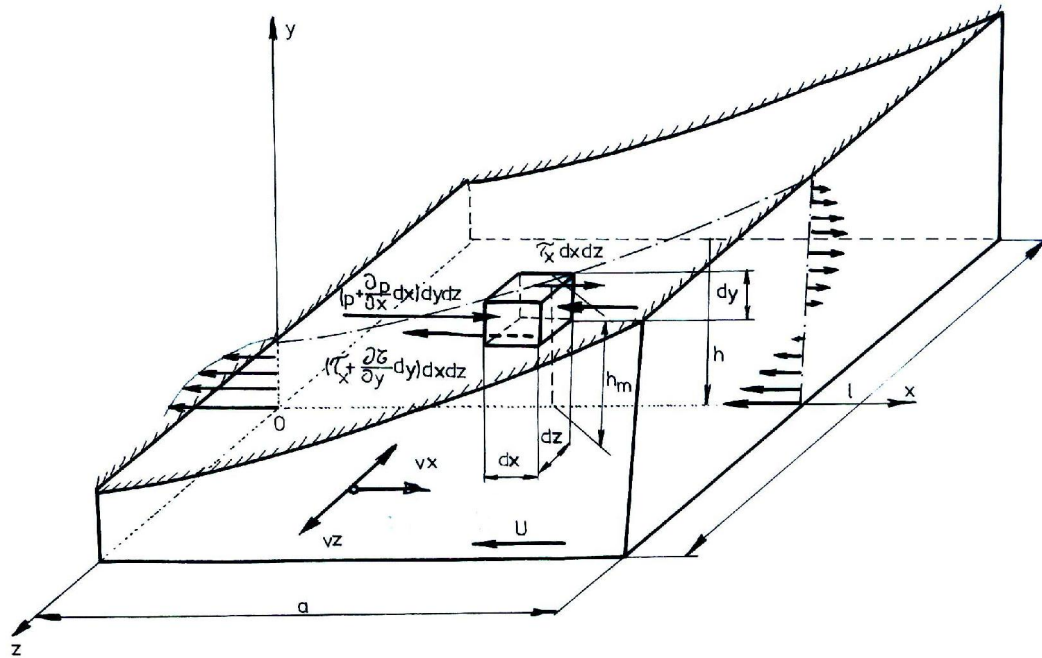


Fig. 6.7

- a) existen a frec rii fluide;
- b) curgerea lubrifiantului are loc în regim laminar, fenomene sta ionare;
- c) lubrifiantul este practic incompresibil;
- d) for ele de iner ie i cele gravita ionale sunt mici, deci practic neglijabile în raport cu for ele rezultate din ac iunea presiunii i vâscozității;
- e) vîscozitatea este dependent numai de temperatur ;
- f) în limea h a peliculei de lubrifiant este foarte mic în raport cu celelalte dimensiuni ($h \ll a$, respectiv $h \ll l$), motiv pentru care curgerea pe direc ia y se poate neglija în raport cu cele pe direc iile x i z ;
- g) transportul de c ldur are loc, în principal, prin circula ia lubrifiantului i prin conductivitate pe direc ia y , celelalte posibilit i fiind neglijate;
- h) fusul i cuzinetul sunt rigide i lipsite de rugozit i;
- i) intersti iul dintre cele dou suprafe e are geometrie variabil i este continuu plin cu lubrifiant;
- j) viteza relativ suficient de mare între cele dou suprafe e.

În aceste condi ii ecua iile de echilibru de for e pentru elementul de lubrifiant considerat, scrise pentru direc iile ox , oy i oz , vor fi:

$$\left(p + \frac{\partial p}{\partial x} dx \right) dy dz - p dy dz - \left(\tau_x + \frac{\partial \tau_x}{\partial y} dy \right) dx dz + \tau_x dx dz = 0$$

$$\left(p + \frac{\partial p}{\partial z} dz \right) dx dy - p dx dy - \left(\tau_z + \frac{\partial \tau_z}{\partial y} dy \right) dx dz + \tau_z dx dz = 0$$

$$\frac{\partial p}{\partial y} = 0$$

Respectiv:

$$(A) \quad \frac{\partial p}{\partial x} = \frac{\partial \tau_x}{\partial y} \quad \text{în care:} \quad (B) \quad \tau_x = \eta \frac{\partial v_x}{\partial y}$$

$$\frac{\partial p}{\partial z} = \frac{\partial \tau_z}{\partial y} \quad \tau_z = \eta \frac{\partial v_z}{\partial y}$$

La aceste ecuații se mai adaugă :

- ecuația de conservare a energiei

$$(C) \quad \rho \left(v_x \frac{\partial E}{\partial x} + v_z \frac{\partial E}{\partial z} \right) - \frac{1}{A} \frac{\partial}{\partial y} \left(\lambda \frac{\partial T}{\partial y} \right) = \eta \left[\left(\frac{\partial v_x}{\partial y} \right)^2 + \left(\frac{\partial v_z}{\partial y} \right)^2 \right]$$

- ecuația de conservare a masei

$$(D) \quad \frac{\partial v_x}{\partial x} + \frac{\partial v_z}{\partial z} = 0$$

- ecuația de dependență a vâscozității de temperatură

$$(E) \quad \eta = \eta(T)$$

Considerând numai relațiile (A) și (B) se obține:

$$\frac{1}{\eta} \frac{\partial p}{\partial x} = \frac{\partial^2 v_x}{\partial y^2}$$

$$(A + B) \quad \frac{\partial p}{\partial y} = 0$$

$$\frac{1}{\eta} \frac{\partial p}{\partial z} = \frac{\partial^2 v_z}{\partial y^2}$$

Ca urmare a neglijării curgerii lubrifianului pe direcția y se pot considera p , $\partial p / \partial x$ și $\partial p / \partial z$ invariabile pe această direcție. În consecință, dubla integrare a relațiilor (A + B) conduce la:

$$(F) \quad v_x = \frac{1}{2\eta} \frac{\partial p}{\partial x} y^2 + C_1 y + C_2$$

$$v_z = \frac{1}{2\eta} \frac{\partial p}{\partial z} y^2 + C_3 y + C_4$$

Cu ajutorul condițiilor la limită :

$$\begin{aligned} - \text{pentru } y = 0: & \quad v_x = -u \quad \text{și} \quad v_z = 0 \\ - \text{pentru } y = h: & \quad v_x = 0 \quad \text{și} \quad v_z = 0 \end{aligned}$$

Valorile constantelor de integrare rezultă :

$$C_2 = -u ; \quad C_1 = \frac{u}{h} - \frac{1}{2\eta} \cdot \frac{\partial p}{\partial x} \cdot h$$

$$C_4 = 0 ; \quad C_3 = -\frac{1}{2\eta} \frac{\partial p}{\partial z} \cdot h$$

iar ecuațiile vitezelor (F) iau forma:

$$(G) \quad v_x = -\left(\frac{u}{h} + \frac{1}{2\eta} \frac{\partial p}{\partial x} y\right)(h-y)$$

$$v_z = -\frac{1}{2\eta} \frac{\partial p}{\partial z} y(h-y)$$

Pentru a obține valori concrete ale vitezelor lubrifianului este necesar cunoașterea variației grosimii peliculei de fluid: $h = h(x, z)$.

Debitele unitare de lubrifian pe direcțiile principale de curgere, x și z (fig. 6.8), se pot determina cu relațiile:

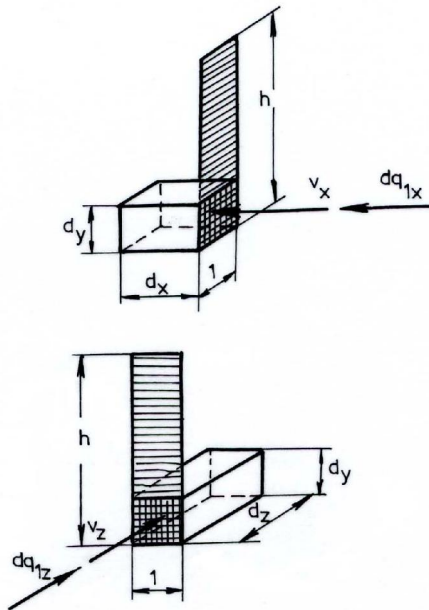


Fig. 6.8

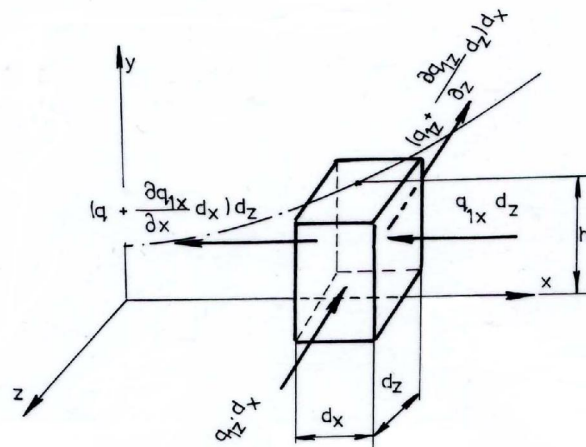


Fig. 6.9

$$dq_{1x} = v_x \cdot dy \cdot 1 \quad \text{sau} \quad q_{1x} = \int_0^h v_x dy \cdot 1 \quad q_{1x} = -\left(\frac{h^3}{12\eta} \cdot \frac{\partial p}{\partial x} + \frac{uh}{2}\right)$$

$$dq_{1z} = v_z \cdot dy \cdot 1 \quad \text{sau} \quad q_{1z} = \int_0^h v_z dy \cdot 1 \quad q_{1z} = -\left(\frac{h^3}{12\eta} \cdot \frac{\partial p}{\partial z}\right)$$

Aplicând legea continuității (fig. 6.9):

$$q_{1x}dz + q_{1z}dx = \left(q_{1x} + \frac{\partial q_{1x}}{\partial x} dx \right) dz + \left(q_{1z} + \frac{\partial q_{1z}}{\partial z} dz \right) dx$$

$$(H) \quad \frac{\partial q_{1x}}{\partial x} + \frac{\partial q_{1z}}{\partial z} = 0$$

Ecua ia (H) înlocuie te ecua ia (D) din sistemul ini ial.

Înlocuind ecua iile debitelor unitare q_{1x} i q_{1z} , în rela ia (H), se ob ine:

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{h^3}{\eta} \frac{\partial p}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(\frac{h^3}{\eta} \frac{\partial p}{\partial z} \right) + 6u \frac{\partial h}{\partial x} = 0$$

care reprezint ecua ia hidrodinamic de baz cunoscut sub numele de *ecua ia lui Reynolds*.

Sub form general , ecua ia poate fi integrat dac sunt cunoscute:

$$h = h(x, z), \eta = \eta(x, z).$$

Calculul lag relor de alunecare, pe baza ecua iei Reynolds astfel stabilit , este corect numai dac for a preluat de lag r este static (regim sta ionar) i nu este deci valabil pentru lag re supuse la viteze sau for e variabile în timp, situa ii în care trebuie considerate i efectele de portan ce se ob in prin mi carea de apropiere a suprafe elor.

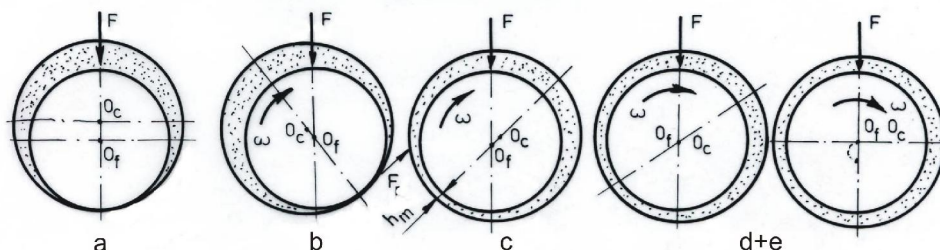
6.4.2. Lag re radiale hidrodinamice

6.4.2.1. Generarea filmului autoportant. Condi iile necesare i suficiente pentru generarea filmului autoportant (respectiv a ungerii fluide în regim hidrodinamic), în cazul lag relor hidrodinamice, sunt (fig. 6.10, a – contact metalic, respectiv frecare tehnic uscat sau la limit , b – pozi ia fusului imediat dup pornire, când for a F_f determin urcarea fusului pe cuzinet în direc ia opus mi c rii, c – pozi ia fusului dup pornire, datorit aderen ei lubrifiantului se formeaz filmul portant care determin deplasarea în sensul mi c rii, d i e – cre terea tura iei determin cre terea grosimii minime a filmului de lubrifiant h_m ; dac F scade i ω cre te, atunci O_f tinde s se suprapun peste O_c):

- existen a unui joc diametral (dimensiunea efectiv a cuzinetului mai mare decât cea a fusului); ($J = D - d$);

intersti iul fus-cuzinet continuu umplut cu lubrifiant de o anumit vâscozitate (η);

mi care relativ fus-cuzinet cu vitez suficient de mare (de obicei se rote te fusul iar cuzinetul este în repaos).



a. Pozi ia fusului în repaus; la contactul fus-cuzinet sunt condi ii de frecare uscat sau la limit .

- b. Poziția fusului imediat după pornire; F_f determină "urcarea" fusului pe cuzinet în direcția opus mișcării.
- c. Poziția fusului în regim stabil de funcționare; datorită frecării mai mici, fusul "urcă" pe cuzinet în direcția mișcării.
- d+e. Creșterea turației în direcția încercării conduce la tendința suprapunerii celor două centre

Fig. 6.10

6.4.2.2. Parametrii caracteristici. În cazul lag-urilor radiale, hidrodinamice, complete (360°), cu o singură zonă portantă, parametrii geometrici caracteristici sunt (fig. 6.11):

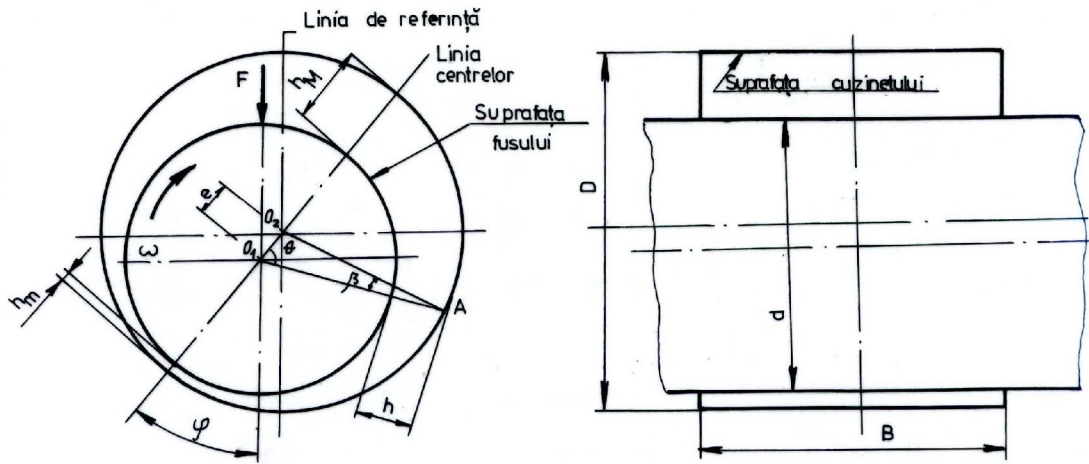


Fig. 6.11

- D - diametrul cuzinetului;
- d - diametrul fusului;
- B - lățimea lag-urii (cuzinetului);
- h_m - grosimea minimă a filmului de lubrifiant;
- h_M - grosimea maximă a filmului de lubrifiant;
- e - excentricitatea;
- φ - unghiul de atitudine.

Grosimea filmului de lubrifiant într-o secțiune oarecare:

$$\left(\Delta O_1O_2A : O_1O_2 = e; O_1A = \frac{d}{2} + h; O_2A = \frac{D}{2} \right):$$

$$\frac{d}{2} + h = e \cos \theta + \frac{D}{2} \cos \beta; \quad \beta \ll \theta; \quad \beta \downarrow \cos \beta \cong 1$$

$$h = \frac{D-d}{2} + e \cos \theta \quad h = J/2 + e \cos \theta$$

Pentru $\theta = 180^\circ$ rezultă : $e + h_m = J/2$.

Cu scopul generalizării rezultatelor ce se obțin prin rezolvarea ecuației Reynolds, se utilizează următoarele caracteristici adimensionale:

- $\frac{B}{D}$ - raportul diametral sau alungirea relativ a cuzinetului;
- $\psi = \frac{J}{D}$ - jocul relativ din lag r;
- $\varepsilon = \frac{e}{J/2} = \frac{2e}{J}$ - excentricitatea relativ ;
- $\delta = \frac{h_m}{J/2} = \frac{2h_m}{J}$ - grosimea minim relativ a filmului de lubrifiant.

Cu aceste nota ii, rela ia particular ($\theta = 180^\circ$) dintre excentricitate, grosimea minim a filmului de lubrifiant i jocul din lag r, devine:

$$\varepsilon + \delta = 1$$

Grosimea adimensional a filmului de lubrifiant într-o sec iune oarecare va fi:

$$\frac{h}{J/2} = \frac{J/2}{J/2} + \frac{e}{J/2} \cos \theta \quad \bar{h} = 1 + \varepsilon \cos \theta$$

Variabilele care intervin în ecua ia Reynolds (ecua ia presiunilor) sunt adimensionalizate astfel:

$$\bar{x} = \theta; \quad \bar{z} = \frac{z}{B/2} = \frac{2z}{B}; \quad \bar{h} = \frac{h}{J/2} = \frac{2h}{J}; \quad \bar{p} = p \psi^2 / \eta n.$$

Utilizând aceste nota ii adimensionale, ecua ia Reynolds pentru lag re radiale cap t forma:

$$\begin{aligned} x = R\theta = \frac{D}{2}\theta &\Rightarrow \partial x = \frac{D}{2}\partial\theta & p &= \frac{\eta n}{\psi^2} \bar{p} \\ z = \frac{D}{2}\bar{z} &\Rightarrow \partial z = \frac{D}{2}\partial\bar{z} & \partial p &= \frac{\eta n}{\psi^2} \partial\bar{p} \\ h = \frac{J}{2} \cdot \bar{h} = \frac{\psi D}{2} \bar{h} &\Rightarrow \partial h = \frac{\psi D}{2} \partial\bar{h} \end{aligned}$$

$$\frac{\partial}{\frac{D}{2}\partial\theta} \left[\frac{\psi^3 D^3}{8} (1 + \varepsilon \cos \theta)^3 \cdot \frac{1}{\eta} \frac{\eta n}{\psi^2} \frac{\partial\bar{p}}{\frac{D}{2}\partial\theta} \right] + \frac{\partial}{\frac{B}{2}\partial\bar{z}} \left[\frac{\psi^3 D^3}{8} (1 + \varepsilon \cos \theta)^3 \cdot \frac{1}{\eta} \frac{\eta n}{\psi^2} \frac{\partial\bar{p}}{\frac{B}{2}\partial\bar{z}} \right] + 6\pi D n \cdot \frac{\psi D}{2} \frac{\partial(1 + \varepsilon \cos \theta)}{\frac{D}{2}\partial\theta} = 0$$

$$\frac{\partial}{\partial\theta} \left[(1 + \varepsilon \cos \theta)^3 \frac{\partial\bar{p}}{\partial\theta} \right] + \left(\frac{D}{B} \right)^2 \frac{\partial}{\partial\bar{z}} \left[(1 + \varepsilon \cos \theta)^3 \frac{\partial\bar{p}}{\partial\bar{z}} \right] + 12\pi \frac{\partial(1 + \varepsilon \cos \theta)}{\partial\theta} = 0$$

$$\frac{\partial}{\partial \theta} \left[(1 + \varepsilon \cos \theta)^3 \frac{\partial \bar{p}}{\partial \theta} \right] + \left(\frac{D}{B} \right)^2 \frac{\partial}{\partial \bar{z}} \left[(1 + \varepsilon \cos \theta)^3 \frac{\partial \bar{p}}{\partial \bar{z}} \right] + 12\pi \frac{\partial (1 + \varepsilon \cos \theta)}{\partial \theta} = 0$$

Integrarea ecuației Reynolds presupune următoarele precizări (ipoteze de lucru):

a) Interstiul fus-cuzinet este alcătuit dintr-o zonă *portantă*, în care presiunile sunt superioare presiunii mediului ambiant și o zonă *neportantă*, în care presiunea este constantă și egală cu presiunea mediului ambiant (fig. 6.12).

b) Zona portantă începe din secțiunea de grosime maximă a filmului de lubrifiant ($\theta = 0$) și se termină în secțiunea de grosime h_e ($\theta = \theta_e$), unde gradientul circumferențial al presiunii este zero ($\partial \bar{p} / \partial \theta = 0$).

c) Lubrifiantul ocupă integral interstiul fus-cuzinet în zona portantă, iar fluxul (curgerea) de lubrifiant este dirijat atât circumferențial cât și axial.

d) În zona neportantă fluxul de lubrifiant este numai circumferențial, iar interstiul fus-cuzinet este ocupat, de obicei, parțial de lubrifiant.

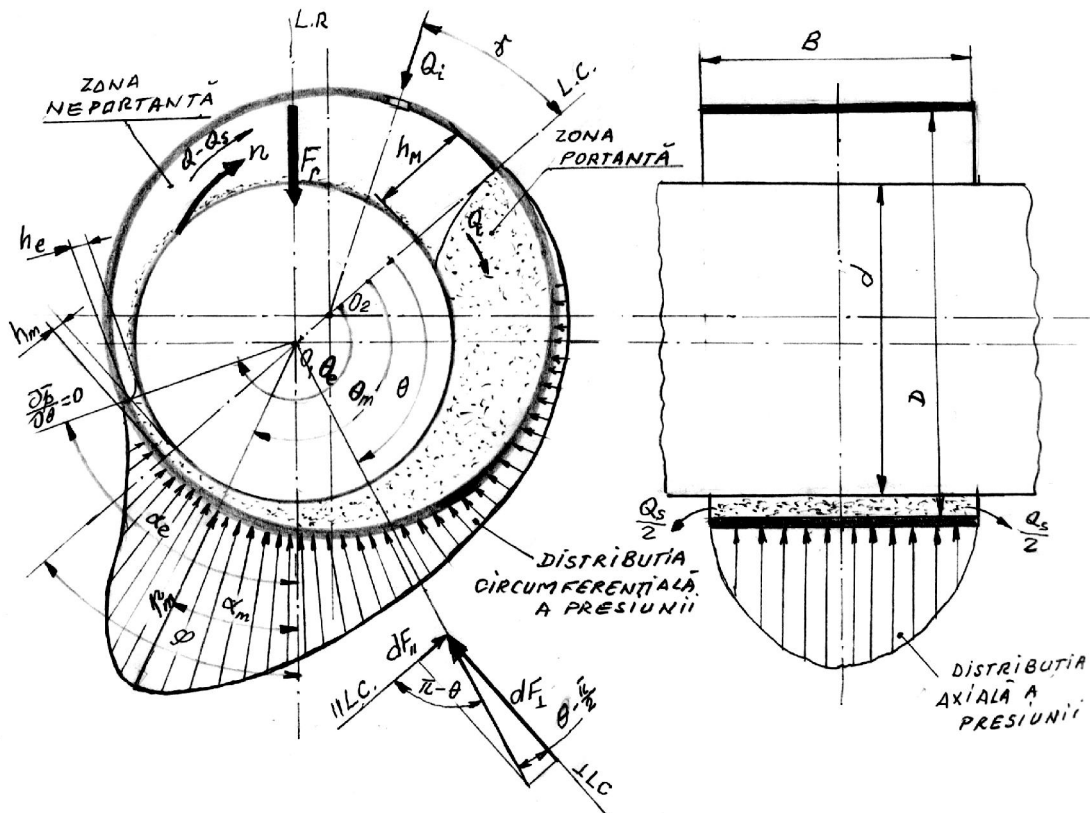


Fig. 6.12

6.4.2.3. Calculul filmului autoportant al lag-ului radial. Pentru calculul de proiectare sau verificare a filmului autoportant este necesar parcurgerea următoarelor etape:

A. Calculul grosimii minime a filmului de lubrifiant

Pentru stabilirea grosimii minime a filmului de lubrifiant este necesar cunoașterea dependenței dintre forța care încarcă lagrul și parametrii geometrici și funcționali ai lagrului. Forța portantă și unghiul de atitudine se pot obține prin integrarea distribuției de presiuni pe zona portantă după două direcții: linia centrelor și perpendiculara pe aceasta (fig. 6.13):

$$F_{Ic} = \frac{1}{2} \int_0^{\theta_e} \int_{-\frac{B}{2}}^{+\frac{B}{2}} p \cdot D \cos(\pi - \theta) d\theta \cdot dz \quad F_p = \frac{1}{2} \int_0^{\theta_e} \int_{-\frac{B}{2}}^{+\frac{B}{2}} p \cdot D \cos\left(\theta - \frac{\pi}{2}\right) d\theta \cdot dz$$

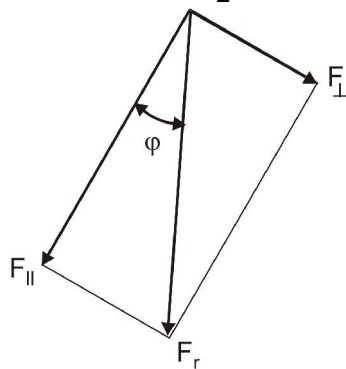


Fig. 6.13

În acest fel, forța portantă și unghiul de atitudine se vor calcula cu relațiile (în ipoteza distribuției uniforme a presiunii pe direcție axială – Oz):

$$F_r = \sqrt{F_{II}^2 + F_{\perp}^2} \quad \text{și} \quad \varphi = \arctg \frac{F_{\perp}}{F_{II}}$$

Utilizând notațiile adimensionale și presiunea medie $p_m = F_r / (BD)$, relațiile anterioare conduc, pentru B finit, la coeficientul de portanță:

$$C_p = \frac{\eta n}{\rho_m \psi^2} = f_1\left(\delta, \frac{B}{D}\right)$$

dependent de grosimea minimă relativă a filmului și alungirea relativă a cuzinetului. Din această relație se poate determina grosimea minimă relativă a filmului de lubrifiant:

$$\delta = f_1^*\left(C_p, \frac{B}{D}\right)$$

Deoarece integrarea ecuației Reynolds și rezolvarea integralelor anterioare ridică probleme dificile, chiar în cazul unor ipoteze simplificatoare, pentru proiectare sunt folosite tabele sau grafice, care exprimă dependența $f_1^*\left(C_p, \frac{B}{D}\right) = \delta$ (fig. 6.14).

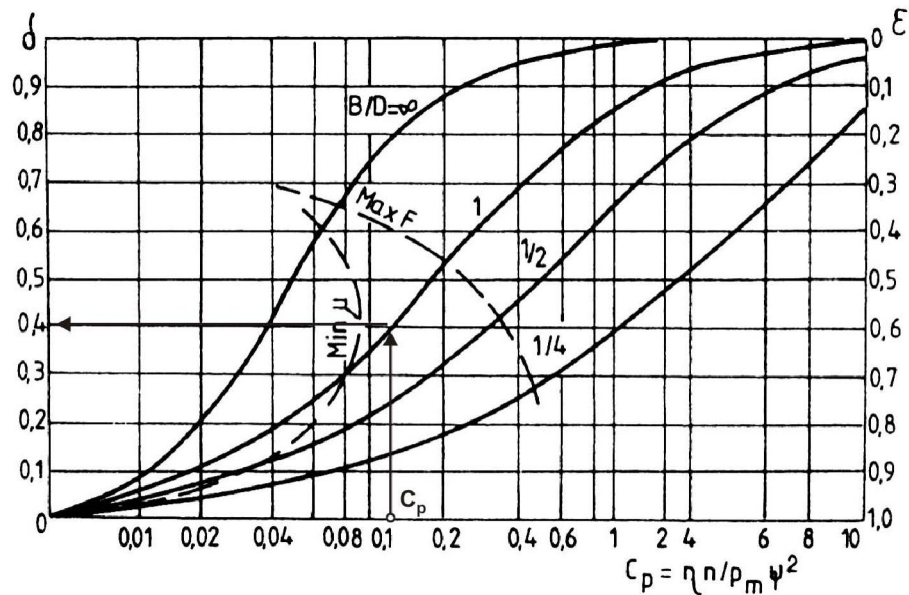


Fig. 6.14.

Fiind cunoscut sarcina din lag r (F_r), tura ia fusului (n) i destina ia lag rului (se aleg B/D , ψ i lubrifiantul - η), se poate calcula coeficientul de portan (C_p), respectiv se determin , din diagram , grosimea minim relativ (δ) a filmului de lubrifiant, dup care se poate calcula grosimea minim a filmului de lubrifiant :

$$h_m = \psi \delta (D/2) \geq h_a$$

Pentru a se asigura func ionarea în regim de frecare fluid , grosimea minim h_m trebuie s fie mai mare decât o valoare admisibil , h_a , care este func ie, în prin-cipal, de rugozitatea suprafe elor i de materialul cuzinetului, dar i de gradul de fil-trare a lubrifiantului:

$$h_a = k_m (R_{\max \text{ fus}} + R_{\max \text{ cuzinet}})$$

în care $k_m < 1$, coeficient dependent de materialul cuzinetului.

Concomitent se poate calcula i excentricitatea fusului:

$$\varepsilon = 1 - \delta, \quad \text{respectiv} \quad e = \varepsilon \psi \frac{D}{2}.$$

Pentru o func ionare stabil a fusului în lag r : $\varepsilon \geq \varepsilon_a = 0,2K0,3$.

Stabilitatea fusului depinde de rigiditatea filmului.

B. Calculul debitului de sc p ri de lubrifiant

Debitul de lubrifiant necesar (Q_i) este determinat de debitul de sc p ri laterale (Q_s). Din condi ia de continuitate rezult : $Q_i = Q_s$. Se define te *coeficientul de debit*.

$$C_Q = Q/D^2 B \psi n = f_2(C_p, B/2), \quad \text{în care} \quad q_x = Q = \int_{-\frac{B}{2}}^{+\frac{B}{2}} q_{1x} dz$$

cu ajutorul curii se poate calcula debitul de lubrifianc circumferențial în secțiunea de grosime maximă a interstiului fus cuzinet (fig. 6.15):

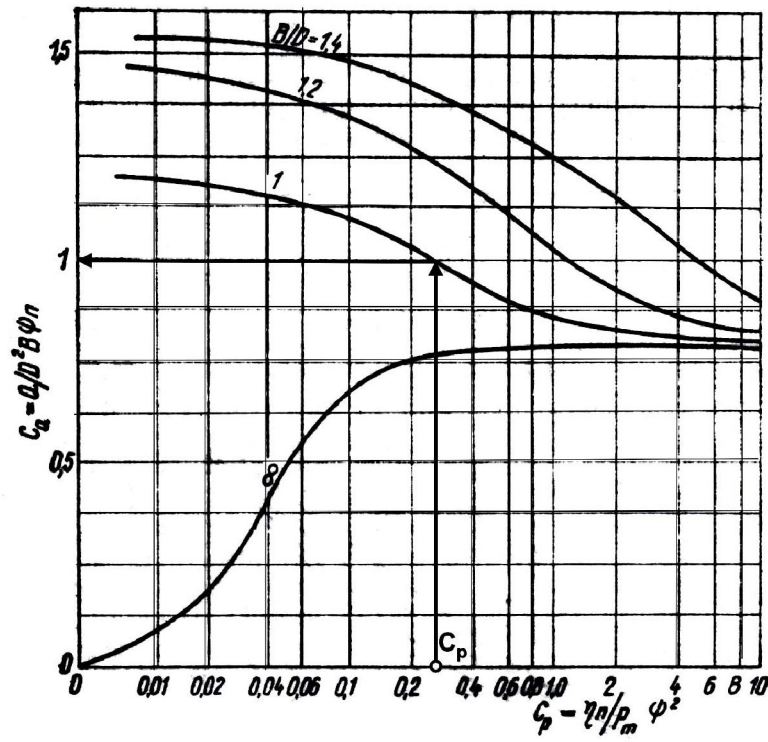


Fig. 6.15

$$Q = C_Q D^2 B \psi n$$

Similar se definește coeficientul de debit de scări laterale:

$$C_{Q_s} = Q_s / D^2 B \psi n = f_3(C_p, B/D), \quad \text{în care} \quad q_z = Q_s = \int_0^{\theta_e} q_{1z} d\theta$$

cu ajutorul curii se poate calcula debitul de scări laterale Q_s (fig. 6.16).

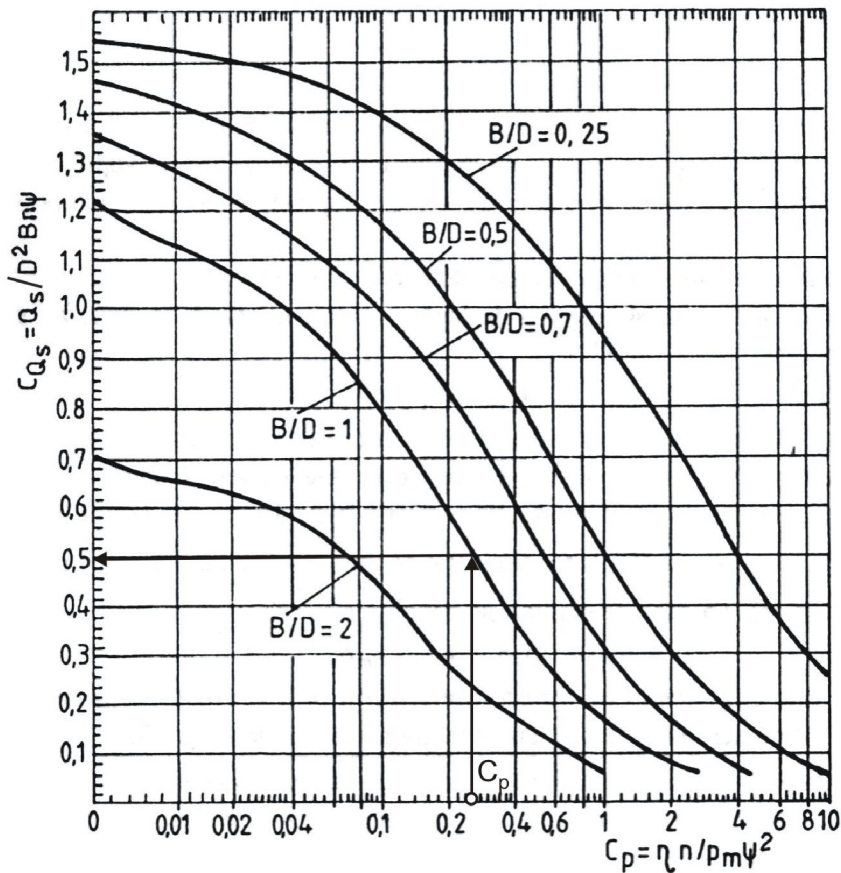


Fig. 6.16

C. Calculul termic

Încalzirea lag-ului se datorează frecării dintre straturile de lubrifianți din filmul autoportant, motiv pentru care calculul termic are la bază evaluarea puterii pierdute (consumate) prin frecare. Forța de frecare se poate calcula prin integrarea tensiunilor tangențiale pe întreaga suprafață a filmului portant:

$$F_f = \int_0^{\theta_e} \int_{-\frac{B}{2}}^{\frac{B}{2}} \tau d\theta dz$$

Se definește un coeficient de frecare convențional

$$\mu_f = \frac{F_f}{F_r}$$

care, raportat la jocul relativ din lag-ur, reprezintă coeficientul puterii consumate prin frecare

$$C_f = \frac{\mu_f}{\psi} = \frac{F_f}{\psi F_r} = \frac{P_f / \pi D n}{\psi F_r} = P_f / \psi \pi D F_r n = f_4 \left(C_p, \frac{B}{D} \right)$$

Cunoscând dependența $C_f = f_4 \left(C_p, \frac{B}{D} \right)$ se poate determina puterea consumată prin frecare (fig. 6.17):

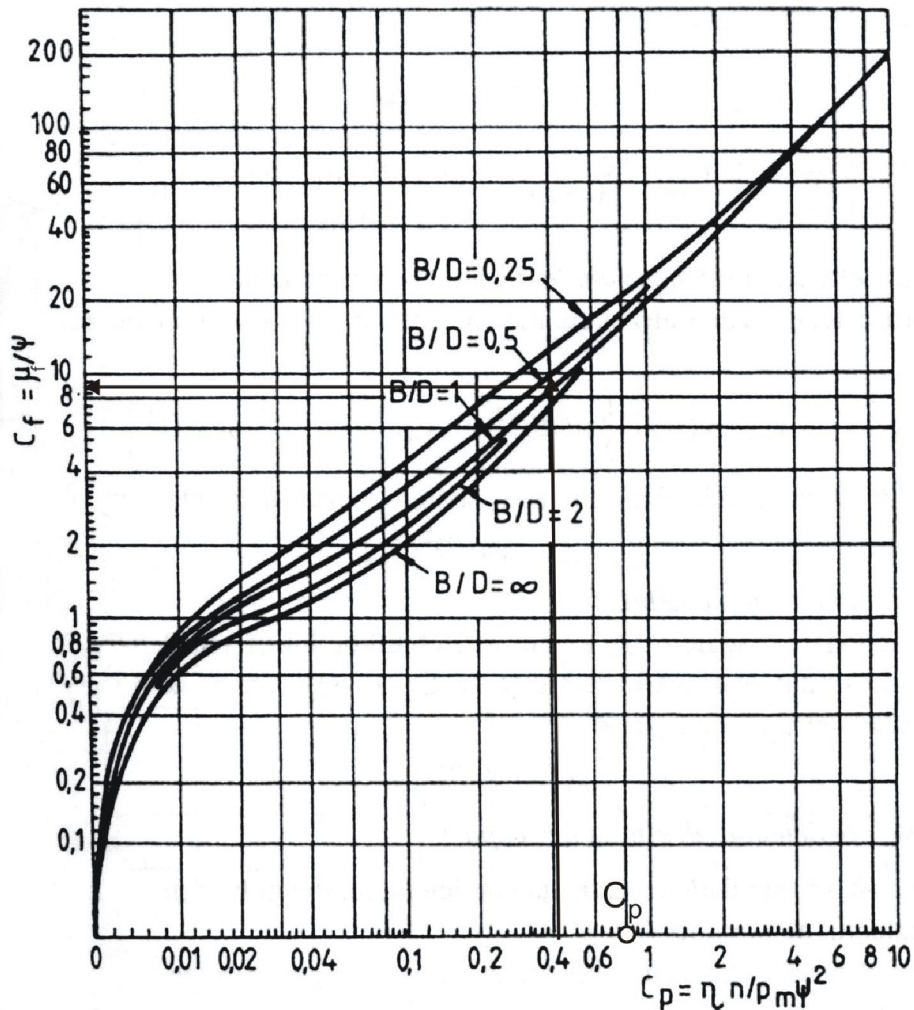


Fig. 6.17
 $P_f = C_f \psi \pi D n F_r$

Temperatura filmului de lubrifianț, pentru regimul staționar de funcționare, se poate calcula prin intermediul bilanțului termic global:

$$P_f = P_c + P_a + P_l$$

în care:

- P_c - cantitatea de căldură evacuată prin corpul lag-ului;

• P_a - cantitatea de cldur evacuat prin corpul arborelui; evaluarea acestui termen poate fi făcut corect numai dac sunt cunoscute toate datele despre ansamblul din care face parte lagrul. În unele cazuri (mai ini i utilaje termice), lagrul poate primi cldur prin intermediul arborelui, deci termenul P_a are valoare negativ. În cazul lagrelor de uz general, P_a se neglijeaz, nefiind st pânite toate datele necesare;

• P - cantitatea de cldur evacuat prin lubrifiant. Acest termen devine preponderent în cazul când ungerea se realizeaz în circuit exterior ($Q_s \gg Q$) cu r cire natural sau forat a lubrifiantului introdus în lagrul. În aceste condi ii P_c i P_a pot fi neglija i.

Neglijând numai termenul P_a , ecua ia de bilan termic global se poate scrie sub forma:

$$P_f = KA_c (t - t_o) + Q_s \rho_l c_l (t_e - t_i)$$

în care:

- K - coeficient global de transfer termic prin carcasa lagrului;
- A_c - aria exterioar a carcasei lagrului care particip la transferul termic (cunoscut sau evaluat);
- t - temperatura filmului de lubrifiant;
- t_o - temperatura mediului ambiant;
- Q_s - debitul de sc p ri laterale;
- ρ - densitatea lubrifiantului;
- c - cldura specific a lubrifiantului;
- t_e - temperatura de ie ire a lubrifiantului din lagrul;
- t_i - temperatura de intrare a lubrifiantului în lagrul.

Se poate calcula temperatura filmului de lubrifiant (t) în urm toarele ipoteze (problema este mult mai complex deoarece unele elemente din rela ie sunt func ie de t):

- dac instala ia de ungere este prev zut cu instala ie de r cire forat ;

$$t_e - t_i = (20K 40)^\circ C$$

dac r cirea lubrifiantului este natural ;

$$t_e - t_i = (10K 20)^\circ C$$

În aceste condi ii, având estimat diferen a ($t_e - t_i$), se poate calcula temperatura medie a lubrifiantului.

Pentru aflarea temperaturii t_e i t_i se pot utiliza urm toarele rela ii de corelare:

$$t_e = t + \frac{t_e - t_i}{2} \quad \text{dac} \quad P_c \ll P_l \quad \text{i} \quad t_e \approx t \quad \text{dac} \quad P_c \approx P_l$$

Atunci când instalația de ungere este termostată ($t_i = t_o$ cunoscut), se poate determina temperatura medie a lubrifiantului, cu considerarea uneia din relațiile anterioare.

6.4.3. Calculul lag-urilor radiale hidrodinamice

Date inițial cunoscute (de proiectare): F_r [N], n [rot/min], d [mm], t_o [°C], ansamblul din care face parte lag-urul proiectat.

Observație. Dacă diametrul fusului nu este cunoscut, acesta va fi predimensionat din condiția de rezistență a fusului sau a cuzinetului (vezi lag-urile cu frecare uscată, limită sau mixt).

Date alese: raportul B/D , jocul relativ ψ [%], η [N·s/m²] la temperatura de lucru estimată pentru lag-urul proiectat, t [°C], temperatura de intrare a uleiului în lag-ur t_{in} .

Observații:

- toate aceste elemente se vor alege având în vedere ansamblul din care face parte lag-urul proiectat;

- unii dintre parametrii anteriori pot să fie impuși chiar în tema de proiectare (de exemplu: lubrifiantul, raportul B/D);

- raportul B/D se va alege în funcție de coeficientul de portanță – fig. 6.18, a);

- jocul relativ se va alege în funcție de viteza periferică a fusului – fig. 6.18, b);

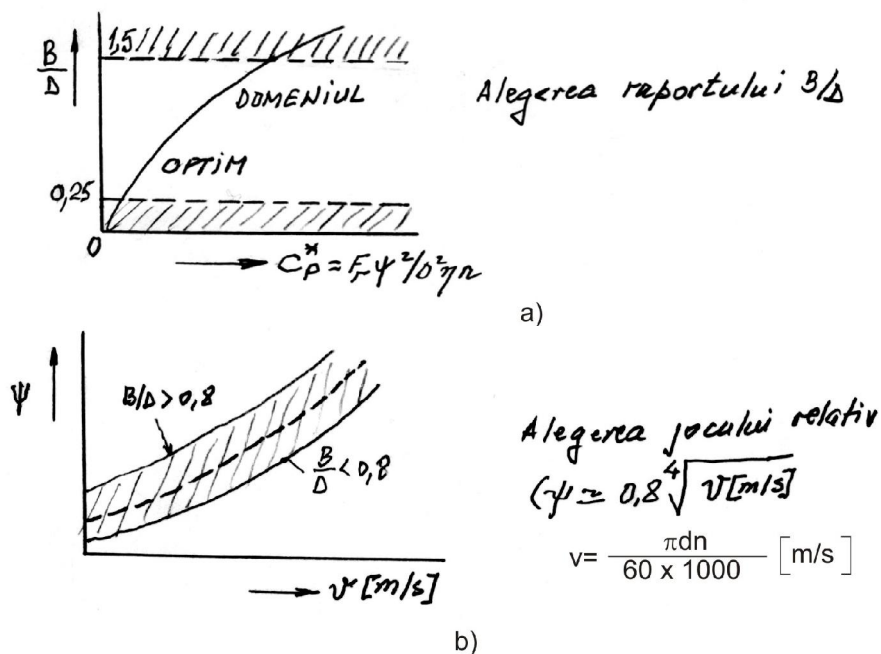


Fig. 6.18

Interdependența parametrilor caracteristici ai unui lag-ur radial cu alunecare, hidrodinamic este redată în fig. 6.19.

Variația parametrilor	Efectul variației			
	h_m	P_f	t	Q_s
$D \nearrow$	\nearrow	\nearrow	\nearrow	\nearrow
$B \nearrow$	\nearrow	\nearrow	\nearrow	\searrow
$\Psi \nearrow$	$\nearrow \searrow$	\searrow	\searrow	\searrow
$F_r \nearrow$	\searrow	\nearrow	\nearrow	\nearrow
$n \nearrow$	\nearrow	\nearrow	\nearrow	\searrow
$\eta \nearrow$	\nearrow	\nearrow	\nearrow	\searrow

Fig. 6.19

Pentru obținerea unei soluții optime, calculul se va desfășura, în paralel, pentru mai multe valori ale parametrilor aleși.

1. Calculul grosimii minime a peliculei de lubrifianț

- se calculează coeficientul de portanț

$C_{p_k} = \frac{\eta_k n}{\rho_m \psi_k^2}$ unde $k = 1, 2, \dots, n$ (numărul valorilor pentru care se efectuează calculul);

- se determină din tabele sau din graficul $\delta = f_1^*(C_{p_k}; B/D)$, direct sau prin interpolare, valoarea grosimii minime relative a peliculei de lubrifianț;

- se calculează grosimea minimă relativă a peliculei de lubrifianț:

$$h_{m_k} = \delta_k \psi_k \frac{D}{2} \geq h_a.$$

Observație: Calculul se va continua numai pentru variantele care satisfac această condiție.

2. Calculul debitului de lubrifianț (de scări laterale)

- se determină din tabel sau din graficul $C_{Q_{s_k}} = Q_{s_k} / D^2 B n \psi_k = f_3\left(C_p, \frac{B}{D}\right)$,

direct sau prin interpolare, valoarea coeficientului de debit;

- se calculează debitul de scări laterale: $Q_{s_k} = C_{Q_{s_k}} \cdot D^2 B \psi_k n$ [dm³/min];

- volumul bii de ulei pentru lagajele cu ungere proprie:

$$V_{b_k} [\text{dm}^3] = (2K5) Q_{s_k} [\text{dm}^3 / \text{min}]$$

3. Calculul temperaturii medii a filmului de lubrifianț

- se determină din tabel sau din graficul $C_f = \frac{\mu}{\psi} = \frac{P_f}{\pi D n F_r \psi} = f_4\left(C_p, \frac{B}{D}\right)$, direct sau prin interpolare, valoarea coeficientului puterii consumate prin frecare;

- se calculează puterea consumată prin frecare: $P_{f_k} = C_{f_k} \cdot \pi D n F_r \psi_k [w]$;

- se calculeaz cantitatea de c ldur evacuat din lag r:

a) pentru lag rul uns prin circuit exterior de ungere:

$$P_{I_k} = Q_{S_k} C_k \rho_k (t_e - t_i)_k = Q_{S_k} C_k \rho_k \Delta t_k, \quad \text{în care:}$$

$$\Delta t_k = (1K2)(t_k - t_{in}); \quad t_{in} = (25,30,35,40)^\circ C \rightarrow \text{impus}$$

↳ debit de ungere normal i tura ie mic
↳ debit în exces i tura ie mare

b) pentru lag rul cu ungere proprie (inel, disc etc.)

$$P_{ck} = P_c k (t_k - t_o)$$

- determinarea grafic a temperaturii medii a lag rului (temperatura de echilibru – fig. 6.20);

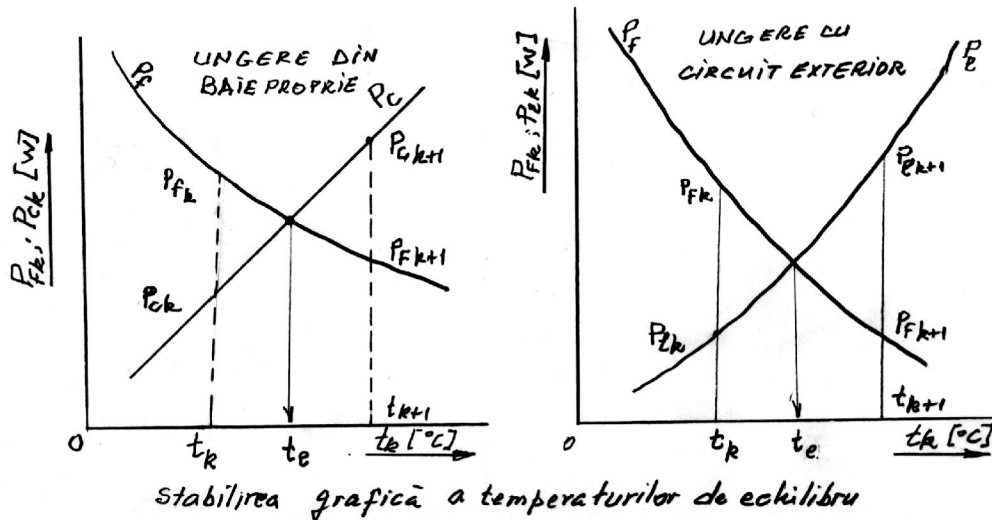


Fig. 6.20

- determinarea prin interpolare a temperaturii medii a lag rului (a temperaturii de echilibru):

$$t_{e_k} = \frac{(P_{f_k} - P_{c_k})(t_{k+1} - t_k)}{(P_{f_k} - P_{c_k}) + (P_{c_{k+1}} - P_{f_{k+1}})} + t_k \quad t_{e_k} = \frac{(P_{f_k} - P_{I_k})(t_{k+1} - t_k)}{(P_{f_k} - P_{I_k}) + (P_{I_{k+1}} - P_{f_{k+1}})} + t_k$$

Observa ii. Dacă lubrifiantul nu a fost impus în tema de proiectare, ci ales, temperatura rezultat va fi considerat cea efectiv . Se va menine lubrifiantul ales numai dacă temperatura rezultat nu diferă cu mai mult de $\pm 5^\circ C$ decât cea estimată . În caz contrar, se va alege un nou lubrifiant care să aibă vâscozitatea (η) la temperatura rezultat [acest lucru este valabil când se lucrează cu o singură temperatură].

Dacă lubrifiantul este impus, atunci temperatura rezultat va fi considerat ca cea efectiv numai dacă nu diferă cu mai mult de $\pm 5^\circ C$ decât cea estimată . În caz contrar, se va refăce calculul pentru un alt joc, mai mare sau mai mic, după cum temperatura rezultat este mai mare sau mai mic .

4. **Alegerea variantei optime.** Se calculeaz parametrii caracteristici ai lag - rului pentru temperaturile de echilibru (fig. 6.21).

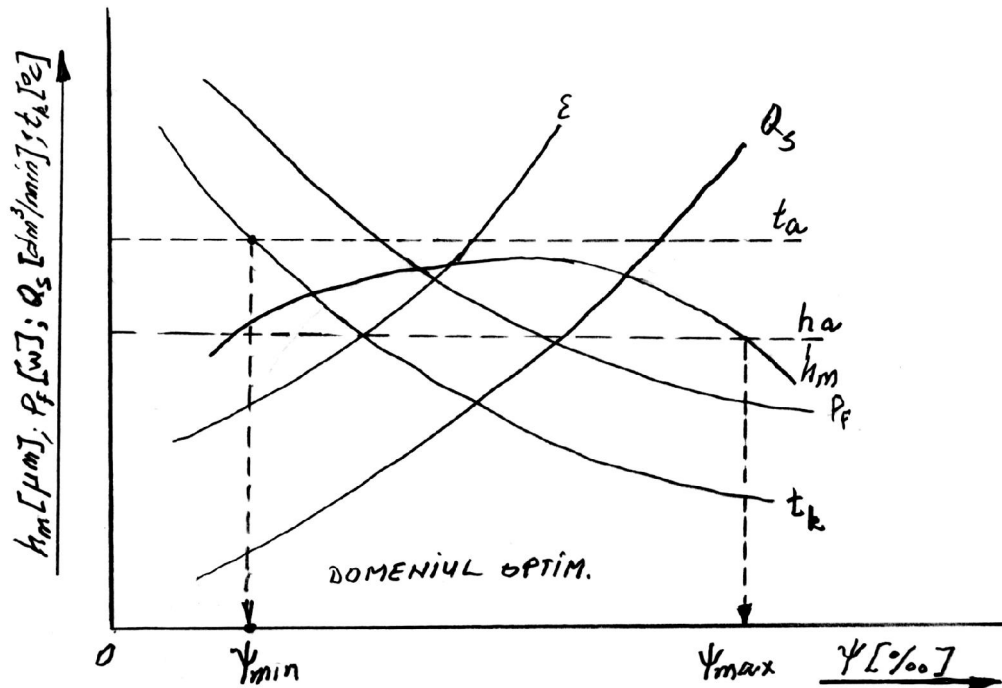


Fig. 6.21

5. **Determinarea jocului la temperatura de montaj:**

$$\psi_{20^{\circ}\text{C}} = \psi + k_d(t_k - 20)10^{-3} \left[\frac{0}{100} \right]$$

în care:

- $\psi_{20^{\circ}\text{C}}$ - jocul relativ la montaj (minim, respectiv maxim);
- ψ - jocul relativ în func ionare (minim, respectiv maxim);
- k_d - coeficient de dilatare termic global, dependent de materialul cuzinetului i de construc ia lag rului;
- t_k - temperatura de echilibru corespunz toare jocului relativ în exploatare, minim, respectiv maxim.

6. **Alegerea ajustajului.** Se va alege din STAS

- | | | |
|------|---|-----------------------|
| 8102 | } | - 68 ajustajul care s |
| 8103 | | |
| 8109 | | |
| 8110 | | |

se înscrie în domeniul optim, de preferat la începutul acestuia, deoarece prin uzarea elementelor lag rului (fusul i cuzinetul) se majoreaz timpul de func ionare în domeniul optim, respectiv la parametrii func ionali optimi ai lag rului ($h_m < h_a$, debit minim).

Ajustaje recomandate: H7/g7; H7/f7; H7/e8; H7/d8; H7/d10. Dac aceste ajustaje nu corespund, solu iile de avut în vedere sunt:

- creșterea clasei de precizie;
- modificarea dimensiunilor nominale ale fusului sau cuzinetului;
- utilizarea unor ajustaje neunitare.

6.4.4. Alte tipuri de lag re radiale hidrodinamice

În funcție de forma și unghiul de întindere al filmului de lubrifianț, lag rele radiale hidrodinamice pot fi:

- a) **Lag re radiale hidrodinamice complete** $\alpha = 360^\circ$ (cele studiate anterior).
- b) **Lag re radiale parțiale** (cu cuzinet parțial $\alpha < 360^\circ$ – fig. 6.22)

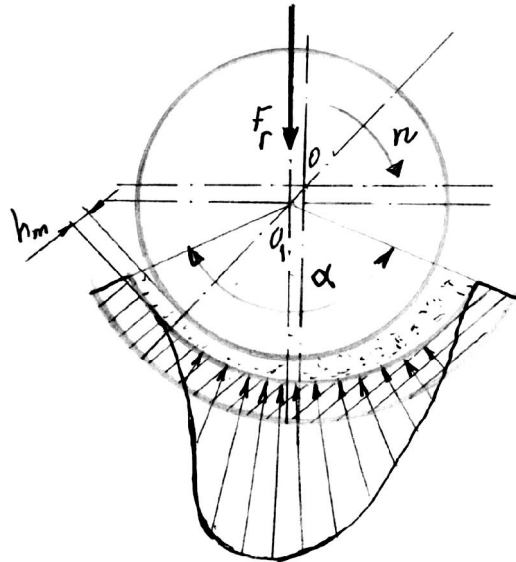


Fig. 6.22

Aceste lag re se pot utiliza numai în cazul în care forța care încarcă lag rul este riguros constant ca direcție și sens (lag rele pe care se rezază osiile vagoanelor de cale ferată). Dacă $\alpha > 150^\circ$ se poate utiliza, cu suficientă precizie, diagrama $C_p = f_1\left(\frac{B}{D}, \delta\right)$ de la lag rele complete, pentru determinarea grosimii minime a peliculei de lubrifianț. Pentru determinarea debitului și a puterii consumate prin frecare trebuie utilizate diagrame special construite pentru aceste tipuri de lag re.

După numărul zonelor portante, lag rele radiale hidrodinamice pot fi:

- a) *Cu o singură zonă portantă* – cele anterior prezentate. Aceste tipuri de lag re prezintă următoarele inconveniente:

- rigiditate mică a filmului, îndeosebi la excentricități mici;

- comportarea necorespunzătoare în cazul variației forței (ca mîrime sau ca direcție), în sensul că fusul își poate pierde stabilitatea, iar filmul de lubrifianț se rupe.

c) *Lag re complete cu mai multe zone portante:*

- Lag rul de tip „l mîie” (fig. 6.23,a): se obține prin introducerea între cei doi semicuzine, înainte de prelucrare, a unui adaos, după care se prelucrează cilindric la interior; după prelucrare se înleagură adaosul și se montează cei doi semicuzine; interstiul este de tip convergent – divergent, maximele sunt mai mici decât la zona portantă inferioară, dat fiind sensul sarcinii. Profilul zonelor portante pot fi arce de cerc sau alte curbe. Portanța totală a lag rului se obține prin însumarea vectorială a efectelor portante corespunzătoare diferitelor zone care se comportă ca niște lag re pariale.

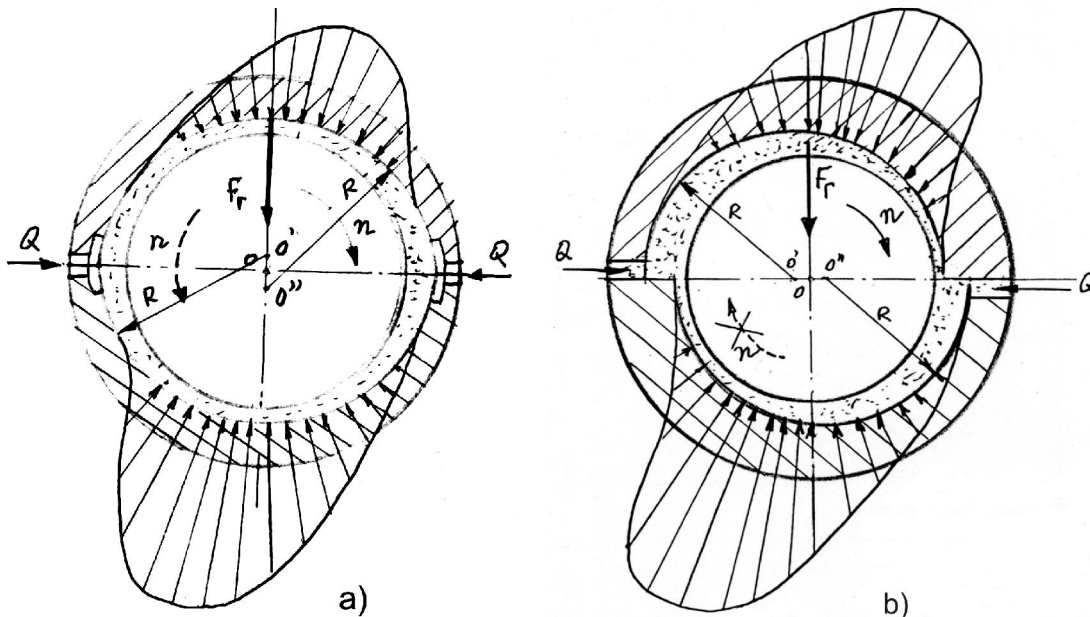


Fig. 6.23

- Lag rul de tip „detalonat” – fig. 6.23, b, la care interstiul este convergent – convergent, motiv pentru care are capacitate portantă mai mare decât cel „l mîie”; în plus, este sensibil la forțele pe direcție orizontală.

Lag rul de tip „l mîie” (cu lobi) și lag rul „detalonat” pot fi generalizate prin realizarea unor lag re cu 3 sau 4 zone portante (fig. 6.24):

Avantajele acestor lag re cu zone multiple:

- rigiditatea mai mare a filmului: $C = \frac{dF}{dh}$ ($c \uparrow$ dac $dh \downarrow$);
- lag rul poate lucra la excentricități mai mici, concomitent cu asigurarea unei precizii sporite a poziției fusului;
- o mai bună comportare a lag rului la forțe variabile ca mîrime sau ca direcție.

Dezavantaje:

- tehnologie de execuție mult mai dificilă;

- calculul mult mai complicat.
- Utilizări:
- motoare cu ardere intern (lag rul I mâie);
 - ma ini de rectificat (lag rul detalonat).

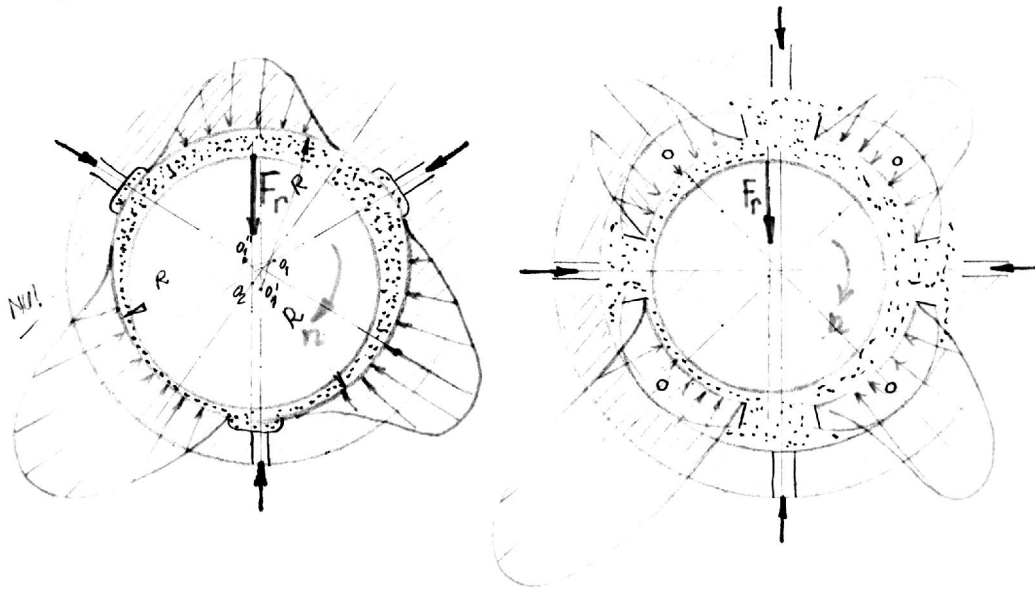


Fig. 6.24

6.4.5. Lag re axiale hidrodinamice

1. Dacă în cazul lag relor radiale condiția de interstiu cu geometrie variabilă se realizează simplu prin jocul radial al fusului în cuzinet, în cazul lag relor axiale trebuie introduse modificări constructive în acest sens (fig. 6.25):

- sectorizarea suprafeții de contact a cuzinetului și profilarea acesteia (a, b);
- înlocuirea suprafeții continue a cuzinetului cu suprafețele unor sectoare (segmente) mobile (c, d); mobilitatea segmentelor se poate asigura prin rezemare oscilant sau elastic (c, d) sau prin alte soluții constructive (e, f).

Parametrii caracteristici pentru lag rele axiale hidrodinamice:

z – numărul de sectoare;

D_e – diametrul exterior;

D_i – diametrul interior;

$D_m = (D_i + D_e) / 2$ – diametrul mediu;

$L = [(\pi D_m / z) - \delta]$ – lungimea medie a unui sector sau $\frac{D_m \theta}{2} - \delta$;

δ – lățimea canalului dintre două sectoare;

$\varphi = zL / \pi D_m = L / (L + \delta)$ – coeficientul de utilizare a suprafeții;

$\theta = 2\pi / z$ – unghiul la centru al unui sector (inclusiv canalul);

x_p – distanța de la secțiunea de intrare (h_m) până la centrul de greutate al distribuției de presiune, respectiv la punctul de pivotare (oscilare) al sectorului;

h_p – grosimea filmului în secțiunea de pivotare.

Observație. Dacă mișcarea patinei are loc într-un singur sens, atunci punctul de pivotare este excentric ($x_p \neq L/2$); în cazul când mișcarea poate avea loc în ambele sensuri, punctul de oscilație este așezat la mijlocul segmentului.

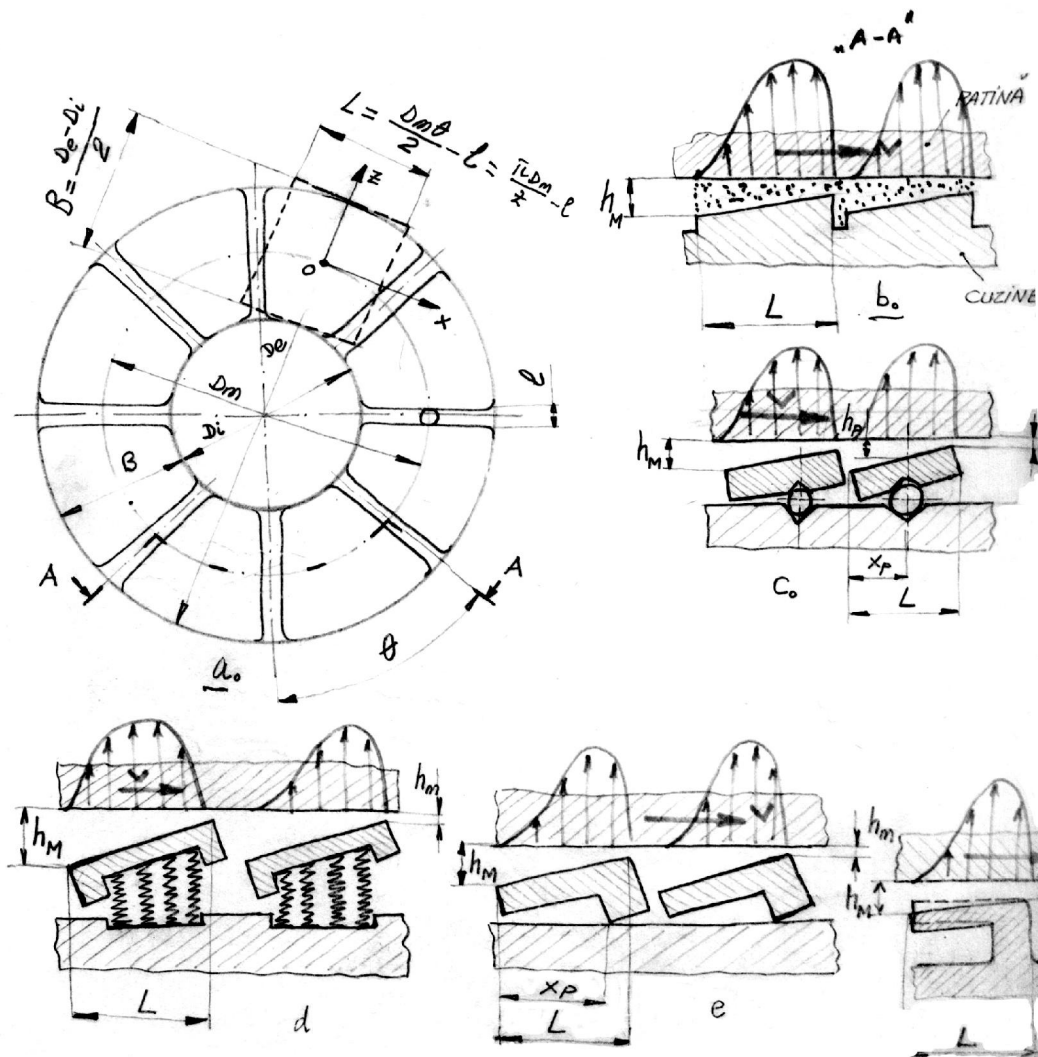


Fig. 6.25

2. Calculul lag-urilor axiale hidrodinamice. Calculul lag-urilor axiale hidrodinamice se realizează, în general, echivalând sectorul real cu un sector dreptunghiular, față de care patina are o mișcare de translație cu viteza V , egală cu viteza periferică la diametrul mediu D_m :

$$V = \pi D_m n / 60 \cdot 10^3 \text{ [m/s]}$$

Presiunea medie din lag r va fi:

$$p_m = F_a / zBL = F_a / (\pi D_m B \varphi)$$

Ca i în cazul lag relor radiale hidrodinamice i pentru lag rele axiale hidro-dinamice se definesc coeficien ii adimensionali caracteristici:

$$C_p; C_{Q_{sx}}; C_{Q_{sz}}; C_f \text{ func ie de } \frac{B}{L} \text{ i } \frac{h_M}{h_m}$$

A. Coeficientul de portan

$$C_{p_s} = \frac{\eta VL}{p_m h_m^2} = f_1 \left(\frac{h_M}{h_m}, \frac{B}{L} \right)$$

Se adopt : $\frac{B}{L} = 2K 0,25$ i $\frac{h_M}{h_m} = 2K 4$. În func ie de aceste valori se aleg

din tabele sau diagrame, valoarea coeficientului de portan , iar apoi se calculeaz grosimea minim a filmului de lubrifiant:

$$h_m = \sqrt{\frac{\eta VL}{p_m C_{p_s}}} \geq h_a$$

B. Coeficientul de debit de ie ire, circumferen ial

$$C_{Q_{sx}} = Q_{sx} / VBh_m = f_2 \left(\frac{h_M}{h_m}, \frac{B}{L} \right)$$

Se determin din tabele sau grafice, coeficientul de debit în func ie de h_M / h_m i B / L , iar apoi se poate calcula debitul de sc p ri circumferen ial:

$$Q_{sx} = C_{Q_{sx}} VBh_m$$

C. Coeficientul de debit de ie ire, lateral (radial)

$$C_{Q_{sz}} = Q_{sz} / VLh_m = f_3 \left(\frac{h_M}{h_m}, \frac{B}{L} \right)$$

Analog rezultat : $Q_{sz} = C_{Q_{sz}} \cdot VLh_m$

D. Coeficientul puterii consumate prin frecare

$$C_{f_s} = P_{f_s} L / VF_{a_s} h_m = f_4 \left(\frac{h_M}{h_m}, \frac{B}{L} \right)$$

Analog rezultat : $P_{f_s} = C_{f_s} \cdot VF_{a_s} h_m / L$, unde $F_{a_s} = \frac{F_a}{z}$.

E. Grosimea filmului în dreptul punctului de pivotare

$$h_p / h_M = f_s \left(\frac{h_M}{h_m}, \frac{B}{L} \right)$$

Rezult : $h_p = f_s \left(\frac{h_M}{h_m}, \frac{B}{L} \right) \cdot h_M = f_s \left(\frac{h_M}{h_m}, \frac{B}{L} \right) \cdot \left(\frac{h_M}{h_m} \right) \cdot h_m$

F. Poziția punctului de pivotare

$$x_p / L = f_s \left(\frac{h_M}{h_m}, \frac{B}{L} \right)$$

Rezult :

$$x_p = f_s \left(\frac{h_M}{h_m}, \frac{B}{L} \right) \cdot L$$

Observație. Parametrii globali Q_x , Q_z și P_f se determină înmulțind valorile corespunzătoare pentru un sector cu numărul de sectoare.

G. Calculul termic

Ecuația de bilanț termic se poate scrie sub forma:

$$P_f = k A_c (t - t_o) + (Q_x + Q_z) \rho_l c_l (t_e - t_i)$$

în care:

$$A_c = (14 \dots 20) \pi D_m B$$

Observație. În cazul lag-urilor care funcționează unse prin imersare în baia de lubrifiant, se va considera numai primul termen din membrul drept, iar pentru cele unse prin circuit exterior sub presiune se va considera numai termenul doi.

După determinarea temperaturii de echilibru se determină parametrii caracteristici corespunzători pentru lag-urile.

6.5. LAG-URI CU ALUNECARE CU UNGERE FLUID REALIZAT PRIN METODA HIDROSTATICĂ

1. Caracterizare. În condiții de încărcări grele și de viteze reduse (sub valoarea necesară creerii peliculei portante pe cale hidrodinamică), pelicula de lubrifiant dintre fus și cuzinet nu se poate forma, motiv pentru care apare pericolul uzurii accentuate a elementelor lag-ului. Din aceste motive a rezultat necesitatea realizării peliculei portante pe cale hidrostatică.

La regimul de funcționare hidrostatic (gazostatic), portanța se creează prin introducerea lubrifiantului, lichid sau gaz, cu o presiune exterioară ridicată (de ordinul presiunii determinate de forța din lag-urile pe elementele acestuia), motiv pentru care pelicula de lubrifiant nu mai este condiționată de existența interstiului convergent (cu geometrie variabilă) și de viteza relativă a elementelor lag-ului. În aceste condiții ungera fluidă apare chiar și la pornire și oprire ($v = 0$), evitându-se astfel uzura lag-ului și apariția „mişcării sacadate” (stick-slip), inadmisibilă la anumite mecanisme sau agregate de mare precizie.

Pe lângă aceste avantaje, ungera în regim hidrostatic asigură precizia ridicată a poziției fusului în cuzinet, bună circulația lag-ului și posibilitatea de reglaj.

Consumul sporit de energie și necesitatea unor instalații de ungere mai complexe constituie principalele aspecte negative ale lag-urilor cu ungere hidrostatică. De asemenea, din punct de vedere constructiv, lag-urile cu ungere hidrostatică sunt

mai complicate deoarece este necesar profilarea adecvat a suprafe ei cuzinetului pentru crearea unor degaj ri (buzunare).

Ungerea hidrostatic este utilizat atât pentru lag re radiale sau axiale, cât i la ghidaje sau reazeme (plane, cilindrice, conice) – fig. 6.26.

Prezen a restrictoarelor în circuitul de introducere a lubrifianului în lag r (în buzunarele din cuzinet) este necesar pentru:

- alimentarea lag rului;
- realizarea inegalit ilor ($p_a > p_b$ i $p_a > p_r$), ajungându-se astfel la stabilizarea fusului în cuzinet (sau a patinei pe cuzinet).

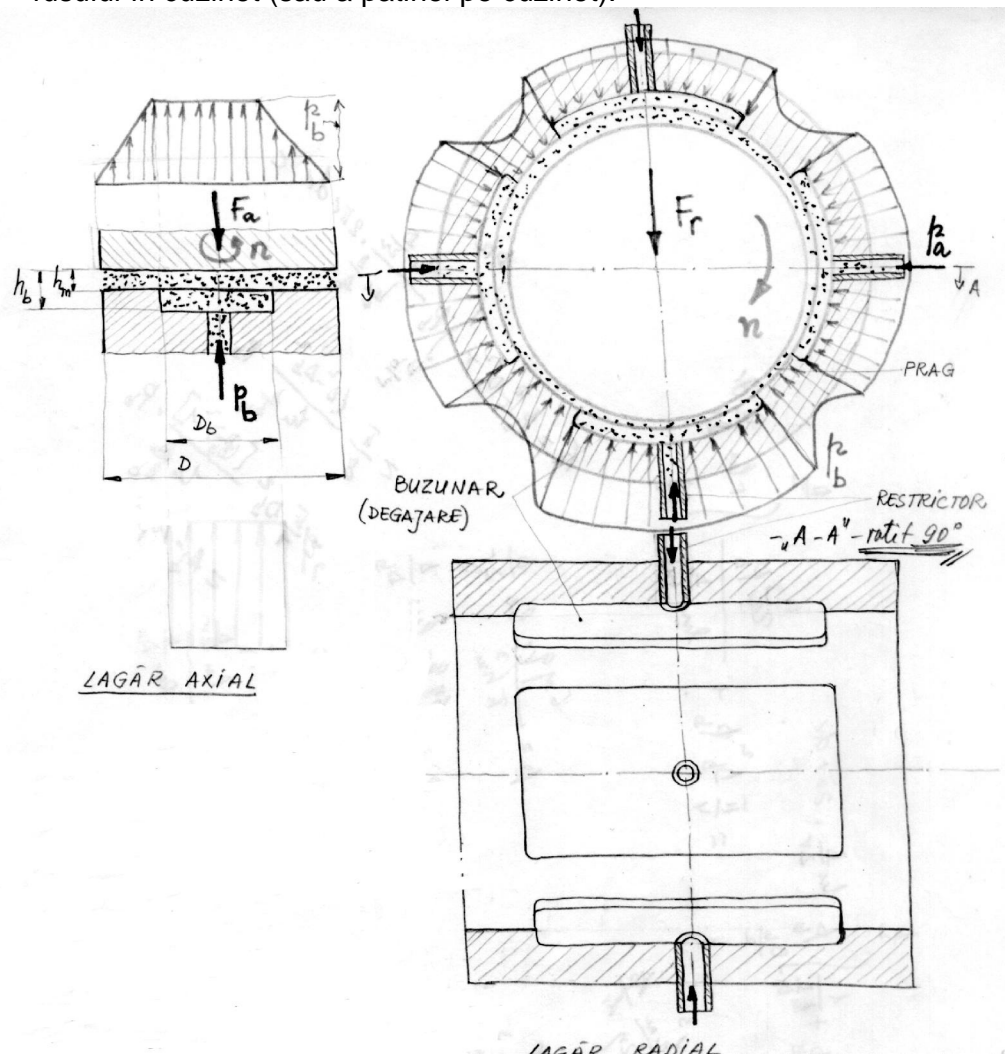


Fig. 6.26

Ca restrictoare sunt folosite: *tuburi capilare* (rezisten a hidraulic poate fi variat prin modificarea lungimii), *tuburi cilindrice* (pe exteriorul c rora se afl prelucrat canalul elicoidal prin care circul lubrifianului), *diafragme*, *discuri poroase*, *valve reglabile* etc.

Rezistența hidraulică a restrictorului trebuie să fie de același ordin de mărime ca și rezistența interstițială din lag, astfel încât să se poată realiza: $p_a > p_r > p_b$.

Alimentarea lag-ului se poate face: toate buzunarele de către aceeași pompă care poate fi cu presiune constantă sau cu debit constant, sau fiecare buznar alimentat de pompă proprie (soluție scumpă).

2. Calculul reazemului hidrostatic cu suprafață inelară.

a) Calculul forței portante

Buzunarul circular al reazemului (v. fig. 6.26) are diametrul D_b și adâncimea $h_b = (50...1000) h_m$ (h_m – grosimea filmului pe prag), motiv pentru care presiunea din buznar se poate considera constantă.

Relația lui Poiseuille aplicată pentru debitul de lubrifianț pe direcția radială se scrie sub forma:

$$q_r = -\frac{2\pi r h_m^3}{12\eta} \cdot \frac{dp}{dr} \quad \text{rezultat din } q_{1r} = -\frac{h^3}{12\eta} \cdot \frac{dp}{dr} \quad \text{și din } q_r = 2\pi r q_{1r}$$

(gradientul de presiune fiind negativ apare semnul -).

Integrarea ecuației conduce la:

$$dp = -\frac{6\eta q_r}{\pi h_m^3} \cdot \frac{dr}{r} \quad \text{și} \quad p = -\frac{6\eta q_r}{\pi h_m^3} \cdot h_m + C$$

Din condiția: $r = \frac{D}{2} \rightarrow p = p_o$ rezultă $C = p_o + \frac{6\eta q_r}{\pi h_m^3} \ln \frac{D}{2}$

și expresia presiunii în filmul de lubrifianț:

$$p = \frac{6\eta q_r}{\pi h_m^3} \ln \frac{D}{2r} + p_o$$

înănd seama de faptul că presiunea în buznar este constantă și egală cu presiunea de alimentare, se obține:

$$p_b = \frac{6\eta q_r}{\pi h_m^3} \ln \frac{D}{D_b} + p_o$$

Din aceste două relații rezultă:

$$p - p_o = \frac{6\eta q_r}{\pi h_m^3} \ln \frac{D}{2r} \quad \text{și} \quad p_b - p_o = \frac{6\eta q_r}{\pi h_m^3} \ln \frac{D}{D_b}$$

$$\frac{p - p_o}{p_b - p_o} = \frac{\frac{p}{p_b} - \frac{p_o}{p_b}}{1 - \frac{p_o}{p_b}} = \frac{\ln \frac{D}{2r}}{\ln \frac{D}{D_b}}$$

$$\frac{p}{p_o} = \frac{\frac{p_o}{p_b} \ln \frac{2r}{D_b} + \ln \frac{D}{2r}}{\ln \frac{D}{D_b}}, \quad \text{respectiv:} \quad p = p_b \frac{\frac{p_o}{p_b} \ln \frac{2r}{D_b} + \ln \frac{D}{2r}}{\ln \frac{D}{D_b}}$$

Fora portant a lag rului va fi dat atât de presiunea din buzunar cât și de presiunea din filmul de lubrifianț:

$$F_a = \int_{\frac{D_b}{2}}^{\frac{D}{2}} p \cdot 2\pi r \cdot dr + \frac{\pi D_b^2}{4} p_b = \frac{\pi D_b^2}{4} p_b + 2\pi \int_{\frac{D_b}{2}}^{\frac{D}{2}} p_b \frac{\frac{p_o}{p_b} \ln \frac{2r}{D_b} + \ln \frac{D}{2r}}{\ln \frac{D}{D_b}} \cdot r dr =$$

$$= \frac{\pi D_b^2}{4} p_b + \frac{2\pi p_b}{\ln \frac{D}{D_b}} \cdot \frac{p_o}{p_b} \int_{\frac{D_b}{2}}^{\frac{D}{2}} r \ln \frac{2r}{D_b} dr + \frac{2\pi p_b}{\ln \frac{D}{D_b}} \cdot \int_{\frac{D_b}{2}}^{\frac{D}{2}} r \ln \frac{D}{2r} dr$$

Dup integrare rezult :

$$F_a = \frac{3\eta q_r}{4h_m^3} (D^2 - D_b^2) + \frac{\pi D^2}{4} p_o ,$$

în care se poate face înlocuirea: $\frac{3\eta q_r}{h_m^3} = \frac{\pi}{2} \frac{p_b - p_o}{\ln \frac{D}{D_b}}$

i se obține: $F_a = \frac{\pi}{8} \frac{D^2 - D_b^2}{\ln \frac{D}{D_b}} (p_b - p_o) + \frac{\pi D^2}{4} p_o$

Neglijând presiunea atmosferică ($p_o = 0$) se pot scrie expresiile:

$$p_b = \frac{6\eta q_r}{\pi h_m^3} \ln \frac{D}{D_b} \quad \text{i} \quad p = p_b \frac{\ln \frac{D}{2r}}{\ln \frac{D}{D_b}}$$

iar portan a lag rului va lua forma:

$$F_a = \frac{\pi}{8} \frac{D^2 - D_b^2}{\ln \frac{D}{D_b}} p_b = p_b \cdot A \cdot a_p$$

în care: $A = \frac{\pi}{4} D^2$ i

$$a_p = \frac{\frac{1}{2} \left[1 - \left(\frac{D_b}{D} \right)^2 \right]}{\ln \frac{D}{D_b}} - \text{coeficient de portan funcție de geometria lag rului.}$$

Din această relație se poate determina presiunea necesară în buzunarul reazemului pentru o geometrie dată a acestuia și o forță cunoscută.

Observa ie. La pornire presiunea lubrifiantului va ac iona numai pe suprafa a delimitat de buzunar, motiv pentru care:

$$p_r = F_a / \frac{\pi}{4} D_b^2 > p_b;$$

unde p_r – presiunea de ridicare necesar pentru s ltarea patinei i crearea peliculei de lubrifiant.

b) *Calculul debitului de lubrifiant*

Din rela ia: $p_b = \frac{6\eta q_r}{\pi h_m^3} \ln \frac{D}{D_b}$ rezult :

$$Q = q_r = \frac{\pi h_m^3}{6\eta} \cdot p_b / \ln \frac{D}{D_b} = \frac{\pi h_m^3}{6\eta} \cdot \frac{F}{A \cdot a_p} / \ln \frac{D}{D_b}$$

respectiv:

$$Q = \frac{F}{A} \cdot \frac{h_m^3}{\eta} a_q ,$$

în care: $a_q = \frac{\frac{\pi}{3}}{\left[1 - \left(\frac{D_b}{D}\right)^2\right]}$ - coeficient de debit dependent de geometria

reazemului.

c. *Calculul puterii consumate pentru pomparea lubrifiantului*

În cazul reazemului hidrostatic nu exist putere consumat prin frecare (elementele reazemului fiind ambele sta ionare). Se va consuma putere numai pentru pomparea lubrifiantului:

$$P_p = p_b Q = \left(\frac{F}{A}\right)^2 \frac{h_m^2}{\eta} a_c$$

în care: $a_c = \frac{a_q}{a_p} = \frac{2\pi \ln \frac{D}{D_b}}{3 \left[1 - \left(\frac{D_b}{D}\right)^2\right]^2} = a_{pp}$

Pentru lag rul hidrostatic cu mi care de transla ie (ghidaj), puterea consumat prin frecare se poate calcula cu rela ia:

$$P_f = F_f V = [(A - A_b) \tau_p + A_b \tau_b] V = \left[(A - A_b) \frac{\eta V}{h_m} + A_b \frac{\eta V}{h_b} \right] V;$$

dar $h_b \gg h_m$ i rezult

$$P_f \approx (A - A_b) \frac{\eta V^2}{h_m}$$

Dacă vom considera lag-urile hidrostactice cu mișcare de rotație:

$$P_f = M_f \cdot \omega = F_f \cdot \frac{D_m}{2} \omega = \tau (A - A_b) \frac{D_m}{2} \omega = \frac{\eta V_m}{h_m} \frac{\pi}{4} (D^2 - D_b^2) \frac{D + D_b}{4} \omega$$

$$P_f = \frac{\pi}{4} \frac{\eta}{h_m} \cdot \omega \frac{D + D_b}{4} (D^2 - D_b^2) \frac{D + D_b}{4} \omega$$

$$P_f = \frac{\pi}{64} \frac{\eta \omega^2}{h_m} (D^2 - D_b^2) (D + D_b)^2$$

Puterea totală consumată :

$$P = P_p + P_f$$

d) *Calculul termic*

Deoarece circulația lubrifiantului în lag-urile este intensă se poate considera că răcirile se va face numai prin ulei:

$$P_f = Q \rho_l c_l (t_e - t_i) \quad \text{iar} \quad t = \frac{t_e + t_i}{2} \text{ - temperatura medie;}$$

$$t_e = 2t - t_i$$

$$P_f = Q \rho_l c_l 2(t - t_i)$$

$$t = \frac{P_f}{2Q \rho_l c_l} + t_i$$

6.6. ELEMENTE CONSTRUCTIVE PRIVIND LAG-URILE CU ALUNECARE

6.6.1. Elemente constitutive și rolul lor funcțional

Lag-urile cu alunecare întâlnite în aplicațiile practice sunt de o mare diversitate constructivă; ele pot fi gândite ca unități separate (organe de mașini independente de ansamblul din care fac parte) sau pot fi înglobate în batiul ansamblului din care fac parte.

Elementele constitutive principale ale unui lag-ur cu alunecare standardizat – sunt următoarele (fig. 6.27):

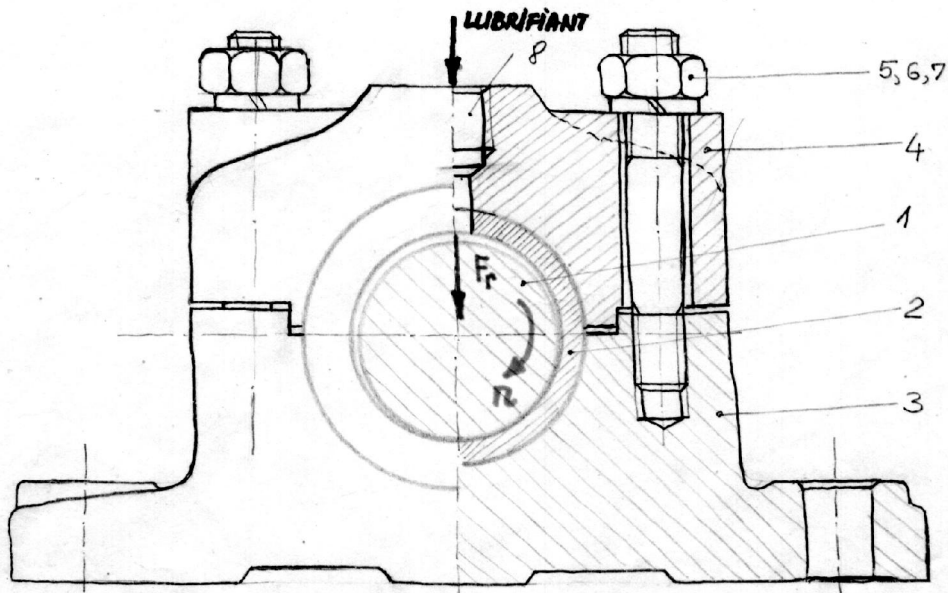


Fig. 6.27

- 1) *Fusul lag rului*; este parte component a arborelui sau osiei.
- 2) *Cuzinetul lag rului*; cuzinetul constituie partea cea mai important a lag rului, acesta venind în contact direct cu fusul. Materialul și corecta construcție a cuzinetului hotărăsc, în cea mai mare măsură, buna funcționare a lag rului.
- 3) *Corpul lag rului*, care susține cuzinetul și preia forța din lag r, motiv pentru care trebuie să asigure rezistență mecanică și rigiditate.
- 4) *Capacul lag rului* care asigură, prin intermediul elementelor filetate 5, 6, 7 (urub prezon, piuli, șab Grower), strângerea cuzinetului. Corpul și capacul lag rului au totodată și rolul de a prelua și de a conduce spre exterior căldura dezvoltată prin frecare în lag r.
- 5) *Alezaj filetat* pentru alimentarea lag rului cu lubrifianț; plasarea corectă a orificiului de alimentare cu lubrifianț, cât și repartizarea adecvată a acestuia în lag r constituie elemente de care depinde direct buna funcționare a lag rului.

6.6.2. Condiții de bază cerute lag relor cu alunecare

Pentru corectă proiectare, construcție și exploatare a lag relor cu alunecare este necesar să fie asigurate următoarele cerințe:

- rezistență mecanică pentru toate piesele componente, pentru a putea prelua sarcina exterioară; dimensiunile fusului și cuzinetului sunt, totodată, condiționate de limitarea temperaturii lag rului;
- rigiditate suficientă care să asigure rezemarea uniformă a cuzinetului, menținerea jocului din lag r și a distribuției de presiuni din pelicula de lubrifianț, cât mai apropiată de cea teoretică; atunci când este cazul se vor realiza soluții constructive

care s permit cuzinetului "urm rirea" înclin rii fusului (rezemarea sferic , elastic etc.);

- utilizarea unui cuplu de material fus-cuzinet adecvat sub aspectele: tipul lubrifiantului utilizat, dilatare termic , pre de cost etc.;

- asigurarea împotriva rotirii i deplas rii axiale a cuzinetului sub aciunea frec rii din lag r;

- ungerea i r cirea corect a lag rului sub aspectele: cantitate i calitate co-respunz toare de lubrifiant, introducerea lubrifiantului într-o sec iune situat în afara zonei portante, plasarea canalelor i buzunarelor pentru repartizarea lubrifiantului în afara zonei portante, suprafa exterioră suficient pentru asigurarea r cirii (în ca-zul r cirii naturale), posibilitatea de control a nivelului i temperaturii lubrifiantului, evitarea pierderilor de lubrifiant;

- asigurarea preciziei dimensionale i de form[, i a calit ii de suprafa , în primul rând pentru fus i cuzinet.

6.6.3. Materiale utilizate pentru construc ia cuzine ilor

A. Pentru construc ia cuzine ilor lag relor cu alunecare sunt folosite materiale care, în cuplu cu materialul impus pentru fus, asigur calitatea de *material anti-fric iune* cu propriet i tribologice specifice. Importan a calit ii materialului cuzinetului apare evident în cazul lag relor cu frecare tehnic-uscat , limit sau mixt la care, într-o m sur mai mare sau mai mic , exist contact direct fus-cuzinet. Totu i în cazul lag relor cu ungere fluid , calitatea materialului cuzinetului condi ioneaz buna func ionare, îndeosebi în perioadele de pornire i oprire, la apari ia de sarcini accidentale sau în situa ia utiliz rii unui lubrifiant cu un grad de filtrare redus, când i la acestea exist pericolul apari iei unui contact direct fus-cuzinet. Pe lâng aceasta, materialul cuzinetului în cazul ungerii fluide, trebuie s reziste la aciunea chimic a lubrifiantului, iar atunci când este cazul (de exemplu, lag rele motoarelor cu ardere intern), s fie rezistent atât la solicit ri variabile, cât i la solicit ri termice.

Alegerea materialului pentru construc ia cuzinetului este strâns legat de solu ia constructiv-tehnologic adoptat , în aplica iile practice întâlnindu-se urm toarele situa ii:

- cuzinetul este din acela i material cu piesa de care apar ine (construc ie integrat), solu ie întâlnit , de exemplu, la bielele compresoarelor de mici dimensiuni;

- cuzinetul este realizat dintr-un strat de material antifric iune turnat în loca ul din piesa din care face parte i care este, evident, din alt material;

- cuzinetul este confec ionat în întregime dintr-un singur material i este asamblat demontabil în corpul lag rului;

- cuzinetul este executat, din dou straturi turnate sau placate, dintre care unul asigur rezisten a mecanic i rigiditatea (realizat uzual din o el sau font), iar altul are rolul de material antifric iune;

- fusul este acoperit cu material antifric iune, iar cuzinetul este realizat din materialul piesei din care face parte (font sau o el).

Calitățile cerute materialelor folosite la construcția cuzinelor pot fi grupate în:

- calități mecano-tribologice;
- calități termice;
- calități tehnologice;
- calități economice.

1. Principalele calități mecano-tribologice sunt:

a) o cât mai bună *compatibilitate* cu materialul fusului, respectiv nu trebuie să prezinte tendința de formare a unor microsuduri atunci când apare contactul direct fus-cuzinet. În acest fel se elimină pericolul uzurii prin brzdare, atât a cuzinetului, cât și a fusului, iar în cazul extrem griparea lagrului;

b) o bună *aderență* a lubrifiantului la suprafața cuzinetului;

c) *coeficient de frecare redus* în prezența sau în absența lubrifiantului, calitate importantă atât din punctul de vedere al degajării de căldură, cât și al consumului de energie în lagr;

d) *macroconformabilitate*, respectiv posibilitatea de se adapta la suprafața fusului prin deformare elastică locală;

e) *microconformabilitatea* reprezintă capacitatea de a îngloba particulele dure rezultate prin uzare sau printrunse în lagr din exterior.

Micro și macroconformabilitatea sunt asigurate de acele materiale care au module de elasticitate reduse.

f) calități superioare de *antiuzare* (adeziv, abraziv, prin oboseală, chimic).

Proprietățile mecano-tribologice sunt contradictorii în sensul că unele reclamă utilizarea unui material dur (rezistență mecanică, rigiditate, rezistență la uzare), iar altele materiale moi (micro și macroconformabilitatea). Aceste cerințe sunt asigurate, în cea mai mare măsură, de materialele metalice alcătuite fie dintr-o matrice moale care conține incluziuni dure, fie dintr-o matrice dură care conține incluziuni moi.

2. Principalele calități termice cerute materialelor pentru cuzineta sunt:

a) *menținerea calității mecano-tribologice* odată cu creșterea temperaturii;

b) o bună *conductibilitate termică* pentru a asigura evacuarea eficientă a căldurii ce se dezvoltă în funcționare;

c) *coeficient de dilatare* scăzut și cât mai apropiat ca valoare de cel al materialului fusului, în scopul asigurării în funcționare a unui joc diametral cât mai apropiat de cel de la montaj;

d) o bună *rezistență termică*, respectiv o temperatură de înmuiere cât mai ridicată.

3. Condiția de **tehnologicitate** cerută materialelor pentru cuzineta se referă la faptul de a putea fi ușor prelucrat atât în procesele primare (turnare, forjare etc.), cât și în procesele de achișare, în scopul obținerii unei microgeometrie corespunzătoare a suprafețelor și a preciziilor dimensionale și de formă cerute.

4. Cerința **economică** are drept latură esențială prețul de cost scăzut. În acest sens se menționează că majoritatea materialelor metalice antifricțiune sunt materiale deficitare (Sn, Pb, Cu etc.).

B. Principalele tipuri de materiale antifriciune, metalice și nemetalice sunt prezentate în cele ce urmează .

a) Materiale metalice feroase standardizate și anume fontele de tipul Fc, Fgn, Fma și Fmn. Acestea se utilizează pentru construcția cuzinelor monolit realizate prin turnare și se caracterizează printr-o conformabilitate foarte scăzută . Ele se pot folosi și ca material suport al cuzinelor multistrat. Se recomandă pentru lag re care lucrează la presiuni și viteze reduse.

b) Materiale metalice neferoase

- *Bronzuri:* Cu-Sn; Cu-Pb; Cu-Pb-Sn; Cu-Al (standardizate). Ele sunt folosite pentru realizarea cuzinelor monolit (mai rar deoarece sunt scumpe), precum și a cuzinelor multistrat și se caracterizează prin conformabilitate scăzută . Se recomandă pentru lag re care lucrează la presiuni și viteze ridicate și la care finea de filtrare cerută lubrifianului este de (10...15) μm.

- *Aliaje Y-Pb-Sn* cunoscute și sub denumirile de compoziție pentru lag re, babeturi sau aliaje albe (standardizate). Sunt utilizate ca strat antifriciune la cuzinile multistrat groase sau subiri. Se recomandă pentru lag re care funcționează la presiuni și viteze ridicate, la care finea de filtrare admisă lubrifianului este de (25...40) μm (prezintă o bună microconformabilitate).

- *Aliaje de Al:* Al-Sn; Al-Pb; Al-Pb-Cu etc. (standardizate). Ele se folosesc la construcția cuzinelor multistrat subiri, plăci. Se recomandă pentru lag re care lucrează la presiuni și viteze ridicate. Au o rezistență ridicată la solicitări variabile.

- *Materiale sinterizate* de tipul *moi* – Fe-C; Fe-Cu; Cu-Pb; Cu-Pb-Sn sau *dure* – carburi metalice (standardizate). Cele moi se folosesc pentru construcția cuzinelor masive (poroși, autolubrifianți) și a cuzinelor multistrat subiri, plăci (neautolubrifianți), iar cele dure pentru lag re lubrificate cu gaze.

c) Materiale nemetalice

- *Lemnul*, folosit *ca atare* (gaiac, stejar etc.), *plastificat* (presat-lignoston) sau *placaj impregnat* (lignofon). Se recomandă pentru lag re care funcționează la viteze reduse și presiuni medii, iar ungerea se poate realiza și cu emulsii sau apă .

- *Materiale plastice* de tipul *termorigide* (rășini fenolformaldehidice-bachelite sau epoxidice), respectiv *termoplaste* (poliamide, poliacetați, teflon (PTFE) etc.). Cele termorigide se folosesc sub formă de cuzine masive care pot lucra la viteze reduse și presiuni medii. Cele termoplaste sunt utilizate la construcția cuzinelor masive sau multistrat care prezintă o conformabilitate ridicată , precum și proprietăți auto-lubrifiante. Cuzinile din materiale termoplaste pot lucra la viteze și presiuni reduse, iar datorită sensibilității ridicate la umiditate și a durității necesită jocuri mari la montaj (îndeosebi cele masive). Lag rele echipate cu cuzine din materiale plastice pot funcționa lubrificate și cu emulsii sau apă .

- *Cauciucul* (elastomeri) se utilizează pentru construcția cuzinelor multistrat, vulcanizate care prezintă o conformabilitate ridicată . Se recomandă pentru lag re care funcționează la presiuni și viteze reduse, la care ungerea se realizează *numai* cu apă .

- *Grafitul* se folosește pentru realizarea cuzinelor sinterizate (electrografit). Se recomandă pentru lagre care lucrează la temperaturi ridicate lubrificate *numai* cu apă.

- *Ceramica* se folosește sub formă de cuzineți masivi, caracterizați printr-o conformabilitate redusă. Se recomandă pentru lagre care funcționează la presiuni scăzute, în medii corozive și la care ungerea se poate realiza și cu gaze.

d) Materiale mixte. Cuzinetul este realizat dintr-un suport metalic, un strat sinterizat și un strat de lubrifiant solid. Stratul metalic este, de regulă, din bandă de oțel, cel sinterizat este realizat din bronz, iar lubrifiantul solid este format din teflon, poliacetați sau Pb. Se recomandă pentru lagre care lucrează la presiuni și viteze medii și care pot funcționa în regim autolubrifiant sau unse la montaj.

6.6.4. Forme constructive ale cuzinelor

a. Cuzineți dintr-o singură bucată, masivi

Sunt standardizați și se pot realiza sub formă simplă sau cu guler (fig. 6.28). Nu permit reglarea jocului astfel încât după uzură se înlocuiesc și se pot monta numai pe la capătul arborelui. Sunt standardizați într-un număr de opt tipuri.

Fig. 6.28

b. Cuzineți din două sau mai multe bucăți, masivi, cu sau fără guler

Se execută mai dificil, dar permite reglajul jocului în caz de uzură și se pot monta ușor în orice punct al arborelui (fig. 6.29).

Fig. 6.29

c. Cuzineți multistrat

Realizarea cuzinelor în întregime din material de antifricțiune, nu este nici o soluție economică (consum excesiv de material de calitate superioară) dar, în unele cazuri, nici posibil, deoarece materialul de antifricțiune nu asigură rezistența mecanică și rigiditatea necesară. Din aceste motive, cuzineții de dimensiuni medii și mari sunt construiți dintr-un material suport (oțel sau font) captivat la interior cu un strat subțire de material antifricțiune (fig. 6.30). În acest caz, de mare importanță este aderența cât mai bună a stratului de antifricțiune la materialul suportului. Soluțiile constructive adoptate în acest sens sunt:

- prelucrarea la interiorul suportului a unor „canale cozi de rândunic” circulare sau elicoidale, combinate sau nu cu același tip de canale pe direcție longitudinală;

- prelucrarea interiorului suportului prin strunjire cu avans mare, astfel încât să rezulte o suprafață cât mai rugoasă;

- aplicarea unui strat intermediar (0,3...0,7) mm de Bz, Al, Sn, Cu și apoi a stratului de antifricțiune;

- depunerea electrolică a stratului subire de antifricțiune (cuzinele motoarelor pentru autovehicule și avioane).

Fig. 6.30

d. *Bucșe înfite în perete și sub iri*

Materialul de antifricțiune este placat la rece pe bandă din oțel (standardizat). Soluții constructive pentru împiedicarea rotirii cuzinilor și a deplasării axiale (fig. 6.31):

Fig. 6.31

- tift montat radial;
- tift montat axial;
- urub;
- proeminență circumferențială în corpul cuzinetului; rotirea se va împiedica prin strângerea exterioră a capacului;
- cu pană disc; deplasarea axială se va împiedica prin strângere exterioră;
- strângere exterioră.

6.6.5. Metode și dispozitive de ungere

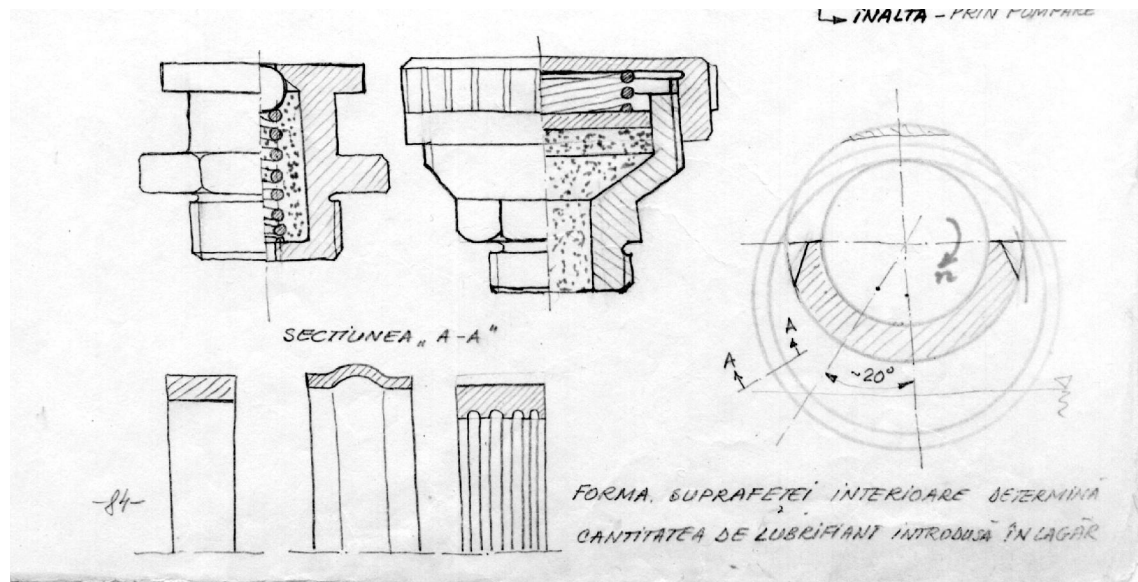


Fig. 6.

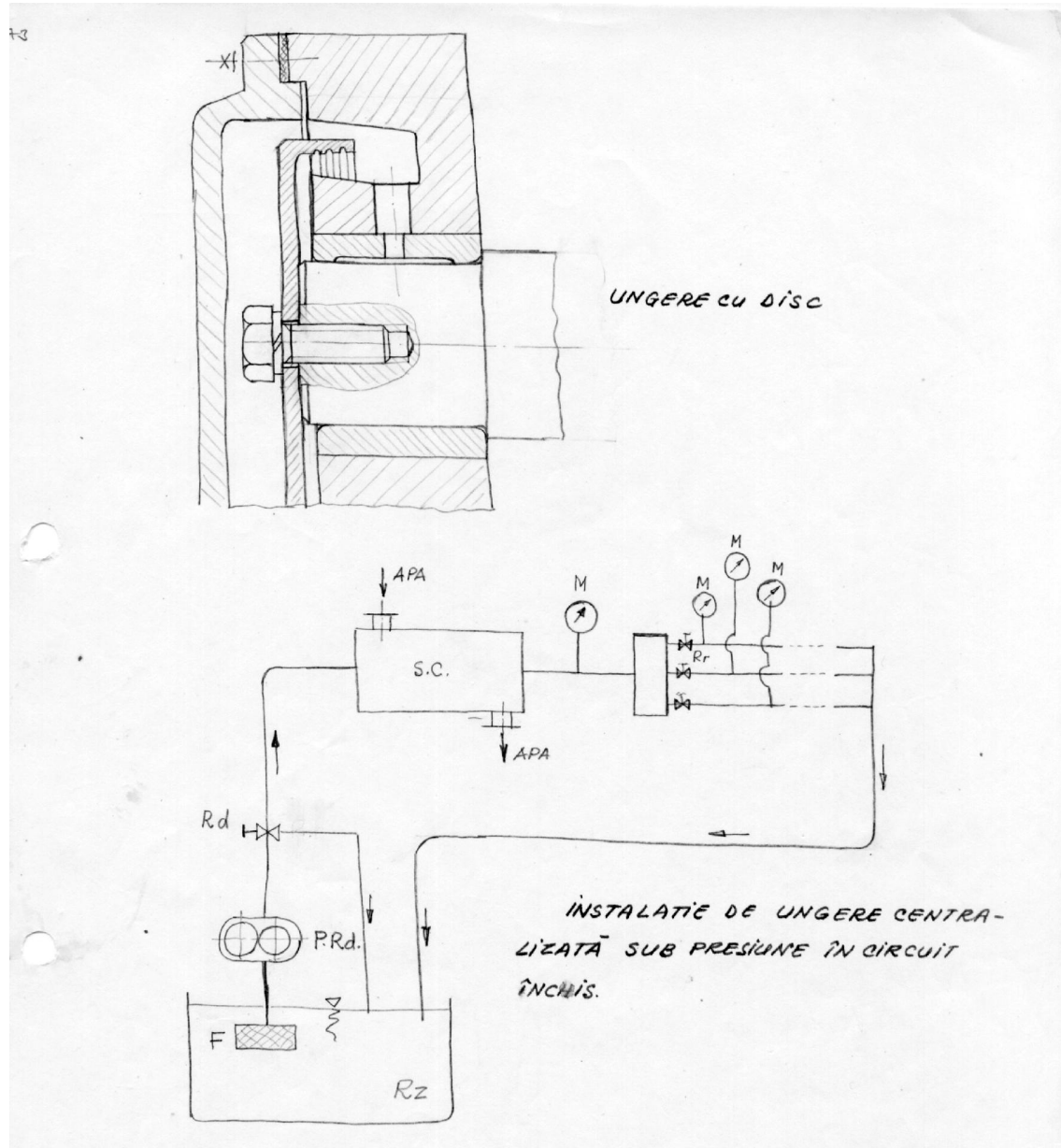


Fig. 6.

La instalația de ungere centralizat sub presiune în circuit închis din fig. 6., s-au notat:

- Rz – rezervor ulei;
- F – filtru;
- S.c. – schimb tor de caldura;
- P. Rd. – pompă cu roți dințate;
- R.d – regulator de debit;
- M – manometre pentru controlul presiunii de alimentare;

Rr – robinete pentru reglare.

6.6.6. Introducerea și repartizarea lubrifiantului în lag r

Procesul ungerii este direct influențat de modul de introducere și repartizare a uleiului în cuzinet.

Condițiile de bază care se cer respectate sunt (fig. 6.):

- introducerea lubrifiantului în zona neportant ;
- evitarea oricărei întreruperi a peliculei autoportante prin canale sau orificii;
- repartizarea lubrifiantului pe toată lungimea lag rului prin canale care nu se vor termina însă la marginea cuzinetului.

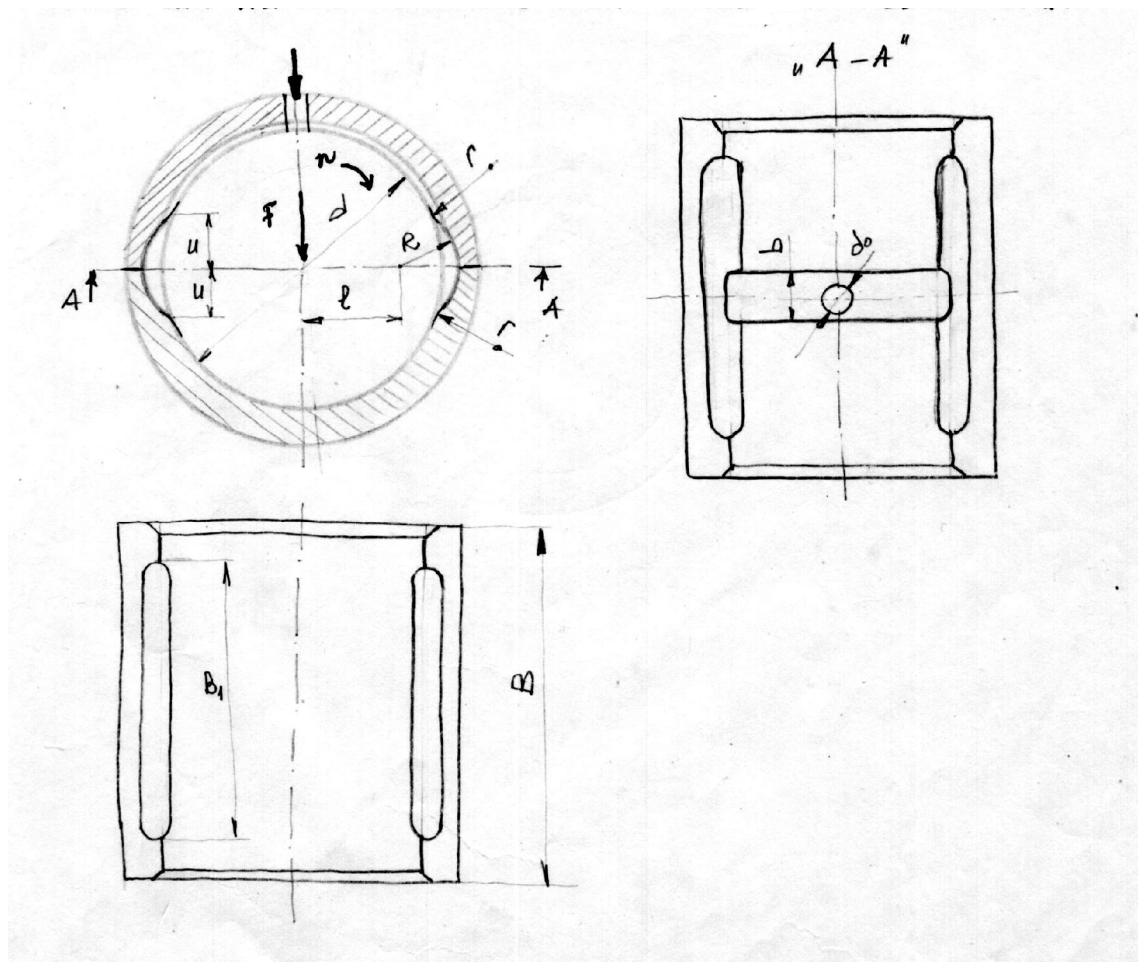


Fig. 6.



OSII I ARBORI DREP I

7.1. CARACTERIZARE. ROL FUNC IONAL. CRITERII DE CLASIFICARE

Osiile sunt organe de ma ini simple care au rolul de a sus ine alte organe de ma ini aflate în mi care de rota ie (continuu sau alternant) sau în repaus, f r s transmit momente de torsiune. Ele sunt solicitate numai la încovoiere de c tre for ele introduse de piesele sus inute, solicitarea la r sucire, determinat de frec rile din punctele de reazem (lag re), fiind mult prea mic i, deci, neglijabil (fig. 7.1).

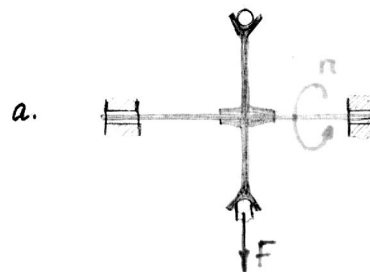


Fig. 7.1

Arborii sunt organe de ma ini simple, aflate în mi care de rota ie continuu sau alternant i care transmit momente de r sucire (mi carea i puterea) prin intermediul organelor de ma ini pe care ei le sus in (ro i din ate, ro i pentru curele, ro i pentru lan , ro i cu fric iune, semicuplaje, biele) – fig. 7.2. Rezult deci c arborii sunt solicita i simultan la r sucire ,de c tre momentul de torsiune transmis, i la încovoiere, de c tre for ele introduse de piesele sus inute.

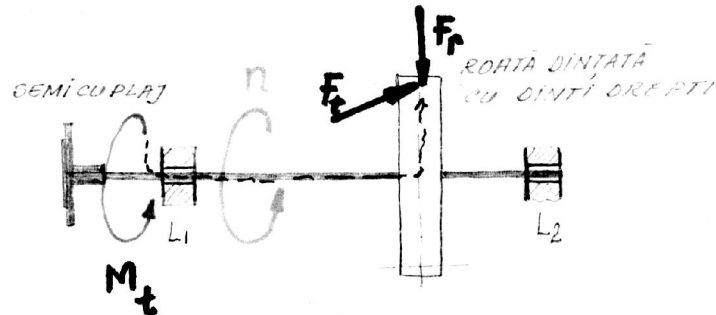
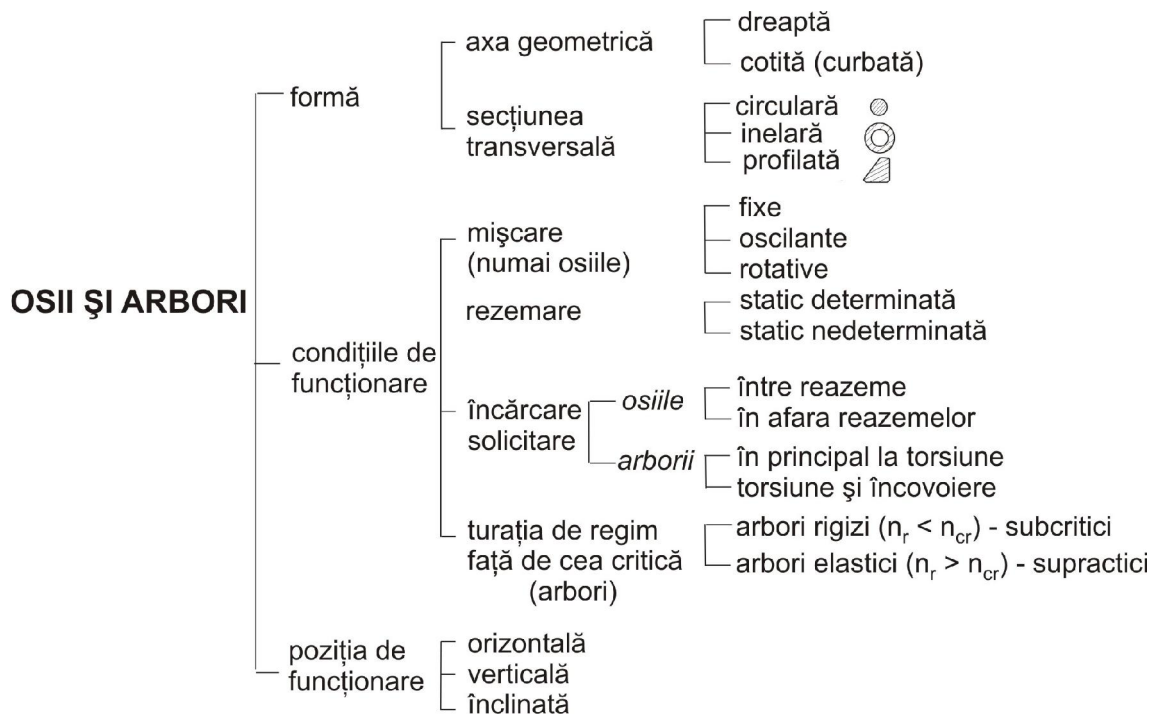


Fig. 7.2

Clasificarea osiilor și arborilor este redată în schema următoare:



Utilizarea osiilor și arborilor cu seciune transversală inelară (fig. 7.3) este impusă de reducerea greutății ansamblului din care fac parte, sau de considerente funcționale ale acestuia. Trebuie precizat însă, că acest lucru atrage după sine și diminuarea rezistenței mecanice, motiv pentru care seciunea optimă se obține atunci când reducerea greutății este maximă, iar diminuarea rezistenței este minimă, corelat însă și cu creșterea prețului de cost datorită manoperei.

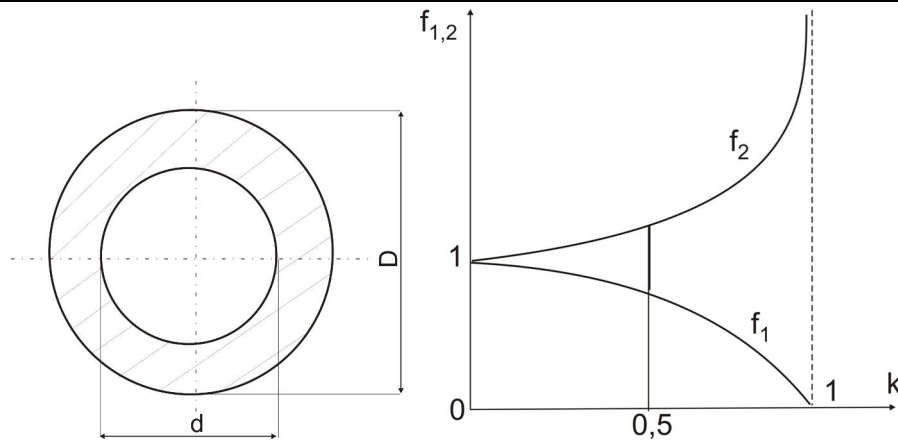


Fig. 7.3

$$G = \frac{\pi}{4} (D^2 - d^2) \gamma l = \frac{\pi}{4} D^2 \left[1 - \left(\frac{d}{D} \right)^2 \right] \gamma l = \frac{\pi}{4} D^2 (1 - k^2) \gamma l$$

$$G_o = \frac{\pi}{4} D^2 \gamma l$$

$$\frac{G}{G_o} = 1 - k^2 = f_1(k)$$

$$\sigma_i = \frac{M_i}{\frac{\pi}{32} D^3 (1 - k^4)}; \quad \sigma_{io} = \frac{M_i}{\frac{\pi}{32} D^3}; \quad \frac{\sigma_i}{\sigma_{io}} = \frac{1}{1 - k^4} = f_2(k)$$

Osiile drepte reprezintă cazul general, cu utilizarea cea mai larg : vagoane, mașini și dispozitive de ridicat etc. Osiile curbe reprezintă un caz particular și sunt întâlnite la autovehicule.

Arborii drepi se întâlnesc la transmisiile mecanice de uz general (prin angrenaje, prin roți cu fricțiune, prin curele, prin lanuri etc.), în construcția turbo-generatorelor etc.

Arborii cotași sunt caracteristici motoarelor cu ardere internă, pompelor, compresoarelor etc., cotelor când parte din mecanismul care transmite și transformă mișcarea (mecanismul cu bielă și manivelă).

7.2. MATERIALE ȘI TEHNOLOGIE

Materialul pentru construcția osiilor și arborilor trebuie să asigure următoarele calități:

- rezistență mecanică atât la solicitări statice, dar mai ales la solicitări variabile (la oboseală);
- rezistență chimică atunci când funcționează în medii corozive;
- rezistență termică;

- să fie ușor de prelucrat prin procedeul tehnologic adecvat formei constructive în rimii seriei de fabricație;

- să fie economice (nu mai bun decât este necesar).

Alegerea materialului necesar, pentru condiții date, se va face înănd seama de:

- mărimea și modul de variație în timp a sarcinilor preluate;

- condițiile de mediu în care va funcționa (temperatură și grad de corozi-vitate);

- ansamblul din care face parte și importanța în cadrul acestuia;

- procedeul tehnologic de realizare corelat cu forma și mărimea seriei de fabricație.

Pentru construcția osiilor și arborilor se utilizează :

- oțeluri carbon: OL 42, 50, 60 (standardizate) și oțelurile carbon de calitate OLC 35, 45 (standardizate);

- oțeluri aliate cu nichel, crom – nichel, crom – mangan, conform standar-delor;

- oțeluri turnate (standardizate);

- fonte de înaltă rezistență.

Utilizarea oțelurilor aliate se va face atunci când se urmărește reducerea greutății și dimensiunilor, cât și atunci când condițiile de mediu impun oțeluri anticorozive sau inoxidabile. Deoarece rezistența la oboseală este mai redusă, în cazul acestor oțeluri se vor lua măsuri constructive, prin forme și tratamente mecanice, termice sau termochimice pentru îmbunătățirea acestei calități.

Folosirea fontelor de înaltă rezistență pentru construcția arborilor asigură următoarele avantaje: economie de material și manoperă, realizarea unor forme convenabile pentru buna comportare în exploatare, sensibilitate mai redusă față de efectul de concentrare a tensiunilor, capacitate mai mare de amortizare a șocurilor și vibrațiilor, avantaje care compensează rezistența mai redusă.

În funcție de scop, dimensiuni, forma constructivă și mărimea seriei de fabricație, osiile și arborii se execută din semifabricate obținute prin:

- laminate trase precis;

- laminate cu forjare ulterioară ;

- forjare liberă din lingouri;

- forjare în matriță ;

- prin turnare.

Semifabricatele sunt prelucrate prin strunjire brută, urmată de finisarea suprafețelor. Calitatea de suprafață influențează, după cum este cunoscut, rezistența la solicitări variabile, rugozitățile și zgârieturile constituind amorse pentru ruperi. În final sau între fazele procesului de execuție, se vor efectua tratamente termice ca: recoacere, îmbunătățire, normalizare, călire etc. și mecanice, în scopul îmbunătățirii calității de rezistență mecanică.

Fusurile se rectifică, eventual după efectuarea unui tratament termic superficial de călire, cementare, niturare.

7.3. CALCULUL I CONSTRUC IA OSIILOR

În calculul de rezisten al osiilor se va lua în considerare numai solicitarea de încovoiere datorat for elor exterioare care încarc osia, neglijându-se efectele (so-licit rile) date de for ele t ietoare i de momentele de frecare din lag re. Proiectarea se va desf ura în urm toarea succesiune de etape (fig. 7.4):

- stabilirea schemei de înc rcare a osiei cu for ele exterioare;
- determinarea reac iunilor i trasarea diagramei de varia ie a momentului încovoietor;
- alegerea materialului, deci stabilirea rezisten ei admisibile;
- calculul diametrelor în sec iunile periculoase;
- trasarea formei având în vedere modul de rezemare, piesele sus inute i di-mensiunile anterior ob inute;
- verificarea la oboseal i la deforma ii (când este cazul);
- definitivarea formei constructive.

Diametrul osiei în sec iunea periculoas :

$$D = \sqrt[3]{\frac{32M_{i1}}{\pi(1-k^4)\sigma_{a_i}}} \text{ sec iune inelar ; } d = \sqrt[3]{\frac{32M_{i1}}{\pi\sigma_{a_i}}} \text{ sec iune circular plin ,}$$

în care: $\sigma_{a_i} = \frac{\sigma_c}{C_c}$ - osie fix $\sigma_{a_i} = \frac{\sigma_{-1}}{C_r}$ - osie rotitoare.

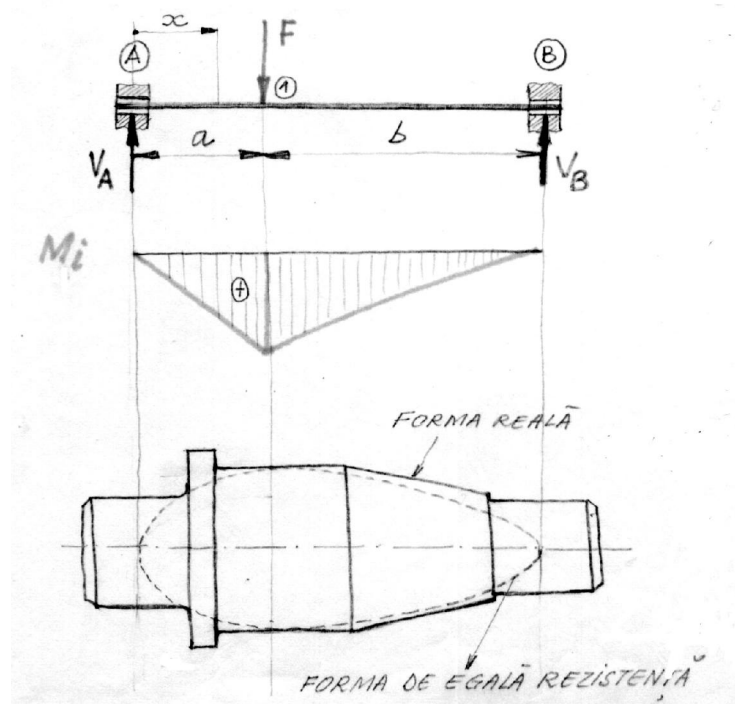


Fig. 7.4

Realizarea osiei cu diametrul d pe toată lungimea atrage după sine următoarele inconveniente:

- consum exagerat și inutil de material (formă neeconomică);
- imposibilitatea fixării axiale a pieselor susținute de osie;
- imposibilitatea rezemării axiale a osiei în lagere.

Eliminarea primului inconvenient este realizată de *osia de egal rezistență la încovoiere*:

$$\sigma_{i_{\max}} = \frac{M_{i_1}}{\frac{\pi d^3}{32}} = \frac{F \cdot \frac{ab}{a+b}}{\frac{\pi}{32} d^3}, \quad \sigma_{i_x} = \frac{M_{i_x}}{\frac{\pi d_x^3}{32}} = \frac{F \cdot \frac{bx}{a+b}}{\frac{\pi}{32} d_x^3}$$

$$\sigma_{i_{\max}} = \sigma_{i_x} \rightarrow \frac{a}{d^3} = \frac{x}{d_x^3}$$

$$d_x = d \sqrt[3]{\frac{x}{a}} \Rightarrow \text{paraboloid de revoluție de gradul III}$$

Construcția osiei cu această formă prezintă următoarele dezavantaje:

- preț ridicat, datorită execuției dificile;
- nu permite fixarea axială a pieselor susținute pe osie;
- nu permite rezemarea axială și radială a osiei în lagere.

Forma reală se obține din tronșoane cilindrice și tronșoane circumscrise formei de egal rezistență. Se va acorda atenție la salturile de diametre pentru diminuarea efectului de concentrare a tensiunilor prin racordări corespunzătoare.

În cazul osiilor rotative, solicitarea de încovoiere are loc, în timp, după un ciclu alternant simetric, motiv pentru care se impune verificarea la oboseală:

$$C_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{\beta_{k\sigma}}{\varepsilon_\sigma \cdot \sigma_{-1}} \sigma_v} \geq C_a$$

în care: $\sigma_v = \sigma_i = M_i / W_z$;

C_a – se va alege în funcție de ansamblul din care face parte osia și importanța ei în cadrul acestuia.

Dacă relația de verificare nu va fi satisfăcută se pot lua următoarele măsuri:

- modificarea geometriei concentratorului de tensiuni, în sensul diminuării acestuia;

- măriră diametrului osiei în secțiunea verificată;

- alegerea unui material cu valori de rezistență la oboseală mai ridicate.

Pentru osiile tubulare (cu secțiune transversală inelară) se recomandă:

$$\beta = \frac{d_1}{d} = \frac{d}{D} = 0,3K0,8 \quad \text{- cele prelucrate pe mașini unelte};$$

$$S = \frac{d - d_1}{2} = \frac{D - d}{2}; \quad 20 < S < 60 \quad \text{- cele obținute prin turnare.}$$

7.4. CALCULUL ȘI CONSTRUCȚIA ARBORILOR DREPT

Calculul și proiectarea arborilor drepi se realizează în următoarea succesiune de etape:

- calculul de predimensionare realizat în funcție de elementele inițial cunoscute, de solicitările arborelui și de domeniul de utilizare;
- proiectarea formei pe baza rezultatelor obținute la predimensionare, a modului de rezemare a arborelui și a pieselor pe care acesta le susține;
- verificarea formei arborelui predimensionat;
- definitivarea formei constructive.

a) Calculul de predimensionare

a.1. În cazul când nu sunt cunoscute distanțele dintre secțiunile de rezemare și secțiunile în care sunt montate piesele susținute, deci nu se pot determina momentele încovoietoare, predimensionarea se va efectua numai la răsucire:

$$d = \sqrt[3]{\frac{16M_t}{\pi\tau_{at}}} \text{ (secțiune circulară plină) } \text{ sau } D = \sqrt[3]{\frac{16M_t}{\pi(1-k^4)\tau_{at}}} \text{ (secțiune inelară) }; \quad k = \frac{d}{D}$$

în care

$$\tau_{at} = (50 \text{K} 80) \frac{N}{\text{mm}^2} \quad \text{pentru arbori solicitați în principal la răsucire};$$

$$\tau_{at} = (15 \text{K} 30) \frac{N}{\text{mm}^2} \quad \text{pentru arbori solicitați în aceeași măsură la}$$

răsucire și la încovoiere.

a.2. Când condițiile funcționale limitează strict deformarea unghiulară de torsiune, predimensionarea se va realiza din condiția ca aceasta să nu depășească o anumită valoare admisibilă pe unitatea de lungime (de regulă 1 m):

$$\theta = \frac{M_t \cdot l}{G \cdot I_p} = \frac{M_t \cdot 10^3}{G \cdot \frac{\pi d^4}{32}} = \frac{32 \cdot 10^3 M_t}{\pi G d^4} \leq \theta_a \quad [\text{rad/m}]$$

$$d = \sqrt[4]{\frac{32 \cdot 10^3}{\pi} \cdot \frac{M_t}{G \theta_a}} \quad [\text{mm}],$$

în care:

- M_t – momentul de torsiune transmis de arbore, în [N · mm];
- G – modulul de elasticitate transversal, în [N · mm];
- θ_a – valoarea admisibilă a deformării unghiulare, în [rad/m].

a.3. Atunci când se cunosc distanțele dintre reazeme și piesele susținute, predimensionarea se va efectua la solicitare compusă: răsucire și încovoiere simultan.

Momentul încovoietor va determina pentru arbore o solicitare după un ciclu alternant simetric, chiar dacă forțele care îl produc sunt constante, deoarece acestea și

fibr exterior , supus într-o anumit pozi ie la compresiune, dup rotirea cu 180° este solicitat la întindere.

Momentul de torsiune va determina pentru arbore, în func ie de ansamblul din care face parte, o solicitare: constant (static), pulsatorie sau alternant simetric .

Realizarea predimension rii în acest caz implic urm toarea succesiune de etape (fig. 7.5):

- Stabilirea schemei de înc rcare a arborelui (I).
- Reducerea ac iunii for elor care încarc arborele în dou plane: planul vertical – planul desenului (II) i planul orizontal – planul perpendicular pe planul desenului (IV).
- Calculul reac iunilor corespunz toare înc rc rii arborelui în cele dou plane i trasarea diagramelor momentelor încovoietoare (III, V); se vor utiliza ecua iile de echilibru de momente i de for e.
- Trasarea diagramei momentului de torsiune transmis de arbore (VI).

Planul vertical – Calculul reac iunilor în punctele de reazem

$$\left(\sum M_i\right)_B = 0 \rightarrow V_A(a+b+c) - F_{r_1}(b+c) - F_{a_1} \cdot \frac{d_1}{2} + F_{r_2} \cdot c - F_{a_2} \cdot \frac{d_2}{2} = 0 \rightarrow V_A$$

$$\left(\sum M_i\right)_A = 0 \rightarrow V_B(a+b+c) - F_{r_2}(a+b) - F_{a_2} \cdot \frac{d_2}{2} + F_{r_1} \cdot a - F_{a_1} \cdot \frac{d_1}{2} = 0 \rightarrow V_B$$

Verificare:
$$\bar{V}_A + \bar{V}_B + \bar{F}_{r_1} + \bar{F}_{r_2} = \bar{0}$$

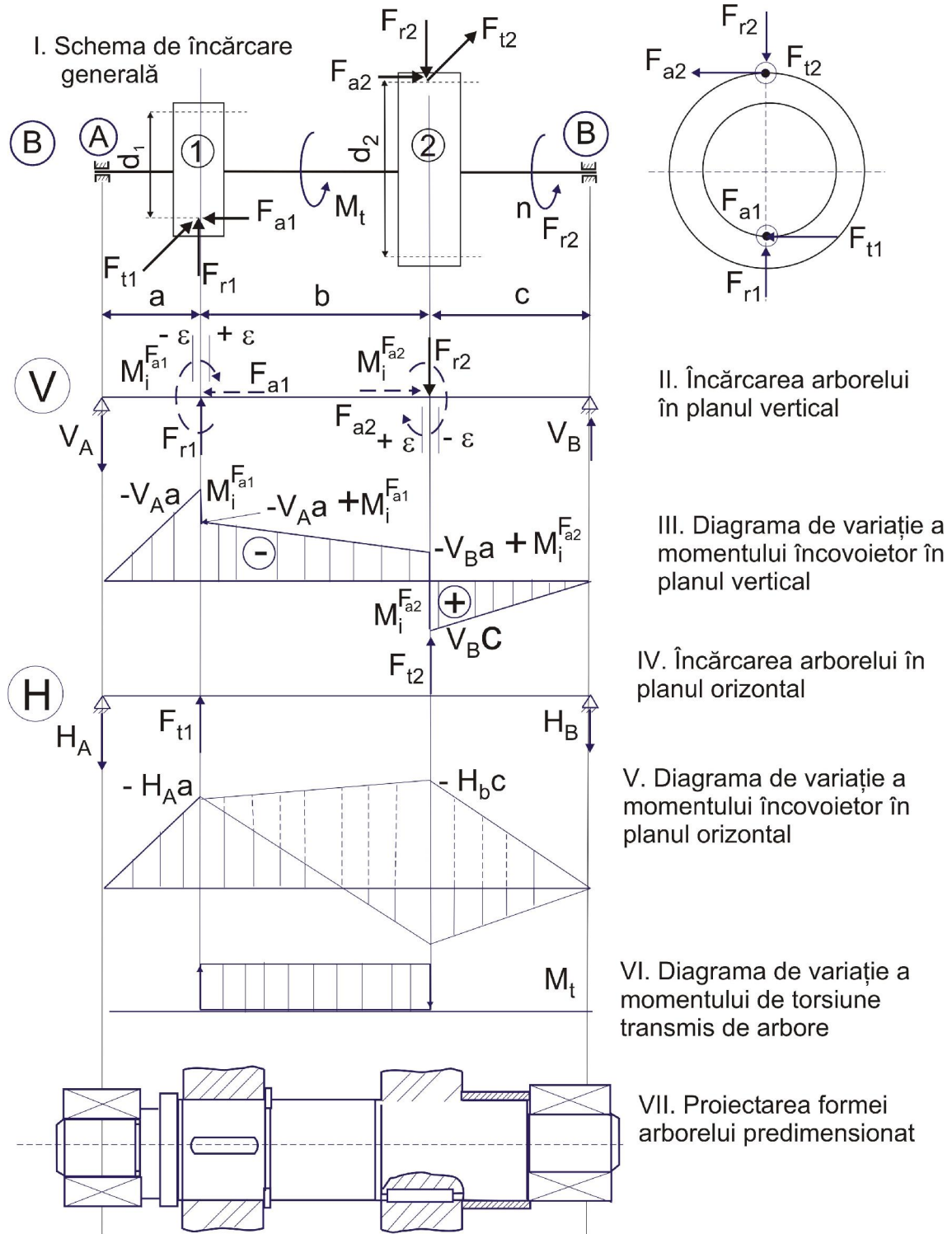


Fig. 7.5

Planul orizontal

$$\left(\sum M_i\right)_B = 0 \rightarrow H_A(a+b+c) - F_{t_1}(b+c) + F_{t_2} \cdot c = 0 \rightarrow H_A$$

$$\left(\sum M_i\right)_A = 0 \rightarrow H_B(a+b+c) - F_{t_2}(a+b) + F_{t_1} \cdot a = 0 \rightarrow H_B$$

$$\text{Verificare: } \bar{H}_A + \bar{H}_B + \bar{F}_{t_1} + \bar{F}_{t_2} = \bar{0}$$

Calculul momentelor încovoietoare și trasarea diagramelor de variație a acestora pe lungimea arborelui, corespund toare încercările în cele două plane (III și V):

Planul vertical

$$(M_i)_{1-\varepsilon} = -V_A \cdot a$$

$$(M_i)_{1+\varepsilon} = -V_A \cdot a + F_{a_1} \cdot \frac{d_1}{2}$$

$$(M_i)_{2-\varepsilon} = V_B \cdot c$$

$$(M_i)_{2+\varepsilon} = V_B \cdot c - F_{a_2} \cdot \frac{d_2}{2}$$

Planul orizontal

$$M_{i_1} = -H_A \cdot a$$

$$M_{i_2} = -H_A(a+b) + F_{t_1}b = H_B \cdot b$$

- Stabilirea secțiunilor cele mai solicitate (în exemplul considerat 1 și 2) și calculul momentelor încovoietoare totale în aceste secțiuni:

$$M_{i_1} = \sqrt{(M_{i_1})_V^2 + (M_{i_1})_H^2}$$

$$M_{i_2} = \sqrt{(M_{i_2})_V^2 + (M_{i_2})_H^2}$$

- Calculul momentului echivalent cu acțiunea simultană a momentului încovoietor și a momentului de torsiune, corespund toare secțiunilor periculoase:

$$M_{ech.1} = \sqrt{M_{i_1}^2 + (\alpha M_t)^2}$$

$$M_{ech.2} = \sqrt{M_{i_2}^2 + (\alpha M_t)^2}$$

în care coeficientul α înseamnă că cele două momente solicită arborele, în timp, după cicluri diferite:

$$\alpha = \sigma_{ai III} / \sigma_{ai I} \approx 0,3 \quad - \text{dac } M_t \text{ este constant în timp;}$$

$$\alpha = \sigma_{ai III} / \sigma_{ai II} \approx 0,6 \quad - \text{dac } M_t \text{ este pulsator (cazul cel mai frecvent);}$$

$$\alpha = \sigma_{ai III} / \sigma_{ai III} = 1 \quad - \text{dac } M_t \text{ este alternant simetric;}$$

în care: $\sigma_{ai I}$, $\sigma_{ai II}$, $\sigma_{ai III}$ sunt rezistențele admisibile la încovoiere ale materialului din care este confecționat arborele, corespund toare ciclurilor de solicitare static, pulsator și, respectiv, alternant simetric.

- Calculul diametrelor arborelui în secțiunile cele mai solicitate:

$$d_{a1} = \sqrt[3]{\frac{32M_{ech.1}}{\pi \sigma_{ai III}}}; \quad d_{a2} = \sqrt[3]{\frac{32M_{ech.2}}{\pi \sigma_{ai III}}};$$

$$i \quad \sigma_{ai III} = \frac{\sigma_{-1}}{c_r}.$$

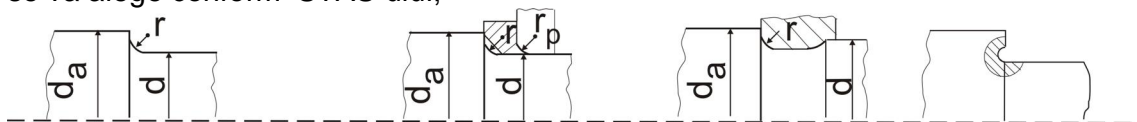
b) Proiectarea formei arborelui predimensionat

Forma arborelui se va stabili pe baza diametrelor obținute la etapa de predimensionare, cu considerarea condițiilor impuse de rolul funcțional, tehnologia de execuție și de montaj, de modul de rezemare (tipul lagrelor – cu alunecare sau cu rostogolire), de piesele susținute prin intermediul cărora transmite momentul de torsiune și modul în care acestea se assemblează și se montează pe arbore. În acest sens se pot face următoarele precizări (fig. 7.6):

- diametrele tronșoanelor, pe care se montează piesele susținute, se vor alege din șirul de numere normale standardizate.

- dacă rezemarea se realizează pe lagre cu rostogolire, diametrele fusurilor se vor alege din seria de dimensiuni a diametrelor interioare a rulmenților.

- salturile de diametre se vor executa cu raze de racordare, a căror mărime se va alege conform STAS-ului;



Raza de racordare r trebuie să fie mai mică decât raza de racordare sau teitura piesei montate pe arbore; în caz contrar, nu se va realiza fixarea axială a piesei pe un rulment arborelui creat din saltul de diametru.

Dacă solicitarea variabilă impune raza de racordare mare ($0,1 d$), pentru fixarea axială a pieselor pe un rulment creat prin saltul de diametru se vor utiliza inele intermediare.

Pentru a se putea realiza rectificarea tronșonului cu diametrul d , cât și suprafața frontală a rulmentului, se vor realiza degajări speciale conform STAS.

Racordare interioară.

Fig. 7.6

- pentru rezemarea axială a inelelor interioare a rulmenților se prevăd umeri de sprijin și raze de racordare ale căror valori sunt standardizate;

- dacă piesele susținute se montează pe arbore prin pene, se va compensa slăbirea rezistenței prin majorarea diametrului: cu 4% când se utilizează o singură pană, cu 7% când se folosesc două pene montate la 120° și cu 10% când se folosesc două pene montate diametral opus.

- forma și dimensiunile capetelor de arbore se vor alege conform standardelor (pentru capete de arbore cilindrice și capete de arbore conice).

- dacă pe un tronșon al arborelui se vor monta mai multe piese care formează cu acestea ajustaje diferite, se va urmări montajul prin stabilirea unor toleranțe corespunzătoare.

- canalele de pan se rotunjesc pentru diminuarea efectului de concentrare a tensiunilor (fig. 7.7);

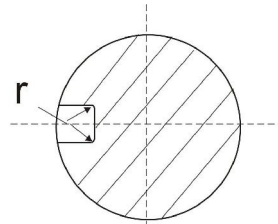


Fig. 7.7

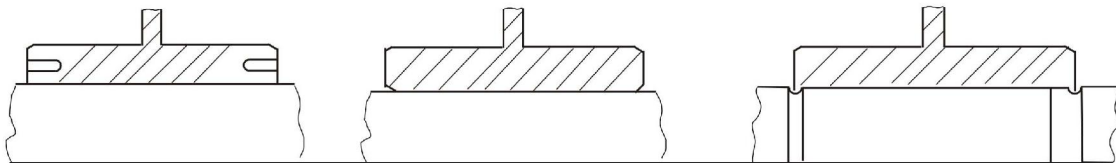


Fig. 7.8

- încercările puternice de la marginile butucului presat pe arbore se pot diminua printr-o formă elastică a butucului (fig. 7.8, a), prin rotunjirea marginilor alezajului (fig. 7.8, b) sau prin canale (fig. 7.8, c) de descărcare executate pe arbore.

c) Verificarea arborelui predimensionat

c.1. Verificarea la deformare

Sub acțiunea sarcinilor exterioare, arborii pot prezenta deformări de încovoiere (flexionale) – unghiuri (α) și sgei (f) – și de răsucire (torsionale) – unghiuri de răsucire (θ); sunt mai puțin importante deformările axiale pentru arborii de uz general, acestea prezentând interes numai în cazul arborilor verticali (de exemplu: la turbine).

Metoda de calcul a acestor deformări a fost prezentată în cadrul cursului de Rezistența materialelor:

$$\alpha = \int -\frac{M_{ix}}{EI} dx \leq \alpha_a \quad f = \int \alpha_x dx \leq f_a \quad \theta = \frac{M_t \cdot l}{GI_p} \leq \theta_a$$

Observație: Dacă relațiile de verificare la deformare nu vor fi satisfăcute, se vor lua măsuri pentru diminuarea acestora prin mărirea rigidității arborelui: forma constructivă, mărirea diametrului, micșorarea lungimii dintre punctele de reazem sau a consolei.

Valorile efective ale deformărilor se vor compara cu cele admisibile, a căror mărime este dependentă de ansamblul din care face parte arborele. Ca orientare generală se precizează următoarele limite:

$$f_{\max} \leq 3 \cdot 10^{-4} l; \quad \alpha_{\max} \leq 10^{-3} \text{ rad}; \quad \theta_{\max} \leq (5'K13^\circ)/m$$

c.2. Verificarea la oboseală

Verificarea se va face în seciunile în care arborele prezintă concentratori de tensiuni (salturi de diametru, canale de pan , guri pentru tifturi, canale pentru inele elastice, tronsoane filetate etc.). Calculul constă în determinarea coeficientului total de siguranță la solicitare variabil :

- Coeficientul de siguranță pentru solicitarea de încovoiere:

$$* \text{ metoda Soderberg: } c_{\sigma} = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{\beta_{k\sigma}}{\varepsilon_{\sigma}\gamma} \cdot \sigma_V}$$

$$\sigma_V = \frac{M_i}{W_{inet}}$$

- Coeficientul de siguranță pentru solicitarea de torsiune:

$$M_t = \text{constant} \quad c_{\tau} = \frac{\tau_c}{\tau_t} \quad \tau_t = \frac{M_t}{W_{pnet}}$$

$$M_t = \text{pulsator} \quad \left\{ \begin{array}{l} * \text{ Soderberg: } c_{\tau} = \frac{1}{\frac{\beta_{k\tau}}{\varepsilon_{\tau}\gamma} \cdot \frac{\tau_V}{\tau_{-1}} + \frac{\tau_m}{\tau_c}}, \tau_m = \tau_V = \frac{1}{2} \tau_t = \frac{M_t}{W_{pnet}} \\ * \text{ Serensen: } c_{\tau} = \frac{1}{\frac{\beta_{k\tau}}{\varepsilon_{\tau}\gamma} \cdot \frac{\tau_V}{\tau_{-1}} + \psi_{\tau} \frac{\tau_m}{\tau_{-1}}}, \quad \psi_{\tau} = \frac{2\tau_{-1} - \tau_0}{\tau_0} \end{array} \right.$$

$$M_t = \text{alternant simetric: } c_{\tau} = \frac{\tau_{-1}}{\frac{\beta_{k\tau}}{\varepsilon_{\tau} \cdot \gamma} \cdot \tau_V} \quad \tau_V = \tau_t = \frac{M_t}{W_{pnet}}$$

- Coeficientul de siguranță total

$$c_{tot} = \frac{c_{\sigma} \cdot c_{\tau}}{\sqrt{c_{\sigma}^2 + c_{\tau}^2}} \geq c_a = 1,5$$

Observații

1) Dacă relația de verificare nu va fi satisfăcută, se vor lua măsururi (vezi la osii) pentru majorarea coeficientului de siguranță.

2) Dacă concentratorul de tensiune diminuează rezistența seciunii arborelui, aceasta se va considera în relațiile de calcul a modulului de rezistență (canale de pan , orificii pentru tifturi).

c.3. Verificarea arborilor drepi la vibrații

În funcție de sarcina perturbatoare, arborii drepi pot prezenta: **vibrații flexionale** (de încovoiere) – sarcina perturbatoare acționează perpendicular pe axa arborelui, **vibrații torsionale** (de răsucire) – sarcina perturbatoare este un moment de răsucire – și **vibrații longitudinale** – sarcina perturbatoare este o forță care acționează în lungul axei arborelui.

Verificarea la vibrații are drept scop evitarea fenomenului de rezonanță mecanică, respectiv a suprapunerii frecvenței proprii a ansamblului arbore – piese susținute – lagre, peste frecvența de regim. Funcționarea arborelui cu o frecvență apropiată de cea proprie este caracterizat de deformări mari care au un efect negativ asupra ansamblului din care face parte, ducând la creșterea importantă a sarcinilor dinamice, a zgomotului și la micșorarea considerabilă a preciziei funcționale.

c.3.1. Verificarea la vibrații flexionale

• Modul exact de tratare a problemei turărilor critice este destul de complicat și laborios, motiv pentru care se va prezenta o tratare simplificată, pentru un caz simplu: arbore vertical cu un disc de masă m montat în secțiunea mediană dintre reazeme (fig. 7.9).

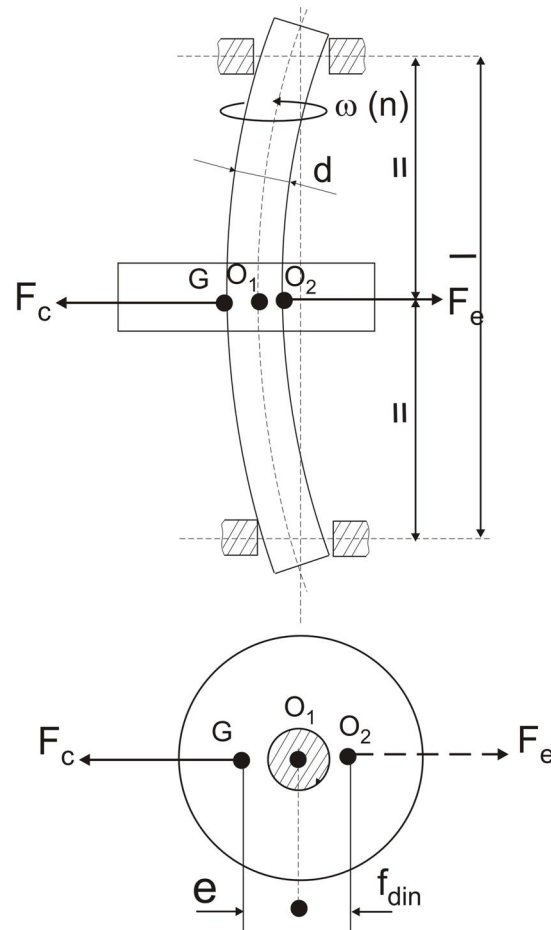


Fig. 7.9

Datorit unor imperfec iuni i erori inerente (neomogenitatea materialului discului i arborelui, imprecizii de execu ie i montaj etc.), centrul de greutate G nu este situat pe fibra (axa) medie a arborelui nedeformat (axa lag relor), respectiv $G \neq O_1$. În consecin , în timpul func ion rii va ap rea o for centrifug F_c care va determina deforma ia f_d pentru arbore. Acestei fore active i se vor opune for a reactiv determinat de rigiditatea arborelui – for a elastic F_e .

Se vor admite urm toarele ipoteze:

- masa arborelui neglijabil în raport cu cea a discului (mas concentrat);
- centrul arborelui nedeformat O_1 , centrul arborelui deformat O_2 i centrul de greutate G sunt coliniare în timpul func ion rii (nu apare efectul grosopic);
- în timpul func ion rii, arborele se va roti în jurul propriei axe deformat e i va executa o mi care de precesie în jurul axei lag relor (respectiv a axei nedeformate).

Cu nota iile din fig. 7.9, la atingerea regimului stabil de func ionare, se poate scrie rela ia:

$$F_c = F_e \quad \text{sau} \quad m(f_d + e)\omega^2 = kf_d,$$

în care k este rigiditatea la încovoierea arborelui care, în cazul considerat, are expresia:

$$k = \frac{48EI}{l^3} = \frac{48\pi}{64} E \frac{d^4}{l^3} = c \frac{d^4}{l^3}$$

Din ultima egalitate rezult rela ia de calcul a s ge ii dinamice:

$$f_d = \frac{me\omega^2}{k - m\omega^2}$$

Valoarea frecven ei proprii a ansamblului arbore-disc, respectiv a vitezei unghiulare critice, ω_{cr} , va fi aceea pentru care s geata dinamic (amplitudinea vibra iilor) tinde c tre infinit:

$$k - m\omega^2 \Rightarrow \infty \quad \Rightarrow \quad \omega_{cr} = \sqrt{\frac{k}{m}} \quad \text{i} \quad n_{cr} = \frac{30}{\pi} \sqrt{\frac{k}{m}}.$$

Dac arborele are o pozi ie orizontal (fig. 7.10), greutatea G a discului determin o s geat static f_s , care poate fi scris sub forma:

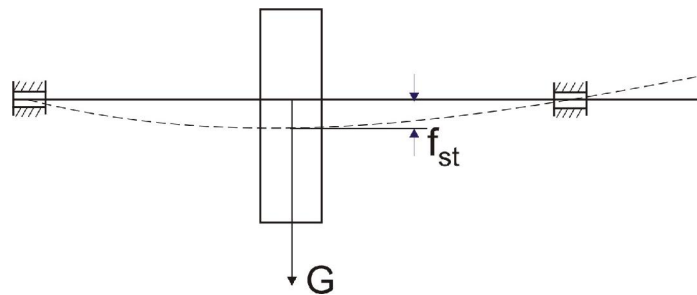


Fig. 7.10

$$f_s = \frac{G}{k} = \frac{mg}{k}, \quad \text{din care} \quad \frac{k}{m} = \frac{g}{f_{st}}$$

În aceste condiții, pentru arborii orizontali vom avea:

$$\omega_{cr} = \sqrt{\frac{g}{f_s}} \quad \text{și} \quad n_{cr} = \frac{30}{\pi} \sqrt{\frac{g}{f_s}}$$

Fig. 7.11 evidențiază câteva aspecte privind comportarea la vibrații a arborelui într-o gamă largă de turații, în cazul în care se neglijează amortizarea:

$$\frac{f_d}{e} = \frac{\left(\frac{\omega}{\omega_{cr}}\right)^2}{1 - \left(\frac{\omega}{\omega_{cr}}\right)^2}$$

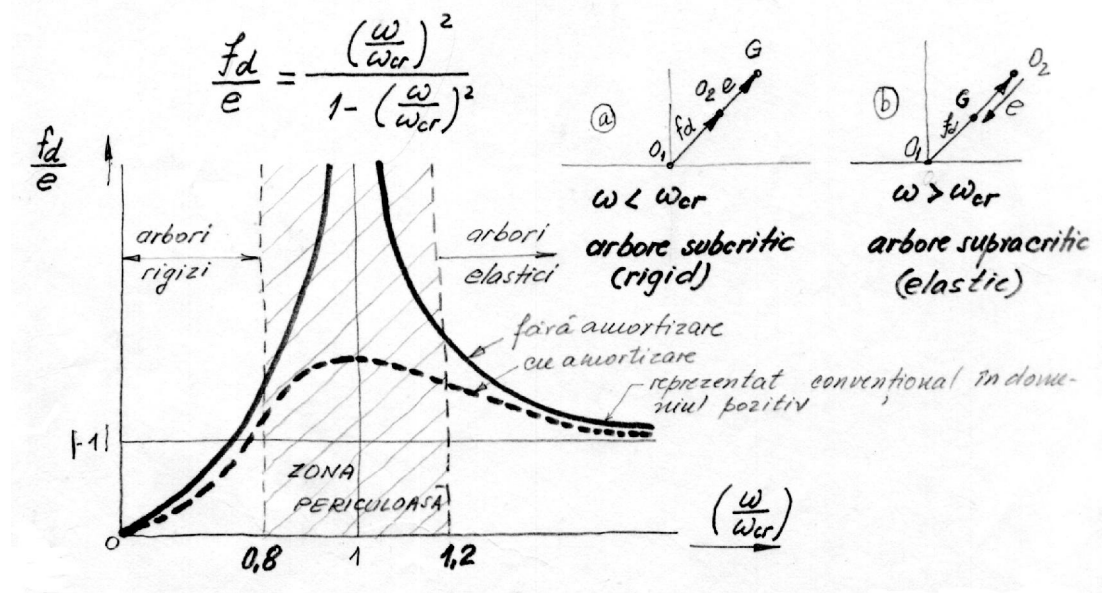


Fig. 7.11

Concluziile principale care se desprind din ultima relație sunt următoarele:

- a) când arborele este în repaus, $\omega = 0$, $\frac{\omega}{\omega_{cr}} = 0$ și $f_d = 0$;
- b) pentru $\omega/\omega_{cr} < 1$, $\omega < \omega_{cr}$; $f_d/e > 0$, deci f_d și e au același sens; arbori subcritici (rigizi);
- c) dacă $\omega/\omega_{cr} = 1$, $\omega = \omega_{cr}$ și $f_d \rightarrow \infty$; este cazul regimului critic (al turației critice);
- d) când $\omega/\omega_{cr} > 1$, $\omega > \omega_{cr}$ și $f_d/e < 0$; deci f_d și e au semne contrarii; arbore supracritic (elastic);

e) dac $\omega \rightarrow \infty$, rezult $f_d/e \rightarrow |-1|$, respectiv $f_d \rightarrow e$ - fenomenul de autocentrare.

Func ionarea sigur a arborelui va avea loc dac :

$$1,2 \leq \frac{\omega}{\omega_{cr}} \leq 0,8$$

Utilizarea arborilor elastici i deci a efectului de autocentrare constituie deseori solu ia optim , îndeosebi pentru arborii care trebuie s lucreze la tura ii mari sau la arborii agregatelor de mari dimensiuni (exemplu: arborii turbinelor). În aceste cazuri, trecerea prin zona de rezonan (zona periculoas) – la pornire i la oprire – trebuie s se fac cu o accelera ie unghiular cât mai ridicat , cu sau f r utilizarea simultan a unor tampoane elastice limitatoare a deforma iilor.

Amortizarea natural a vibra iilor flexionale este asigurat în special de pelicula de lubrifiant a lag relor cu alunecare cu ungere hidrodinamic sau hidrostatic i mult mai pu in de arbore sau de structura de rezemare (carcas etc.)

În cazul utilizarii lag relor cu rostogolire, pelicula de lubrifiant nu exist sau este mult prea sub ire, motiv pentru care se poate adopta solu ia rezemarii rulmentului pe un element amortizor (fig. 7.12):

- film de lubrifiant sub presiune;
- straturi amortizoare cu frecare uscat sau frecare intern (din cauciuc).

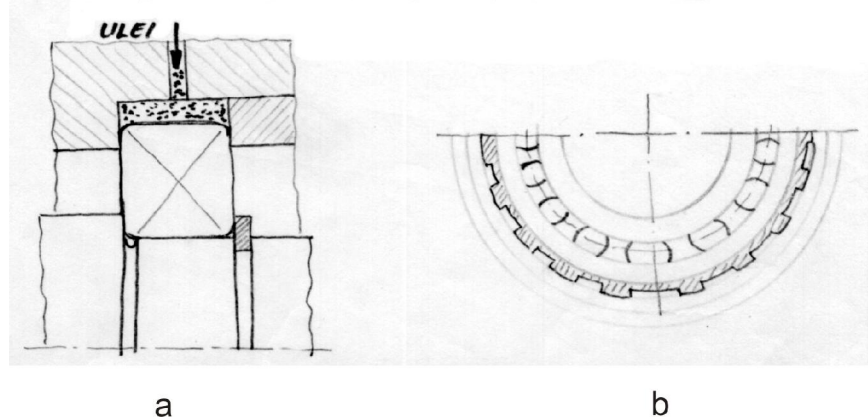


Fig. 7.12

c.3.2. Verificarea la vibra ii torsionale

Pentru exemplificare, se consider un arbore drept cu sec iune constant (fig. 7.13), care este la un cap t încastat, iar la cel lalt are montat un disc de mas m i moment de iner ie masic J . Dac se aplic un moment de torsiune M_t asupra discului, arborele se va deforma (r suci) cu un unghi θ . Varia ia momentului motor va determina varia ia cuplului de sens contrar dat de for ele elastice interioare ale arborelui i de for ele de amortizare (frecare).

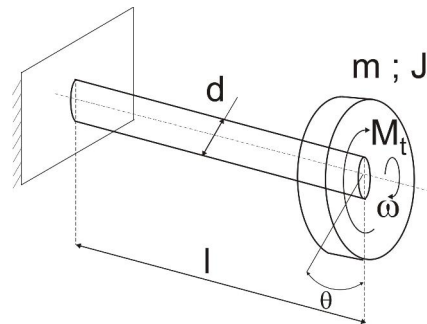


Fig. 7.13

Ecua ia diferen ial a mi c rii oscilante libere amortizate care se produce are forma:

$$J \frac{d^2\theta}{dt^2} + k' \frac{d\theta}{dt} + k'\theta = 0; \quad k' - \text{rigiditatea torsional a arborelui}$$

Solu ia acestei ecua ii, dac se neglijeaz amortizarea $\left(k' \frac{d\theta}{dt} = 0\right)$, este de forma:

$$\theta = A \cos \omega t + B \sin \omega t$$

Dubla derivare a acestei solu ii, introdus în ecua ia diferen ial a mi c rii oscilante, duce la solu ia:

$$\omega_{cr} = \sqrt{\frac{k'}{J}} \quad \text{i} \quad n_{cr} = \frac{30}{\pi} \sqrt{\frac{k'}{J}}$$

în care:

$$k' = \frac{G I_p}{l} = \frac{\pi}{32} G \frac{d^4}{l}$$

Frecvent, arborele real este de sec iune variabil . Ca urmare, se va lucra cu un arbore echivalent de sec iune constant având aceea i rigiditate torsional cu arborele real. În principiu, se poate alege ca valoare d_0 a arborelui echivalent orice m rime, dar uzual se va alege unul din diametrele arborelui real, i anume cel care intervine mai des pe lungimea lui (fig. 7.14).

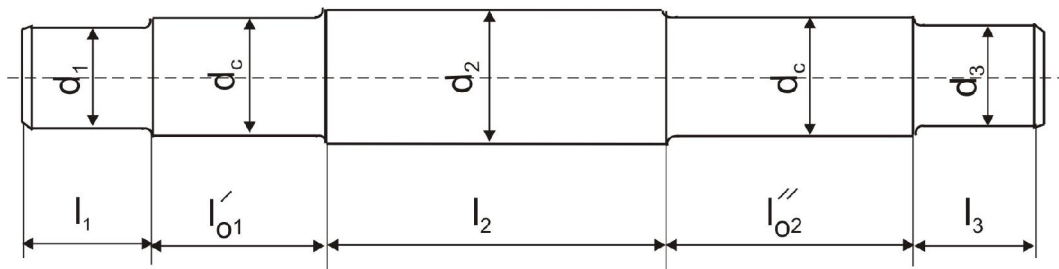


Fig. 7.14

Înlocuirea se face pentru fiecare tronson în parte:

$$k' = \frac{Gl_p}{l_i} = \frac{Gl_{p_o}}{l_o} \Rightarrow I_{oi} = I_i \left(\frac{d_o}{d_i} \right)^4 \quad I_{o2} = I_2 \left(\frac{d_o}{d_2} \right)^4$$

$$I_{o1} = I_1 \left(\frac{d_o}{d_1} \right)^4 \quad I_{o3} = I_3 \left(\frac{d_o}{d_3} \right)^4$$

Lungimea total a arborelui echivalent, cu diametrul d_o , va fi în cazul de față :

$$L_o = I_1 \left(\frac{d_o}{d_1} \right)^4 + I'_{o1} + I_2 \left(\frac{d_o}{d_2} \right)^4 + I''_{o1} + I \left(\frac{d_o}{d_3} \right)^4$$

Momentul de inerție al masei oscilante se determină folosind relația de principiu:

$$J = \int_m \rho^2 dm = m \rho_i^2$$

Pentru un volant cu diametrul de inerție D_i , expresia momentului de inerție este

$$J = \frac{G_v D_i^2}{4g}$$

în care: G_v - greutatea volantului g - accelerația terestră .

Un subansamblu frecvent întâlnit este arborele drept pe care sunt montate două discuri (fig. 7.15). Cele două discuri nu pot oscila decât unul contra celuilalt, ca o consecință, arborele va avea o secțiune neutră, notată cu $n - n$.

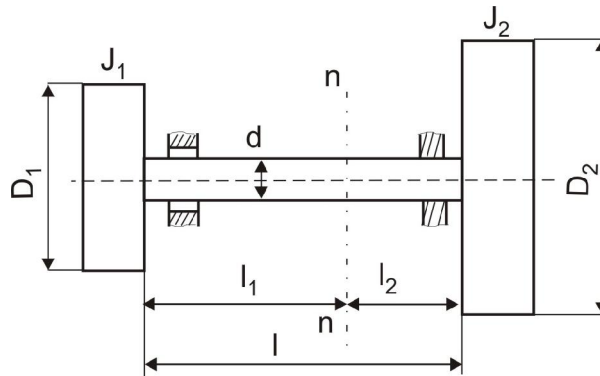


Fig. 7.15

Poziția relativă a lagurilor față de discuri nu influențează valoarea turăii critice. Ca urmare, pentru fiecare parte de arbore cu rigiditatea k'_1 și k'_2 se poate scrie:

$$\omega_{cr} = \sqrt{\frac{k'_1}{J_1}} = \sqrt{\frac{k'_2}{J_2}}$$

și (similar cu o ecuație de echilibru a momentului forțelor):

$$J_1 I_1 = J_2 I_2 = J_2 (I - I_1) \quad \text{sau} \quad I_1 = I \frac{J_2}{J_1 + J_2}$$

Rigidit ile k'_1 i k'_2 se pot calcula cu rela iile:

$$k'_1 = \frac{I_p G}{I_1} \quad \text{i} \quad k'_2 = \frac{I_p G}{I_2}$$

În care:

- $I_p = \frac{\pi}{32} d^4$ - momentul de iner tie polar;
- G – modulul de elasticitate transversal.

Pulsa ia critic se va calcula cu rela ia:

$$\omega_{cr} = \sqrt{\frac{I_p G}{I_1 J_1}} = \sqrt{\frac{I_p G}{I} \cdot \frac{J_1 + J_2}{J_2 J_1}}$$

Pentru atenuarea vibra iilor torsionale se pot utiliza amortizoare de vibra ii cu frecare uscat sau vâscoas (fig. 7.16).

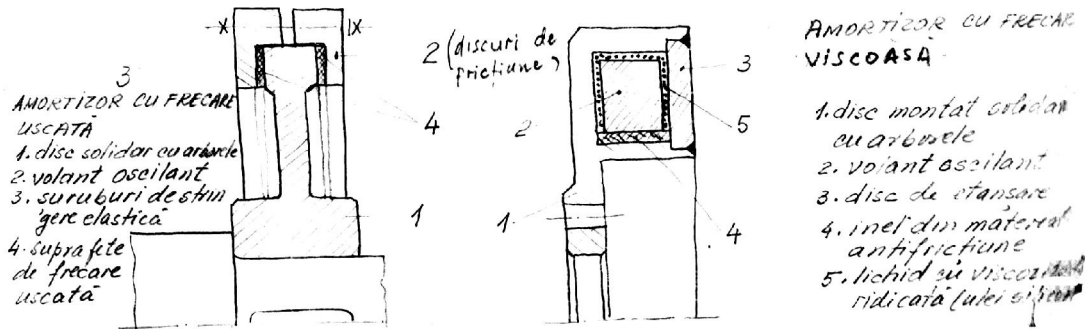
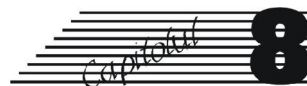


Fig. 7.16



TRANSMISII PRIN RO I DIN ATE (ANGRENAJE)

8.1. CARACTERIZAREA TRANSMISIILOR MECANICE. DOMENII DE UTILIZARE. CLASIFICARE

Leg tura dintre ma ina motoare (M.M.) i ma ina de lucru (M.L.), efectuat cu scopul de a transmite momentul de torsiune (mi carea i puterea), se poate realiza direct – prin cuplaje C (fig. 8.1, a) sau indirect – prin transmisii mecanice T.M. (fig. 8.1, b).

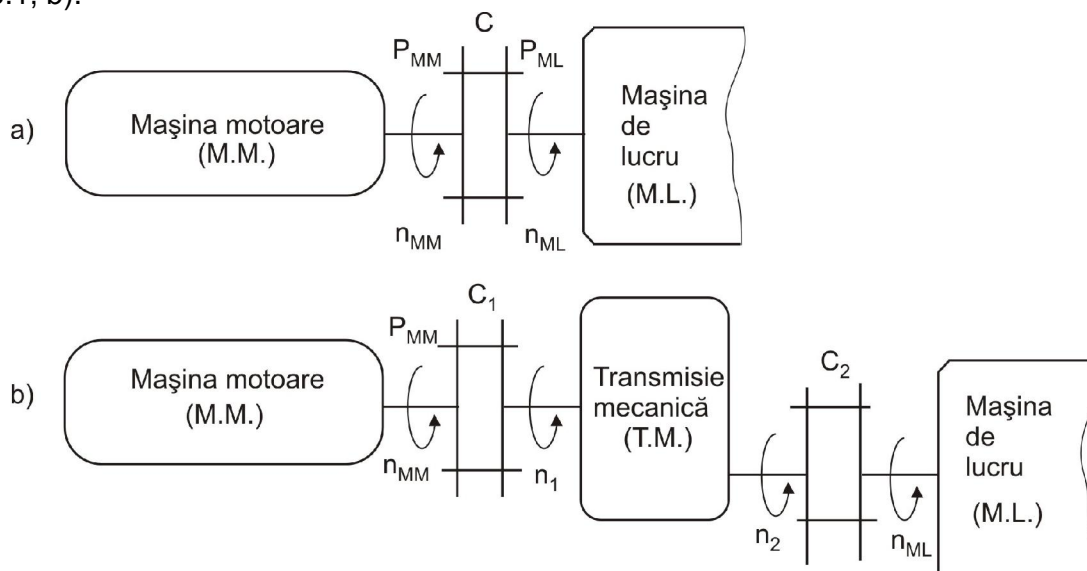


Fig. 8.1

Utilizarea cuplajului este posibil atunci când:

- arborele ma inii motoare i cel al ma inii de lucru se pot a eza în prelun-gire (excep ie face utilizarea cuplajului cardanic când cei doi arbori pot face un anumit unghi);

- nu este necesar modificarea cantitativ i/sau calitativ a mi c rii, tura ia ma inii motoare n_{MM} fiind egal cu tura ia ma inii de lucru n_{ML} ($n_{MM}=n_{ML}$); excep ie

face cuplajul cardanic asincron care, pe lângă modificarea direcției mișcării, modifică și turaia, implicit, momentul transmis.

În majoritatea cazurilor de aplicații practice, se impune modificarea cantitativ și/sau calitativă a mișcării. În aceste condiții este necesară utilizarea *transmițiilor mecanice*. Folosirea transmisiei mecanice (T.M) mai este impusă de faptul că mașinile motoare au caracteristicile de putere, turaie și moment constante în faza de regim, iar mașinile de lucru au caracteristicile variabile, funcție de procesul tehnologic pe care-l realizează (fig. 8.2). Apare, deci, necesitatea utilizării unei transmisii intermediare care va avea rolul de transformator de turaie și moment.

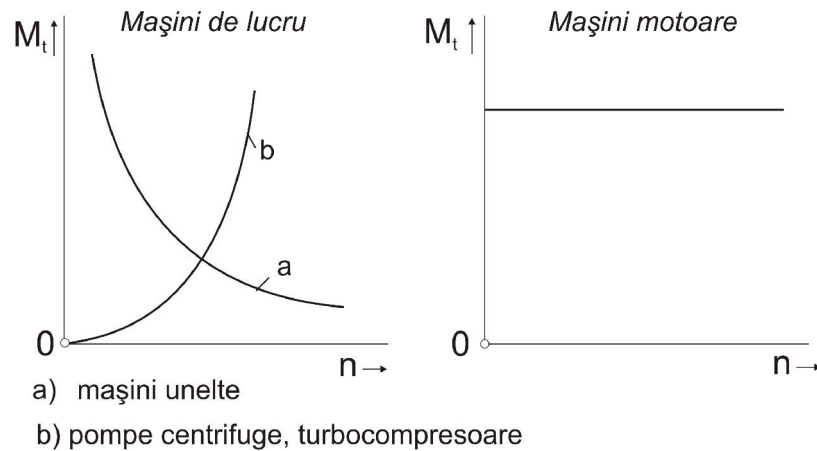


Fig. 8.2

Parametrii principali ai unei transmisii mecanice sunt:

- turaia la intrarea în transmisia mecanică : $n_1 \equiv n_{MM};$
- turaia la ieșirea din transmisia mecanică : $n_2 \equiv n_{ML};$
- puterea la intrarea în transmisia mecanică : $P_1 = P_{MM};$
- puterea la ieșirea din transmisia mecanică : $P_2 = P_{ML};$
- sensul de rotație la intrarea, respectiv ieșirea din transmisia mecanică ;
- direcția mișcării la intrarea, respectiv ieșirea din transmisia mecanică ;
- tipul mișcării la intrarea, respectiv ieșirea din transmisia mecanică

(rotaie completă, rotaie alternantă, translație).

Parametrii derivați ai transmisiei mecanice sunt:

- raportul de transmitere:

$$i_{1-2} = \frac{n_1}{n_2} = \frac{\omega_1}{\omega_2} \quad \text{sau} \quad i_{1-2} = \frac{v_1}{v_2}$$

respectiv: $i_{tot} = \prod_{j=1, k=2}^{j=n-1, k=n} i_{j-k}$ - când se utilizează mai multe transmisii înseriate;

- randamentul transmisiei mecanice:

$$\eta = \frac{P_u}{P_c} = \frac{P_2}{P_1} = \frac{P_{ML}}{P_{MM}}$$

respectiv: $\eta_{\text{tot}} = \prod_{i=1}^{i=n} \eta_i$ - când se utilizează mai multe transmisii înseriate.

Clasificarea transmisiilor mecanice se poate face după următoarele criterii:

a. După raportul de transmitere

a.1. $i_{1-2} = \text{constant}$;

a.1.1. $i_{1-2} > 1$ – reductoare când $n_1 > n_2$;

a.1.2. $i_{1-2} < 1$ – multiplicatoare când $n_1 < n_2$;

a.2. i_{1-2} – variabil, denumit variator de turație (cu variație continuă sau în trepte).

b. După modul de transmitere a momentului de torsiune

b.1. prin formă (prin angrenare), rezultând transmisii cu roți din ate, cu lan, cu curea din at;

b.2. prin formă de frecare, rezultând transmisii prin curea lată, curea trapezoidală, prin roți cu fricțiune.

c. După felul contactului elementelor componente

c.1. prin contact direct: roți din ate, roți cu fricțiune;

c.2. prin contact indirect: prin curele, prin lanuri.

d. După numărul gradelor de mobilitate (M)

d.1. $M = 1$;

d.2. $M = 2$, denumite transmisii diferențiale.

La alegerea tipului de transmisie mecanică trebuie să se țină seama de o multitudine de factori: raportul de transmitere, viteza periferică, puterea de transmis, poziția arborilor, randamentul, gabarit, preț de cost etc. Decizia poate fi luată, pentru fiecare caz în parte, numai după o analiză tehnico-economică adecvată.

În acest capitol se tratează transmisiile prin roți din ate (angrenajele)

Angrenajul (transmisia prin roți din ate) este un mecanism simplu alcătuit din două roți din ate, montate fiecare pe câte un arbore de poziție invariabilă, între care se transmite mișcarea și puterea prin contactul direct și succesiv al dinților (fig. 8.3, a – angrenaj cilindric exterior, fig. 8.3, b – cremaliera, roată cu număr infinit de dinți).

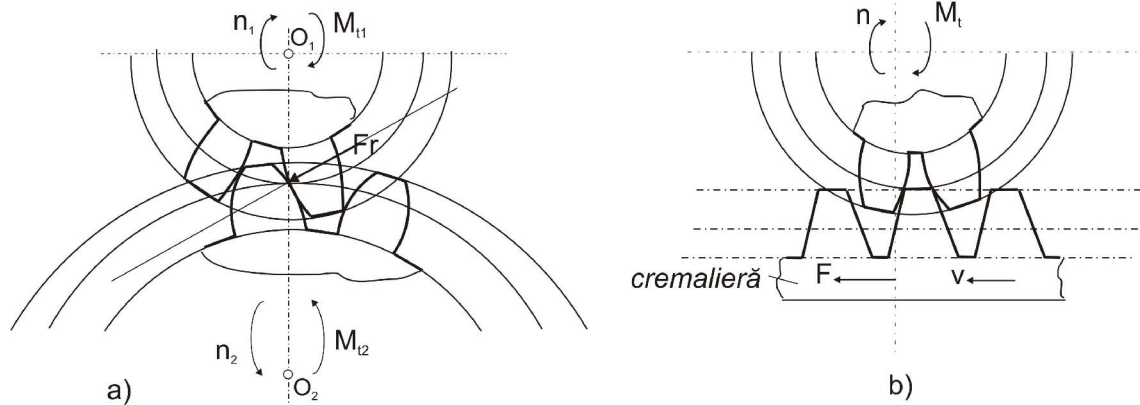


Fig. 8.3

Angrenajele sunt cele mai utilizate transmisii mecanice datorită *avantajelor* pe care le prezintă: raport de transmitere constant, randament ridicat, siguranță în funcționare, durabilitate mare, gabarit redus, deservire simplă. Simultan însă, prezintă și unele *dezavantaje* și anume: tehnologie complicată și cost ridicat de execuție, zgomot în funcționare, transmiterea rigidă a momentului de torsiune.

Transmișiile prin roți dințate sunt folosite pentru o gamă foarte largă de puteri și turații: de la aparate de măsură la mașini-unelte, mașini de ridicat și transportat, autovehicule, avioane etc. Drept urmare și gabaritul acestora este foarte variat: de la 1 mm la 20 m, respectiv de la 1 gram la sute de tone.

Angrenajele se pot *clasifica* după următoarele criterii:

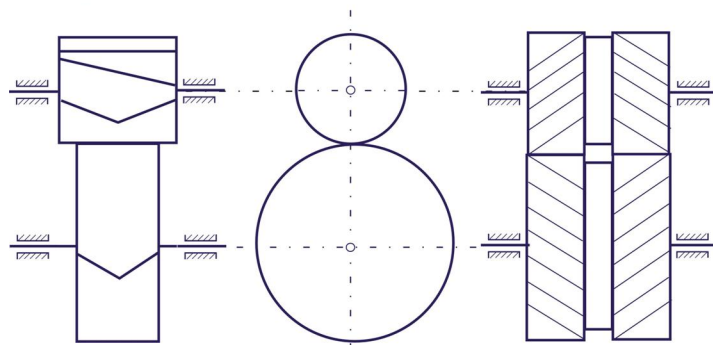
a. După poziția relativă a arborilor între care se realizează transmiterea mișcării și puterii: **a.1.** angrenaj paralel; **a.2.** angrenaj concurrent; **a.3.** angrenaj încrucișat.

b. După forma suprafeței de rostogolire (mai simplu, după forma roților componente) – fig. 8.4: **b.1.** angrenaj cilindric; **b.2.** angrenaj conic; **b.3.** angrenaje încrucișate;

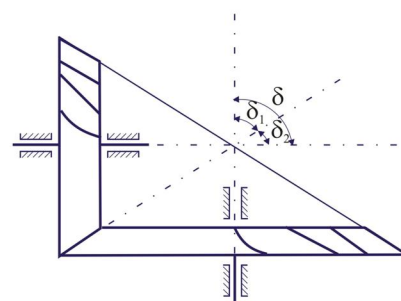
b.3.1. pseudo-cilindrice (b.3.1-1: elicodale și b.3.1-2: melcate)

b.3.2. pseudo-conice-hipoide.

b1. angrenaj cilindric



b2. angrenaj conic



b3. angrenaje încrucișate

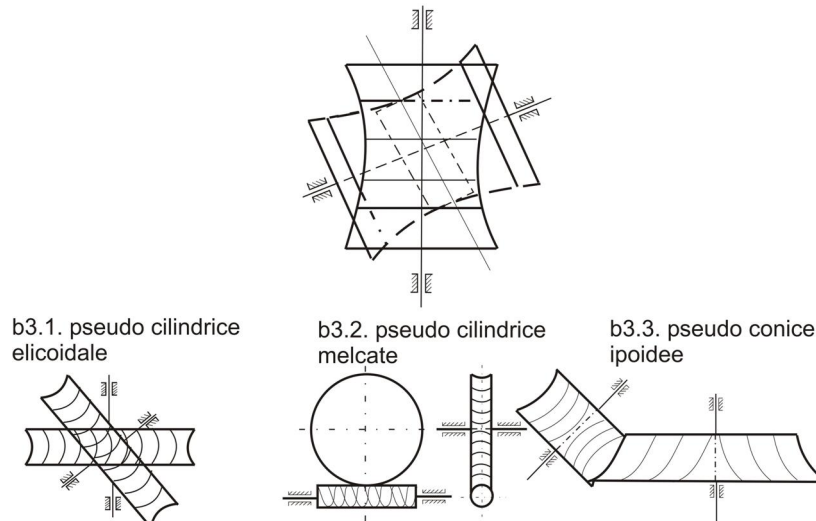


Fig. 8.4

c. Dup poziția relativă a danturii (fig. 8.5):

- c.1. angrenaje exterioare;
- c.2. angrenaje interioare.

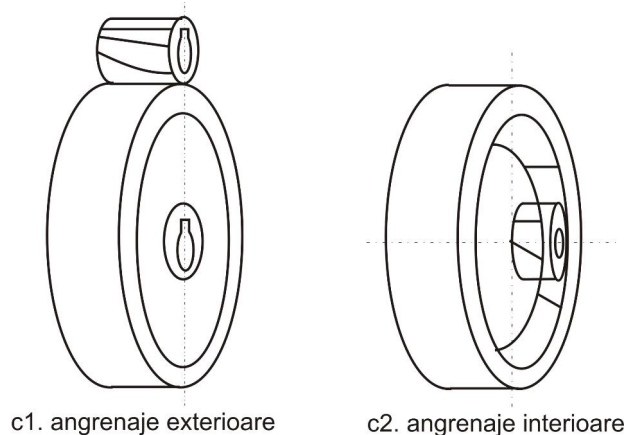


Fig. 8.5

d. Dup forma dinilor (direcția flancului dintelui)

- d.1. angrenaje cu dantur drept ;
- d.2. angrenaje cu dantur înclinat ;
- d.3. angrenaje cu dantur în "V" ;
- d.4. angrenaje cu dantur curb .

e. Dup forma profilului dinilor

- e.1. cu dantur evolventic ;
- e.2. cu dantur cicloidal ;
- e.3. cu dantur în arc de cerc (Novikov) etc.

f. După felul mișcării axelor

f.1. angrenaje cu axe fixe ;

f.2. angrenaje cu axe mobile (planetare sau diferențiale).

g. După felul contactului între dinți în angrenare

g.1. angrenaj cu contact liniar ;

g.2. angrenaj cu contact punctiform.

Roțile dințate sunt organe de mașini care roțile sunt dispuse echidistant pe suprafețe teoretice, în general de revoluție. Aceste suprafețe, în cazul a două roți dințate în angrenare, se rostogolesc una pe cealaltă, motiv pentru care se numesc *suprafețe de rostogolire* (fig. 8.6).

Contactul dintre dinți se realizează pe *suprafețele laterale* ale acestora, numite *flancuri*.

Roțile dințate care pot angrena între ele se numesc *roți dințate conjugate*.

Procesul continuu și succesiv de contact între dinții roților conjugate ale unui angrenaj, în vederea asigurării mișcării (rotirii) permanente a acestora, se numește *angrenare*.

Conturul rezultat prin intersecția dintelui cu un plan perpendicular pe axa roții se numește *profilul dintelui*.

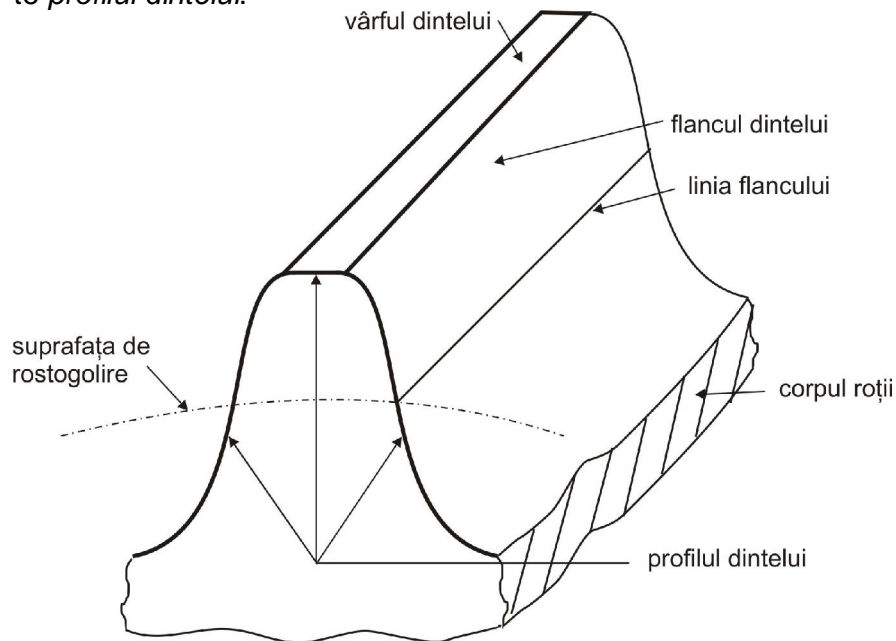


Fig. 8.6

8.2. ANGRENAJUL CILINDRIC EXTERIOR CU DANTUR DREAPT

8.2.1. Elemente geometrice și cinematice

1. Legea fundamentală a angrenării. Stabilește condițiile necesare pentru ca transmiterea mișcării să se realizeze continuu, uniform și cu un raport de transmitere constant.

Se vor considera două roți dințate, a căror pereche de dinți se află în contact în punctul X (fig. 8.7).

Roata motoare 1 se rotește cu viteza unghiulară ω_1 care, transmis roții conduse 2, capătă valoarea ω_2 . Raportul de transmitere a mișcării prin contactul direct și succesiv al dinților este deci $i_{1-2} = \omega_1 / \omega_2$ și se va analiza în ce condiții el poate rămâne constant pe tot timpul angrenării.

Viteza punctului de contact X_1 (cel de pe flancul dintelui roții motoare):

$$V_{X_1} = R_{X_1} \omega_1$$

Viteza punctului de contact X_2 (cel de pe flancul dintelui roții conduse):

$$V_{X_2} = R_{X_2} \omega_2$$

Prin descompunerea acestor viteze pe direcția normalei la flancuri în punctul de contact, respectiv tangentei în acest punct, se obține:

$$V_{X_1}^T = V_{X_1} \sin \alpha_{X_1} \quad \text{și} \quad V_{X_1}^N = V_{X_1} \cos \alpha_{X_1}$$

$$V_{X_2}^T = V_{X_2} \sin \alpha_{X_2} \quad \text{și} \quad V_{X_2}^N = V_{X_2} \cos \alpha_{X_2}$$

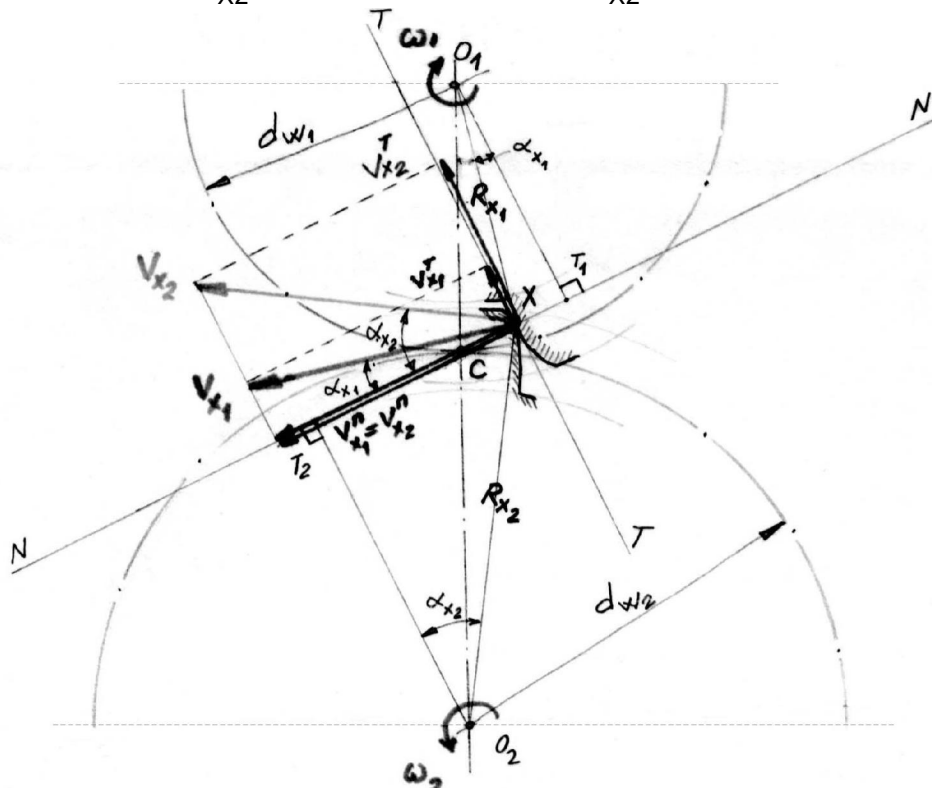


Fig. 8.7

Din condiția contactului continuu al flancurilor dinților rezultă că vitezele pe direcția normalei trebuie să fie egale:

$$V_{X_1} \cos \alpha_{X_1} = V_{X_2} \cos \alpha_{X_2}$$

Înlocuind în această egalitate valorile vitezelor punctelor de pe cele două flancuri aflate în contact, se obține:

$$R_{X_1} \omega_1 \cos \alpha_{X_1} = R_{X_2} \omega_2 \cos \alpha_{X_2}$$

din care:
$$\frac{\omega_1}{\omega_2} = i_{1-2} = \frac{R_{X_2} \cos \alpha_{X_2}}{R_{X_1} \cos \alpha_{X_1}} = \frac{O_2 T_2}{O_1 T_1}.$$

Din triunghiurile: $\Delta O_1 T_1 C \sim \Delta O_2 T_2 C$ rezultă:
$$\frac{O_2 T_2}{O_1 T_1} = \frac{O_2 C}{O_1 C}.$$

Respectiv:
$$\frac{O_2 C}{O_1 C} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = i_{1-2} = \text{constant}.$$

Această ultimă relație arată că, în condițiile în care distanța dintre centrele răilor este constantă, $O_1 O_2 = \text{constant}$, cerința legii fundamentale a angrenării $i_{1-2} = \text{constant}$ este îndeplinită dacă punctul C nu-și schimbă poziția pe linia centrelor.

Pentru a se transmite mișcarea în mod continuu, uniform și cu un raport de transmitere constant, este necesar ca profilele dinților să fie construite din astfel de curbe, încât normala comună în orice punct de contact al lor să intersecteze linia centrelor în același punct C.

Punctul C poartă denumirea: *punct de rostogolire* \equiv **polul angrenării** \equiv *centrul instantaneu de rotație relativă a roților în plan frontal*.

Curburile care trec prin punctul C se numesc *cercuri de rostogolire* cu diametrele de rostogolire d_{w1} , respectiv d_{w2} . Acestea sunt diametrele suprafețelor de rostogolire, singurele suprafețe care se rostogolesc, fără alunecare, una peste cealaltă, în timpul angrenării.

Concluzii:

- roțile dintr-o angrenare li se asociază imaginare două cercuri de rostogolire de raze $d_{w1}/2$ și $d_{w2}/2$, tangente în polul angrenării C, ce împart distanța de referință dintre axe, $a = O_1 O_2$, în două segmente, invers proporționale cu raportul de transmitere;

- două roți angrenează între ele când sunt conjugate, adică atunci când normala comună la profilele dinților în punctul de contact curent, trece în permanență prin polul angrenării;

- în timpul angrenării, între flancurile dinților în contact există o mișcare relativă de rostogolire și alunecare simultană. Excepție face punctul de contact C unde există numai rostogolire ($V_{C_1}^T = V_{C_2}^T = 0$).

2. Curbe utilizate pentru profilul dinților. Condiția cerută de legea fundamentală a angrenării este îndeplinită de orice pereche de curbe reciproce înfăurate. Practic, numărul de curbe profil se restrânge foarte mult dacă se va urmări satisfacerea următoarelor cerințe:

- realizarea profilului prin procedee tehnologice și cu scule simple;

- să fie respectată cerința legii fundamentale a angrenării la mici variații ale distanței dintre axe, datorate erorilor de execuție în montaj;
- mărimea și direcția forțelor pe dinte să fie constante;
- alunecările relative să fie reduse, în scopul asigurării unui randament bun și a limitării uzurii.

Acest ansamblu de cerințe este îndeplinit cel mai bine de către curbele ciclice – cicloide, epicloide, hipocicloide, evolventa – iar dintre acestea profilul în evolventă.

Evolventa este o curbă ciclică descrisă de un punct al unei drepte care se rostogolește fără alunecare peste un cerc fix având diametrul d_b numit *cerc de bază* (fig. 8.8).

În coordonate polare, conform schemei, un punct oarecare X al evolventei este definit de următorii parametri:

- raza vectorială: $r_X = \frac{d_b}{2 \cdot \cos \alpha_X} = \frac{r_b}{\cos \alpha_X}$;
- unghiul de poziție; din definiția evolventei rezultă:

$$\angle X_0T = \overline{XT} \quad \text{sau} \quad r_b(\theta_X + \alpha_X) = r_b \operatorname{tg} \alpha_X$$

din care rezultă: $\theta_X = \operatorname{tg} \alpha_X - \alpha_X = \operatorname{inv} \alpha_X$ (sau $\operatorname{ev} \alpha_X$) [$\operatorname{inv} \alpha_X$ se citește *involut de α_X* , iar $\operatorname{ev} \alpha_X$ se citește *evolvent de α_X*].

Aceste două ecuații reprezintă ecuațiile parametrice ale evolventei.

Unghiul α_X reprezintă *unghiul de presiune* al evolventei în punctul X , el fiind măsurat între raza de poziție a punctului curent de pe evolventă și tangenta la profil (la evolventă) în punctul respectiv (fig. 8.9).

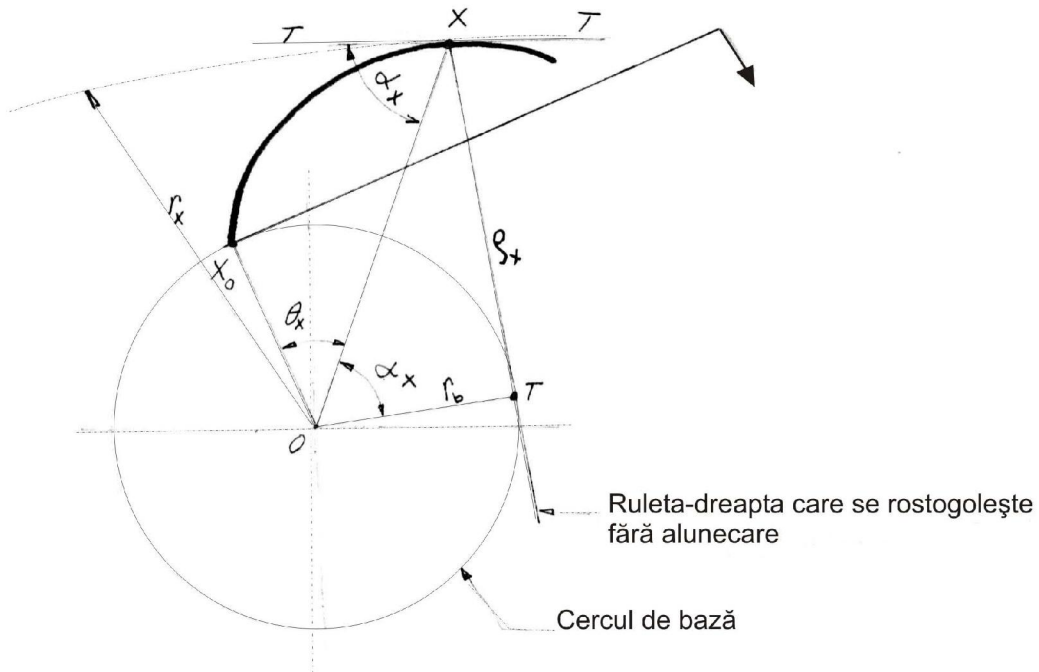


Fig. 8.8

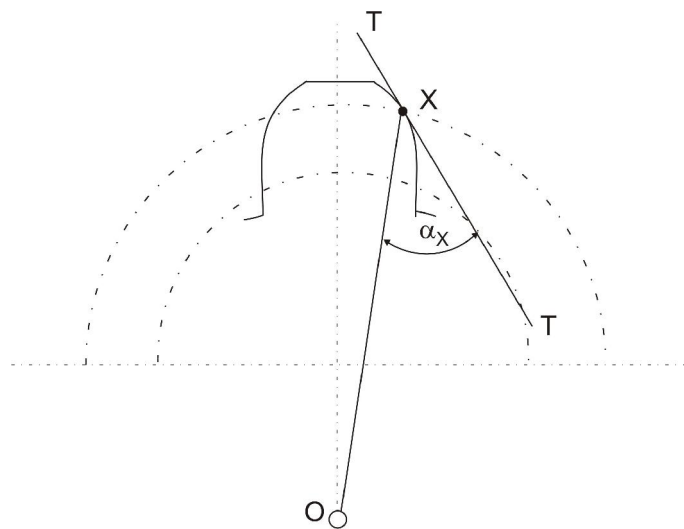


Fig. 8.9

În cazul angrenajului, unghiul de presiune corespunde celui din punctul de contact al angrenării, devine *unghi de angrenare* α_x . Se observă că el mai poate fi definit și ca unghiul dintre normala comună la flancuri în punctul de contact și tangenta comună la cercurile de rostogolire. Cum de-a lungul normalei comune acționează forța normală pe dinte F_n (fig. 8.10), iar de-a lungul tangentei la cercurile de rostogolire este

orientat viteza $v_{C2} = v_{C1}$ și deci deplasarea momentană a punctului de contact, rezultă unghiul de presiune α_w este și unghiul dintre direcția de acțiune a forței și direcția de mișcare.

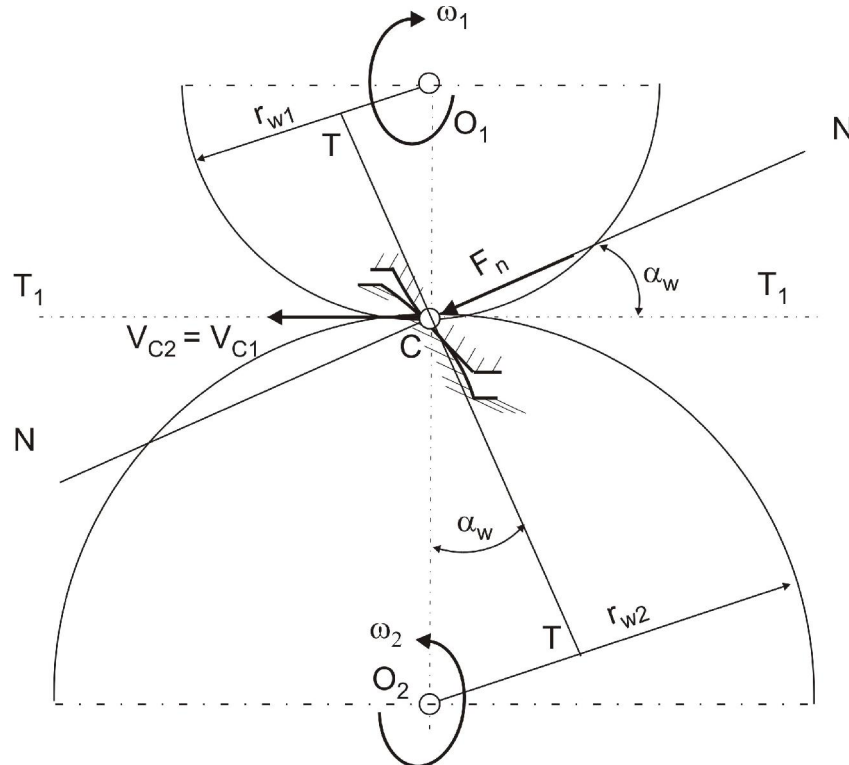


Fig. 8.10

La valori mari ale unghiului de presiune (apropiate de 90°) se poate produce autoblocarea, deci angrenajul nu mai poate funcționa.

Raza de curbură a evolventei într-un punct oarecare este egală cu tangenta dusă din punctul respectiv la cercul de bază (v. fig. 8.8):

$$\rho_X = r_b \operatorname{tg} \alpha_X$$

Se observă că evolventa are raza de curbură nulă în punctul de contact cu cercul de bază și mărimea ei crește pe măsură ce se depărtează de cercul de bază. Deci, din punctul de vedere al solicitării de contact a flancurilor dinților, este bine ca acestea să fie alcătuite din porțiuni de evolventă cât mai depărtate de cercul de bază, cu raze de curbură mai mari.

3. Caracteristicile angrenării în evolventă. a) Fie doi dinți cu profile evolventice, aflați în contact în punctul X (fig. 8.11). Normala comună a evolventelor trebuie să fie tangentă atât la un cerc de bază, cât și la celălalt; rezultă că aceasta coincide cu tangenta interioară comună la cercurile de bază, deci este unică ca direcție, iar unghiul de angrenare este constant (avantaj din punct de vedere al solicitării dinamice a dinților).

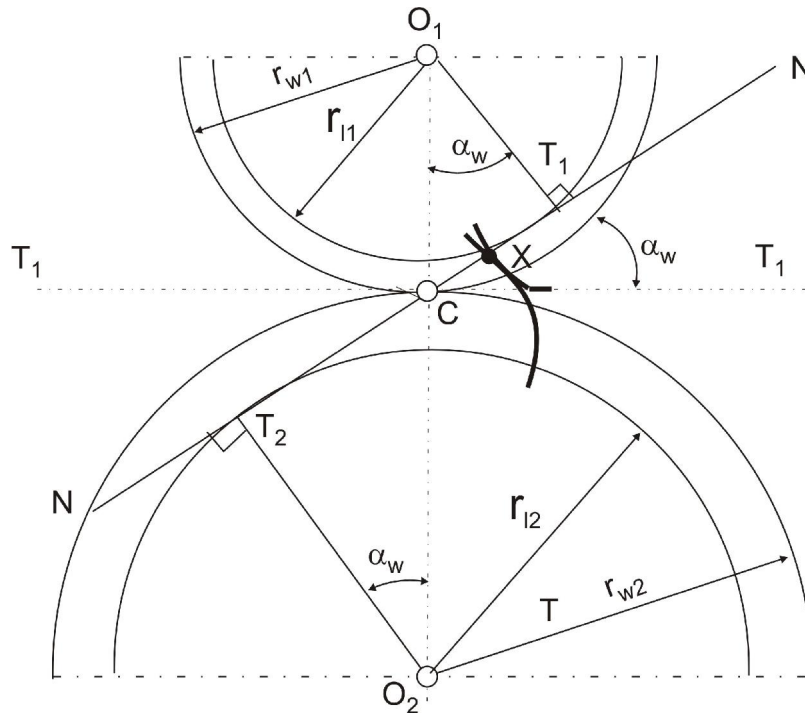


Fig. 8.11

b) Oricare ar fi punctul de contact al celor două flancuri în timpul angrenării, el se situează pe normala comună, respectiv pe tangenta comună interioară a cercurilor de bază. Rezultă deci, că locul geometric al punctelor succesive de contact dintre cele două flancuri, în timpul angrenării, se confundă cu normala comună N-N. Ca urmare, *linia de angrenare* este o dreaptă – T₁T₂.

c) Profilurile în evolvent satisfac legea fundamentală a angrenării deoarece normala comună în punctul de contact este unică și interesează linia centrelor într-un punct fix.

d) Se pot scrie relațiile:

$$i_{1-2} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{r_{w2}}{r_{w1}} = \frac{r_{b2}}{r_{b1}}; \quad \cos \alpha_w = \frac{r_{b1}}{r_{w1}} = \frac{r_{b2}}{r_{w2}}$$

Rezultă că la schimbarea distanței dintre axe (datorită erorilor de execuție, montajului greșit al roților sau uzurii lag-urilor) raportul de transmitere nu se schimbă, ci numai unghiul de angrenare; altfel spus, angrenajul în evolvent este insensibil cinematic la variația distanței dintre axe.

4. Elementele geometrice ale roții din ate cilindrice cu dinți drepi. Aceste elemente sunt următoarele:

$$X = \frac{2\pi}{z} \text{ pasul unghiular; } z - \text{ numărul de dinți}$$

p_o – pasul măsurat pe cercul de divizare

$$p_o = \frac{\pi d}{z} \Rightarrow \frac{p_o}{\pi} = \frac{d}{z}$$

$$m = \frac{p}{\pi} = \frac{d}{z} - \text{modulul danturii (standardizat)}$$

$$- \text{diametrul de divizare: } d = m \cdot z ;$$

$$- \text{în lîmea capului dintelui: } h_{oa} = h_{oa}^* m ;$$

$$- \text{în lîmea piciorului dintelui: } h_{of} = h_{of}^* m ;$$

$$- \text{în lîmea dintelui: } h_o = h_{oa} + h_{of} = (h_{oa}^* + h_{of}^*) m ;$$

$$- \text{diametrul de cap: } d_a = d + 2h_{oa} = m(z + 2h_{oa}^*)$$

$$- \text{diametrul de picior: } d_f = d - 2h_{of} = m(z - 2h_{of}^*)$$

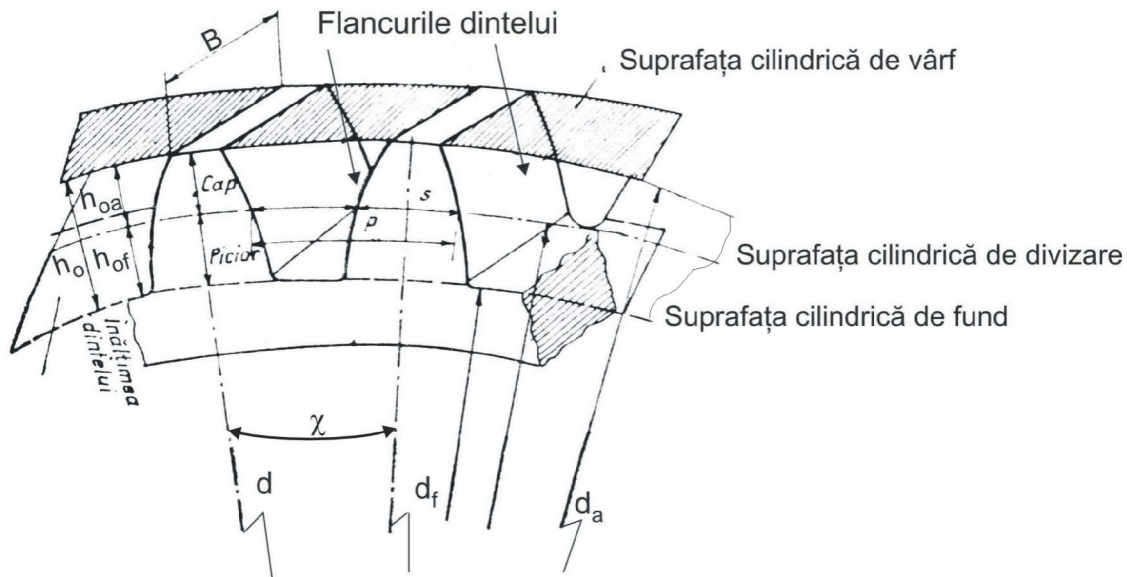


Fig. 8.12

5. Cremaliera de referin și cremaliera generatoare. Pentru a se asigura posibilitatea de interschimbabilitate și de reducere a numărului de scule necesare pentru prelucrarea danturii, s-a realizat o standardizare a elementelor geometrice ale profilului dintelui. Toate danturile cilindrice sunt definite printr-o *cremalieră de referin* standardizat; flancurile acestora sunt drepte. Profilul cremalierii de referin are o linie de referin, perpendiculară pe axa dinților și delimitează capul și piciorul dintelui.

Negativul cremalierii de referin reprezintă *cremaliera generatoare*; aceasta definește elementele sculei de prelucrat dantura (fig. 8.13):

- unghiul profilului de referin : $\alpha_o = 20^\circ$;
- pasul de referin : $p_o = \pi \cdot m$;

- în lîmea capului de referin : $h_{oa} = h_{oa}^* m; h_{oa}^* = 1,0;$
- în lîmea piciorului de referin : $h_{of} = h_{of}^* m; h_{of}^* = 1,25;$
- jocul de referin la fund: $c_o = c_o^* m; c_o^* = 0,25;$
- în lîmea dintelui de referin : $h_o = h_{oa} + h_{of} = 2,25 \text{ m}.$

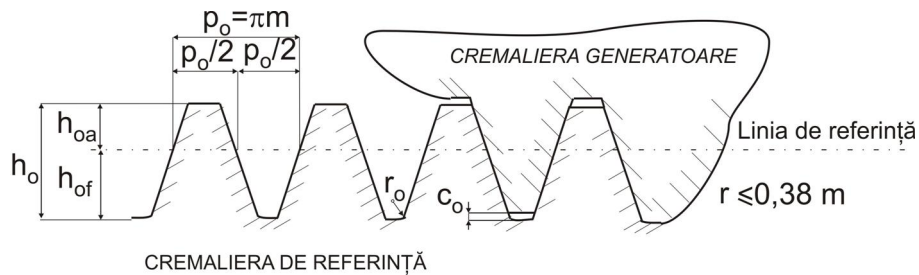


Fig. 8.13

6. Cercul de divizare. Deplasarea danturii. Dacă se impune un număr întreg de dinți z , există un cerc – numit *cerc de divizare* – pe periferia căruia pasul de referință p_o al cremalierii se cuprinde, ca arc de cerc, de z ori:

$$\pi \cdot d = p_o z$$

sau
$$d = \frac{p_o}{\pi} z = m \cdot z,$$

în care: m – modulul danturii.

În procesul de prelucrare a danturii roții din ațe, cremaliera generatoare, deci scula de achiere, **se aează cu linia de referință tangent la cercul de divizare.**

Cercul de divizare va fi deci cercul de rostogolire al roții în timpul prelucrării. Pe periferia acestui cerc, grosimea dintelui va fi egală cu cea a golului, deoarece acest lucru se reproduce de la cremaliera generatoare.

Dantura obținută în condițiile în care linia de referință a sculei este tangentă la cercul de divizare, se numește *dantur nedepășat* sau *dantur zero*, iar roata din ațe se numește *roată din ațe nedepășat*, sau *roată din ațe zero* (fig. 8.14).

O altă posibilitate de danturare a roții din ațe este de a se aeza linia de referință a sculei deplasată față de cercul de divizare și anume cu o distanță $x \cdot m$, numit *deplasarea profilului*, unde x este coeficientul deplasării profilului iar m reprezintă modulul.

Dacă $x > 0$ (linia de referință a sculei se depărtează de cercul de divizare) dantura obținută se numește *dantur plus*.

Dacă $x < 0$ (linia de referință se apropie de centrul roții) dantura obținută se numește *dantur minus*.

În funcție de modul în care s-a realizat dantura roților, angrenajele pot fi (fig. 8-14):

- *Angrenaj zero* – angrenajul format din roți nedepășate.

- *Angrenaj zero deplasat* – angrenajul format dintr-o roată deplasată

pozitiv și una negativ astfel încât: $x_1 = |-x_2|$.

- *Angrenaj plus* – angrenajul la care ambele roți sunt deplasate astfel încât $x_1 + x_2 > 0$.

- *Angrenajul minus* – angrenajul la care ambele roți sunt deplasate astfel încât $x_1 + x_2 < 0$.

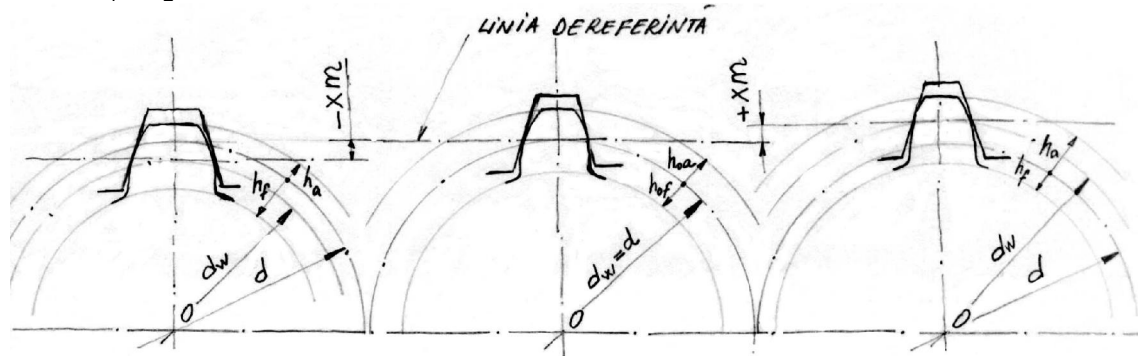


Fig. 8.14

Roată deplasată minus (dantur minus)	Roată nedeplasată (dantur zero)	Roată deplasată plus (dantur plus)
$h_{oa} = (h_{oa}^* - x)m = (1 - x)m$	$h_{oa} = h_{oa}^* m = 1 \cdot m$	$h_{oa} = (h_{oa}^* + x)m = (1 + x)m$
$h_{of} = (h_{of}^* + x)m = (1,25 + x)m$	$h_{of} = h_{of}^* m = 1,25 \cdot m$	$h_{of} = (h_{of}^* - x)m = (1,25 - x)m$
$h = h_a + h_f = 2,25 m$	$h_o = h_{oa} + h_{of} = 2,25 \cdot m$	$h = h_a + h_f = 2,25 m$
$d = m \cdot z$	$d_w = d = m \cdot z$	$d = m \cdot z$
$d_w = d \frac{\cos \alpha_o}{\cos \alpha_w}$	$d_a = d + 2h_{oa} = m(z + 2)$	$d_w = d \frac{\cos \alpha_o}{\cos \alpha_w}$
$d_a = d + 2h_a = d + 2m(1 - x)$	$d_f = d - 2h_{of} = m(z - 2,5)$	$d_a = d + 2h_a = d + 2m(1 + x)$
$d_f = d - 2h_f = d - 2m(1,25 + x)$		$d_f = d - 2h_f = d - 2m(1,25 - x)$

6. Subțierea și interferența. a) Pentru a se putea obține tot flancul dintelui evolventic, este necesar ca dintelui sculei să înceapă să chieie în interiorul segmentului de angrenare (T_1T_2). Aceasta înseamnă că primul punct de contact al dintelui cremalierii generatoare cu linia de angrenare trebuie să fie în interiorul segmentului CT_1 , iar la limită, în T_1 . Deci, fiind dată cremaliera generatoare și poziția ei față de roata dințată, segmentul O_1T_1 va reprezenta raza minimă a cercului de bază al roții dințate care se mai poate prelucra fără subțiere (fig. 8.15).

Dacă se notează cu a_o – în lînea capului dintelui cremalierii generatoare (sculei), din ΔCT_1F se poate scrie:

$$a_o = CT \cdot \sin \alpha_o = \frac{d}{2} \sin^2 \alpha_o = \frac{m \cdot z_{\min}}{2} \sin^2 \alpha_o$$

din care:

$$z_{\min} = \frac{2a_o}{m \cdot \sin^2 \alpha_o} = \frac{2 \cdot h_{oa}^* m}{m \cdot \sin^2 \alpha_o} = \frac{2 \cdot h_{oa}^*}{\sin^2 \alpha_o}$$

Pentru unghiul de referin $\alpha_0 = 20^\circ$, se obține numărul minim teoretic de dinți al unei roți dinate care se poate încă prelucra fără subțiere:

$$z_{\min} \approx 17 \text{ dinți}$$

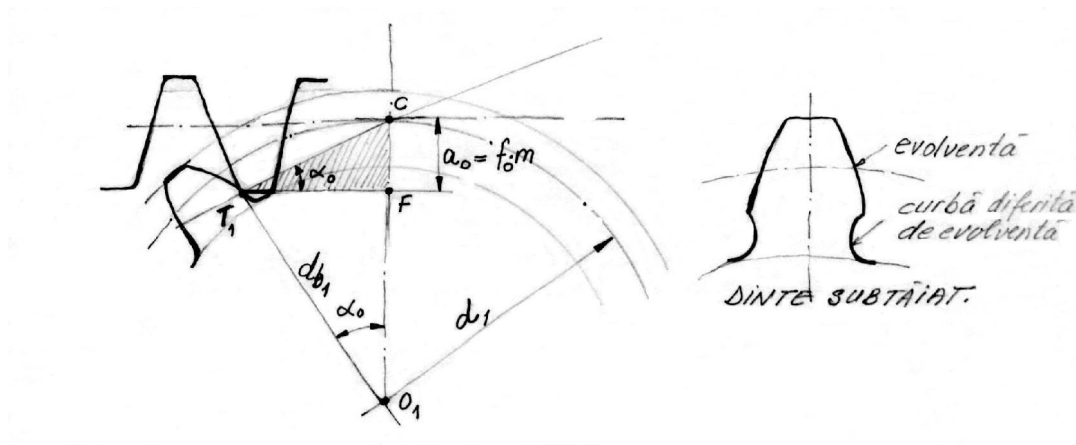


Fig. 8.15

Întrucât o uoar subțiere este de obicei foarte importantă, se adoptă ca limită practică a numărului minim de dinți valoarea:

$$(z_{\min})_{\text{practic}} = \frac{5}{6} (z_{\min})_{\text{teoretic}} \approx 14 \text{ dinți}$$

Dezavantajele prelucrării danturii cu subțiere:

- slăbește rezistența dintelui la bază;
- reduce flancul evolventic activ și prin aceasta micșorează lungimea segmentului de angrenare – AE – respectiv, gradul de acoperire.

b) *Interferența* apare în timpul funcționării atunci când intrarea în angrenare are loc în afara liniei teoretice de angrenare T_1T_2 . Acest lucru conduce la imposibilitatea funcționării angrenajului sau la o funcționare incorectă, în sensul că va apărea o uzură a piciorului dintelui de către vârful dintelui roții conjugate, asemănătoare cu fenomenul de subțiere de la prelucrarea danturii (fig. 8.16).

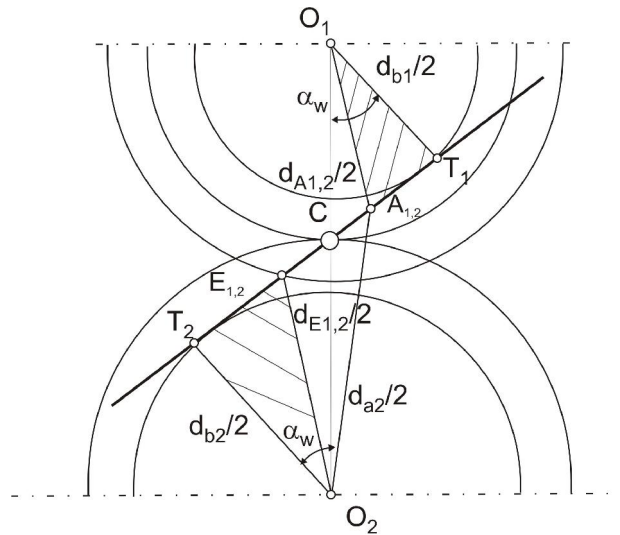


Fig. 8.16

Stabilirea razelor punctelor de intrare ($d_{A1,2}/2$), respectiv de ieșire din angrenare ($d_{E1,2}/2$):

$$\text{Din } \Delta O_1 T_1 A: \quad \frac{d_{A_1}^2}{4} = \frac{d_{b_1}^2}{4} + A_1 T_1^2; \quad d_{A_1}^2 = d_{b_1}^2 + 4(T_1 T_2 - T_2 A_1)^2$$

$$T_1 T_2 = T_1 C + T_2 C = \left(\frac{d_{b_1}}{2} + \frac{d_{b_2}}{2} \right) \operatorname{tg} \alpha_w = a \cdot \sin \alpha_w$$

$$A_1 T_2 = \sqrt{\frac{d_{a_2}^2}{4} - \frac{d_{b_2}^2}{4}}$$

$$d_{A_1}^2 = d_{b_1}^2 + 4 \left(a \cdot \sin \alpha_w - \frac{1}{2} \sqrt{d_{a_2}^2 - d_{b_2}^2} \right)^2$$

$$d_{A_1} = \sqrt{d_{b_1}^2 + 4 \left(a \cdot \sin \alpha_w - \frac{1}{2} \sqrt{d_{a_2}^2 - d_{b_2}^2} \right)^2}$$

$$d_{E_2} = \sqrt{d_{b_2}^2 + 4 \left(a \cdot \sin \alpha_w - \frac{1}{2} \sqrt{d_{a_1}^2 - d_{b_1}^2} \right)^2}$$

Calculul razelor începutului profilului evolventic (fig. 8.17):

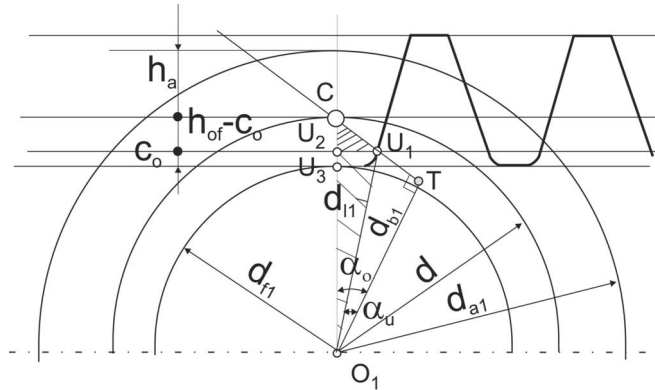


Fig. 8.17

Din $\Delta O_1 U_1 U_2$:

$$r_{l_1} = \sqrt{(r_{f_1} + c_o)^2 + (U_1 U_2)^2} = \sqrt{(r_{f_1} + c_o)^2 + \left(\frac{CU_2}{\operatorname{tg}\alpha_o}\right)^2} =$$

$$= \sqrt{(r_1 - h_{of} + c_o + x_1 m)^2 + \left(\frac{h_{of} - c_o - x_1 m}{\operatorname{tg}\alpha_o}\right)^2} =$$

$$= r_{b_1} \sqrt{\left(\frac{r_1 - h_{of} + c_o + x_1 m}{r_{b_1}}\right)^2 + \left(\frac{h_{of} - c_o - x_1 m}{r_{b_1} \operatorname{tg}\alpha_o}\right)^2}$$

$$\cos \alpha_u = \frac{r_{b_1}}{r_{l_1}}; \quad r_{l_1} = r_{b_1} \frac{1}{\cos \alpha_u} = r_{b_1} \sqrt{1 + \operatorname{tg}^2 \alpha_u}$$

$$\operatorname{tg} \alpha_u = \frac{TU_1}{r_{b_1}} = \frac{CT - CU_1}{r_{b_1}} = \frac{r_{b_1} \operatorname{tg} \alpha_o - \frac{CU_2}{\sin \alpha_o}}{r_{b_1}} = \frac{r_{b_1} \operatorname{tg} \alpha_o - \frac{h_{of} \operatorname{tg} \alpha_o - \frac{h_{of} - c_o - x_1 m}{\sin \alpha_o}}{\sin \alpha_o}}{r_{b_1}} =$$

$$= \operatorname{tg} \alpha_o - \frac{h_{of} - c_o - x_1 m}{r_{b_1} \sin \alpha_o}$$

$$r_{l_1} = r_{b_1} \sqrt{1 + \left(\operatorname{tg} \alpha_o - \frac{h_{of} - c_o - x_1 m}{r_{b_1} \sin \alpha_o}\right)^2}$$

unde $h_{of} = h_{oa} + c_o$; $h_{oa} = m$; $r_{b_1} = r \cdot \cos \alpha_o = \frac{m z_1}{2} \cos \alpha_o$

$$r_{l_1} = r_{b_1} \sqrt{1 + \left(\operatorname{tg} \alpha_o - \frac{2(1 - x_1)}{z_1 \cos \alpha_o \sin \alpha_o}\right)^2}; \quad r_{l_2} = r_{b_2} \sqrt{1 + \left(\operatorname{tg} \alpha_o - \frac{2(1 - x_2)}{z_2 \cos \alpha_o \sin \alpha_o}\right)^2}$$

La o angrenare fără interferență, capul dintelui roții trebuie să înceapă angrenarea cu piciorul dintelui roții conjugate într-un punct situat pe profilul evolventic al acestuia (fig. 8.18). În caz contrar, nu vor exista în angrenare curbe reciproce înfurate și va apărea uzura piciorului dintelui. Deci: $d_{A_1} \geq 2r_{b_1}$ și $d_{E_2} \geq 2r_{b_2}$.

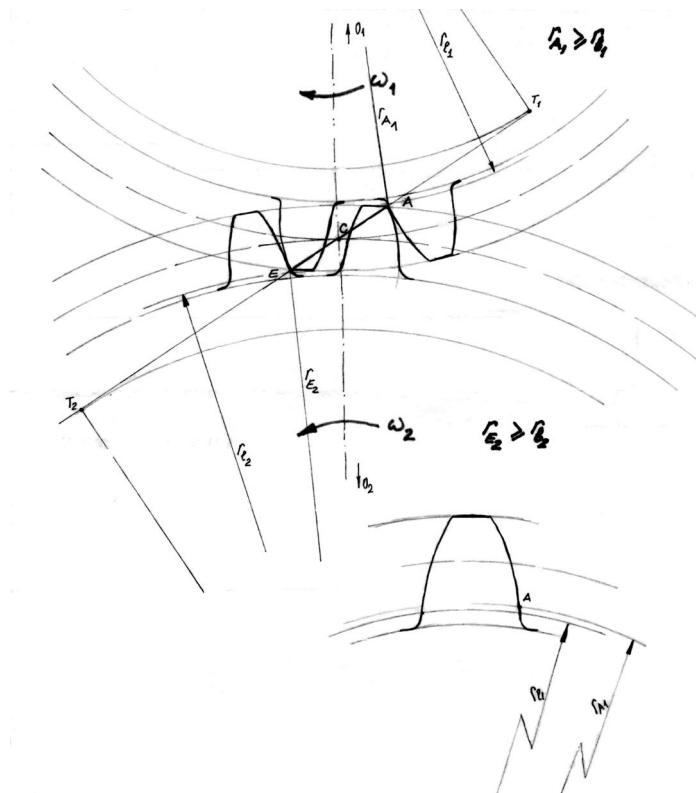


Fig. 8.18.

8.2.2. Elementele geometrice ale angrenajului cilindric exterior cu dinii drepti

Elementele caracteristice ale roților din ate sunt: cremaliera de referință, numerele de dinii, modulul și deplasările specifice ale profilului. Toate acestea definesc elementele geometrice ale angrenajului.

Din punctul de vedere al deplasărilor specifice de profil există :

- angrenajul nedepășat sau zero, când $x_1 = x_2 = 0$; este realizat din două roți din ate nedepășate (zero);
- angrenajul deplasat, la care $x = x_1 + x_2 \neq 0$; acesta poate fi *angrenaj plus* când $x_1 + x_2 > 0$ și *angrenaj minus* când $x_1 + x_2 < 0$. Angrenajul deplasat poate fi realizat cu ambele roți deplasate, dar poate fi compus și dintr-o roată din ate deplasată și cealaltă nedepășată ;
- angrenajul zero deplasat, ca un caz particular, când $x = x_1 + x_2 = 0$, respectiv $|x_1| = |x_2|$, este realizat din roți deplasate identic ca valoare, dar de sens contrar.

1. Elementele geometrice ale ro ilor sunt urm toarele (fig. 8.19):

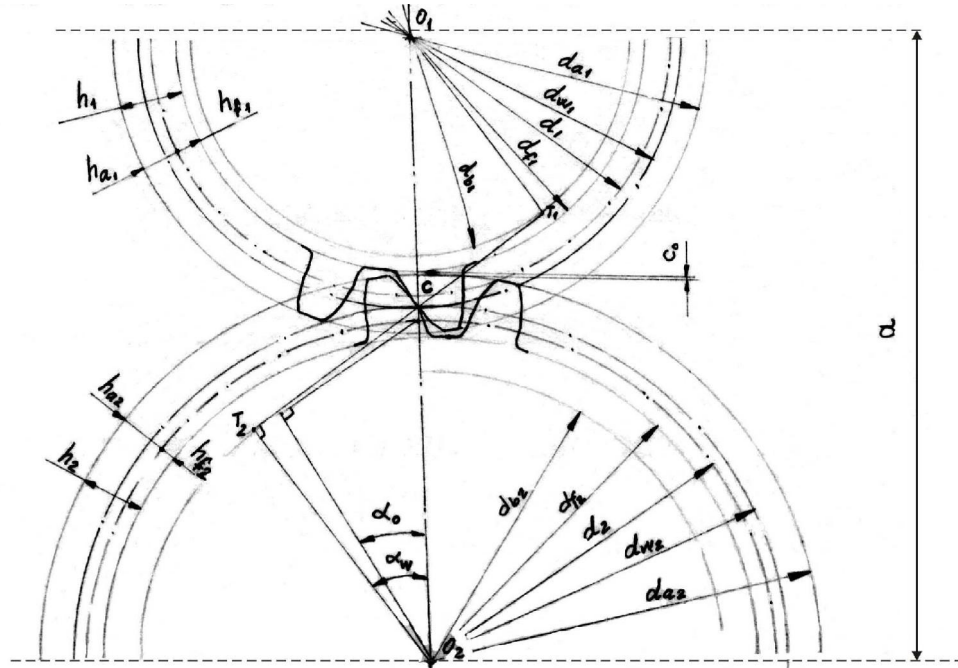


Fig. 8.19

- diametrele de divizare: $d_{1,2} = m \cdot z_{1,2}$;
- diametrele de rostogolire: $d_{w1,2} = \frac{d \cos \alpha_o}{\cos \alpha_w}$;
- diametrele de cap (exterioare): $d_{a1,2} = d_{1,2} + 2m(h_{oa1,2}^* + x_{1,2})$;
- diametrele de picior (interioare): $d_{f1,2} = d_{1,2} - 2m(h_{of1,2}^* - x_{1,2})$;
- distan a dintre axele de referin : $a_d = \frac{(d_1 + d_2)}{2} = \frac{m(z_1 + z_2)}{2}$;
- distan a dintre axe: $a = \frac{(d_{w1} + d_{w2})}{2} = \frac{m(z_1 + z_2) \cos \alpha_o}{2 \cos \alpha_w}$.

2. Elementele geometrice ale din ilor :

- în l imea capului dintelui: $h_{a1} = m(h_{oa}^* \pm x_1)$; $h_{a2} = m(h_{oa}^* \pm x_2)$;
- în l imea piciorului dintelui: $h_{f1} = m(h_{of}^* \pm x_1)$; $h_{f2} = m(h_{of}^* \pm x_2)$;
- în l imea dintelui: $h_1 = h_2 = h = m(h_{oa}^* + h_{of}^*)$.

Diametrele de baz : $d_{b1,2} = d_{1,2} \cos \alpha_o = d_{w1,2} \cos \alpha_w$

3. Linia de angrenare, segmentul de angrenare. Puncte caracteristice pe linia de angrenare. Linia de angrenare reprezintă locul geometric al punctelor succesive de contact a doi din i în timpul angrenării. Pentru angrenajul cilindric exterior, cu profil evolventic, aceasta se suprapune cu tangenta interioară comună la cele două cercuri de bază T_1T_2 (fig. 8.20). Conform legii fundamentale a angrenării, linia de angrenare trece mereu prin punctul de rostogolire C .

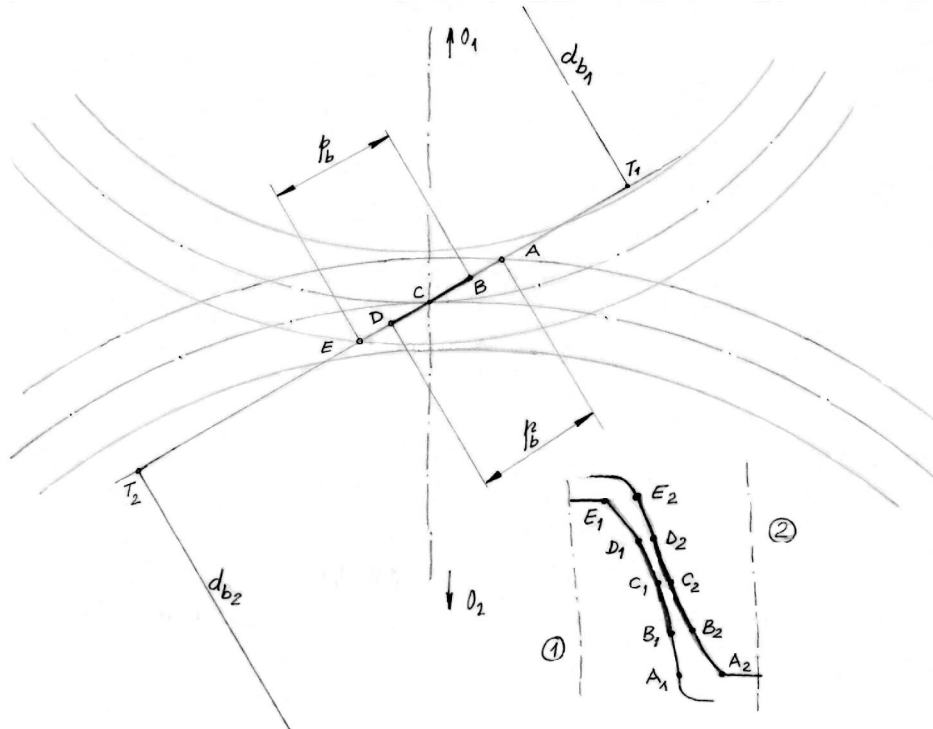


Fig. 8.20

Segmentul de angrenare \overline{AE} reprezintă porțiunea din linia de angrenare T_1T_2 pe care are loc efectiv angrenarea dinților

$$A: T_1T_2 \cap C_2(d_{a2}; O_2) \text{ și } E: T_1T_2 \cap C_1(d_{a1}; O_1).$$

Segmentul de angrenare este format din segmentul de intrare în angrenare \overline{AC} și segmentul de ieșire din angrenare \overline{CE} .

Angrenarea unei perechi de dinți începe în punctul A , când vârful dintelui roții conduse intră în contact cu piciorul dintelui roții conducătoare. Simultan, perechea de dinți anterioară se află în angrenare în punctul D , situat față de A la distanța p_b , astfel ca cele două perechi se vor afla împreună în angrenare. În momentul când perechea anterioară ajunge în punctul de ieșire din angrenare E (contactul dintre vârful dintelui roții conducătoare cu piciorul dintelui roții conduse), perechea de dinți considerată se va afla în punctul B situat la distanța p_b de E . În continuare perechea de dinți considerată va rămâne singură în angrenare până când va ajunge în punctul D . Acum va intra în angrenare o nouă pereche de dinți și procesul se va repeta.

Deci la angrenajul cilindric cu din i drep i exist pe segmentul de angrenare o zon de angrenare singular sau unipar – BD – i o zon de angrenare dubl sau bipolar – AB+DE.

Punctele de pe segmentele de angrenare, reg site i pe flancurile active ale celor doi din i, vor avea urm toarele semnifica ii:

- A – punctul de începere a angren rii;
- B – punctul interior de angrenare singular ;
- C – punctul de rostogolire;
- D – punctul exterior de angrenare singular ;
- E – punctul de terminare a angren rii.

4. Unghiul de angrenare α_w . Este unghiul de presiune corespunz tor punctului de rostogolire C i valoarea sa se stabile te în momentul form rii angrenajului (fig 8.21).

Grosimea dintelui pe cercul de divizare, la o roat nedepasat , este egal cu $\frac{\pi m}{2}$, iar la o roat cu deplasarea de profil $\pm x m$ va fi:

$$s_o = \frac{p_o}{2} \pm 2 \cdot x \cdot m \cdot \operatorname{tg} \alpha_o = \frac{\pi m}{2} \pm 2 \cdot x \cdot m \cdot \operatorname{tg} \alpha_o.$$

În funcie de grosimea dintelui pe cercul de divizare se poate calcula grosimea dintelui pe oricare alt cerc:

$$\frac{s_x}{2} = \overline{EF} = \overline{EG} - \overline{FG} = \frac{d_x}{2} \operatorname{inv} \alpha_v - \frac{d_x}{2} \operatorname{inv} \alpha_v = \frac{d_x}{2} (\operatorname{inv} \alpha_v - \operatorname{inv} \alpha_x)$$

În particular rezult :

$$S_o = d (\operatorname{inv} \alpha_v - \operatorname{inv} \alpha_o)$$

$$S_w = d_w (\operatorname{inv} \alpha_v - \operatorname{inv} \alpha_w)$$

$$S_a = d_a (\operatorname{inv} \alpha_v - \operatorname{inv} \alpha_a)$$

$$S_b = d_b (\operatorname{inv} \alpha_v - \operatorname{inv} \alpha_b)$$

Din rela ia:

$$d_b = d \cos \alpha_o = d_w \cos \alpha_w = d_a \cos \alpha_a = d_x \cos \alpha_x$$

se determin :

$$\cos \alpha_x = \frac{d_b}{d_x} \Rightarrow \alpha_x$$

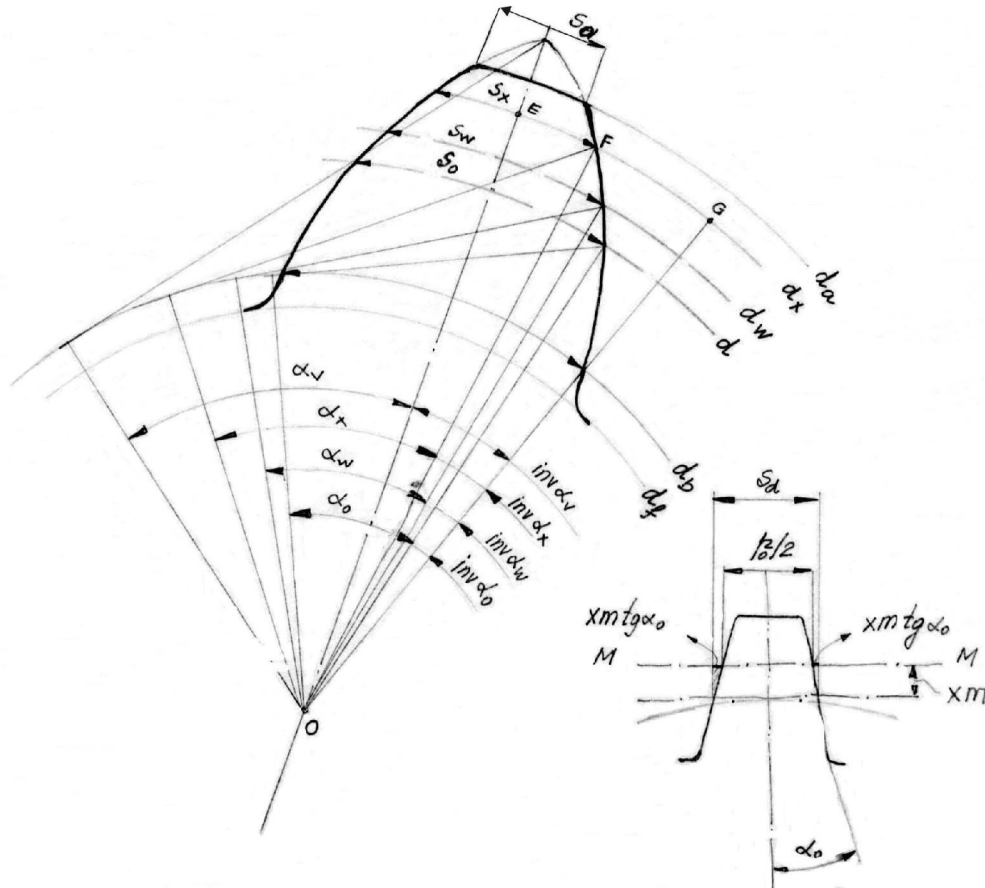


Fig. 8.21

Pentru calculul lui α_v se poate scrie egalitatea :

$$\frac{\pi m}{2} \pm 2 \cdot x \cdot m \cdot \operatorname{tg} \alpha_o = d(\operatorname{inv} \alpha_v - \operatorname{inv} \alpha_o)$$

din care rezult :

$$\operatorname{inv} \alpha_v = \frac{\frac{\pi}{2} \pm 2x \operatorname{tg} \alpha_o}{z} + \operatorname{inv} \alpha_o.$$

Pentru un diametru dat, de exemplu d_x , se poate deci calcula grosimea dintelui s_x , unghiurile α_v i α_x putând fi determinate.

În cazul angrenării f r joc între flancuri există egalitatea între arcul m surtat pe cercul de rostogolire corespunzător golului roții 1 i respectiv, arcul dintelui roții 2. Ca urmare, se poate scrie:

$$p_w = s_{w_1} + s_{w_2} \quad \left(\begin{array}{l} p_{w_1} = s_{w_1} + t_{w_1}; \quad p_{w_2} = s_{w_2} + t_{w_2} \\ s_{w_1} = t_{w_2}; \quad s_{w_2} = t_{w_1} \end{array} \right)$$

în care:

$$s_{w_1} = d_{w_1}(\operatorname{inv} \alpha_{v_1} - \operatorname{inv} \alpha_{w_1}); \quad s_{w_2} = d_{w_2}(\operatorname{inv} \alpha_{v_2} - \operatorname{inv} \alpha_{w_2}); \quad \alpha_{w_1} = \alpha_{w_2}.$$

Rezult :

$$p_w = d_{w_1} \operatorname{inv} \alpha_{v_1} + d_{w_2} \operatorname{inv} \alpha_{v_2} - (d_{w_1} + d_{w_2}) \operatorname{inv} \alpha_w$$

$$p_w = d_{w_1} \left(\frac{\frac{\pi}{2} \pm 2x_1 \operatorname{tg} \alpha_o}{z_1} + \operatorname{inv} \alpha_o \right) + d_{w_2} \left(\frac{\frac{\pi}{2} \pm 2x_2 \operatorname{tg} \alpha_o}{z_2} + \operatorname{inv} \alpha_o \right) - (d_{w_1} + d_{w_2}) \operatorname{inv} \alpha_w$$

$$p_w = (d_{w_1} + d_{w_2}) \operatorname{inv} \alpha_o + \frac{\pi}{2} \left(\frac{d_{w_1}}{z_1} + \frac{d_{w_2}}{z_2} \right) \pm 2 \left(x_1 \frac{d_{w_1}}{z_1} + x_2 \frac{d_{w_2}}{z_2} \right) \operatorname{tg} \alpha_o - (d_{w_1} + d_{w_2}) \operatorname{inv} \alpha_w$$

$$p_w = m(z_1 + z_2) \operatorname{inv} \alpha_o + \frac{\pi}{2} 2m \pm 2m(x_1 + x_2) \operatorname{tg} \alpha_o - m(z_1 + z_2) \operatorname{inv} \alpha_w$$

$$\operatorname{inv} \alpha_w = \operatorname{inv} \alpha_o \pm \frac{2(x_1 + x_2) \operatorname{tg} \alpha_o}{z_1 + z_2}$$

$$\operatorname{inv} \alpha_w = \frac{2(x_1 + x_2) \operatorname{tg} \alpha_o}{z_1 + z_2} + \operatorname{inv} \alpha_o$$

Rela ia permite determinarea unghiului de rostogolire care se formeaz în timpul angrenării i care depinde de numerele de din i i de deplas rile specifice.

5. Jocul la baza din ilor la un angrenaj deplasat. Dac se monteaz dou ro i din ate cu deplas rile de profil x_1 i x_2 (în acest calcul se vor considera ambele pozitive, dar rela iile stabilite sunt valabile pentru orice caz), s-ar p rea c distan a dintre axe va fi:

$$a' = \frac{d_1 + d_2}{2} + (x_1 + x_2)m = a_d + (x_1 + x_2)m$$

Montând cele dou ro i la aceast distan dintre axe, profilul din ilor lor va fi într-adev r tangent la cremaliera de referin , dar între flancuri va exista joc (fig. 8.22).

Prin deplasarea ro ii 1 pân la anularea jocului dintre flancuri va rezulta distan a dintre axe dat de rela ia:

$$a = \frac{a_d \cos \alpha_o}{\cos \alpha_w}$$

Concomitent îns , se mic oreaz jocul la baza c al angrenajului. Ca urmare, la angrenajele deplasate se impune verificarea existen ei jocului la baz , respectiv este necesar s se ia m suri, ca de exemplu scurtarea dintelui, pentru meninerea jocului peste valoarea minim admisibil .

Atunci când se pune condi ia ca jocul la baz , la angrenajul deplasat, s fie egal cu cel de la angrenajul nedeplasat, scurtarea capului din ilor se va realiza egal cu m rimea diferen ei ($a' - a$).

Se ob ine:

$$d_{a_1} = d_1 + 2(m + x_1 m) - 2(a' - a) = d_1 + 2m(1 + x_1) - 2(a' - a)$$

în care:

$$a' = a_o + (x_1 + x_2)m = 2(d_1 + d_2) + m(x_1 + x_2),$$

valoare care, introdus în relația anterioară, conduce la noul diametru exterior al roții 1 cu dinii scurtați:

$$d_{a_1} = 2a + 2(m - x_2 m) - d_2$$

sau

$$\left. \begin{aligned} d_{a_{1s}} &= 2[a + m(1 - x_2)] - d_2 \\ d_{a_{2s}} &= 2[a + m(1 - x_1)] - d_1 \end{aligned} \right\} \text{diametrele exterioare rezultate în urma scurtării dinilor.}$$

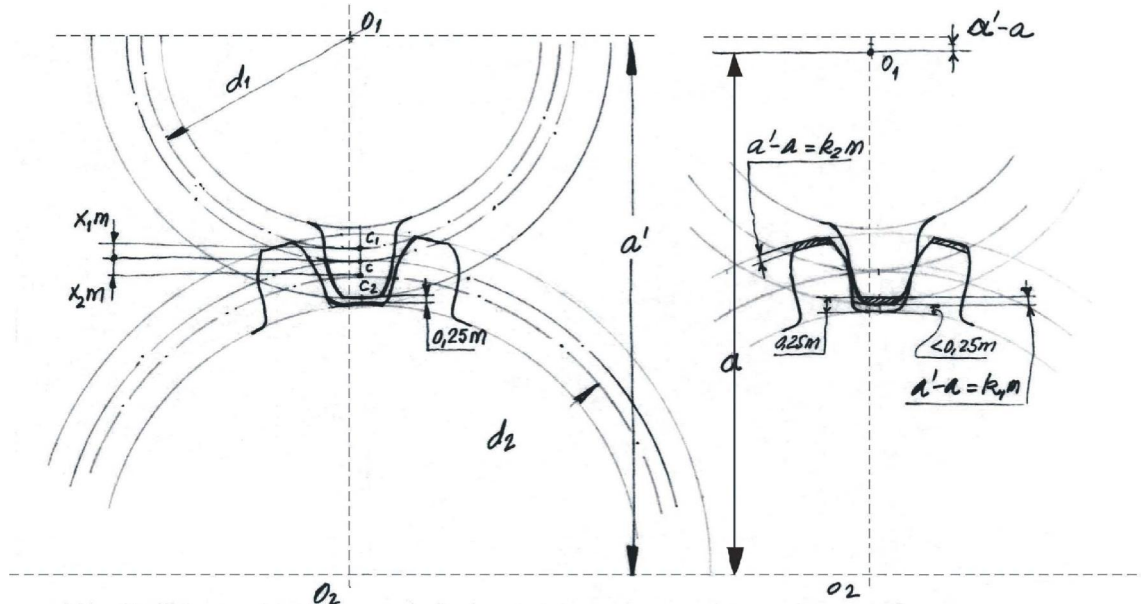


Fig. 8.22

Scurtarea dinilor va fi:

$$\Delta h_1 = \frac{d_{a_1} - d_{a_{1s}}}{2} = k_{h_1}^* m$$

$$\Delta h_2 = \frac{d_{a_2} - d_{a_{2s}}}{2} = k_{h_2}^* m$$

Jocul la bază se poate verifica cu relația:

$$c = a - \frac{d_{a_1} + d_{f_2}}{2} = a - \frac{d_{a_2} + d_{f_1}}{2} \geq c_{\min} = 0,1 \cdot m$$

Scurtarea capului dinilor se va face cu mult atenție deoarece conduce la scăderea gradului de acoperire, ca urmare a diminuării segmentului de angrenare \overline{AE} .

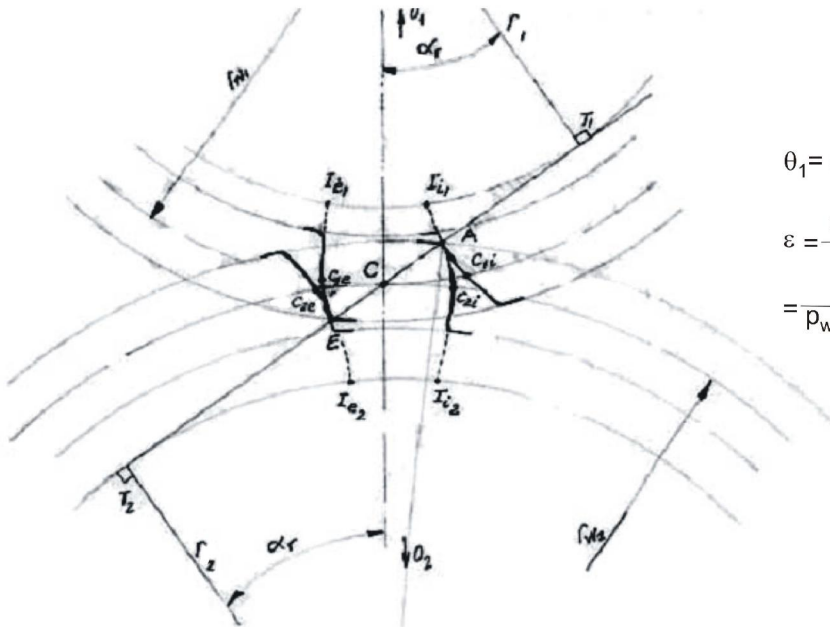
6. Continuitatea angrenării și gradul de acoperire. Transmiterea mișcării se realizează continuu dacă atunci când o pereche de dinți se află în punctul de ieșire din angrenare – E – o altă pereche de dinți trebuie să se afle în angrenare sau cel puțin să intre în angrenare – A – (fig. 8.23).

Această condiție se realizează dacă arcul de angrenare este mai mare decât pasul măsurat pe cercul de rostogolire:

$$\varepsilon = \frac{C_{1i}C_{1e}}{p_w} \geq 1(1,2) - \text{gradul de acoperire reprezintă numărul mediu de perechi}$$

de dinți aflate simultan în angrenare

$$\varepsilon = \frac{AE}{p_b} = \frac{\sqrt{r_{a1}^2 - r_{b1}^2} + \sqrt{r_{a2}^2 - r_{b2}^2} - a \sin \alpha_w}{p_b}$$



$$\begin{aligned} \theta_1 &= \omega_1 t = \frac{C_{1i}C_{1e}}{r_{w1}} = \frac{l_{1i}l_{1e}}{r_b} \\ \varepsilon &= \frac{r_{w1}}{r_{e1}} \cdot \frac{l_{1i}l_{1e}}{p_w} = \frac{r_{w1}}{r_{b1}} \cdot \frac{AE}{p_w} = \\ &= \frac{AE}{p_w \cos \alpha_w} = \frac{AE}{p_1} \end{aligned}$$

$$AE = AC + CE = (AT_2 - CT_2) + (T_1E - T_1C) =$$

$$= AT_2 + ET_1 - T_1T_2$$

Fig. 8.23

7. Vitezele la angrenajul cilindric exterior cu dantură dreaptă și alunecarea dintre flancurile dinților. După cum s-a precizat la paragraful referitor la legea fundamentală a angrenării, flancurile dinților aflați în contact se rostogolesc și alunecă simultan, excepție fiind când contactul are loc în punctul de rostogolire C, unde vitezele de alunecare sunt nule (fig. 8.24).

$$\Delta O_1T_1X \sim \Delta XGF \Rightarrow \frac{GF}{T_1X} = \frac{V_{X_1}}{r_{X_1}} \Rightarrow \frac{V_{X_1}^T}{\rho_{X_1}} = \frac{V_{X_1}}{r_{X_1}} \Rightarrow V_{X_1}^T = V_{X_1} \frac{\rho_{X_1}}{r_{X_1}}$$

$$\Delta O_2 T_2 X \sim \Delta XGH \Rightarrow \frac{GH}{T_2 X} = \frac{V_{X_2}}{r_{X_2}} \Rightarrow \frac{V_{X_2}^T}{\rho_{X_2}} = \frac{V_{X_2}}{r_{X_2}} \Rightarrow V_{X_2}^T = V_{X_2} \frac{\rho_{X_2}}{r_{X_2}}$$

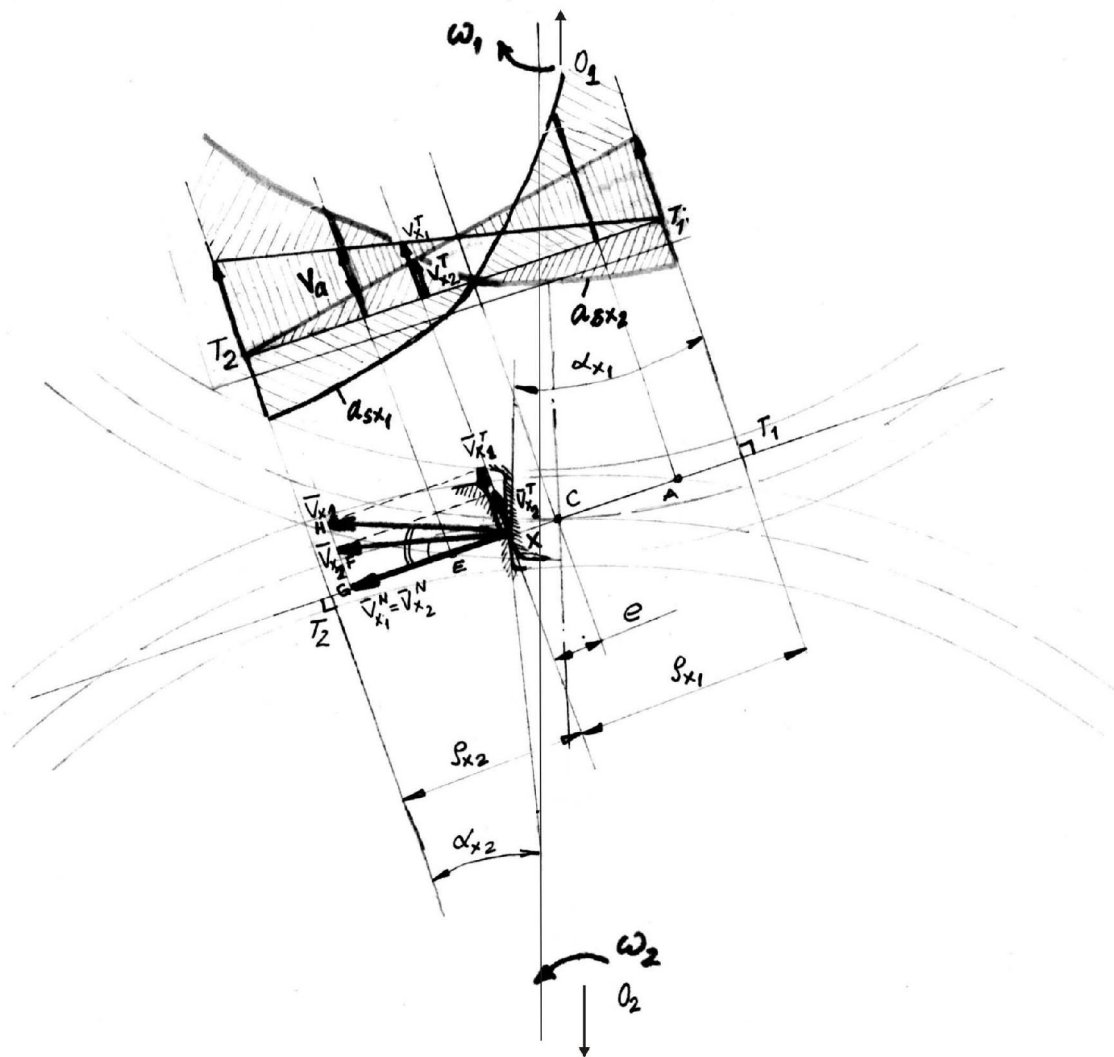


Fig. 8.24

Se cunosc îns valorile vitezelor:

$$\begin{cases} v_{X_1} = r_{X_1} \omega_1 \\ v_{X_2} = r_{X_2} \omega_2 \end{cases} \Rightarrow \begin{cases} V_{X_1}^T = \rho_{X_1} \omega_1 \\ V_{X_2}^T = \rho_{X_2} \omega_2 \end{cases}$$

Vitezele relative de alunecare a flancurilor vor fi:

$$\left. \begin{aligned} v_{aX_{1-2}} &= v_{X_1}^T - v_{X_2}^T = \rho_{X_2} \omega_2 \\ v_{aX_{2-1}} &= v_{X_2}^T - v_{X_1}^T = \rho_{X_2} \omega_2 - \rho_{X_1} \omega_1 \end{aligned} \right\} v_{aX_{1-2}} = -v_{a_{2-1}}$$

Conform fig. 8.24, se pot scrie relațiile:

$$\rho_{X_1} = T_1 C + e \quad i \quad \rho_{X_2} = T_2 C - e$$

Înlocuind razele de curbură ale flancurilor se obține:

$$v_{aX_{1-2}} = T_1 C \omega_1 + e \omega_1 - T_2 C \omega_2 + e \omega_2 = T_1 C \omega_1 - T_2 C \omega_2 + e(\omega_1 + \omega_2).$$

Din legea fundamentală a angrenării se cunoaște:

$$i_{1-2} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{r_{b_2}}{r_{b_1}} = \frac{\overline{CT_2}}{\overline{CT_1}}$$

din care:

$$\omega_1 \overline{CT_1} = \omega_2 \overline{CT_2}.$$

Vitezele de alunecare vor rezulta:

$$v_{a_{1-2}} = e(\omega_1 + \omega_2) = -v_{a_{2-1}}.$$

Se obține deci o variație liniară a vitezei de alunecare a flancurilor cu distanța e , de la punctul de rostogolire C.

Alunecările specifice, raportul dintre vitezele de alunecare și vitezele tangențiale, se determină cu relațiile:

$$a_{S_{X_1}} = \frac{v_{aX_{1-2}}}{v_{X_1}^T} = \frac{e(\omega_1 + \omega_2)}{\rho_{X_1} \omega_1} = \frac{e}{\rho_{X_1}} \left(1 + \frac{1}{i} \right) \quad a_{S_{X_2}} = \frac{-e}{\rho_{X_2}} \left(1 + \frac{1}{i} \right)$$

Alunecările specifice maxime apar în punctul A, pentru roata mică, și în punctul E, pentru roata mare (fig. 8.25).

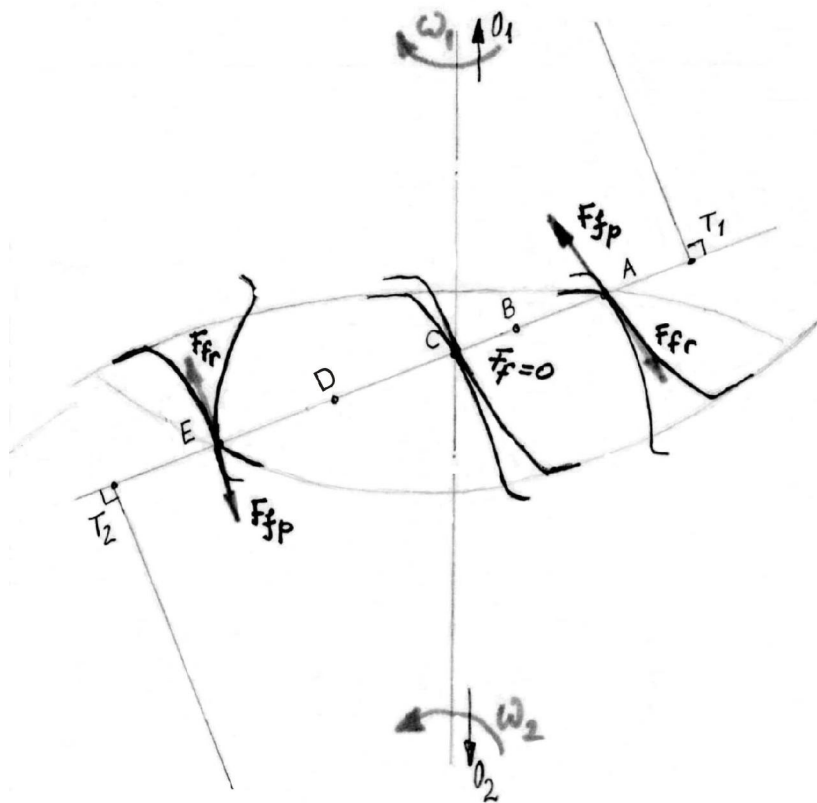


Fig. 8.25

Ele cresc cu cât por iunea din evolvent , din care se realizează flancul din ilor, este mai aproape de cercul de bază (ρ_x mai mic); aceasta va determina sporirea uzurii, precum și a pericolului de gripare. Din acest motiv, este necesar să se evite aceste por iuni din evolvent la construcția flancurilor din ilor.

Forțele de frecare sunt îndreptate de la cercul de rulare spre vârf, respectiv spre picior, pentru roata motoare și de la vârf, respectiv picior spre cercul de rulare pentru roata condusă. Pentru ambii din i afla i în angrenare, forțele de frecare își schimbă sensul în punctul de rostogolire, unde au valoarea zero.

8. Modificarea danturii. Elementele geometrice ale danturii roților din ate se definesc prin cremaliera de referință. Cremaliera generatoare (negativul cremalierii de referință) definește elementele geometrice ale sculei cu care se realizează dantura.

Roata din at , generată de o cremalieră generatoare standardizată , având suprafața de referință (linia de referință) tangentă la cilindrul de divizare (cercul de divizare), este o roată din at zero (roată din at nemodificată).

Modificarea danturii constă în schimbarea geometriei acesteia în scopul obținerii unor *mrimi constructive* sau în scopul obținerii unor îmbunătățiri în condițiile de funcționare, de rezistență sau de uzare.

Modificarea danturii poate fi:

a – frontal , atunci când profilul dintelui este identic modificat în toate planurile frontale;

b – axial , atunci când profilul dintelui nu este identic modificat în toate planurile frontale.

Modificarea frontal se poate realiza:

a.1. Prin modificarea geometriei cremalierii de referin , respectiv generatoare; în acest caz, parametrii modifica i pot fi: unghiul profilului de referin α_o , coeficientul de în l ime al capului de referin h_{oa}^* , coeficientul jocului de referin la baza c_o^* , grosimea dintelui de referin s_o ; se pot realiza i profile cu flancuri nesimetrice, adic cu unghiuri diferite la cele dou flancuri. Astfel:

α_o - mic din i elastici \rightarrow func ionare cu zgomot redus;

α_o - mare $\left[\begin{array}{l} \text{cre te portan a (cre te grosimea dintelui la baz)}; \\ \text{scade num rul minim de din i la care apare subt ierea} \end{array} \right.$

$$\left(z_{\min} = \frac{2h_{oa}^*}{\sin^2 \alpha_o} \right); \alpha_o = 15^\circ, 20^\circ, 25^\circ;$$

Un dinte scurtat are o rezisten mai bun la încovoiere, dar scade gradul de acoperire.

Una din modific rile danturii, bazat pe modificarea cremalierii de referin , care asigur îmbun t irea calit ii func ionale a angrenajului, este *flancarea din ilor*. Aceast modificare se poate realiza numai la capul din ilor ambelor ro i, sau numai la capul i piciorul dintelui uneia dintre ro i. Elementele flanc rii sunt (fig. 8.26): *curba de flancare, adâncimea de flancare Δ_a i Δ_f i în l imea flanc rii Δh_a i Δh_f .*

Flancarea are drept scop atenuarea ocurilor la intrarea în angrenare datorate abaterilor de pas provocate de deforma iile elastice ale din ilor sub sarcin .

Curba de flancare – se recomand flancarea lung evolventic , adic de la capul dintelui pân la punctul exterior de angrenare singular (D), respectiv de la piciorul dintelui pân la punctul interior de angrenare singular (B).

Adâncimea de flancare – egal cu deforma ia dintelui sub sarcina maxim .

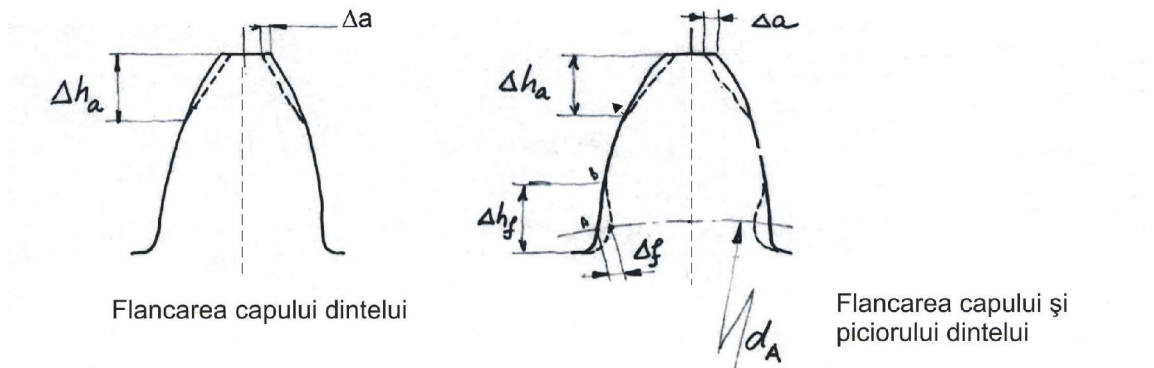


Fig. 8.26

a.2. Prin menținerea nemodificată a cremalierei de referință (utilizarea deci a unor scule standardizate) și schimbarea poziției radiale a acesteia față de roată în timpul prelucrării, sau prin scurtarea înălțimii dintelui înainte sau după prelucrare.

b - Modificarea axială a danturii constă într-o reducere progresivă a grosimii dintelui înspre extremitățile liniei flancului – *bombarea danturii* (fig. 8.27).

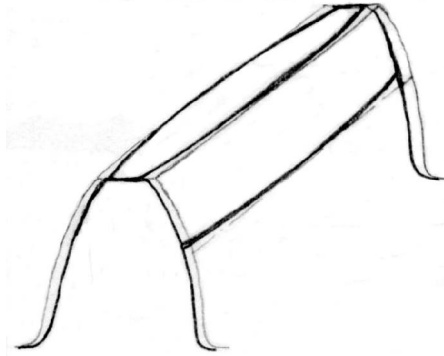


Fig. 8.27

Această modificare mărește capacitatea de încărcare a angrenajului deoarece diminuează sau elimină concentrarea tensiunilor ce pot apărea la capetele dintelui datorită contactului defectuos ca urmare a erorilor de montaj, execuție sau înclinării arborilor.

Dintre scopurile urmărite prin deplasarea de profil se menționează :

a. Realizarea unor roți dinâte cu un număr de dinți z , mai mic decât z_{min} , fără a apărea fenomenul de subțiere. Deplasarea minimă necesară :

$$x_{min} = \frac{z_{min} - z}{z_{min}} = \frac{17 - z}{17} \quad \text{sau} \quad \frac{14 - z}{14} \quad (\text{când se admite o}$$

uoră subțiere).

b. Realizarea cu două roți dinâte având modulul m și numerele de dinți z_1 și z_2 , a unui angrenaj cu distanță dintre axe impusă :

- distanța de referință dintre axe:

$$a_0 = \frac{m(z_1 + z_2)}{2};$$

- distanța dintre axe impusă :

$$a = \frac{d_{w1} + d_{w2}}{2} = \frac{(d_1 + d_2) \cos \alpha_0}{2 \cos \alpha_w} = \frac{a_0 \cos \alpha_0}{\cos \alpha_w};$$

- unghiul de angrenare:

$$\cos \alpha_w = \frac{a_0}{a} \cos \alpha_0; \quad \alpha_w = \arccos \frac{a_0}{a} \cos \alpha_0$$

- suma deplasărilor de profil necesară pentru realizarea distanței dintre axe impuse :

$$x_1 + x_2 = \frac{(z_1 + z_2)(\text{inv} \alpha_w - \text{inv} \alpha_0)}{2 \text{tg} \alpha_0}$$

c. *Mărirea capacității portante a angrenajului la solicitarea de contact a flancurilor.* Solicitarea de contact a flancurilor dinilor este invers proporțională cu mărirea razei de curbură a acestora $\left(\sigma_H = 0,418 \sqrt{\frac{F_{nc} E_r}{B \rho_r}} \right)$. Din acest motiv, este necesar să se folosească, la construcția profilului evolventic al dinilor, zone ale evolventei cât mai depărtate de cercul de bază, deci să se adopte deplasări pozitive maxime posibile. Deplasarea pozitivă este limitată de necesitatea existenței unei anumite grosimi a dinilor s_a pe cercul exterior (fig. 8.28).

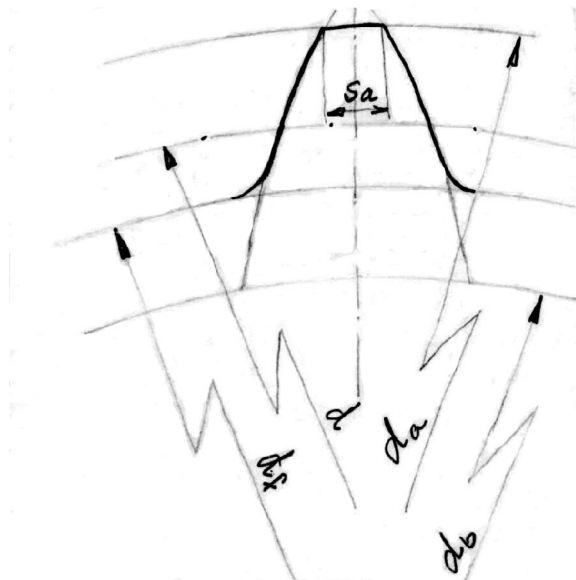


Fig. 8.28

În unele cazuri se poate adopta o deplasare pozitivă mare, iar apoi se efectuează o scurtare a capului dintelui pentru a se asigura grosimea pe cercul exterior. Se impune însă o verificare a gradului de acoperire pentru a nu scădea sub valoarea minimă admisibilă ($\epsilon_{\min} = 1,1 \dots 1,3$).

d. *Mărirea capacității portante a bazei dintelui la rupere prin încovoiere.*

Solicitarea la încovoiere este determinată de mărirea momentului, respectiv înălțimea dintelui și de grosimea dintelui la bază. Capacitatea portantă la încovoiere crește, în acest caz, prin realizarea unei deplasări pozitive, deoarece scade factorul de formă al dintelui.

e. *Diminuarea pericolului de gripare, reducerea uzurii flancurilor active și creșterea randamentului.*

Toate aceste fenomene sunt influențate de viteza de alunecare dintre flancurile dinilor. Deplasările de profil vor urmări deci reducerea vitezelor de alunecare, mai ales la capul și piciorul dintelui, unde acestea sunt maxime, sau să se obțină o egalizare a valorilor maxime ale vitezei de alunecare la cele două roți.

f. *Mărirea gradului de acoperire.* Se poate obține prin deplasări negative de profil:

$$\left[\varepsilon = \frac{z_1}{2\pi} (\operatorname{tg}\alpha_{a_1} - \operatorname{tg}\alpha_w) + \frac{z_2}{2\pi} (\operatorname{tg}\alpha_{a_2} - \operatorname{tg}\alpha_w) \right] - \text{scade } \alpha_w \text{ odată cu mărirea}$$

deplasării negative.

În cazuri extreme se pot obține și anumite *angrenaje antepolare* – care au tot segmentul de angrenare în zona segmentului ce intră în angrenare ($\overline{AE} \in \overline{T_1C}$) – sau *angrenaje postpolare* – ($\overline{AE} \in \overline{T_2C}$).

Modificările prin deplasarea profilului sau prin scurtarea dintelui sunt preferate datorită faptului că acestea se realizează fără modificarea cremalierii de referință, generarea roților fiind deci posibilă cu scule normale.

Modificarea angrenajului prin deplasarea profilului este condiționată însă de limitele angrenării și de cele ale generării danturii roților componente. Aceste limite sunt: subțierea la generare, ascuțirea vârfului dintelui, scăderea gradului de acoperire, interferența în timpul angrenării, scăderea jocului la bază. Dacă pentru un angrenaj cu numerele de dinți z_1 și z_2 date, se reprezintă grafic, în funcție de coeficienții de deplasare x_1 și x_2 , relațiile care determină limitele amintite, se obține un *a-zis contur de blocare*, care cuprinde în interiorul sau câmpul de valori pe care le pot lua coeficienții x_1 și x_2 , în scopul funcționării corecte. Acest metodă se utilizează numai pentru angrenaje de mare importanță și când se dorește utilizarea la maximum a avantajelor aduse de deplasările de profil (fig. 8.29).

Adoptarea valorilor deplasărilor de profil este o problemă de optimizare. Din analiza condițiilor de material și de funcționare a angrenajului se stabilesc care sunt cerințele cele mai importante pe care trebuie să le îndeplinească angrenajul și valoarea deplasării de profil se adoptă corespunzător acestui scop.

Conform DIN 3992 se recomandă, în funcție de scop, următoarele valori pentru coeficienții deplasărilor de profil:

- a. $x_1 + x_2 = (0 \dots 0,6)$ – pentru danturi cu alunecări între flancurile active egalizate;
- b. $x_1 + x_2 = (0,6 \dots 1,2)$ – pentru danturi cu portanță mare la picior și pe flancul dintelui;
- c. $x_1 + x_2 = (-0,4 \dots 0)$ – pentru obținerea unui grad de acoperire mare.

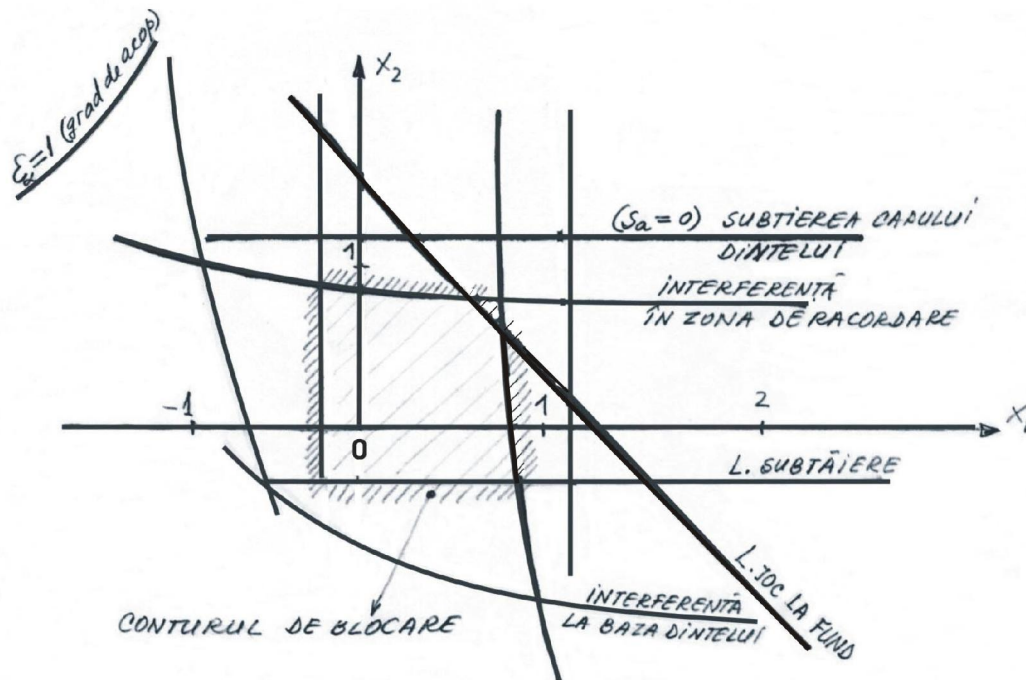


Fig. 8.29

Repartizarea pe pinion și roată a sumei deplasărilor se va face, de asemenea, în funcție de scopurile urmărite. În acest sens, există în literatura de specialitate diagrame cu ajutorul cărora se pot stabili valorile x_1 și x_2 , cunoscând suma ($x_1 + x_2$).

Trebuie precizat că atunci când se impune distanța dintre axe, suma deplasărilor specifice rezultă automat și mai poate fi corectată numai modificându-se cu 1 la 3 numerele de dinți ale roților, fără a modifica însă raportul de transmitere.

8.2.3. Modurile și cauzele distrugerii danturii angrenajelor

Pentru proiectarea, construcția, montarea și întreținerea corectă a angrenajelor este necesar să se cunoască modurile de deteriorare a danturii acestora, cauzele apariției acestor deteriorări și măsurile ce se pot întreprinde pentru limitarea lor, respectiv pentru mărirea capacității portante a angrenajelor.

O clasificare a principalelor cauze de scoatere din uz a angrenajelor, cele mai frecvente și importante și pentru care există baze de calcul, este următoarea:

- Ruperea dintelui* ($HB > 350$), care poate fi statică sau prin oboseală.
- Deteriorarea suprafeței active a flincurilor* ($HB > 350$) produsă prin: oboseala de contact (pitting), gripare, uzare adezivă, uzare abrazivă, curgere plastică, ptașă termică, exfoliere și interferență.

Ruperea statică a dinților poate fi fragilă – la roțile confecționate din materiale dure ($HB > 3500 \text{ N/mm}^2$) – sau o rupere prin deformare plastică – la roțile confec-

ionate din materiale cu duritate mic ($HB \leq 3500 \text{ N/mm}^2$). Se produce atunci când apar suprasarcini sau ocuri mari introduse de blocarea ansamblului din care fac parte. Are loc, de obicei, la baza dintelui, dar pot apărea și ruperi ale colului dintelui când repartiția sarcinii este neuniformă pe lungimea dintelui.

Ruperea prin oboseală constituie principala cauză de deteriorare a angrenajelor din oțel cu flancurile durificate superficial ($HRC > 45$). Apare datorită solicitării variabile în timp a dinilor după un ciclu pulsator sau alternant simetric.

Ruperea prin oboseală apare la baza piciorului dintelui unde *solicitarea este maximă și există concentratorul de tensiune* datorat trecerii de la dinte la corpul roții (coroana roții). Practica industrială și determinările experimentale au arătat că fisurarea inițială și deci ruperea are loc pe partea dintelui solicitată la întindere (fig. 8.30).

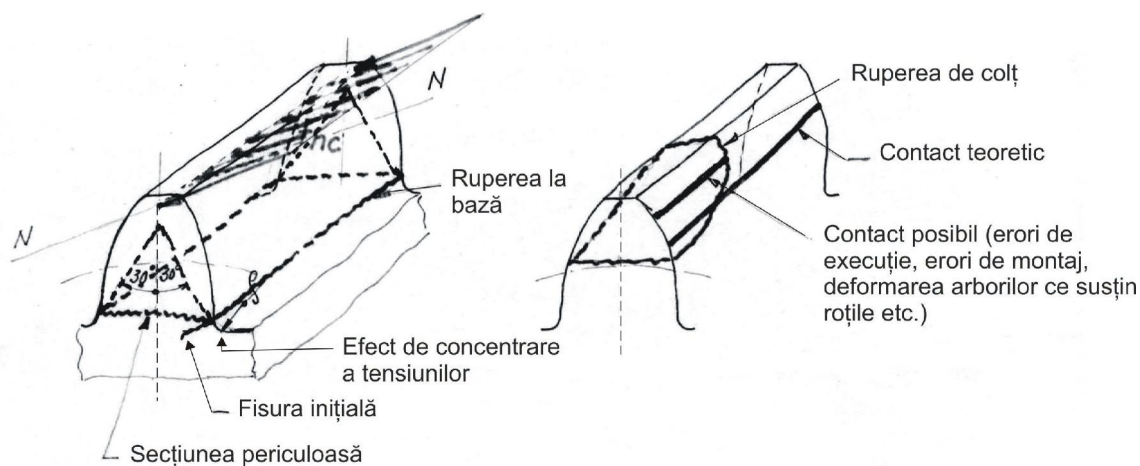


Fig. 8.30

Rezistența la oboseală la piciorul dintelui se poate mări prin:

- creșterea secțiunii dintelui la bază (deplasarea pozitivă, realizarea de module mari);
- creșterea unghiului profilului de referință;
- reducerea efectului de concentrare a tensiunilor (ρ cât mai mare posibil);
- reducerea înălțimii dintelui (modificarea cremalierii de referință h_{oa}^* , sau scurtarea dintelui (atenție la ε);
- eliminarea rizurilor de prelucrare la piciorul dintelui în zona de racordare (au efect de concentratori de tensiuni);
- realizarea de tratamente termice care introduc tensiuni de compresiune în stratul de suprafață a flancului.

Oboseala de contact (pitting sau ciupirea) constituie principala cauză de distrugere a suprafețelor active ale flancurilor din oțelurile angrenajelor confecționate din materiale cu durități mici și mijlocii ($HB < 3500 \text{ N/mm}^2$). Se manifestă prin apariția pe flancurile active a unor gropi (ciupituri) care determină o funcționare cu zgomot ridicat, motiv pentru care angrenajul trebuie scos din funcționare (fig. 8.31).

Explicarea modului în care se produce deteriorarea prin oboseală de contact a fost făcută la capitolul "Elemente de tribologie".

Posibilitățile de mărirea rezistenței dinților la oboseala de contact:

- utilizarea unui material cu duritate de suprafață cât mai mare;
- diminuarea forței de frecare datorată alunecării relative a flancurilor (reducerea alunecării, ungere corespunzătoare, rugozitate mică);
- evitarea sau reducerea solicitărilor termice;
- ungere calitativ (vâscozitatea lubrifiantului) corespunzătoare;
- deplasarea pozitivă a danturii (cresc razele de curbura ale evolventelor după care sunt realizați dinții);
- mărirea gradului de acoperire (diminuarea încălzirii normale);
- eliminarea tensiunilor interne (tratament termic adecvat).

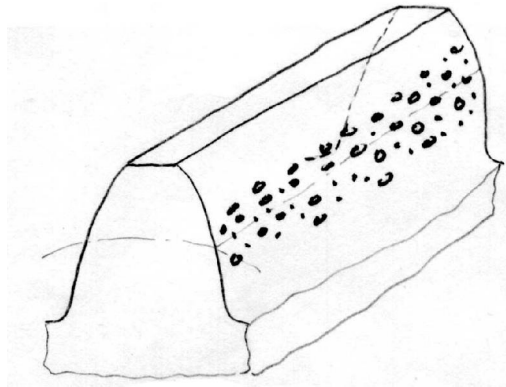


Fig. 8.31

Griparea reprezintă o deteriorare a suprafețelor active ale flancurilor dinților. Ea apare atunci când se distruge stratul de lubrifiant de la contactul dintre dinți (realizat pe cale hidrodinamică sau elastohidrodinamică) și se realizează contactul direct metal-metalic.

Modul în care se produce *griparea* a fost explicat la capitolul 5 (Elemente de tribologie).

O importanță deosebită în prevenirea *gripajului* are regimul de ungere a flancurilor active în timpul funcționării. În cazul angrenajelor obișnuite (cu încălziri și viteze periferice mici și medii), regimurile de ungere posibile sunt HD și EHD, regimuri la care pericolul de *gripare* este minim.

Odată cu creșterea încălzirii și a vitezei periferice, pelicula continuă de lubrifiant dispare (scade vâscozitatea lubrifiantului datorită creșterii temperaturii) și în acest caz un rol deosebit pentru evitarea *gripajului* îl au straturile limită de lubrifiant adsorbit sau chemisorbit la suprafețele flancurilor.

Pentru condițiile grele de solicitare se vor folosi uleiuri aditivate cu aditivi EP, care la temperaturi ridicate se descompun, intrând în reacție chimică cu suprafața metalică a dinților și formează, în locurile periclitate de *gripare*, straturi chimice cu proprietăți de antigripare. Aceste straturi sunt distruse prin uzură și se refac continuu, motiv pentru care se precizează că utilizarea aditivului EP protejează contra *gripării*, dar realizează o uzură controlată a flancurilor dinților.

Se deosebesc două feluri de *gripare*:

- *gripare atermic* (efectuat la temperaturi joase), caracteristic transmisiilor cu viteze mici și încălziri mari;
- *griparea termică*, la care factorul hotărâtor este temperatura; ea determină apariția punctelor de microsudură rugozităților.

Gripajul poate apărea în următoarele două faze:

- *gripajul de rodaj*, care constă în deteriorarea vârfurilor rugozităților și care se oprește în timp după netezirea acestora;
- *gripajul progresiv*, care dă flancului dintelui un aspect poros, iar în final flancul dintelui este complet distrus.

Evitarea pericolului de *gripare* se poate realiza prin:

- utilizarea unor cupluri de materiale antifricțiune;
- efectuarea de tratamente termice și termochimice adecvate (cementare, nitrurare, fosfatare);
- utilizarea unor lubrifianți aditivi cu aditivi EP;
- prelucrarea corespunzătoare a flancurilor (rugozitate cât mai mică);
- modificarea danturii prin flancare;
- utilizarea de module mici (\overline{AE} - mic, alunecare redusă).

Uzarea adezivă apare datorită existenței unui regim mixt de frecare între flancuri.

Uzarea abrazivă este determinată de impuritățile dure care pătrund între flancuri în timpul funcționării (fig. 8.32).

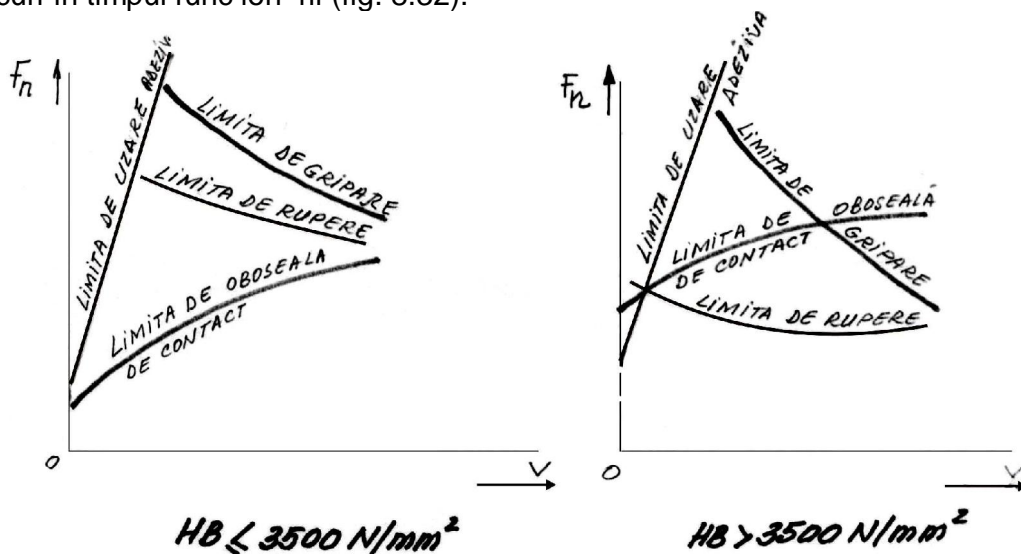


Fig. 8.32

La viteze mici portanța angrenajului este limitată de uzura adezivă.

La viteze mari – *griparea* limitează capacitatea portantă.

La viteze uzuale în aplicațiile tehnice:

- portanța angrenajelor este limitată de ruperea dinților prin oboseală și de *gripare* atunci când sunt realizate din materiale dure;

- portan a angrenajelor este limitat de deteriorarea flancurilor prin oboseală de contact, atunci când sunt confecționate din materiale cu durități mici în mijlocii.

Calculul de rezistență al angrenajelor trebuie să pornească de la aceste tipuri de deteriorări și să se determine dimensiunile minime, toleranțele și condițiile de ungere în scopul evitării acestora.

8.2.4. Materialele, tehnologia de execuție și precizia angrenajelor cilindrice

Materialele din care se vor confecționa roțile din ate trebuie să îndeplinească următoarele condiții:

- rezistență la solicitări variabile (oboseală);
- rezistență la oboseală superficială de contact;
- proprietăți de antigripare (rezistență la gripare);
- rezistență termică și chimică;
- prelucrabilitate ușoară;
- preț de cost scăzut.

Se poate utiliza o mare varietate de materiale necesare condițiilor diverse în care lucrează angrenajele. Astfel, roțile din ate se pot fabrica din:

a. Materiale metalice feroase:

- oțeluri aliate 40C10; 41MoC11; 50VC11; 34MoCN15; 20MoN35;
- oțeluri carbon obișnuite OL50; OL60;
- oțeluri carbon de calitate OLC15, OLC45, OLC60;
- fonte Fgn 700-2, Fgn 600-2, Fmp 600-2, Fmp 700-2, Fc 200, Fc 400.

b. Materiale metalice neferoase:

- bronzul fosforos;
- aliaje de aluminiu;
- alamă.

c. Materiale nemetalice (plastice):

- terxtolitul;
- poliamide;
- poliacetoli.

Din motive tehnice și economice, la fabricarea roților din ate cea mai largă utilizare o au oțelurile. Din punct de vedere al oțelului utilizat și al tratamentului termic aplicat se disting următoarele două grupe (categorii) de danturi:

a. Danturi (roți din ate) care se execută din semifabricate în stare îmbunătățită, în următoarea succesiune de faze: strunjirea de finisare și frezarea finală a danturii, în unele cazuri și rectificarea ($HB \leq 3500 \text{ N/mm}^2$). Aceste roți se numesc *roți din ate îmbunătățite* sau cu duritate mică sau medie.

b. Danturi (roți din ate) durificate superficial, realizate în următoarea succesiune de faze: tratament termic de îmbunătățire, strunjire de finisare, danturare, tratamente de durificare (cementare + c. lre, iononitrurare, nitrurare, c. lre CIF etc.), rectificarea finală (atunci când este necesar, în final se execută lepuirea) – $HB > 3500 \text{ N/mm}^2$.

Angrenajele realizate din roți din cea de-a doua categorie au o rezistență a flancurilor, respectiv a piciorului dintelui de (2,5...3) ori, respectiv 1,5 ori mai mare decât cele realizate din roți din prima categorie. Prezintă însă dezavantajul unei tehnologii mai complexe.

Dantura se poate realiza:

a. direct prin turnare, sinterizare, matriare sau rulare; procedeele acestea au o productivitate ridicată, dar dantura are o precizie dimensională și de formă scăzută;

b. prin prelucrare mecanică, prin achiere; metodele utilizate sunt:

- **frezare prin rostogolire** – cea mai utilizată metodă deoarece asigură o productivitate bună și o precizie de execuție mare; se bazează pe principiul tăierii danturii prin angrenarea forată a roții care se danturează cu o freză melc; operația se execută pe mașini speciale de danturat;

- **mortezarea** cu o roată din atașcul sau cu itpieptene (muchiiile cu itului materializează cremaliera generatoare); dantura se execută prin angrenarea forată a sculei cu roata de danturat, scula având simultan și o mișcare de du-te-vino ca la operația de mortezare;

- **frezarea prin divizare**, cu o freză deget (cilindric) sau disc al cărui profil este identic cu profilul golului dintre dinți; operația se execută pe mașina de frezat universală, are o productivitate mică și precizie mai redusă.

Pentru a se asigura interschimbabilitatea roților din atele și o bună funcționare, este necesară executarea lor într-un sistem de toleranțe care să asigure precizia geometrică. La proiectare se vor stabili: treapta (clasa) de precizie, jocul dintre flancuri, rugozitatea flancurilor. Treapta de precizie se va alege în funcție de viteza periferică a angrenajului și de procedeul tehnologic adoptat (clasele 5...12).

Jocul dintre flancuri se va alege în funcție de rolul funcțional (angrenaj cinematic, de forță etc.), de viteza periferică, de temperatură (tipuri de ajustaje: A, B, C, D, E, H).

Alegerea materialului de execuție a procedurii tehnologice de fabricație și a preciziei geometrice, se va face în funcție de:

- domeniul de utilizare și rolul funcțional al angrenajului;
- parametrii funcționali: puterea și turația transmis;
- condițiile funcționale: temperatură, corozivitate;
- considerații economice.

8.2.5. Forțele în angrenajul cilindric cu dinți drepi

A. În timpul angrenării apar următoarele forțe (fig. 8.33):

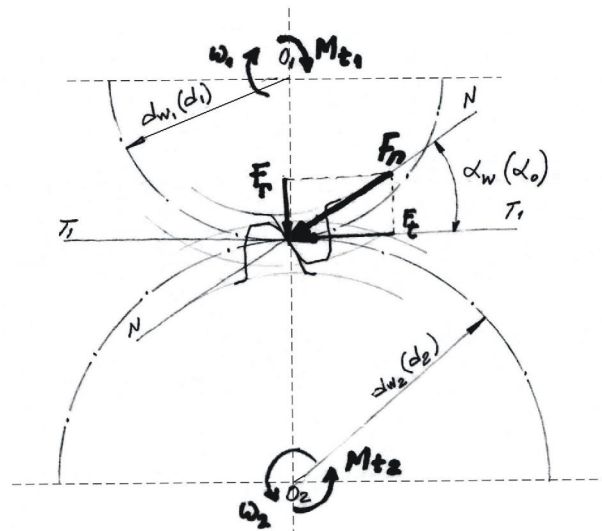


Fig. 8.33

1. **For ele nominale** apar în timpul angrenării ca urmare a transmiterii momentului de torsiune prin contactul direct al dinților. Forța nominală pe dinte F_n , considerată în punctul de rostogolire C, determinăm prin descompunere componentele:

- *tangential* la cercurile de rostogolire:

$$F_{t_{w1,2}} = \frac{2M_{t1,2}}{d_{w1,2}}$$

- *radial* la cercurile de rostogolire:

$$F_{r_{w1,2}} = F_{t_{w1,2}} \operatorname{tg} \alpha_w = \frac{2M_{t1,2}}{d_{w1,2}} \operatorname{tg} \alpha_w$$

Cele două componente ale forței nominale, normale, calculate la cercurile de divizare, vor avea valorile:

$$F_{t1,2} = \frac{2M_{t1,2}}{d_{1,2}} \quad \text{și} \quad F_{r1,2} = F_{t1,2} \operatorname{tg} \alpha_o = \frac{2M_{t1,2}}{d_{1,2}} \operatorname{tg} \alpha_o$$

Cunoscându-se totdeauna momentul de torsiune transmis, respectiv forța tangentială, forța normală pe dinte se poate calcula cu relația și se repartizează ideal pe dinte ca în fig. 8.34:

$$F_{n1,2} = \frac{F_{t_{w1,2}}}{\cos \alpha_w} = \frac{F_{t1,2}}{\cos \alpha_o}$$

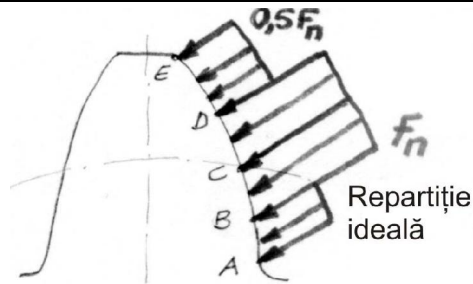


Fig. 8.34

2. For ele dinamice. For ele dinamice se suprapun peste for a nominal în timpul angrenării. Acestea pot fi:

2.1. For ele dinamice exterioare, produse de influența caracteristicilor de funcționare a mașinii motoare și de lucru și de for ele de inerție care apar la porniri, opriri, modificări de turație. Influența for elor dinamice exterioare se consideră prin factorul dinamic exterior K_A , numit factorul de utilizare.

2.2. For ele dinamice interioare, sunt generate de erorile de fabricație și montaj și erorile produse de deformațiile elastice ale dinților, roților și arborilor. Influența sarcinilor dinamice interne se consideră prin factorul dinamic interior K_V .

Se precizează că mărimea sarcinilor dinamice interioare este puternic influențată de erorile ciclice (abaterea de pas, abaterea de formă a profilului).

3. For a de frecare. După cum s-a precizat, în timpul angrenării între flancurile celor doi dinți există simultan alunecare și rostogolire. În general, se consideră numai frecarea de alunecare (fig. 8.35): $F_f = \mu F_n$.

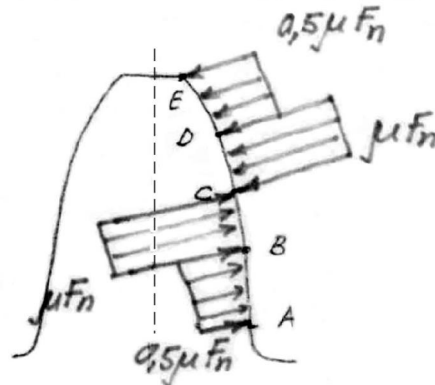


Fig. 8.35

Puterea consumată prin alunecarea flancurilor în timpul angrenării, într-un punct de contact:

$$P_f = F_f v_a = \mu F_n e (\omega_1 \pm \omega_2)$$

Puterea medie consumată pe tot segmentul de angrenare se obține adoptând, pentru distanța de la polul punctului de contact, o valoare medie:

$$e_{\text{mediu}} = \left(\frac{CE}{2} + \frac{AC}{2} \right) 0,5 = \frac{1}{4} \varepsilon p_b$$

Puterea consumat prin frecare va fi:

$$P_f = \frac{\mu F_n \varepsilon \rho_b (\omega_1 + \omega_2)}{4}$$

iar momentul de frecare, la roata motoare:

$$M_{f1} = \frac{P_f}{\omega_1} = \frac{\mu F_n \varepsilon \rho_b \left(1 + \frac{\omega_2}{\omega_1}\right)}{4}$$

Pierderea specific în angrenare:

$$\Psi_a = \frac{M_{f1}}{M_{t1}} = \frac{\frac{1}{4} \mu F_n \varepsilon \rho_b \left(1 + \frac{\omega_2}{\omega_1}\right)}{F_{t1} r_1} = \frac{\frac{1}{4} \mu F_n \varepsilon \rho_b \left(1 + \frac{z_2}{z_1}\right)}{F_n r_1 \cos \alpha_0} = \frac{\mu \varepsilon \rho_b \left(1 + \frac{z_2}{z_1}\right)}{4 r_1 \cos \alpha_0} =$$

$$\frac{\mu \varepsilon \rho_b \left(1 + \frac{z_2}{z_1}\right)}{4 r_{b1}} = \frac{\pi}{2} \mu \varepsilon \left(\frac{1}{z_1} + \frac{1}{z_2}\right)$$

Randamentul angrenării:

$$\eta_a = 1 - \Psi_a = 1 - \frac{\pi}{2} \mu \varepsilon \left(\frac{1}{z_1} + \frac{1}{z_2}\right)$$

Fora de frecare se consider numai în calculele de uzare, gripare și încălzire.

B. Repartiția sarcinii nominale pe flancul dintelui.

1. Repartiția frontală a sarcinii nominale

În cazul angrenajelor precise cu dinii drepi, la vârful dintelui există angrenare dublă, motiv pentru care distribuția frontală a forței nominale va fi (fig. 8.36):

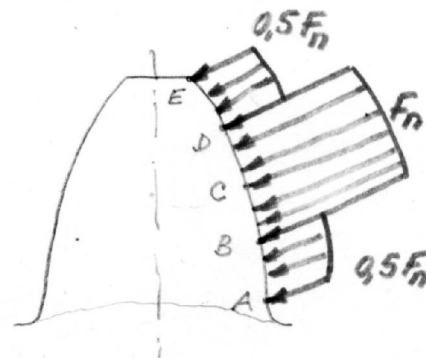


Fig. 8.36

Această repartiție este influențată de erorile de execuție, îndeosebi de abaterea pasului de angrenare (de bază), astfel încât valoarea cotei părții din forța F_n , care acționează pe o pereche de dinii la vârf, se modifică, mărimea acesteia fiind:

$$F_{nE} = F_{nA} = K_{\alpha} F_n$$

în care:

- K_{α} se definește ca factor de repartiție frontală a forței nominale. Acesta este dependent de:
 - abaterea pasului de angrenare (de bază);
 - calitatea materialelor din care sunt confecționate roțile;
 - gradul de acoperire al angrenajului (numai în cazul danturii înclinată);
 - geometria danturii → $\alpha_o \downarrow$ dinte elastic → deformație mare
$$0,5 \leq K_{\alpha} \leq 1,0$$
- $K_{\alpha} = 1,0$ – angrenaje cu abateri mari la care nu se realizează angrenarea dublă;
- $K_{\alpha} = 0,5$ – angrenaje precise, la care se realizează angrenarea dublă.

2. Repartiția longitudinală a sarcinii nominale

Repartiția absolut uniformă a forței nominale pe lungimea dintelui se poate considera numai în cazul execuției cu o precizie absolută a danturii și a unor dinți, arbori și reazeme absolut rigide.

În cazul angrenajului real se realizează o repartiție neuniformă a forței pe lungimea dinților. Cauzele acestei repartiții neuniforme sunt:

- erorile de execuție a danturii, îndeosebi eroarea de direcție;
- erorile de execuție a alezajelor din carcasa, în care se montează lag-rele de rezemare a arborilor, care susțin roțile angrenajului, îndeosebi eroarea de la coaxialitate;
- deformațiile flexionale și torsionale ale arborilor în timpul funcționării;
- poziția fusurilor în lag-re, îndeosebi în cazul lag-relor cu alunecare;
- deformația dinților, a corpului roților, a carcasei etc.

Raportul dintre forța specifică maximă (pe unitatea de lățime) w_{max} , de la distribuția neuniformă și forța specifică medie w_m , de la distribuția uniformă, definește factorul de repartiție longitudinală a sarcinii:

$$K_{\beta} = \frac{w_{max}}{w_m} = \frac{w_m + \Delta w}{w_m} = 1 + \frac{\Delta w}{w_m} \geq 1$$

Stabilirea factorului de distribuție longitudinală a forței nominale se va face în funcție de parametrii de bază de influență:

- duritatea flancurilor, funcție de care este posibilă corectarea erorilor prin uzarea la rodaj;

- lungimea dinților, considerată prin unul din coeficienții de lățime:

$$\Psi_d = \frac{b}{d}; \quad \Psi_a = \frac{b}{a} \quad \text{și} \quad \Psi_m = \frac{b}{m};$$

- treapta (clasa) de precizie a angrenajului;
- poziția angrenajului (îndeosebi a roții motoare) față de reazeme (între reazeme, simetric sau asimetric, sau în consol).

Pentru diminuarea efectului de concentrare a forței nominale la marginile dintelui, se execută modificarea axială cunoscută sub numele de *bombarea danturii*.

Evidențierea distribuției longitudinale reale a forței nominale se realizează prin *pata de contact* (fig. 8.37). Mărimile și poziția ei pe flancul dintelui sunt dependente de cauzele anterior amintite (erorile de execuție a danturii și de montaj, încălcarea, rigiditatea dinților, a corpului roții, a arborilor, a lagrelor, a carcasei etc., de posibilitățile de rodaj).

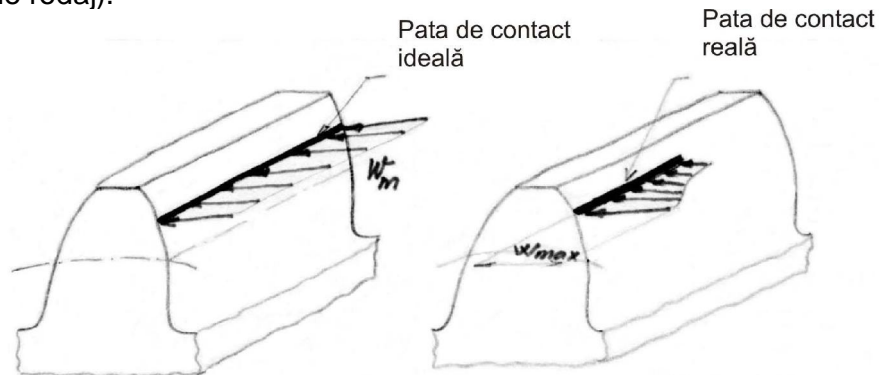


Fig. 8.37

8.2.6. Calculul de rezistență al angrenajului exterior cilindric cu dinți drepi

Dată fiind marea importanță a transmisiilor prin roți dințate în construcția de mașini, atât din punct de vedere funcțional, cât și economic, a rezultat preocuparea intensă pentru studiul teoretic și experimental al acestora, îndeosebi în ceea ce privește stabilirea unei metode de calcul de rezistență, care să țină seama de multitudinea parametrilor de influență (material, geometrie, tehnologie de prelucrare, funcționare etc.).

Ca urmare, au apărut o serie de metode de calcul ale căror baze de determinare a solicitărilor nominale sunt aceleași, dar care diferă, îndeosebi, prin considerarea factorilor care modifică aceste solicitări, adică prin modul în care se face trecerea de la roata dințată teoretică (angrenajul teoretic-ideal), la roata dințată reală (angrenajul real). În acest sens se menționează următoarele metode de calcul:

- în Germania - DIN 3990, TGL 10545;
- în S.U.A. - Normele AGMA;
- în Rusia - GOST 21354-75;
- lucrări de referință aparținând oamenilor de știință: G. Niemann, V. Dobrovolschi, K. Zablonschi, W. Dudley, G. Henriot ș.a.

Pe plan mondial există o tendință de apropiere a metodelor de calcul, apărând în acest sens recomandarea ISO/DP 636/1.

La noi în țară există dorința de a se realiza o metodă unitară și națională de calcul, metodă care va fi prezentată în cele ce urmează (metoda aparține prof.dr.ing. Gheorghe R. Dulescu din Universitatea Politehnică - București).

A. Calculul solicitării la piciorul dintelui

Calculul se efectuează pentru dintele roii mici, la care frecvența de solicitare este de i_{1-2} ori mai mare decât cea a dintelui roii mari. Dintele se consideră o grindă cu contur profilat, încastrat în coroana roii din ate (fig. 8.38).

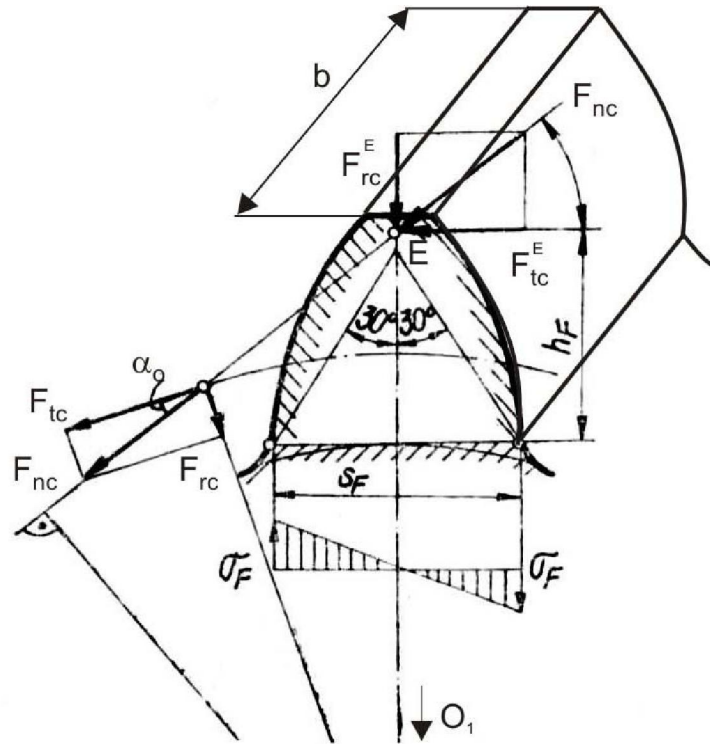


Fig. 8.38

Pentru calcul se fac următoarele ipoteze:

- forța normală se aplică în punctul de ieșire din angrenare, E, și are valoarea:

$$F_{nc} = F_n K_A K_V K_\alpha \quad (\text{coeficienții sunt cei anterior definiți});$$

- secțiunea periculoasă (de încastrare) se determină prin punctele de tangență cu flancurile dintelui ale dreptelor înclinate cu 30° față de axa dintelui.

Descompunerea forțelor normale în punctul de intersecție al liniei de angrenare cu axa de simetrie a dintelui arată o solicitare compusă a secțiunii periculoase ($F_{rc}^E \rightarrow \sigma_c$ și $F_{tc}^E \rightarrow \sigma_i = \sigma_F$ și τ_f). Calcule comparative au arătat că efectul forfecării se compensează cu efectul de compresiune, motiv pentru care se adoptă ca solicitare la piciorul dintelui numai încovoierea:

$$\sigma_F = \frac{F_{tc}^E h_F}{b S_F^2} = \frac{F_{tc} \frac{\cos \alpha_F}{\cos \alpha_o} h_F}{b S_F^2} = \frac{F_{tc}}{b \cdot m} \frac{6 m h_F \cos \alpha_F}{S_F^2 \cos \alpha_o} = \frac{F_{tc}}{b \cdot m} \frac{6 \left(\frac{h_F}{m} \right) \cos \alpha_F}{\left(\frac{S_F}{m} \right)^2 \cos \alpha_o}$$

1.442443
 Y_F

Y_F – factorul de formă al dintelui.

Pentru verificare relația va avea forma:

$$\sigma_{F_{1,2}} = \frac{F_{t_{1,2}}}{b \cdot m} K_A K_V K_\alpha Y_{F_{1,2}} \leq \sigma_{FP_{1,2}}$$

unde $\sigma_{FP_{1,2}}$ este rezistența admisibilă pentru solicitarea la încovoiere la oboseală la piciorul dintelui, corespunzătoare materialelor celor două roți:

$$\sigma_{FP_{1,2}} = \sigma_{F_{lim_{1,2}}} \frac{K_{FN} Y_{Fx} Y_S}{S_F}$$

în care:

- $\sigma_{F_{lim_{1,2}}}$ – rezistența limită pentru solicitarea la încovoiere prin oboseală la piciorul dintelui; reprezintă valoarea maximă a tensiunii de încovoiere pentru un ciclu pulsator pe care dintele o poate suporta 10^7 cicluri de funcționare, fără să se producă ruperea prin oboseală;
- Y_S – factorul concentratorului de tensiuni prin care se consideră influența razei de racordare la piciorul dintelui asupra tensiunii de încovoiere;
- K_{FN} – factorul numărului de cicluri de funcționare ($K_{FN} > 1$ pentru $N < 10^7$ cicluri și $K_{FN} = 1$ pentru $N \geq 10^7$ cicluri);
- Y_{Fx} – factorul dimensional, care ține seama de reducerea rezistenței dintelui, în condițiile de solicitare variabilă, pe măsura creșterii modulului ($Y_{Fx} = 1$ pentru angrenaje din OL sau Fc, cu $m \leq 5$ mm și $Y_{Fx} < 1$ pentru angrenaje cu modulul mai mare de 5 mm);
- S_F – factorul (coeficientul) de siguranță în raport cu ruperea prin oboseală: $S_{Fmin} = 1,5$; $S_F = 1 \dots 5$.

În cazul verificării la solicitarea statică maximă se va considera:

$$\sigma_{FP_{max}} = \frac{\sigma_r}{S_{F_{max,r}}} \quad \text{sau} \quad \sigma_{FP_{max}} = \frac{\sigma_c}{S_{F_{min}}}$$

în care:

$$S_{F_{max,r}} = 2; \quad S_{F_{max,c}} = 1,2.$$

Pentru dimensionare, din solicitarea de încovoiere prin oboseală la piciorul dintelui, se determină modulul minim necesar (m):

$$\sigma_{F_1} = \frac{F_{t_1}}{b m} Y_{F_1} K_A K_V K_\alpha \sigma_{FP_1} = \frac{\sigma_{F_{lim_1}} K_{FN} Y_{Fx} Y_S}{S_F}$$

Dacă se fac următoarele înlocuiri:

$$F_{t_1} = \frac{2M_{t_1}}{d_1}; \quad a = \frac{d_1 + d_2}{2} = \frac{d_1}{2}(1 + i_{1-2}); \quad d_1 = \frac{2a}{1 + i_{1-2}}; \quad b = \Psi_a a, \text{ rezultă:}$$

$$m \geq \frac{M_{t_1}(1 + i_{1-2}) K_A K_V K_\alpha Y_{F_1}}{\Psi_a a^2 \frac{\sigma_{F_{lim}}}{S_F} Y_S Y_{Fx} K_{FN}}$$

La predimensionare: K_V , K_α , Y_{F_1} , Y_S , Y_{Fx} , K_{FN} se adoptă egali cu 1.

B. Calculul la oboseala de contact a flancurilor active

Pentru calculul la oboseala de contact a flancurilor active (calculul la pitting sau ciupire) se utilizează relația tensiunii hertziane stabilită în condițiile admiterii următoarelor ipoteze:

- contactul staționar a doi cilindri de raze ρ_1 și ρ_2 ;
- cilindrii sunt confecționați din materiale omogene și izotrope, având modulele de elasticitate E_1 , respectiv E_2 ;
- la contactul dintre cei doi cilindri nu există lubrifiant.

Ca urmare, cei doi dinii aflați în angrenare în punctul de rostogolire, se vor asimila cu doi cilindri având razele egale cu ale evolventelor în punctul de contact (fig. 8.39). Relația lui Hertz se scrie

$$\sigma_H = \sqrt{\frac{1}{2\pi(1-\mu^2)} \cdot \frac{F_{nc}}{b} \cdot \frac{E_r}{\rho_r}}$$

unde se înlocuiește $\mu = 0,3$ – coeficientul Poisson, rezultând

$$\sigma_H = \sqrt{0,175 \cdot \frac{F_{nc}}{b} \cdot \frac{E_r}{\rho_r}}$$

în care: $\frac{2}{E_r} = \frac{1}{E_1} + \frac{1}{E_2}$, unde E_r - modulul de elasticitate echivalent;

$\frac{1}{\rho_r} = \frac{1}{\rho_1} + \frac{1}{\rho_2}$, unde ρ_r - raza de curbură echivalentă.

Razele de curbură ale flancurilor celor doi dinii, aflați în contact în punctul de rostogolire, vor fi:

$$\rho_{1C} = r_{w1} \sin \alpha_o = r_1 \frac{\cos \alpha_o}{\cos \alpha_w} \sin \alpha_w = \frac{d_1}{2} \cos \alpha_o \operatorname{tg} \alpha_w$$

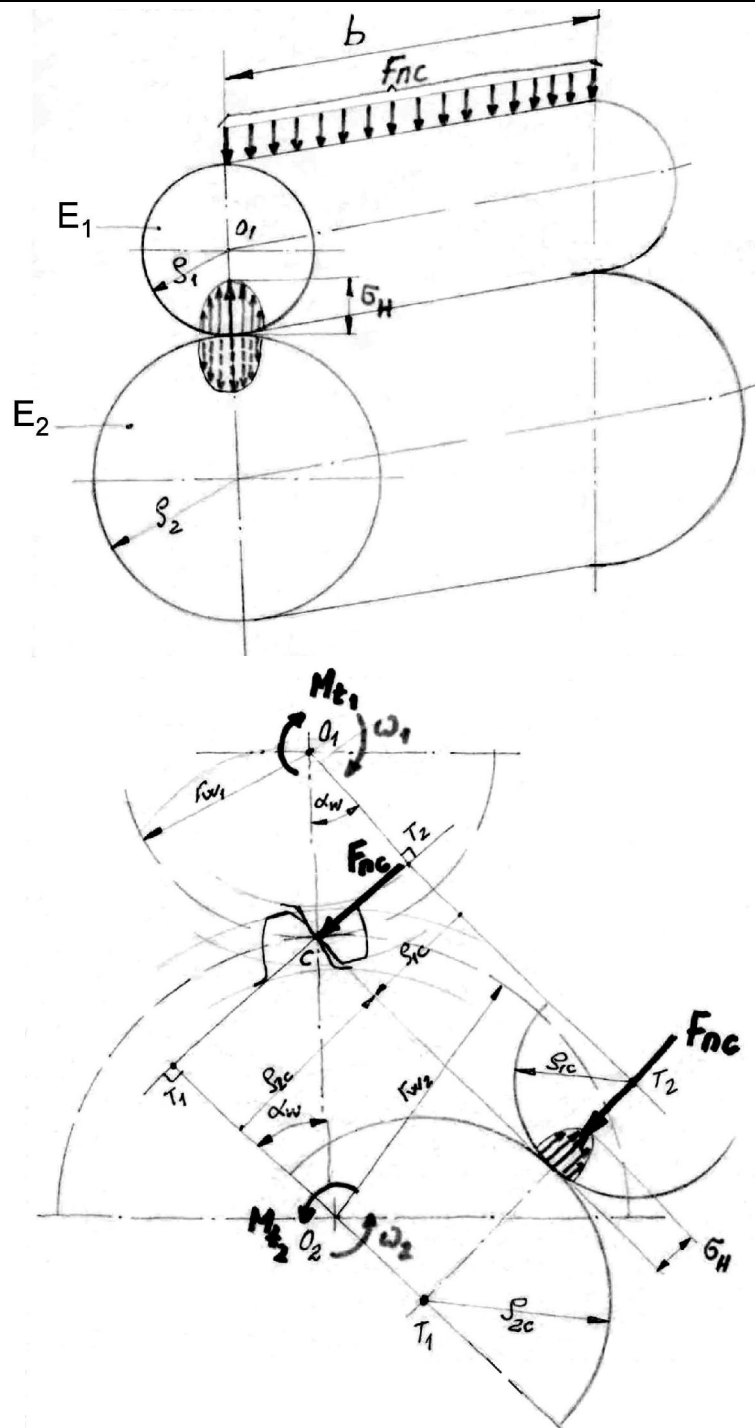


Fig. 8.39

$$\rho_{2c} = r_{w2} \sin \alpha_0 = r_2 \frac{\cos \alpha_0}{\cos \alpha_w} \sin \alpha_w = \frac{d_2}{2} \cos \alpha_0 \operatorname{tg} \alpha_w$$

Raza de curbur echivalent se va determina din rela ia:

$$\frac{1}{\rho_r} = \frac{2}{d_1 \cos \alpha_o \operatorname{tg} \alpha_w} \left(1 + \frac{1}{i_{1-2}} \right) = \frac{2(i_{1-2} + 1)}{d_1 i_{1-2} \cos \alpha_o \operatorname{tg} \alpha_w}$$

Înlocuind în relația tensiunii de contact hertzian, se obține:

$$\begin{aligned} \sigma_H &= \left[0,175 \frac{F_{nc}}{b} E_r \frac{2(i_{1-2} + 1)}{d_1 i_{1-2} \cos \alpha_o \operatorname{tg} \alpha_w} \right]^{1/2} = \left[0,35 \frac{F_{t1c}}{b \cos \alpha_o} E_r \frac{2(i_{1-2} + 1)}{d_1 i_{1-2} \cos \alpha_o \operatorname{tg} \alpha_w} \right]^{1/2} = \\ &= \left(\frac{0,35 E_r}{Z_M} \right)^{1/2} \left(\frac{1}{\cos^2 \alpha_o \operatorname{tg} \alpha_w} \right)^{1/2} \left(\frac{F_{t1} K_A K_V K_\beta i_{12} + 1}{b \cdot d_1 i_{1-2}} \right)^{1/2} \\ &= \frac{0,35 E_r}{Z_M} \frac{1}{\cos^2 \alpha_o \operatorname{tg} \alpha_w} \left(\frac{F_{t1} K_A K_V K_\beta i_{12} + 1}{b \cdot d_1 i_{1-2}} \right)^{1/2} \end{aligned}$$

- $F_{t1c} = F_{t1} \cdot K_A \cdot K_V \cdot K_\beta$;
- Z_M – factorul de material;
- Z_H – factorul punctului de rostogolire.

Relația de verificare la oboseala de contact va fi:

$$\sigma_{H_{1,2}} = Z_M Z_H \sqrt{\frac{F_{t_{1,2}}}{b_2 d_{1,2}} K_A K_V K_\beta \frac{i_{12} + 1}{i_{12}}} \leq \sigma_{H_{1,2}P} = \sigma_{Hlim} \frac{K_{HN} Z_w Z_R}{S_H}$$

în care:

- K_A, K_V, K_β - factorii anterior prezentați;
- σ_{HP} - rezistența admisibilă la oboseală de contact;
- σ_{Hlim} - rezistența limită la oboseală de contact; reprezintă tensiunea de contact pe care o pot suporta flancurile din ilor un număr de cicluri de funcționare la pinion de $5 \cdot 10^7$, astfel încât să apară distrugere prin pitting (ciupire):
 - de 2% din suprafața totală activă, pentru danturi cu duritate mică sau medie ($HB \leq 3500 \text{ N/mm}^2$);
 - de 1,5% pentru danturi dure ($HB > 3500 \text{ N/mm}^2$);
- K_{HN} - factorul numărului de cicluri de solicitare ($K_{HN} = 1$ dacă $N \geq 5 \cdot 10^7$ cicluri și $K_{HN} > 1$ dacă $K_{HN} < 5 \cdot 10^7$ cicluri);
- Z_R - factorul de rugozitate a flancurilor;
- Z_w - factorul raportului durității flancurilor; considerăm influența favorabilă a angrenării unui pinion durificat cu o roată din oțel îmbunătățit;
- S_H - factorul (coeficientul) de siguranță: $S_H = 1 \dots 1,75$ (~1,2).

Pentru dimensionare se determină distanța minimă necesară între axe:

$$\sigma_H = Z_M Z_H \sqrt{\frac{F_{t_1} K_A K_V K_\beta i_{12} + 1}{b \cdot d_1 i_{1-2}}} \leq \sigma_{HP} = \frac{\sigma_{Hlim} K_{HN} Z_w Z_R}{S_H}$$

Fcând înlocuirile:

$$F_{t_1} = \frac{2M_{t1}}{d_1}; \quad a = \frac{d_1 + d_2}{2} = \frac{d_1}{2}(i_{12} + 1); \quad b = \Psi_a a; \quad d_1 = \frac{2a}{i_{12} + 1}$$

rezult :

$$a_{min} = (i_{1-2} + 1) \sqrt[3]{\frac{M_{t_1} K_A K_V K_\beta (Z_H Z_M)^2 S_H^2}{2 \Psi_a i_{1-2} (\sigma_{Hlim} K_{HN} Z_R Z_w)^2}}$$

La predimensionare: $K_V, K_\beta, Z_H, K_{HN}, Z_R, Z_w$ se adoptă cu valoarea 1.

8.3. ANGRENAJUL CILINDRIC EXTERIOR CU DANTUR ÎNCLINAT

8.3.1. Caracterizare

1. **Avantaje.** Angrenajul cilindric exterior cu dinți înclinați este alcătuit din două roți cilindrice cu dantură exterioară înclinată. Pentru funcționarea angrenajului este obligatoriu ca unghiul de înclinare al dinților, pe cilindrii de rostogolire, să aibă riguros aceeași valoare și, în același timp, sensuri opuse (fig. 8.40).

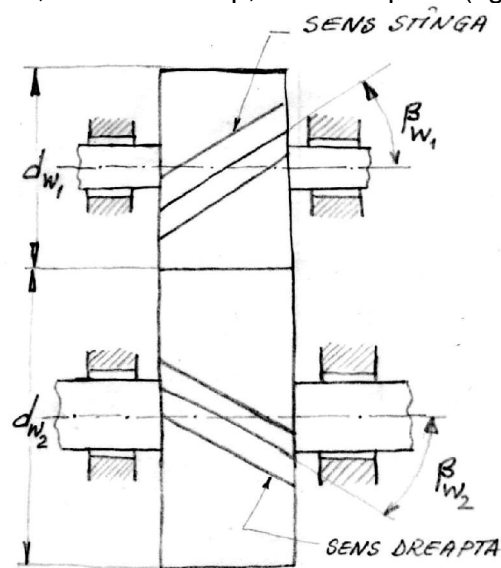


Fig. 8.40

Spre deosebire de angrenajul cilindric cu dinți drepi, unde angrenarea frontală se produce în toate planele identice și simultan, la angrenajul cilindric cu dinți înclinați angrenarea se produce tot identic, dar nu simultan, ci decalat între diferite plane frontale paralele. Ca urmare, intrarea și ieșirea din angrenare a doi dinți se realizează progresiv, fenomen din care rezultă următoarele avantaje, comparativ cu angrenajul cilindric cu dinți drepi (fig. 8.41):

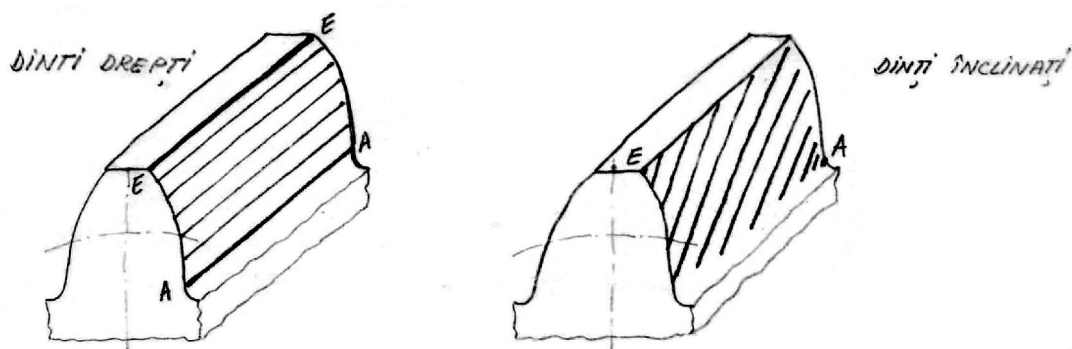


Fig. 8.41

- existența simultană în angrenare a unui număr de perechi de dinți mai mare de două perechi, ceea ce conduce la un grad de acoperire mai mare și o capacitate portantă sporită;
- funcționarea mai silențioasă (sunt preferate la viteze mari);
- rigiditatea perechii de dinți aflate în angrenare are o variație mai redusă, respectiv un factor dinamic K_v mai mic.

2. Particularități geometrice. Dantura roții dintr-o cilindrică cu dinți înclinați este o dantură evolventică. Ea este definită de o cremalieră de referință cu dinți înclinați, al cărui profil se definește într-un plan perpendicular pe direcția dintelui, numit *plan normal*. Dinții cremalierii au înclinarea β_0 , care se reproduce pe cercul de divizare al roții.

Negativul cremalierii de referință cu dinți înclinați reprezintă cremaliera generatoare, care definește geometria profilului sculei. Profilul normal al cremalierii generatoare cu dinți înclinați este identic cu profilul frontal al cremalierii generatoare cu dinți drepti. Ca urmare, execuția danturii înclinate se realizează cu aceleași scule ca și dantura dreaptă, dar în timpul prelucrării axa roții și axa sculei fac unghiul β_0 (execuția are loc în plan normal).

Rezultă astfel necesitatea cercetării danturii înclinate în două plane principale:

- plan normal (P.N.), perpendicular pe direcția dintelui, în care se reproduc elementele cremalierii generatoare, respectiv elementele standard (m_n); elementele geometrice în plan normal se vor preciza cu indicele "n";
- planul frontal (P.F.), perpendicular pe axa roții, în care se generează evolventa și se determină elementele de gabarit ale roții; elementele geometrice în plan frontal se vor preciza cu indicele "t" (fig. 8.42):

$$p_t = \frac{p_n}{\cos \beta_0} : \pi$$

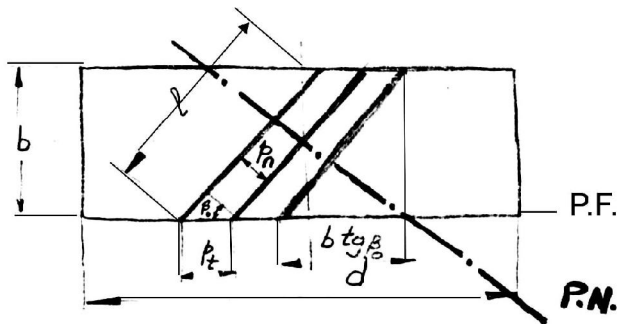


Fig. 8.42

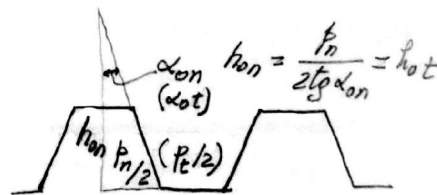


Fig. 8.43.

$$\text{Rezult : } m_t = \frac{m_n}{\cos \beta_0}; \quad \text{tg} \alpha_{ot} = \frac{\text{tg} \alpha_{on}}{\cos \beta_0}$$

Elementele geometrice ale profilului dintelui sunt aceleași în plan normal și în plan frontal (fig. 8.43):

$$\begin{aligned}
 h_{oa} &= h_{oa}^* m_n; & h_{oa}^* &= 1 \\
 h_{of} &= h_{of}^* m_n; & h_{of}^* &= 1,25 \\
 h_o &= h_{oa} + h_{of} = (h_{oa}^* + h_{of}^*) m_n \\
 h_o &= 2,25 m_n
 \end{aligned}$$

Elementele geometrice ale roii se vor calcula cu relațiile:

$$\begin{aligned}
 d &= m_z z = \frac{m_n}{\cos \beta_o} z \\
 d_a &= d + 2 \cdot h_{oa} = \frac{m_n}{\cos \beta_o} z + 2m_n = m_n \left(\frac{z}{\cos \beta_o} + 2 \right) \\
 d_f &= d - 2 \cdot h_{of} = \frac{m_n}{\cos \beta_o} z - 2,5 \cdot m_n = m_n \left(\frac{z}{\cos \beta_o} - 2,5 \right) \\
 a &= \frac{d_1 + d_2}{2} = \frac{m_n(z_1 + z_2)}{2 \cdot \cos \beta_o}
 \end{aligned}$$

În afara profilului cremalierii de referință, geometria roii din aște cu dinii înclinați este definită de deplasarea profilului la generare, care este aceeași în ambele plane principale. Ceea ce diferă însă este deplasarea specifică, având în vedere modulul diferit. Legătura dintre deplasarea specifică în plan normal și în plan frontal va fi:

$$x_n \cdot m_n = x_t m_t = x_t \frac{m_n}{\cos \beta_o}, \text{ din care } x_t = x_n \cos \beta_o$$

Elementele geometrice ale roii cu profil deplasat va fi:

$$\begin{aligned}
 d_w &= d \frac{\cos \alpha_{ot}}{\cos \alpha_{wt}} \\
 d_a &= d + 2m_n (h_{oa}^* \pm x_n) \\
 d_f &= d - 2m_n (h_{of}^* \pm x_n)
 \end{aligned}$$

Lungimea dintelui este diferită de lățimea roii:

$$l = \frac{b}{\cos \beta_o}$$

3. Angrenajul cilindric cu dinii înclinați. Elementele geometrice ale angrenajului cilindric cu dinii înclinați se vor calcula cu următoarele relații:

a) angrenaj cu dantură zero (nedeplasat)

$$\begin{aligned}
 h_{oa1} &= h_{oa}^* m_n = m_n = h_{oa2} & h_{of1} &= h_{of}^* m_n = 1,25 \cdot m_n = h_{of2} \\
 h_{o1} &= h_{o2} = (h_{oa}^* + h_{of}^*) m_n = 2,25 \cdot m_n
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 d_1 &= \frac{m_n}{\cos \beta_o} z_1 = d_{w1} & d_2 &= \frac{m_n}{\cos \beta_o} z_2 = d_{w2} \\
 d_{a1} &= d_1 + 2 \cdot m_n & d_{a2} &= d_2 + 2 \cdot m_n \\
 d_{f1} &= d_1 + 2,5 \cdot m_n & d_{f2} &= d_2 + 2,5 \cdot m_n \\
 c_o &= c_o^* m_n = 0,25 \cdot m_n \\
 a_d &= \frac{d_1 + d_2}{2} = \frac{m_n(z_1 + z_2)}{2 \cdot \cos \beta_o}
 \end{aligned}$$

b) angrenaj cu dantur deplasat

$$\begin{aligned}
 h_{a1} &= (h_{oa}^* \pm x_{n1}) m_n & h_{a2} &= (h_{oa}^* \pm x_{n2}) m_n \\
 h_{f1} &= (h_{of}^* \pm x_{n1}) m_n & h_{f2} &= (h_{of}^* \pm x_{n2}) m_n \\
 d_1 &= \frac{m_n}{\cos \beta_o} z_1 & d_2 &= \frac{m_n}{\cos \beta_o} z_2 \\
 d_{w1} &= d_1 \frac{\cos \alpha_{ot}}{\cos \alpha_{wt}} & d_{w2} &= d_2 \frac{\cos \alpha_{ot}}{\cos \alpha_{wt}} \\
 d_{a1} &= d_1 + 2 \cdot m_n (h_{oa}^* \pm x_{n1}) & d_{a2} &= d_2 + 2 \cdot m_n (h_{oa}^* \pm x_{n2}) \\
 d_{f1} &= d_1 - 2 \cdot m_n (h_{of}^* \pm x_{n1}) & d_{f2} &= d_2 - 2 \cdot m_n (h_{of}^* \pm x_{n2}) \\
 a_d &= \frac{d_{w1} + d_{w2}}{2} = \frac{m_n(z_1 + z_2) \cos \alpha_{ot}}{2 \cdot \cos \beta_o \cos \alpha_{wt}} \\
 c &= a - \frac{d_{f1} + d_{a2}}{2} = a - \frac{d_{f2} + d_{a1}}{2}
 \end{aligned}$$

Specific în cazul angrenajului cu din i înclina i este modificarea gradului de acoperire, în sensul c acesta va cre te datorit înclin rii din ilor:

$$\varepsilon_t = \varepsilon + \varepsilon_s = \varepsilon + \frac{b \cdot \operatorname{tg} \beta_o}{p_t} = \varepsilon + \frac{b \cdot \sin \beta_o}{\pi \cdot m_n}$$

Limitele angren rii se vor verifica cu acelea i rela ii ca la angrenajul cilindric cu din i drep i, dar aplicate în plan frontal.

4. Roata din at echivalent . Prin sec ionarea ro ii reale cu un plan perpendicular pe direc ia din ilor, ace tia apar cu forma i dimensiunile de la ro ile cu din i drep i, având îns modulul egal cu m_n . Sec iunea ob inut este o elips având axele:

$$2a = \frac{d}{\cos \beta_o} \quad \text{i} \quad 2b = d$$

Deoarece angrenarea din ilor are loc pe un arc din elips relativ mic – aproximativ 2 pa i – se poate înlocui sec iunea elipsoidal cu o sec iune circular , având raza egal cu raza de curbur maxim a elipsei:

$$\rho_{\max} = \frac{a^2}{b} = \frac{d^2}{4 \cos^2 \beta_0} \frac{2}{d} = \frac{d}{2 \cos^2 \beta_0}$$

Roata dinat cilindric, având raza de divizare ($r_e = r_{e\max}$) egală cu raza de curbură maximă a elipsei, dantura dreaptă și modulul egal cu modulul normal al roții reale se numește *roată echivalentă*. Importanța acestor constante în aceeași se va utiliza pentru:

- calculul forțelor nominale din angrenare;
- verificarea încălzirii în limitele generării danturii;
- realizarea calculului de rezistență prin adaptarea relațiilor stabilite la dantura dreaptă (fig. 8.44).

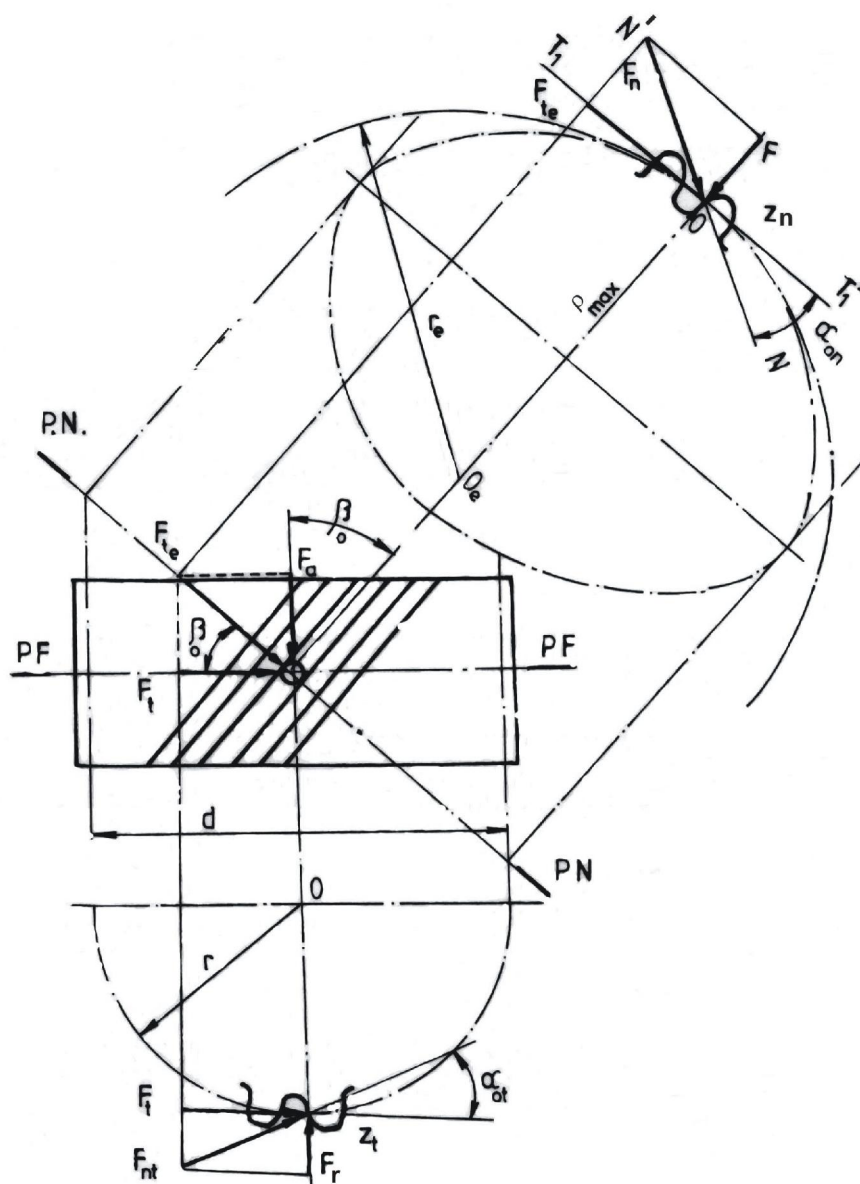


Fig. 8.44

Numărul de din i ai roții echivalente (z_e) se poate stabili din relația:

$$r_e = \frac{d}{2 \cos^2 \beta_0} \Rightarrow \frac{m_n z_e}{2} = \frac{m_f z}{2 \cos^2 \beta_0} \Rightarrow \frac{m_n z_n}{2} = \frac{m_n z}{2 \cos^3 \beta_0} \Rightarrow z_e = \frac{z}{\cos^3 \beta_0}$$

Numărul minim de din i necesar pentru evitarea subțierii în cazul roții cilindrice cu dantur înclinat va fi:

$$z_{\min} = z_n \cos^3 \beta_o = 17 \cos^3 \beta_o < 17$$

8.3.2. For ele din angrenajul cilindric cu din i înclina i

Aceste for e sunt urm toarele:

- for ele nominale calculate la diametrul de divizare:

$$F_{t_{1,2}} = \frac{2M_{t_{1,2}}}{d_{1,2}}; \quad F_{r_{1,2}} = F_{t_{e_{1,2}}} \operatorname{tg} \alpha_{ot} = F_{t_{1,2}} \cdot \frac{\operatorname{tg} \alpha_{on}}{\cos \beta_o}; \quad F_{a_{1,2}} = F_{t_{1,2}} \operatorname{tg} \beta_o$$

- for ele nominale calculate la diametrul de rostogolire:

$$F_{tw_{1,2}} = \frac{2M_{t_{1,2}}}{d_{w_{1,2}}}; \quad F_{rw_{1,2}} = F_{t_{we_{1,2}}} \operatorname{tg} \alpha_t = F_{tw_{1,2}} \cdot \frac{\operatorname{tg} \alpha_n}{\cos \beta_o}; \quad F_{aw_{1,2}} = F_{tw_{1,2}} \operatorname{tg} \beta_o$$

- for a normal de dinte:

$$F_{n_{1,2}} = \frac{F_{t_{1,2}}}{\cos \beta_o \cos \alpha_{on}} \quad \text{i} \quad F_{nw_{1,2}} = \frac{F_{tw_{1,2}}}{\cos \beta_o \cos \alpha_n} \quad (\text{în plan normal})$$

$$F_{nt_{1,2}} = \frac{F_{t_{1,2}}}{\cos \alpha_{ot}} \quad \text{i} \quad F_{ntw_{1,2}} = \frac{F_{tw_{1,2}}}{\cos \alpha_t} \quad (\text{în plan frontal})$$

Pentru limitarea for ei suplimentare axiale, se limiteaz unghiul β_o dup cum urmeaz :

$\beta_o = 8^\circ \dots 10^\circ$ – materiale dure, $\beta_o = 12^\circ \dots 20^\circ$ – materiale îmbun t ite.

8.3.3. Calculul de rezisten al angrenajul cilindric cu din i înclina i

1. *Calculul de rezisten* se efectueaz în planul normal (planul în care ac ioneaz for a normal pe dinte), deci la roata echivalent cu din i drep i cu modulul m_n i num rul de din i z_n . Rela ia de calcul a solicit rii de încovoiere prin oboseal la piciorul dintelui va fi:

$$\sigma_{F_{1,2}} = \frac{F_{t_{1,2}}}{b_{1,2} m_n} K_A K_V K_{\alpha F} Y_{Fe} Y_\beta \leq \sigma_{FP} = \frac{\sigma_{F \lim}}{S_F} K_{FN} Y_{Fx} Y_S$$

în care:

- K_A - factorul sarcinilor dinamice exterioare; se adopt ca la dantura dreapt ;
- $K_{\alpha F}$ - factorul repartirii frontale a sarcinii nominale; se adopt ca la angrenajul cu dantura dreapt ;
- K_V - factorul sarcinilor dinamice interioare;
- Y_F - factorul de form ; se stabile te func ie de z_e ;
- Y_β - factorul unghiului de înclinare; se introduce pentru a se îne seama c înc rcarea oblic a dintelui înclinat produce o solicitare la încovoiere mai mic :

$$Y_{\beta} = 1 - \frac{\beta_0}{120} \quad \text{pentru} \quad 0 < \beta \leq 24^{\circ}$$

$$Y_{\beta} = 0,8 \quad \text{pentru} \quad \beta_0 > 24^{\circ}$$

Pentru *dimensionare* se determină modulul minim necesar:

$$m_n \geq \frac{M_{t1}(i_{1-2} + 1)K_A K_V K_{\alpha F} Y_{\beta}}{\Psi_a a^2 \left(\frac{\sigma_{F\text{lim}}}{S_F} \right) K_{FN} Y_{FX} Y_S}$$

2. *Calculul la oboseala de contact a flancurilor :*

$$\sigma_H = Z_M Z_H Z_{\varepsilon} \left[F_{t1,2} K_I K_V K_{H\beta} \frac{i_{12} + 1}{i_{12} b_2 d_{1,2}} \right]^{1/2} \leq \sigma_{HP} = \frac{\sigma_{H\text{lim}}}{S_H} K_{HN} Z_R Z_W$$

în care: Z_{ε} - factorul lungimii de contact, care la dantura înclinat este diferit de "b".

3. Pentru dimensionare se determină distanța dintre axe, din condiția de rezistență la flancurilor active la oboseala de contact,. Acest lucru se va obține prin adaptarea relației de la calculul danturii roților cilindrice cu dinți drepi, prin intermediul roții echivalente.

La dantura dreaptă :

$$a_{\min} = (i_{12} + 1) \sqrt[3]{\frac{M_{t1} K_A K_V K_{\beta}}{2 \Psi_a i_{1-2} \sigma_{H\text{lim}}^2} \left(\frac{Z_H Z_M S_H}{K_{HN} Z_R Z_W} \right)^2}$$

La dantura înclinat singura modificare care apare este introducerea factorului lungimii de contact Z_{ε} :

$$a_{\min} = (i_{12} + 1) \sqrt[3]{\frac{M_{t1} K_A K_V K_{\beta}}{2 \Psi_a i_{1-2} \sigma_{H\text{lim}}^2} \left(\frac{Z_H Z_M Z_{\varepsilon} S_H}{K_{HN} Z_R Z_W} \right)^2}$$

Pentru predimensionare factorii:

$$K_V, K_{\beta}, Z_H, Z_{\varepsilon}, S_H, K_{HN}, Z_R \text{ și } Z_W$$

se consideră ca au valoare unitară ; ei se vor lua diferiți de 1 (unu) factorul de material (sau factorul tensiunii hertziane) Z_M și factorul sarcinii exterioare K_A .

8.4. ANGRENAJE CONICE

8.4.1. Caracterizare

1. Angrenajele conice sunt realizate din două roți generate din conuri și servesc pentru transmiterea mișcării și puterii între doi arbori ale căror axe sunt

concurrente în plan. În acest caz suprafețe ele de rostogolire sunt două conuri care au vârful comun în punctul de intersecție al celor două axe de rotație (fig. 8.45).

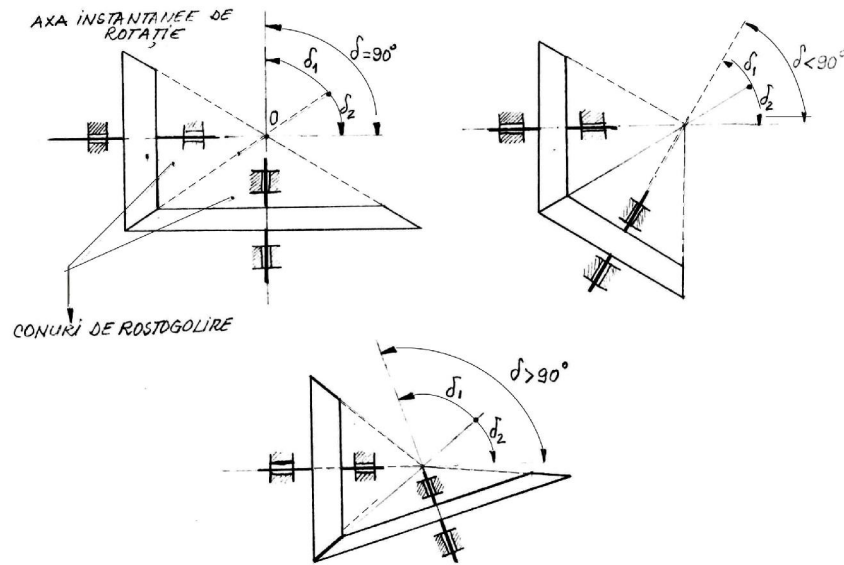


Fig. 8.45

Angrenajul cu unghiul dintre axe $\delta = 90^\circ$ este cel mai frecvent utilizat în practică și se numește *angrenaj concurrent ortogonal*.

Dantura roților conice poate fi: *dreaptă*, *înclinată* sau *curbă* (fig. 8.46). Roțile conice cu dantură dreaptă se execută mai ușor și se montează mai simplu, dar nu pot fi utilizate la viteze periferice mari (sub 5 m/s) deoarece produc zgomot și introduc sarcini dinamice mari. Totodată, roțile conice cu dinți drepi sunt sensibile la erori de montaj și deformării sub sarcină, dar produc cele mai mici forțe axiale.

Danturile înclinate și curbe elimină dezavantajele danturii drepte, dar se execută mult mai greu și introduc forțe axiale mai mari.

Dantura înclinată se obține mai greu și are o capacitate portantă mai redusă decât dantura curbă, motiv pentru care se utilizează foarte rar.

Dantura curbă asigură un grad de acoperire mai mare comparativ cu dantura dreaptă și poate fi:

- a. dantură conică circulară (în arc de cerc – dantură Gleason);
- b. dantură conică în arc de evolvent – paloid (dantură Klingelnberg);
- c,d. dantură conică în arc de epicloid sau în arc de hipocicloid, denumite și danturi eloidale linkon

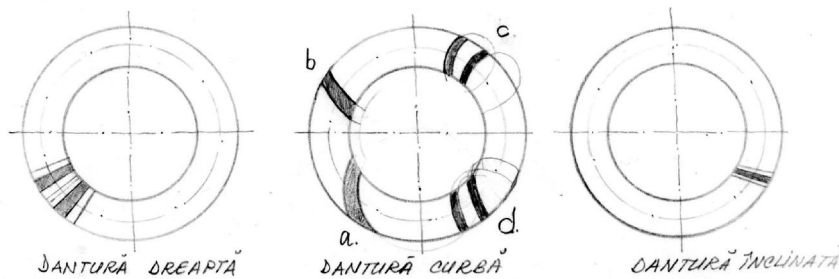


Fig. 8.46

Din punct de vedere al calculului geometric al danturilor conice curbe, acesta este dependent de procedeul de execuție.

Angrenajele conice se execută ca angrenaje zero sau zero deplasate. În ambele cazuri conurile de rostogolire sunt și conuri de divizare.

2. Roata plan de referință și roata plan generatoare. Geometria danturii roților conice este definită de roata plan de referință. Pentru danturile drepte și înclinăte, forma și dimensiunile roții plane de referință sunt precizate în standarde. Pentru danturile curbe nu există încă standardizat o roată plan de referință, fiecare firmă producătoare adoptând mrimi diferite.

Negativul roții plane de referință, reprezintă roata plan generatoare, care definește geometria și dimensiunile sculei de prelucrare a danturii.

3. Deplasarea de profil. La dantura conică se realizează, de obicei, două tipuri de deplasări de profil:

- deplasarea de profil **radial** (în înălțime) asemănătoare celei de la dantura cilindrică și definită prin coeficientul deplasării radiale x_m ;

- deplasarea de profil **tangențial** (lateral), definită prin coeficientul deplasării tangențiale x_t .

Deplasarea de profil tangențial urmărește realizarea unei grosimi de dinte mai mare decât valoarea normală la roata mai solicitată – de obicei roata mică – concomitent cu reducerea grosimii dintelui roții conjugate.

4. Dantura conică evolventică și dantura octoidă. În procesul de generare a danturii conice are loc rostogolirea planului de divizare - rostogolire (de referință) al roții plane generatoare pe conul de bază al roții conice de executat, astfel încât vârful conului rămâne mereu în centrul roții plane generatoare. În acest mod, un punct A al roții plane generatoare (deci al tălpii sculei) va genera pe roata conică flancuri ale dintelui cu profil de evolvent sferic, care au raza AO și se află pe sfera cu centrul în O.

Realizarea unui angrenaj conic cu profilul danturii de formă evolvent sferică atrage după sine avantajele oferite de angrenajele cilindrice evolventice. Totuși, realizarea unei astfel de danturi prezintă avantajul că necesită realizarea profilului dinților roții plane de referință și generatoare după o curbă care prezintă un punct de inflexiune în polul angrenării.

Pentru a se realiza mai simplu dantura, s-a adoptat roata plană cu flancurile drepte care, la generare prin rostogolire pe conul de bază, va produce dantura tot pe o sferă, dar linia de angrenare va fi o octoidă, iar dantura se va numi *octoidală*. Două roți dințate conice cu dantură octoidală vor angrena corect dacă liniile lor de angrenare (cele două lemniscate sferice) se vor suprapune. Acest lucru se va întâmpla dacă conurile de rostogolire vor coincide cu cele de divizare.

5. Forma dinților la roțile conice. În funcție de tehnologia de execuție a danturii, dinții pot fi (fig. 8.47):

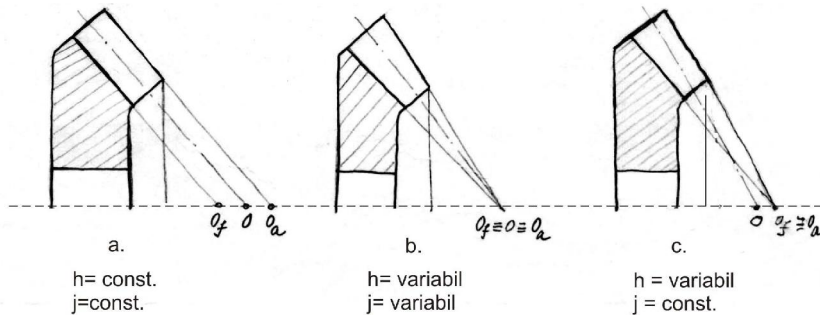


Fig. 8.47

- a. cu în lîime constant , când se folosesc în special la dantura paloid i eloid , realizându-se joc constant la capul din ilor;
- b. cu în lîime descresc toare i joc descresc tor la capul din ilor;
- c. cu în lîime descresc toare i joc constant la capul din ilor.

8.4.2. Angrenajul conic cu dantur dreapt . Particularit i geometrice

La o roat conic , dimensiunile din ilor difer atât pe în lîime cât i pe lîime (fig. 8.48).

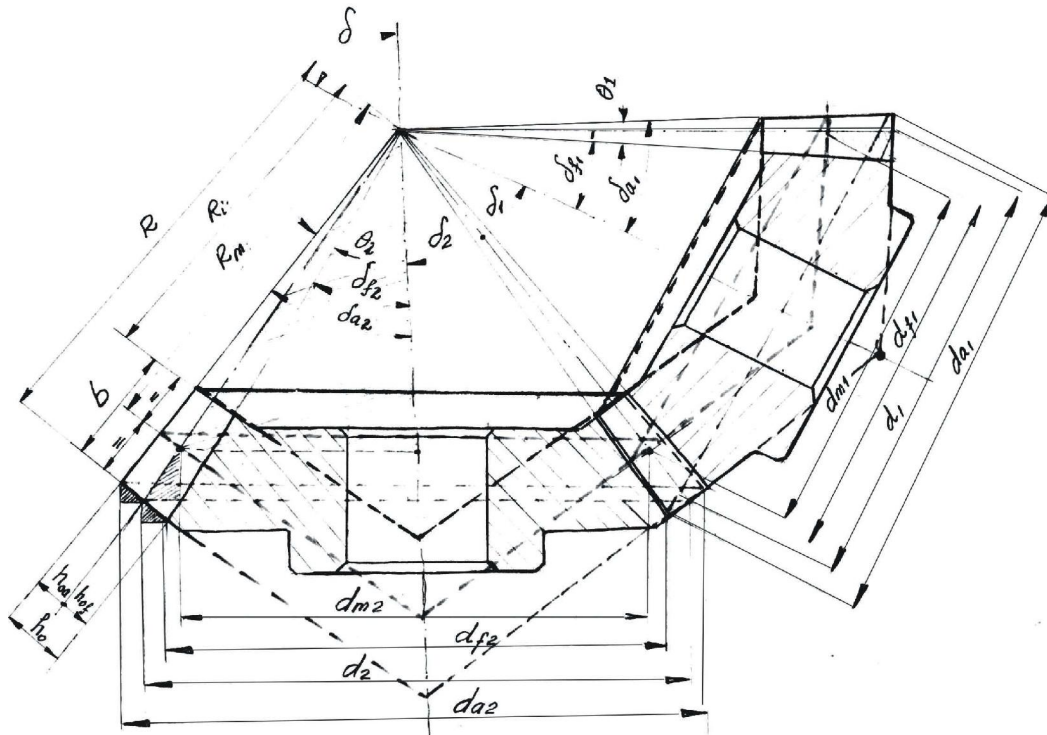


Fig. 8.48

Pe în lîimea dintelui se definesc:

- elementele geometrice pe conul de cap – indice “a”;
- elementele geometrice pe conul de divizare;
- elementele geometrice pe conul de picior – indice “f”.

Pe lîmea roii, dantura se define te nu pe sfere ci pe conuri frontale tangente la sfera respectiv î perpendicularare pe generatoarea conului de divizare-rostogolire.

Dintre infinitatea de conuri frontale, intereseaz :

- conul frontal (suplimentar) exterior – indice “e” sau f r ;
- conul frontal (suplimentar) median – indice “m”;
- conul frontal (suplimentar) interior – indice “i”.

Pe conul frontal exterior se reproduc elementele standardizate ale profilului de referin de la roata plan î modulul standardizat.

For ele î calculul de rezisten se efectueaz pe conul frontal (suplimentar) median.

Elementele geometrice pentru angrenajul conic cu dantur drept , nemodificat, vor fi:

$$h_{oa} = h_{oa}^* m; \quad h_{oa}^* = 1,0 \quad - \text{în lîmea exterioar a capului dintelui};$$

$$h_{of} = h_{of}^* m; \quad h_{of}^* = 1,25 \quad - \text{în lîmea exterioar a piciorului dintelui};$$

$$h_o = h_{oa} + h_{of} = (h_{oa}^* + h_{of}^*) m \quad - \text{în lîmea exterioar a dintelui};$$

- diametrele de divizare pe conurile frontale exterioare:

$$d_{1,2} = m \cdot z_{1,2}$$

- diametrele de divizare pe conurile frontale mediane:

$$d_{m_{1,2}} = m_m z_{1,2}$$

Între cele dou diametre de divizare exist rela ia:

$$\begin{aligned} d_{1,2} &= d_{m_{1,2}} + 2 \frac{b}{2} \sin \delta_{1,2} = d_{m_{1,2}} \left(1 + \frac{b}{d_{m_{1,2}}} \sin \delta_{1,2} \right) = d_{m_{1,2}} \left(1 + \frac{b}{2R_m \sin \delta_{1,2}} \sin \delta_{1,2} \right) = \\ &= d_{m_{1,2}} (1 + 0,5 \Psi_{Rm}); \end{aligned}$$

$$\Psi_{Rm} = \frac{b}{R_m}$$

$$d_{m_{1,2}} = \frac{d_{1,2}}{1 + 0,5 \Psi_{Rm}} \quad \text{sau} \quad m_m = \frac{m}{(1 + 0,5 \Psi_{Rm})}$$

- diametrele de cap:

$$d_{a_{1,2}} = d_{1,2} + 2 \cdot h_{oa} \cos \delta_{1,2}$$

- diametrele de picior:

$$d_{f_{1,2}} = d_{1,2} - 2 \cdot h_{of} \cos \delta_{1,2}$$

- lungimea exterioar a generatoarei de divizare:

$$R_{1,2} = \frac{d_{1,2}}{2 \cdot \sin \delta_{1,2}}$$

- lungimea median a generatoarei de divizare:

$$R_{m1,2} = \frac{d_{m1,2}}{2 \cdot \sin \delta_{1,2}}$$

- lungimea interioară a generatoarei de divizare:

$$R_{i1,2} = R_{1,2} - b_{1,2}$$

- unghiul capului dintelui:

$$\operatorname{tg} \theta_{a1,2} = \frac{h_{oa}}{R_{1,2}}$$

- unghiul piciorului dintelui:

$$\operatorname{tg} \theta_{f1,2} = \frac{h_{of}}{R_{1,2}}$$

- unghiul conului de cap:

$$\delta_{a1,2} = \delta_{1,2} + \theta_{a1,2}$$

- unghiul conului de picior:

$$\delta_{f1,2} = \delta_{1,2} - \theta_{f1,2}$$

Raportul de transmitere a mișcării în cazul angrenajului conic se poate exprima cu relațiile:

$$i_{1,2} = \frac{n_1}{n_2} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{d_2}{d_1} = \frac{z_2}{z_1} = \frac{2R_2 \sin \delta_2}{2R_1 \sin \delta_1} = \frac{\sin \delta_2}{\sin \delta_1}, \quad \text{în care } R_1 = R_2$$

În cazul particular: $\delta = \delta_1 + \delta_2 = 90^\circ$ rezultat :

$$i_{1,2} = \frac{1}{\operatorname{tg} \delta_1} = \operatorname{tg} \delta_2$$

În cazul angrenajului cu roata plan $\delta_2 = 90^\circ$, rezultat :

$$i_{1,2} = \frac{1}{\sin \delta_1}$$

8.4.3. Angrenajul înlocuitor și aproximația lui Tredgold

Deoarece studiarea geometriei și cinematicii roților din ate conice pe o suprafață sferică este dificilă, Tredgold a introdus aproximația ca suprafața sferei să fie înlocuită cu suprafața conurilor suplimentare tangente la sferă cu raza R (fig 8.49).

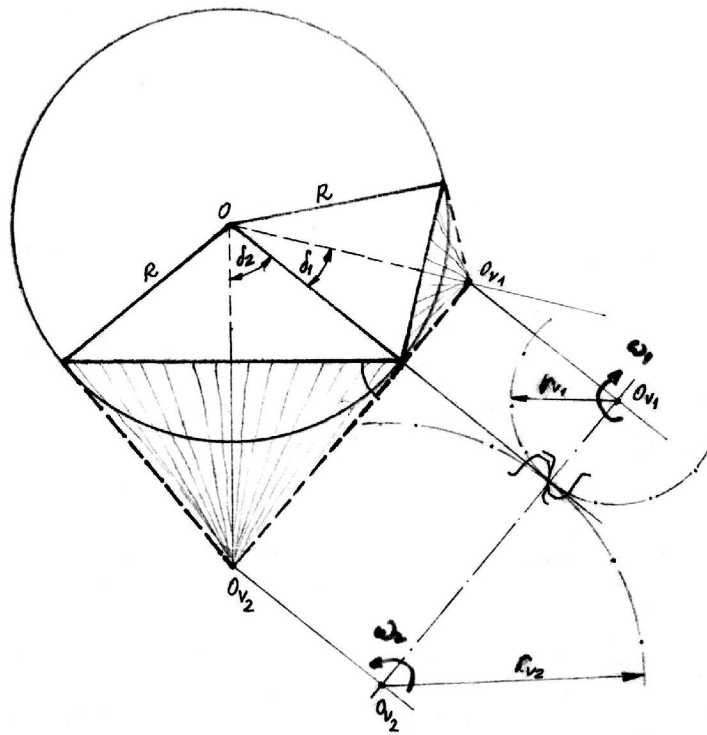


Fig. 8.49

Prin desfurarea acestor conuri suplimentare se obin sectoare circulare plane, pe periferia c rora exist dantur drept , având modul egal cu modul danturii roii conice.

Roile cilindrice cu dantur drept având razele de divizare generatoarele co-nurilor frontale (suplimentare) i modul roilor conice se numesc *ro i de înlocuire*, iar angrenajul – *angrenaj cilindric înlocuitor*.

Razele roilor de înlocuire vor fi:

$$r_{v1,2} = \frac{r_{1,2}}{\cos \delta_{1,2}} \quad \text{sau} \quad d_{v1,2} = \frac{d_{1,2}}{\cos \delta_{1,2}}$$

Numerele de din i ale roilor de înlocuire:

$$z_{v1,2} = \frac{z_{1,2}}{\cos \delta_{1,2}}$$

Toate calculele referitoare la cinematic , la gradul de acoperire i la rezisten se pot desfură, fr a comite o eroare prea mare, cu ajutorul angrenajului înlocuitor.

8.4.4. For ele din angrenajul conic cu dantur drept

Angrenajul conic cu dantur drept se execut ca angrenaj zero sau zero modificat, i ca urmare conurile de divizare i rostogolire coincid (fig. 8.50).

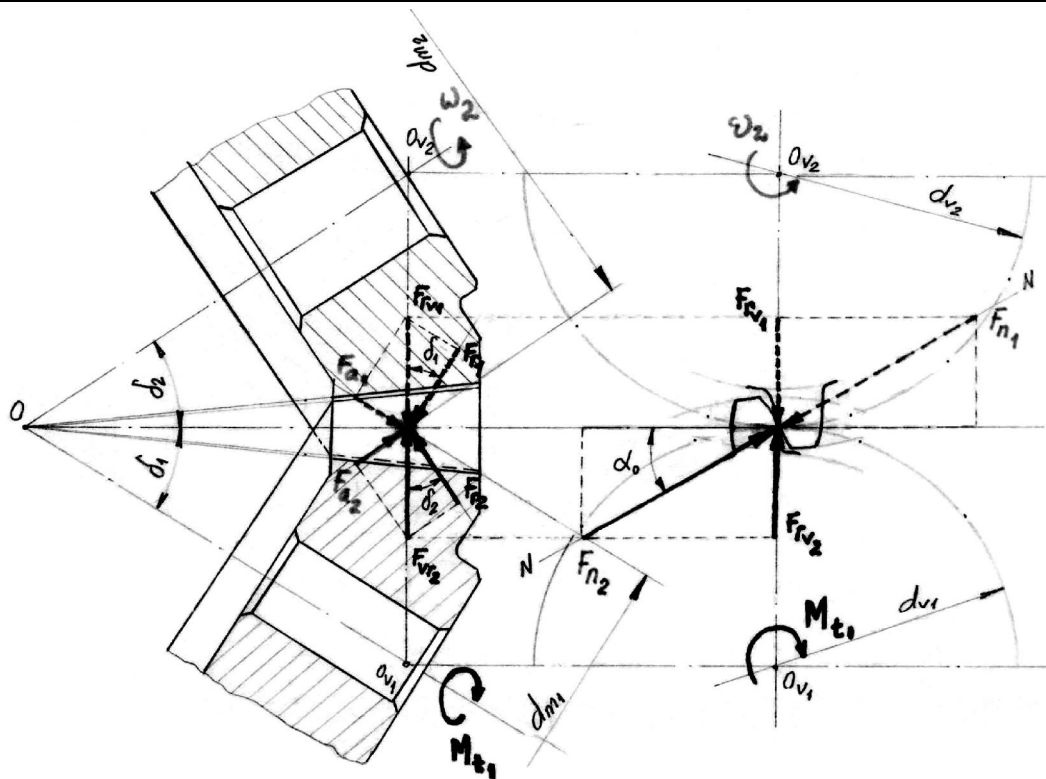


Fig. 8.50

Forțele nominale se vor calcula în planul median al danturii, plan definit de conul frontal (suplimentar) mediu ($F_{a1} \equiv F_{r2}$ și $F_{r1} \equiv F_{a2}$):

$$F_{t_{1,2}} = \frac{2M_{t_{1,2}}}{d_{m_{1,2}}}$$

$$F_{r_{1,2}} = F_{rv_{1,2}} \cos \delta_{1,2} = F_{t_{1,2}} \operatorname{tg} \alpha_o \cos \delta_{1,2} = \frac{2M_{t_{1,2}}}{d_{m_{1,2}}} \operatorname{tg} \alpha_o \cos \delta_{1,2}$$

$$F_{a_{1,2}} = F_{rv_{1,2}} \sin \delta_{1,2} = F_{t_{1,2}} \operatorname{tg} \alpha_o \sin \delta_{1,2} = \frac{2M_{t_{1,2}}}{d_{m_{1,2}}} \operatorname{tg} \alpha_o \sin \delta_{1,2}$$

8.4.5. Calculul de rezistență al angrenajului conic cu dantură dreaptă

Calculul de rezistență al danturii angrenajului conic cu dinii drepi se efectuează în planul median al danturii, adaptând relațiile de la angrenajul cilindric cu dinii drepi prin intermediul angrenajului înlocuitor corespunzător planului median.

1. Calculul la solicitarea de încovoiere prin oboseală la piciorul dintelui
- relația pentru verificare :

$$\sigma_{F_{1,2}} = \frac{F_{t_{1,2}}}{b_{1,2} m_m} K_A K_V K_\alpha Y_{F_{1,2}} \leq \sigma_{FP_{1,2}} = \frac{\sigma_{Flim_{1,2}}}{S_F} K_{FN} Y_{Fx} Y_S$$

unde $Y_{F_{1,2}}$ - se determină în funcție de numărul de dinți ai roților dintr-un cilindric înlocuitor.

- relația de dimensionare :

$$F_{t_1} = \frac{2M_{t_1}}{d_{m_1}}; b = \Psi_{R_m} R_m = \Psi_{R_m} \frac{d_{m_1}}{2 \sin \delta_1} = \frac{1}{2} \Psi_{R_m} d_{m_1} \sqrt{i_{12}^2 + 1};$$

$$\sin \delta_1 = \frac{\operatorname{tg} \delta_1}{\sqrt{\operatorname{tg}^2 \delta_1 + 1}} = \frac{1}{\sqrt{i_{12}^2 + 1}};$$

$$m_n \geq \frac{4M_{t_1} K_A K_V K_\alpha Y_{F_1} \sin \delta_1}{\Psi_{R_m} d_{m_1}^2 \frac{\sigma_{Flim_1}}{S_F} K_{FN} Y_{FX} Y_S} = \frac{4M_{t_1} K_A K_V K_\alpha Y_{F_1}}{\Psi_{R_m} d_{m_1}^2 \sqrt{i_{12}^2 + 1} \frac{\sigma_{Flim_1}}{S_F} K_{FN} Y_{FX} Y_S}.$$

2. Calculul la oboseala superficială de contact

- relația pentru verificare :

$$\sigma_{H_{1,2}} = Z_M Z_H \left[\frac{F_{t_{1,2}}}{b d_{m_{1,2}}} K_I K_V K_{H\beta} \frac{(i_{1,2}^2 + 1)^{1/2}}{i_{1-2}} \right]^{1/2} \leq \sigma_{HP_{1,2}} = \frac{\sigma_{Hlim_{1,2}}}{S_H} K_{HN} Z_R Z_W$$

unde Z_H – factorul punctului de rostogolire; se calculează pentru angrenajul înlocuitor.

3. Pentru dimensionarea angrenajului conic cu dantură dreaptă din condiția de rezistență la presiunea hertziană de contact, se adaptează relația de la roțile cilindrice cu dinți drepi prin intermediul angrenajului înlocuitor:

§ relația tensiunii hertziane pentru dantura roților cilindrice cu dinți drepi, pentru pinion

$$\sigma_{H1} = K_M K_H \left(\frac{F_{t1}}{b d_1} K_A K_V K_\beta \frac{i_{12} + 1}{i_{12}} \right)^{1/2} \leq \sigma_{HP1}$$

§ pentru angrenajul înlocuitor, la pinion, vom avea

$$\sigma_{H1} = K_M K_H \left(\frac{F_{t1V}}{b d_{1V}} K_A K_V K_\beta \frac{(i_{12})_V + 1}{(i_{12})_V} \right)^{1/2} \leq \sigma_{HP1}$$

Trecând la angrenajul conic real vom avea:

$$F_{t1V} = F_{t_{m1}}; (i_{12})_V = \frac{Z_{2V}}{Z_{1V}} = \frac{Z_2 / \cos \delta_2}{Z_1 / \cos \delta_1} = \frac{Z_2 \cos \delta_1}{Z_1 \cos \delta_2} = i_{12} \frac{\cos \delta_1}{\sin \delta_1} = i_{12} \frac{\cos \delta_1}{\sin \delta_1} = i_{12} \frac{1}{\operatorname{tg} \delta_1} = i_{12}^2$$

$$d_{1V} = d_1 / \cos \delta_1 = d_1 / (1 + \operatorname{tg}^2 \delta_1)^{1/2} = d_1 / \left(1 + \frac{1}{i_{12}^2} \right)^{1/2} = d_1 i_{12} / (1 + i_{12}^2)^{1/2}$$

Înlocuind în relația tensiunii hertziene, vom obține:

$$\sigma_{H1} = K_M K_H \left(\frac{F_{t1}}{b d_{m1}} \frac{(1+i_{12}^2)^{1/2}}{i_{12}} K_A K_V K_\beta \right)^{1/2} \leq \sigma_{HP1}$$

Pentru dimensionare, din relație vom determina d_{m1} , după ce vom face următoarele înlocuiri:

$$F_{t1} = \frac{2M_{t1}}{d_{m1}}; \quad b = \psi_{Rm} R_m$$

$$\text{în care } R_m = d_{m1} / (2 \sin \delta_1) = d_{m1} \frac{(\operatorname{tg}^2 \delta_1 + 1)}{2 \operatorname{tg} \delta_1} = d_{m1} \frac{(1/i_{12}^2 + 1)^{1/2}}{2 \frac{1}{i_{12}}} = \frac{1}{2} d_{m1} (i_{12}^2 + 1)^{1/2}$$

$$\text{Deci} \quad b = \frac{1}{2} \psi_{Rm} d_{m1} (i_{12}^2 + 1)^{1/2}$$

Înlocuind în relația tensiunii hertziene pentru dantura roții conice cu dinii dreziți, se determină diametrul mediu al pinionului cu relația:

$$d_{m1} \geq \sqrt[3]{\frac{4M_{t1}}{\sigma_{HP1}^2 i_{12}} \frac{K_A K_V K_\beta}{\psi_{Rm}} (Z_M Z_H)^2}$$

Pentru predimensionare factorii: K_V , K_β , Z_H , se vor adopta egali cu unu, mai puțin în K_A și Z_M (factorul global al presiunii hertziene de contact) se vor adopta funcție de situația concretă.

8.5. ANGRENAJE MELCATE

8.5.1. Caracterizare, clasificare și domenii de utilizare

Angrenajul melcat este un angrenaj încrucișat, utilizat pentru transmiterea mișcărilor și puterii între doi arbori concurenți în spațiu, unghiul dintre axele fiind de 90° .

Este alcătuit dintr-o roată dinată cilindrică cu un număr de dinii foarte mic ($z_1 = 1 \dots 4$) – melcul-roată conducătoare – și roata conducătoare care are dantura dispusă pe o suprafață toroidală astfel încât aceasta înfățișează melcul-roata melcată.

Angrenajul melcat are la origine angrenajul cilindric încrucișat, la care ambele roți au formă cilindrică (fig. 8.51).

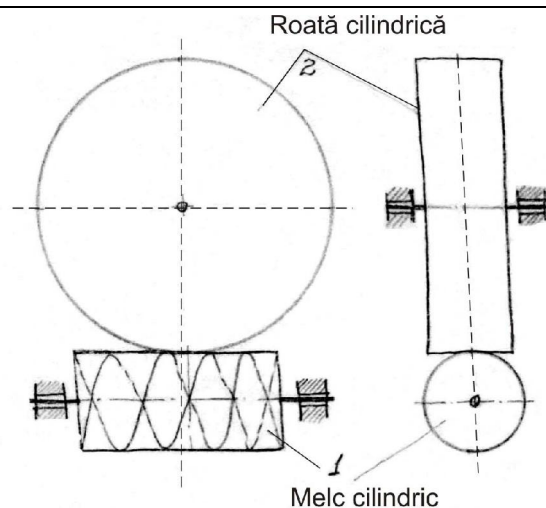


Fig. 8.51

Angrenajul cilindric încrucișat prezintă contactul punctiform dintre dinii conjugat în timpul angrenării, motiv pentru care are o portanță scăzută.

$$z_{\min} = 17 \cos \beta_0 [1 + 0,884 (\cos^2 \beta_0 - 1)]$$

β_0	45°	50°	75°	86°
Z_1	7	6	4	1

Portanța mai mare se poate obține prin realizarea unui contact liniar în locul celui punctiform, între dinii, în timpul angrenării. Pentru aceasta, s-a realizat roata conjugată melcului astfel încât să-l înfășoare, prin dispunerea dinilor acesteia pe o suprafață toroidală. S-a obținut astfel *angrenajul melcat cu melc cilindric* – fig. 8.52.

Creșterea mai pronunțată a capacității portante se poate obține prin mărirea gradului de acoperire a angrenajului. Aceasta se poate realiza prin modificarea melcului, în sensul ca acesta să înfășoare roata melcată, respectiv dinii acestuia să fie dispuși pe o suprafață toroidală – melc globoidal. Angrenajul astfel obținut se numește *angrenaj melcat globoidal* (angrenaj melcat cu melc globoidal) – fig. 8.53.

Roată melcată (globoidală)

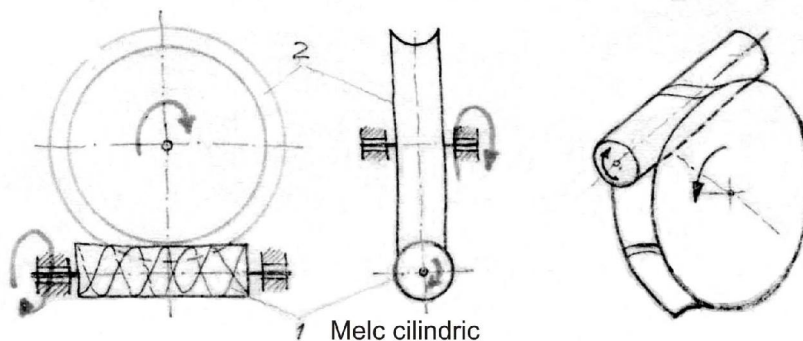


Fig. 8.52

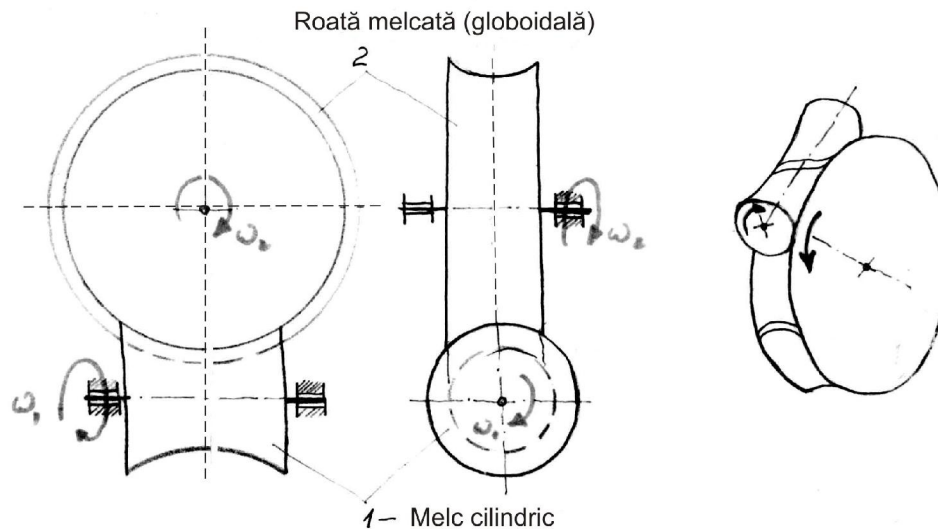


Fig. 8.53

Melcul este o roată dinat cilindric cu un număr foarte mic de dinți. Reducerea numărului de dinți ($z_1 = 1 \dots 4$) este posibilă prin creșterea unghiului de înclinare β_1 , spre 90° ; ca urmare are loc scăderea diametrului de divizare și a pasului elicei, astfel că se produce înfășurarea pasului elicei de mai multe ori pe lățimea roții. Roata dinat (melcul) ia aspectul unui urub, cu filet trapezoidal (fig. 8.54), unde:

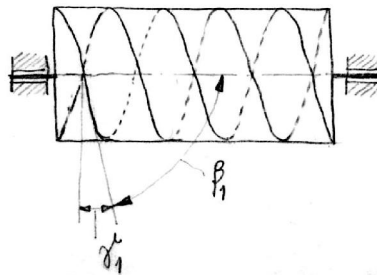


Fig. 8.54

- β_1 – unghiul de înclinare al dintelui;
- γ_1 – unghiul de înfășurare al elicei;
- $\gamma_1 = 90^\circ - \beta_1$.

Numărul de dinți ai melcului se mai numește și numărul de începături.

Angrenajul melcat prezintă următoarele *avantaje*:

- rapoarte mari de transmitere într-o treaptă de reducere: (6...10) la reductoare, (6...15) la multiplicatoare, < 1000 la transmisii cinematice;
- portan ridicat (angrenajul melcat globoidal);
- funcționare silențioasă.

Concomitent apar și următoarele *dezavantaje*:

- odată cu creșterea raportului de transmitere scade randamentul, deci cresc pierderile de energie;
- viteze mari de alunecare pe lungimea dintelui și ca urmare pericol mare de uzare și gripare;
- tehnologie de execuție și montaj complicat.

Angrenajele melcate se pot utiliza:

- ca transmisii cinematice, în construcția mașinilor-unelte;
- ca transmisii de forță (reductoare melcate) în domeniul mașinilor de ridicat, asigurând condiția de autofixare.

8.5.2. Angrenajul melcat cu melc cilindric

1. Melcul de referință. Datorită formei toroidale a roții melcate, geometria danturii angrenajului melcat va fi definită printr-un melc cilindric de referință standardizat. Forma și dimensiunile melcului de referință sunt definite în secțiune axială (fig. 8.55).

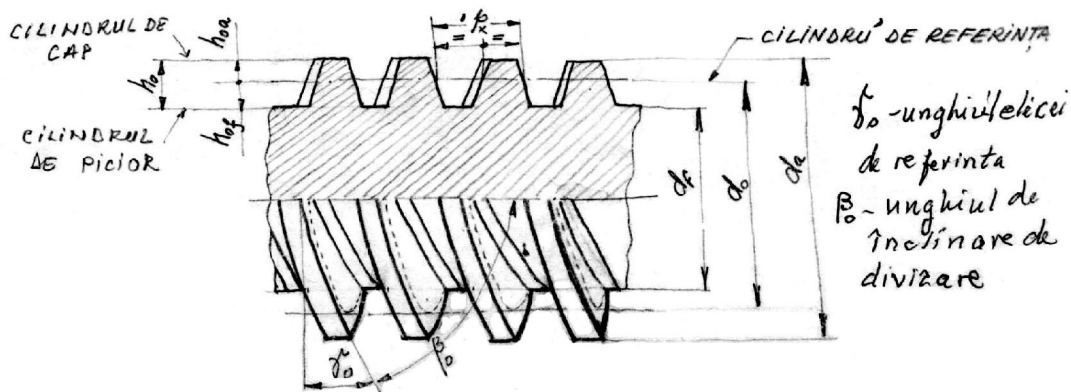


Fig. 8.55

Melcul generator, identic cu freza melc cu care se prelucrează roata melcată, are forma și dimensiunile identice cu ale melcului de referință, cu excepția diametrului de cap, d_a , care este micrit pentru a se crea jocul la capul dinților în timpul angrenării. În timpul danturii, roata melcată trebuie să fie adusă în angrenare cu melcul generator în aceleași condiții cinematico-geometrice (raport de transmitere, distanță dintre axe) ca și cele din angrenajul real.

Melcul de funcționare (melcul real), cel care formează cu roata dintr-un melcat angrenajul melcat, are forma și dimensiunile identice cu cele ale melcului de referință, cu excepția grosimii dintelui, care este subțiat (micșorat) în scopul obținerii jocului dintre flancuri în timpul angrenării. Pentru a avea o angrenare corectă, melcul de funcționare trebuie adus în angrenare cu roata melcată la o distanță între axe identică cu aceea din timpul danturii roții melcate, deci diametrele de divizare, $d_{1,2}$, ale melcului și roții melcate coincid mereu cu diametrele de rostogolire din funcționare - $d_{w,1,2}$.

Deoarece melcul generator este identic cu cel de funcționare, rezultă că fiecare roți din aceste melcate îi corespunde un melc de funcționare identic cu freza melc. De aici rezultă necesitatea ca la proiectare să se realizeze angrenajul melcat în funcție de frezele melc existente, altfel va fi necesar ca pe lângă proiectarea și execuția angrenajului să se proiecteze și să se execute și freza cu care se dantura roata melcat.

2. Elementele geometrice ale angrenajului melcat cilindric zero. La angrenajul melcat, cilindrul de divizare nu mai prezintă proprietatea de la angrenajul cilindric, motiv pentru care s-a introdus noțiunea de cilindru de referință (indice 0). Angrenajul melcat este caracterizat prin:

- modulul axial: m_x – pentru dantura melcului;
- modulul normal: m_n – pentru dantura melcului și a roții;
- modulul frontal: m_t – pentru dantura roții melcate,

între acestea existând relațiile: $m_{x_1} = m_{t_2}$ și $m_{n_1} = m_{n_2}$

Modulul standardizat este $m = m_{x_1} = m_{t_2}$.

Relația dintre pasul normal și pasul axial va fi $p_n = p_x \cos \gamma_{01}$, relație care, împărțită cu π , conduce la $m_n = m_x \cos \gamma_{01}$

Prin desfundarea unui dinte pe lungimea de un pas (fig. 8.56), rezultă :

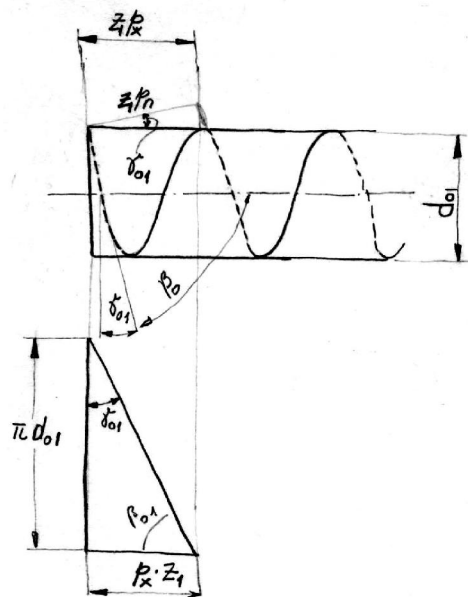


Fig. 8.56

$$\operatorname{ctg} \gamma_{01} = \operatorname{tg} \beta_{01} = \frac{\pi d_{01}}{p_{x1} z_1} = \frac{\pi d_{01}}{\pi m_{x1} z_1} = \frac{d_{01}}{m_{x1} z_1}$$

din care rezultă :

$$d_{01} = m_{x1} z_1 \operatorname{ctg} \gamma_{01} = m_{x1} z_1 \operatorname{tg} \beta_{01} = m_{x1} q = m q$$

unde: $q = z_1 \operatorname{ctg} \gamma_{01} = z_1 \operatorname{tg} \beta_{01}$ - coeficient diametral, ale cărui valori sunt standardizate, realizându-se astfel o tipizare a angrenajelor melcate și, respectiv, a frezelor melc.

$$\text{Randamentul: } \eta = \frac{\text{tg } \gamma_{01}}{\text{tg } (\gamma_{01} + \varphi)}$$

Adoptarea unei anumite valori pentru q este o problemă de optimizare pentru anumite condiții cerute angrenajului melcat a a cum se indică în tabelul următor (unde săgețile în sus înseamnă "crește", iar săgețile în jos semnifică "scade").

$q \searrow$	$\gamma_{01} \uparrow$	$\eta \uparrow$	$d_o \searrow$ melc subțire	$b \searrow$ roată îngustă
$q \uparrow$	$\gamma_{01} \searrow$	$\eta \searrow$	$d_o \uparrow$	$b \uparrow$

Elementele geometrice ale dintelui:

- în lîimea capului dintelui: $h_{oa} = h_{oa_x}^* m = m;$

- în lîimea piciorului dintelui: $h_{of} = h_{of_x}^* m = 1,25 \cdot m;$;

- în lîimea dintelui: $h_o = (h_{oa_x}^* + h_{of_x}^*) = 2,25 \cdot m.$

Elementele geometrice ale roților (fig. 8.57) :

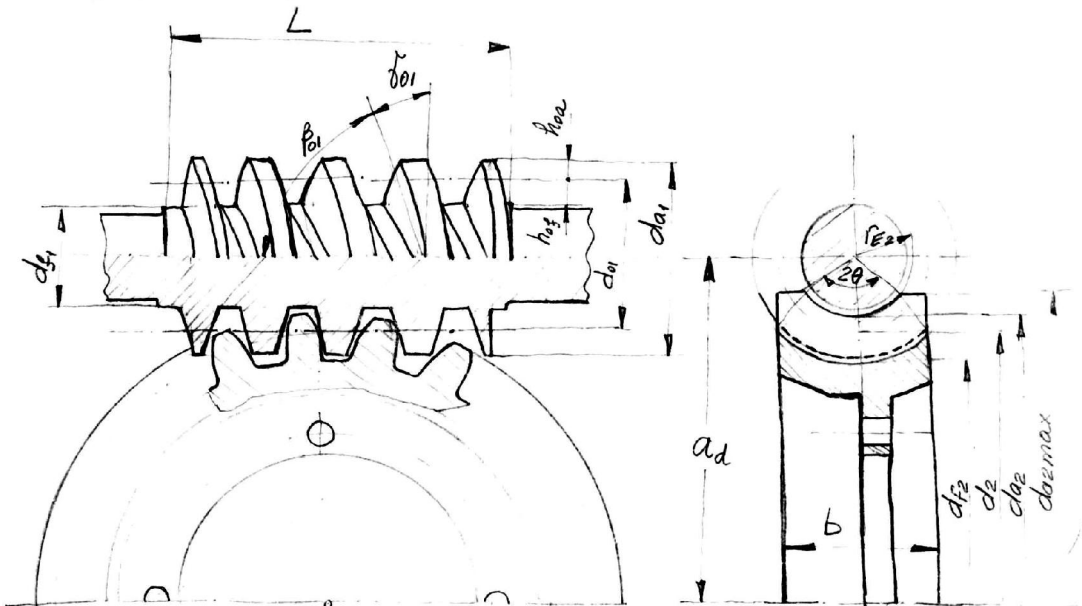


Fig. 8.57

- diametrul de referință al melcului: $d_{01} = m q;$
- diametrul de cap al melcului:
- $d_{a1} = d_{01} + 2 \cdot h_{oa} = m q + 2 \cdot m = m(q + 2);$
- diametrul de picior al melcului:
- $d_{f1} = d_{01} - 2 \cdot h_{of} = m q - 2,5 \cdot m = m(q - 2,5);$
- diametrul de rostogolire-divizare al melcului: $d_{w1} = d_1 = d_{01} = m q$
- lungimea melcului (L):

- $L = (11 + 0,06 \cdot z_2) \text{ m}$ dac $z_1 = 1$ sau 2 începuturi (din i);
 $L = (12,5 + 0,09 \cdot z_2) \text{ m}$ dac $z_1 = 3$ sau 4 începuturi (din i);
- diametrul de rostogolire, divizare i de referin al ro ii melcate:
 $d_{o2} = d_{w2} = d_2 = m \cdot z_2;$
 - diametrul de cap al ro ii melcate:
 $d_{a2} = d_{o2} + 2 \cdot h_{oa} = mz_2 + 2 \cdot m = m(z_2 + 2);$
 - diametrul de picior al ro ii melcate:
 $d_{f2} = d_{o2} - 2 \cdot h_{of} = mz_2 - 2,5 \cdot m = m(z_2 - 2,5);$
 - diametrul exterior maxim al ro ii melcate:
 $d_{a2_{max}} \leq d_{a2} + 2 \cdot m$ dac $z_1 = 1;$
 $d_{a2_{max}} \leq d_{a2} + 1,5 \cdot m$ dac $z_1 = 2$ sau 3;
 $d_{a2_{max}} \leq d_{a2} + m$ dac $z_1 = 4;$
 - raza de curbur a suprafe ei de vâr f: $r_{E2} = 0,5 \cdot d_{o1} - m;$
 - l imea ro ii melcate (b):
 $b \leq 0,75 \cdot d_{a1}$ pentru $z_1 \leq 3;$
 $b \leq 0,67 \cdot d_{a1}$ pentru $z_1 = 4;$
 - semiunghiul coroanei melcate: $\sin \theta = \frac{b}{d_{a1} + 0,5 \cdot m};$
 - unghiul de înclinare al danturii ro ii melcate: $\beta_{o2} = \gamma_{o1};$
 - distan a dintre axe (de referin):
 $a_d = \frac{d_1 + d_2}{2} = 0,5(q + z_2) \text{ m}.$

Elementele geometrice ale melcului de referin sunt acelea i indiferent de procedeul tehnologic de execu ie a melcului real. Difer îns , în func ie de tehnologia de execu ie, forma flancurilor melcului de referin . Standardele indic tipurile principale de melci utiliza i i caracteristicile acestora:

- ZE – melcul în evolvent ;
- ZA – melcul archimedic;
- ZN1 – melcul cu profil rectiliniu în plan normal pe dinte;
- ZN2 – melcul cu profil rectiliniu în sec iunea normal pe gol;
- ZK1 – melc generat cu frez disc dublu conic ;
- ZK2 – melc generat cu frez deget conic .

În afara tipurilor de melci nerigla i standardiza i se mai folose te, în mod frecvent, melcul cu *profil axial concav*, iar la roata melcat corespunde *profilul conjugat convex* – angrenajul CAVEX.

3. Deplasarea profilului danturii la angrenajul melcat cilindric.

Deplasarea profilului danturii la angrenajul melcat cilindric se realizeaz în acelea i scopuri ca i la angrenajele cilindrice. În acest caz deplasarea de profil se realizeaz numai la roata melcat , melcul p strându- i acelea i dimensiuni ca i în cazul angrenajului nedeplasat (fig. 8.58).

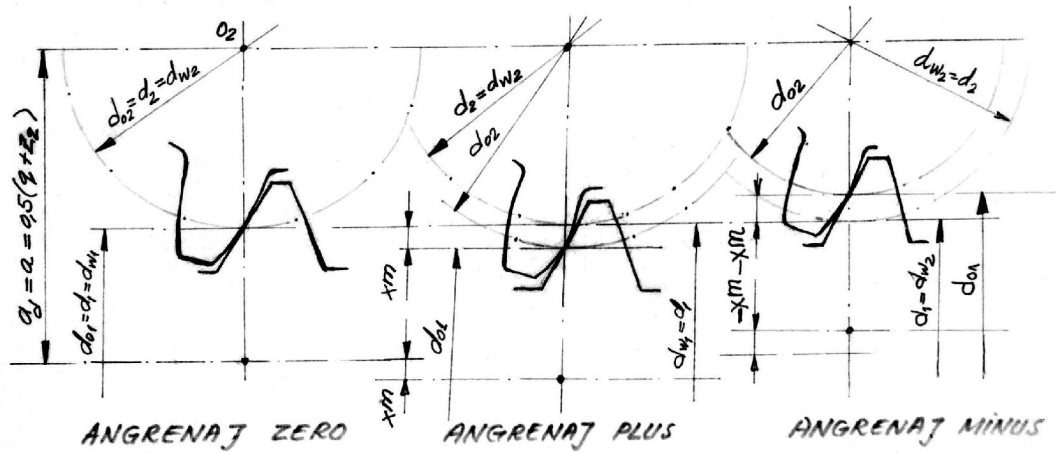


Fig. 8.58

a. Angrenaj zero :

$$\begin{aligned}d_{o1} &= d_1 = d_{w1} = m q ; \\d_{o2} &= d_2 = d_{w2} = m z_2 ; \\d_{a1} &= d_{o1} + 2 \cdot m = m(q + 2) \\d_{a2} &= d_{o2} + 2 \cdot m = m(z_2 + 2) \\d_{f1} &= d_{o1} - 2,5 \cdot m = m(q - 2,5) \\d_{f2} &= d_{o2} - 2,5 \cdot m = m(z_2 - 2,5) \\a_d &= a = 0,5 \cdot m(q + z_2)\end{aligned}$$

b. Angrenaj plus :

$$\begin{aligned}d_{o1} &= m q ; \quad d_2 = d_{w2} = m z_2 ; \\d_{w1} &= d_1 = d_{o1} + 2 m x = m(q + 2 x) \\d_{o2} &= d_2 + 2 m x = m(z_2 + 2 x) \\d_{a1} &= d_{o1} + 2 \cdot m = m(q + 2) \\d_{a2} &= d_{o2} + 2 \cdot m = d_2 + 2 m x + 2 m = m(z_2 + 2 x + 2) \\d_{f1} &= d_{o1} - 2,5 \cdot m = m(q - 2,5) \\d_{f2} &= d_{o2} - 2,5 \cdot m = d_2 - 2,5 \cdot m + 2 m x = m(z_2 - 2,5 + 2 x) \\a &= \frac{d_{w1} + d_{w2}}{2} = 0,5 \cdot m(z_2 + q + 2 x)\end{aligned}$$

c. Angrenaj minus :

$$\begin{aligned}d_{o1} &= m q ; \quad d_2 = d_{w2} = m z_2 ; \\d_{w1} &= d_1 = d_{o1} - 2 m x = m(q - 2 x) \\d_{o2} &= d_2 - 2 m x = m(z_2 - 2 x) \\d_{a1} &= d_{o1} + 2 \cdot m = m(q + 2) \\d_{a2} &= d_{o2} + 2 \cdot m = m(z_2 - 2 x + 2)\end{aligned}$$

$$d_{f1} = d_{o1} - 2,5 \cdot m = m(q - 2,5)$$

$$d_{f2} = d_{o2} - 2,5 \cdot m = m(z_2 - 2,5 - 2x)$$

$$a = \frac{d_{w1} + d_{w2}}{2} = 0,5 \cdot m(z_2 + q - 2x)$$

Sunt posibile următoarele moduri de a se realiza deplasarea de profil:

a) menținerea numărului de dinți pentru roata melcat și realizarea unei distanțe dintre axe impuse sau standardizată.

La angrenajul deplasat se vor menține $d_{w1} = d_1$ și $d_{w2} = d_2$ deoarece este necesară menținerea aceleiași distanțe dintre axe în funcționare ca și la prelucrare, pentru a se realiza contactul liniar între flancuri.

b) se menține distanța dintre axe, dar se modifică z_2 în z'_2 pentru îmbunătățirea condițiilor de funcționare.

Deplasarea de profil necesară în acest caz va fi:

$$a_d = 0,5m(q + z_2) \quad \text{și} \quad a_d = 0,5m(q + z'_2 \pm 2x).$$

Punând condiția ca: $a_d = a$, rezultă $x = \pm(z_2 - z'_2)$

Dacă se admite $z_2 - z'_2 = 1$ sau 2 se obține $x = \pm 1$ sau $x = \pm 0,5$.

4. Pierderile de putere și randamentul reductorului cu melc cilindric.

Randamentul unui reductor cu melc cilindric se poate stabili cu relația:

$$\eta = \eta_a \eta_u \eta_l \eta_v$$

în care:

- η_a – randamentul angrenajului melcat;
- η_u – randamentul barbotării uleiului și frecării în etanșări;
- η_l – randamentul lag-urilor;
- η_v – randamentul ventilatorului.

Sunt recomandate următoarele valori pentru η_a :

- $\eta = 0,7 \div 0,75 \rightarrow z_1 = 1$;
- $\eta = 0,75 \div 0,82 \rightarrow z_1 = 2$;
- $\eta = 0,82 \div 0,92 \rightarrow z_1 = 3; 4$;

Corespunzător acestor randamente vor exista pierderile de putere:

$$P_p = P_a + P_u + P_l + P_v$$

în funcție de care randamentul total se poate exprima cu relația:

$$\eta = \frac{P_2}{P_1} = \frac{P_2}{P_2 + P_p} = \frac{P_1 - P_p}{P_1} = 1 - \frac{P_p}{P_1}.$$

Pierderile maxime au loc în angrenare și se datorează îndeosebi alunecării relative a dinților în contact pe lungimea lor. Prin asemănare cu transmisia urub-piuli, rezultă pentru cazul melcului motor:

$$\eta_a = \frac{\operatorname{tg} \gamma_{o1}}{\operatorname{tg}(\gamma_{o1} + \varphi')}, \quad \text{unde} \quad \varphi' = \operatorname{arctg} \mu'_a$$

8.5.3. Forțele din angrenajul melcat cilindric

În cazul angrenajului melcat cilindric apar, în timpul angrenării, forțele întâlnite în cazul celorlalte tipuri de angrenaje (fig. 8.59):

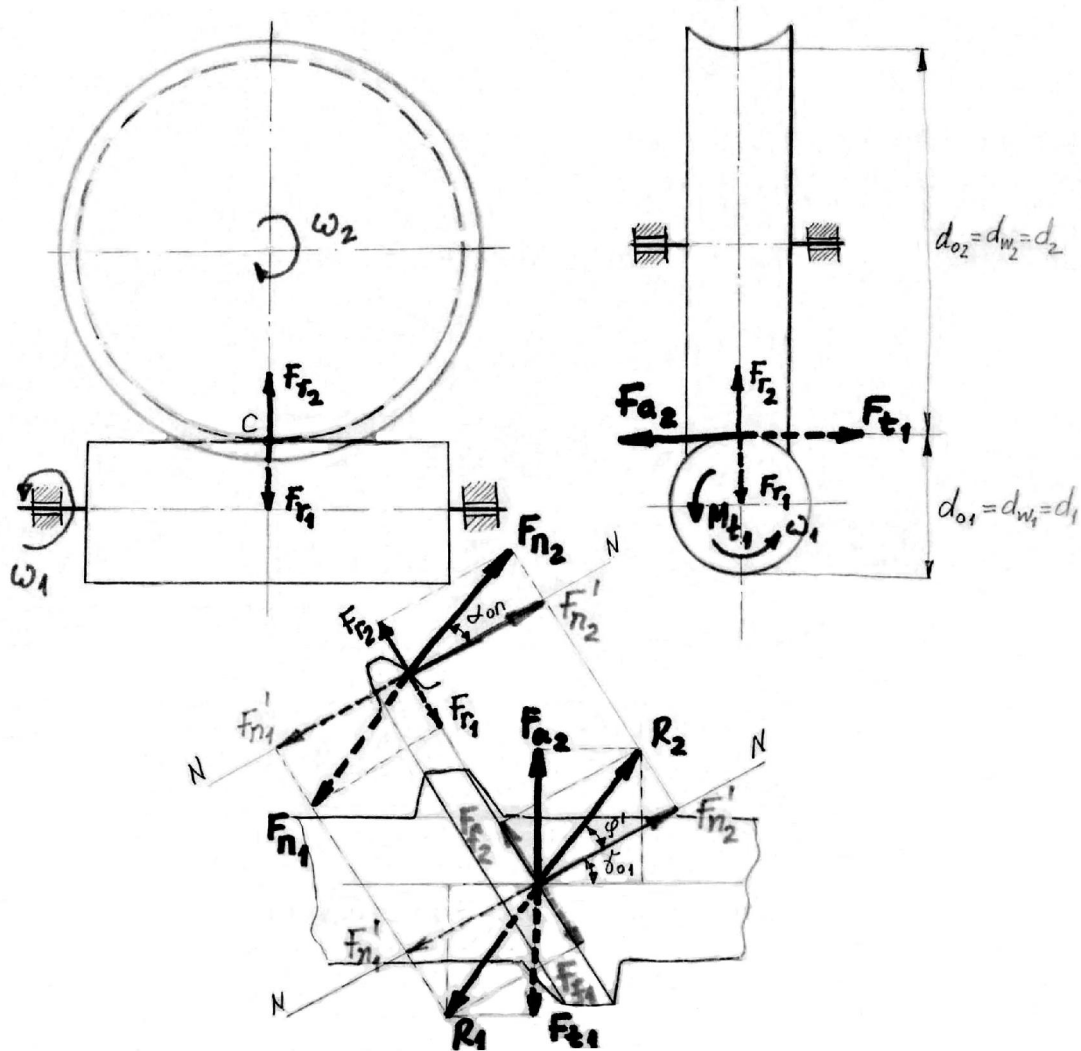


Fig. 8.59

- forțele nominale, datorate momentului de torsiune transmis;
- forța dinamică exterioră, determinată de caracteristicile de lucru variabile în timp ale motoarelor și de lucru;
- forța dinamică interioară, produsă de erorile de execuție a danturii și elasticitatea acestora;
- forța de frecare, determinată de alunecarea relativă în lungul dinților.

Totodată și aici are loc repartiția neuniformă a sarcinii, în timpul angrenării, pe lățimea danturii.

Inițial se pot preciza următoarele egalități rezultate din poziția relativă a axelor de simetrie a melcului, respectiv roții:

$$F_{t1} = F_{a2}; \quad F_{a1} = F_{t2}; \quad F_{r1} = F_{r2}$$

- for a tangen ial la melc:

$$F_{t1} = \frac{2M_{t1}}{d_{o1}} = F_{a2}$$

- for a tangen ial la roata melcat :

$$F_{t2} = \frac{F_{a2}}{\operatorname{tg}(\gamma_{o1} + \varphi')} = \frac{F_{t1}}{\operatorname{tg}(\gamma_{o1} + \varphi')} = F_{a1}$$

- for ele radiale la melc, respectiv la roata melcat :

$$F_{r1} = F_{r2} = F'_{n2} \operatorname{tg} \alpha_{on} = R_2 \cos \varphi' \operatorname{tg} \alpha_{on} = \frac{F_{a2}}{\sin(\gamma_{o1} + \varphi')} \cos \varphi' \operatorname{tg} \alpha_{on};$$

$$F_{r1} = F_{r2} = F_{t1} \cdot \frac{\cos \varphi' \operatorname{tg} \alpha_{on}}{\sin(\gamma_{o1} + \varphi')};$$

$$F_{t1} = F_{a2} = \frac{2M_{t1}}{d_{o1}}; \quad F_{t2} = F_{a1} = \frac{F_{t1}}{\operatorname{tg}(\gamma_{o1} + \varphi')};$$

$$F_{r1} = F_{r2} = F_{t1} \cdot \frac{\cos \varphi' \operatorname{tg} \alpha_{on}}{\sin(\gamma_{o1} + \varphi')}$$

- for ele normale la melc, respectiv la roata melcat :

$$F_{n1} = F_{n2} = \frac{F_{r1,2}}{\sin \alpha_{on}} = \frac{F'_{n2}}{\cos \alpha_{on}} = \frac{R_2 \cos \varphi'}{\cos \alpha_{on}} = \frac{F_{a2} \cos \varphi'}{\sin(\gamma_{o1} + \varphi') \cos \alpha_{on}}$$

$$F_{n1} = F_{n2} = F_{t1} \frac{\cos \varphi'}{\sin(\gamma_{o1} + \varphi') \cos \alpha_{on}}$$

Considerând: φ' relativ mic, $\cos \varphi' \approx 1$; $\sin \varphi' \approx 1$; $\operatorname{tg} \varphi' \approx 0$, rezult

$$F_{n1} = F_{n2} = F_{t1} \frac{1}{\sin \gamma_{o1} \cos \alpha_{on}} = F_{t2} \frac{1}{\cos \alpha_{on} \cos \gamma_{o1}}.$$

8.5.4. Materiale, precizia de execu ie, moduri de deteriorare a angrenajelor melcate

Datorit alunec rii mari dintre flancuri, la angrenajul melcat apare, mai pronunat decât la celelalte angrenaje, pericolul de uzare i gripare, motiv pentru care melcul i roata se vor confec iona din materiale care s alc tuiasc cupluri antifric iune.

În acest sens, melcul se poate confec iona din:

- o eluri aliate de cimentare (HRC = 56 - 62); prelucrarea final va fi rectificarea i lustruirea;

- o eluri aliate de îmbun t ire (HRC = 45 - 55), cu flancurile c lite.

Roata melcat , frecvent numai coroana din at , se va confec iona din:

- bronzul aliat cu staniu – pentru angrenaje foarte solicitate;

- aliaje de bronz cu aluminiu (atunci când se urm re te economisirea staniului);

<ul style="list-style-type: none"> - aliaje de aluminiu cu zinc; - fonte de antifric iune; - fonte cenu ii; - materiale plastice 	<p>în aceste cazuri se recomand ca melcul s fie cementat i rectificat</p>
--	---

Atunci când coroana din at se execut din bronz iar corpul ro ii din font sau o el, îmbinarea se poate realiza prin fretare sau cu uruburi p suite; se poate adopta i solu ia turn rii coroanei direct pe corpul ro ii, iar prin r cire rezult strângerea necesar pentru transmiterea momentului de torsiune prin frecare.

Precizia de execu ie a angrenajelor melcate este standardizat . Alegerea treptei de precizie se efectueaz , în principal, în func ie de viteza periferic a angrenajului i rolul func ional (angrenaj de for sau cinematic).

Modurile de deteriorare a danturii angrenajelor melcate sunt acelea i ca la angrenajele cilindrice i conice: ruperea danturii, oboseala superficial a flancurilor (pitting sau ciupire), gripajul, uzarea adeziv i abraziv .

Se precizeaz îns c datorit alunec rilor relative mari dintre flancuri, gripajul i uzarea adeziv constituie principalele cauze de deteriorare a danturii.

8.5.5. Calculul de rezisten al danturii angrenajului melcat cilindric

a. Calculul la solicitarea de contact prin oboseal a flancurilor active (pentru melcul Archimedic – ZA)

Pentru calcul se va utiliza rela ia efortului hertzian normal maxim:

$$\sigma_H = \left[0,175 \cdot \frac{F_{nc2}}{l_{min}} \cdot \frac{E}{\rho_{n2}} \right]^{1/2}$$

aplicat pentru roata melcat care se execut totdeauna dintr-un material mai slab.

Sec iunea în care se vor determina razele de curbura ale din ilor în contact este aceea în care flancurile melcului sunt drepte ($\rho_1 = \infty$):

$$\frac{1}{\rho} = \frac{1}{\rho_{2n}} = \frac{2 \cos \beta_2}{d_{w2} \sin \alpha_{wt}} \quad (\text{în cazul melcului ZA, flancurile sunt drepte în sec iune axial , respectiv, la roata melcat aceasta coincide cu sec iunea frontal }.)$$

Fora normal de calcul va ine seama atât de sarcinile dinamice, cât i de reparti ia neuniform pe lungimea dintelui:

$$F_{n2c} = F_{n2} K_A K_V K_\beta = \frac{F_{t2}}{\cos \alpha_{on} \cos \gamma_{o1}} K_A K_V K_\beta = \frac{F_{t2}}{\cos \alpha_{on} \cos \beta_2} K_A K_V K_\beta$$

Lungimea de lucru, desf urat a dintelui va fi:

$$b = \pi r_{w1} \theta \frac{2}{180} = \frac{\pi d_{w1}}{2} \frac{2\theta}{180}$$

Lungimea minim de contact a din ilor, ob inut prin însumarea liniilor de contact efective:

$$l_{\min} = \frac{0,75 \cdot b \varepsilon}{\cos \beta_{b2}}$$

Dacă în această relație se înlocuiește b și se adoptă $2\theta = 100^\circ$ și $\varepsilon = 2$ se obține:

$$l_{\min} \approx \frac{1,3 \cdot d_{w1}}{\cos \beta_{b2}}$$

Înlocuind în relația efortului hertzian, se obține:

$$\sigma_H = \left[0,175 \frac{F_{t2}}{\cos \alpha_{on} \cos \beta_2} K_I K_V K_\beta \frac{\cos \beta_{b2}}{1,3 \cdot d_{w1}} \frac{2E \cos \beta_2}{d_{w2} \sin \alpha_{wt}} \right]^{1/2}$$

Se notează :

$$Z_M = (0,35 \cdot E)^{1/2} - \text{factorul de material};$$

$$Z_H = \left(\frac{\cos \beta_{b2}}{\cos \alpha_{on} \sin \alpha_{wt}} \right)^{1/2} - \text{factorul punctului de rostogolire};$$

$$\sigma_H = Z_M Z_H \left[\frac{F_{t2}}{1,3 \cdot d_{w1} d_{w2}} K_I K_V K_\beta \right]^{1/2} \leq \sigma_{HP2}.$$

Pentru *dimensionare* se va determina distanța dintre axe:

$$F_{t2} = \frac{2M_{t2}}{d_{w2}}; \quad a = \frac{d_{w1} + d_{w2}}{2} = \frac{m}{2}(q + z_2); \quad m = \frac{2a}{q + z_2};$$

$$d_{w1} d_{w2}^2 = m^3 z_2^2 q = \frac{8a^3}{(q + z_2)^3} z_2^2 q$$

$$a = (z_2 + q) \left[\frac{M_{t2}}{5,2 \cdot \sigma_{HP2}^2 z_2^2 q} K_A K_V K_\beta (Z_M Z_H)^2 \right]^{1/3}.$$

b. Calculul la solicitarea de încovoiere prin oboseală la piciorul dintelui

Verificarea la încovoiere se va efectua numai pentru dantura roții melcate confecționate din material mai slab.

Asemănător cu angrenajul cilindric cu dinții înclinați se va utiliza relația:

$$\sigma_{F2} = \frac{F_{t2}}{b \cdot m} K_A K_V K_\beta K_\alpha Y_{F2n} \leq \sigma_{FP2}.$$

Pentru dimensionare se va determina modulul danturii, când următoarele înlocuiri:

$$F_{t2} = 1,5 \frac{2M_{t2}}{d_{w2}}; \quad \text{prin majorarea cu 50\% se ține seama de rezistența la uzură}$$

a danturii.

$$b \approx 0,87 \cdot d_{w1}; \quad \left(b = \frac{\pi d_{w1}}{2} 2\theta \frac{1}{180^\circ} \right) \quad 2\theta = 100^\circ$$

$$d_{w1}d_{w2} = m^2 z_2 q = \frac{4a^2}{(q+z_2)^2} z_2 q$$

Înlocuind în relația de verificare din care se va scoate modulul m se va obține:

$$m_{n2} \geq \frac{0,86 \cdot M_{t2}}{\sigma_{FP2} \cdot a^2} \frac{(q+z_2)^2}{qz_2} K_A K_V K_\beta K_\alpha Y_{F_{2n}} \cdot$$

c. Calculul termic al reductorului melcat

Din ecuația de bilanț termic se va determina temperatura medie a uleiului:

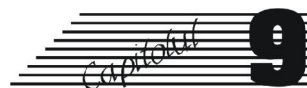
$$10^3 P_1 (1 - \eta) = K A_c (t_u - t_o)$$

$$t_u = t_o + \frac{10^3 P_1 (1 - \eta)}{K A_c} \leq t_{ua} = (80 \dots 95)^\circ \text{C}$$

în care:

- K - coeficientul global de transfer termic prin carcasa ;
- A_c - aria carcasei reductorului.

Dacă relația nu este satisfăcută, se vor lua măsuri de răcire ca: nervura carcasei, utilizarea unui ventilator, răcirea bazei de ulei etc.



LAG RE CU ELEMENTE DE ROSTOGOLIRE (RULMEN I)

9.1. CARACTERIZARE. CRITERII DE CLASIFICARE

1. **Lag rele cu elemente de rostogolire** se deosebesc de lag rele cu alunecare prin aceea c frecvrea de alunecare este înlocuit cu frecvrea de rostogolire; constructiv, cuzinetul este înlocuit cu un organ complex, fabricat în serie i standardizat, numit *rulment*.

Deci rulmentul este un organ de ma in complex care materializeaz o cupl cinematic de rota ie, între elementele sale existând o mi care de rostogolire (fig. 9.1) :

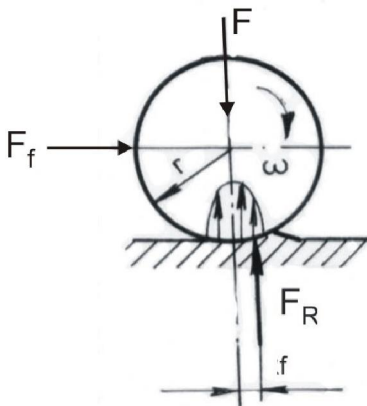


Fig. 9.1

$$F_f \cdot r = F_R f \Rightarrow F_f = \frac{f}{r} F_R = \mu_r F_R$$

unde μ_r – coeficient de frecvrea la rostogolire (μ_r scade dac f scade, ceea ce implic : duritate ridicat a cuplului de materiale; suprafe e foarte netede; geometrie precis .

În realitate, între elementele rulmentului nu exist rostogolire pur deoarece simultan apare i alunecare (alunecare elastic , alunecare geometric). Totodat se precizeaz c nu poate exista frecvrea uscat deoarece rulmen ii se ung, iar în anu-

mite condiții de netezime (rugozitate) a suprafețelor, viteze, încălzire și lubrifiant (ulei) se poate realiza un regim de ungere elastohidrodinamic (EHD).

2. Elementele componente ale unui lagăr cu rostogolire sunt (fig. 9.2):

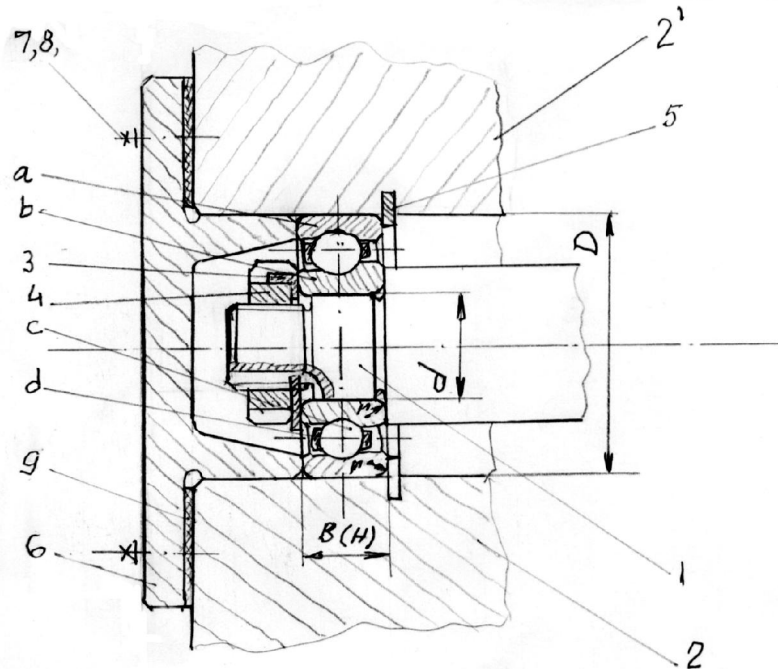


Fig. 9.2

a - *inelul interior* al rulmentului, montat pe fusul 1 al arborelui printr-un ajustaj cu strângere sau intermediar, astfel încât se rotește simultan cu acesta; totodată inelul interior se va fixa axial pe arbore, într-un singur sens sau în ambele sensuri: $KB/m; k; n; 5; 6$ sau $PO/m; k; n; 5; 6$;

b - *inelul exterior* al rulmentului, montat în carcasa 2, 2' a lagărului printr-un ajustaj intermediar, astfel încât, în funcționare, el este staționar; totodată inelul exterior se va fixa axial în carcasa, într-un singur sens, în ambele sensuri, sau poate fi liber-axial în ambele sensuri $[H 7,8 / hB (H 7,8/p_0) H6,7/hB]$.

Observație: Sunt aplicații în care inelul interior este fix în funcționare, iar inelul exterior este rotitor (de exemplu la osiile fixe).

c - *corpurile de rostogolire*, montate între cele două inele și care au posibilitatea de rostogolire și alunecare pe cile de rulare ale acestora; cile de rulare pot fi: toroidale, cilindrice, conice, sferice;

d - *colivia* (cama) rulmentului care are rolul de a menține echidistante corpurile de rostogolire;

3, 4 - *piuli canelate*, respectiv *aipe de siguranță*; cu ajutorul acestora se realizează fixarea axială a inelului interior pe fusul arborelui;

5 - *inel elastic pentru alezaj* prin care se realizează fixarea axială a inelului exterior în carcasa;

6 - *capacul lag rului* cu ajutorul c rui se realizeaz simultan fixarea axial a inelului exterior în carcas i etan area lag rului prin strângerea *garniturii 9* cu *elementele filetate 7, 8* (uruburi, aibe de siguran).

3. Dimensiunile caracteristice pentru un rulment sunt:

d - diametrul interior a c rui valoare nominal este identic cu cea a fusului ar-borelui;

D - diametrul exterior – are valoarea nominal identic cu cea a alezajului din carcas ;

$B (H)$ - l imea rulmentului sau în l imea (pentru rulmen ii axiali sau axiali-radiali);

r - razele de racordare ale inelelor rulmentului.

Rulmen ii sunt standardiza i sau indica i în cataloagele întreprinderilor produc toare. În ara noastr rulmen ii sunt fabrica i în societ i specializate din Bra ov, Bârlad, Alexandria, Ploie ti, Vaslui.

Utilizarea lag relor cu rostogolire prezint , comparativ cu lag rele cu alunecare, urm toarele *avantaje*:

- pierderi prin frecare mai reduse, îndeosebi la pornire i oprire;
- uzur relativ mic ; inexisten a uz rii fusurilor pe care se monteaz ;
- consum de lubrifiant cu ~ 30% mai mic;
- gabarit axial mai mic; capacitate portant mare pe unitatea de l ime;
- interschimbabilitatea este u or asigurat prin caracterul de mas al fabrica iei;
- materialele din care sunt confec ionate elementele componente ale rulmentului nu sunt deficitare;
- asigur rigiditate mare a reazemului (atunci când este necesar).

Simultan, trebuie precizate îns i urm toarele dezavantaje:

- func ioneaz greu la înc rc ri i tura ii mari; pentru precizarea mai exact a domeniului de utilizare prezint interes diagrama din fig. 9.3;

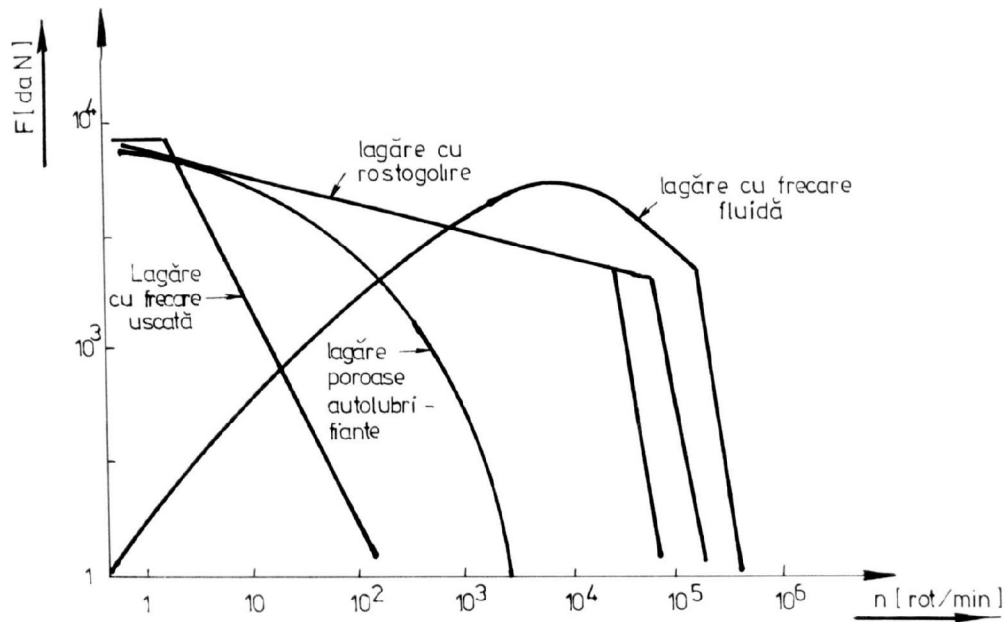


Fig. 9.3

- sensibilitate mare la sarcini dinamice (îndeosebi cele prin oc);
- zgomot relativ ridicat.

Observație: Aceste două dezavantaje se datorează lipsei unei pelicule de lubrifiant cu rol amortizor.

- condiții severe de fabricație și uneori și de montaj;
- gabarit radial mult mai mare;
- durată de funcționare redusă în condiții de încălzire și turație mare;
- imposibilitatea de montaj și demontaj atunci când se impune un plan diametral de separație;
- sunt sensibili la medii cu grad ridicat de impurități.

4. Clasificarea rulmenților se pot clasifica după următoarele criterii:

a. După direcția de acțiune a forțelor principale preluate:

- a.1. rulmenți radiali;
- a.2. rulmenți axiali;
- a.3. rulmenți combinați radial-axiali sau axial-radiali.

b. După forma corpurilor de rostogolire (fig. 9.4):

- b.1. rulmenți cu bile;
- b.2. rulmenți cu role.

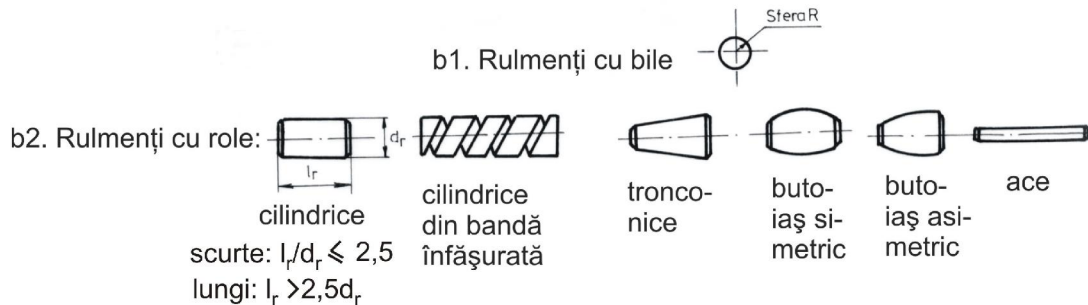


Fig. 9.4

c) După adâncimea cîilor de rulare:

c.1. cu cale de rulare normal ;

c.2. cu cale de rulare adânc ;

d. după forma cîi de rulare:

d1. toroidal

d2. cilindric

d3. conic

d4. sferic

d) După numărul rîndurilor de rostogolire:

e.1. cu un singur rînd;

e.2. cu două rînduri;

e.3. cu patru rînduri (rulmenți pentru material rulant).

f) Rulmenți cu destinație specială :

f.1. miniaturali – rulmenți pentru mecanică fină ;

f.2. rulmenți pentru lagre de sprijin în rotire cu diametrul foarte mare și care lucrează la turații scăzute;

f.3. rulmenți cu plan de separație diametral (din două bucăți);

f.4. rulmenți pentru mișcări de translație (ghidaje).

5. Tipuri reprezentative de rulmenți – caracteristici funcționale și indicații de utilizare. Date fiind condițiile de funcționare foarte variate (încălzirea camășii, direcția, turația, temperatura, posibilitatea de ungere etc.), pentru a se acoperi toată gama de necesități au fost realizate destul de multe tipuri de rulmenți. Pentru alegerea tipului optim de rulment, pentru condiții de lucru date, este necesară cunoașterea caracteristicilor funcționale ale acestora.

A. Rulmentul radial cu bile pe un rând (fig. 9.5):

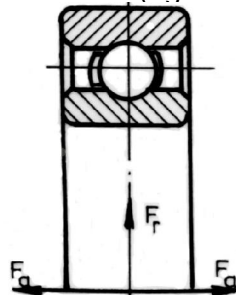


Fig. 9.5

- are cea mai largă utilizare deoarece construcția sa este simplă și prețul de cost redus;

- este un rulment nedemontabil și poate prelua sarcini radiale (F_r) medii și sarcini axiale (F_a) mici și medii, în ambele sensuri;
- funcționează bine la turații mari și foarte mari;
- poate asigura compensarea abaterilor de aliniament între arbore și carcasă între limitele de ($2' \dots 10'$);
- asigură fixarea axială a arborelui în ambele sensuri.

B. Rulment cu role cilindrice pe un rând (fig. 9.6):

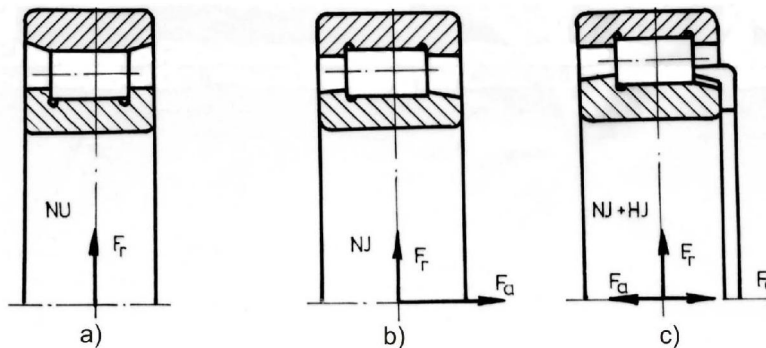


Fig. 9.6

- sunt rulmenți demontabili, motiv pentru care se ușurează montarea, respectiv demontarea, mai ales atunci când datorită condițiilor de încălzire ambele inele se montează cu strângere;
- funcționează bine la turații medii și mari;
- pot prelua sarcini radiale (F_r) mari, iar tipurile NJ (fig. 9.6, b) și NJ + HJ (fig. 9.6, c) pot prelua și sarcini axiale (F_a) mici și medii, primul într-un singur sens și al doilea în ambele sensuri;
- tipul NU (fig. 9.6, a) permite o deplasare axială a arborelui în ambele sensuri, în raport cu carcasa.

C. Rulment cu ace pe un singur rând (fig. 9.7):

- preia numai sarcini radiale (F_r) mari și foarte mari;

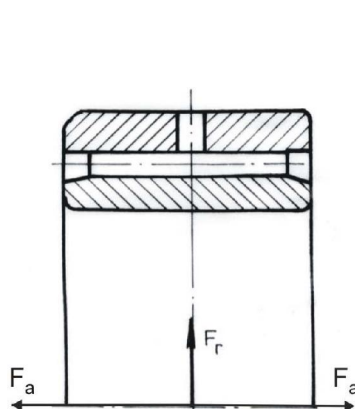


Fig. 9.7

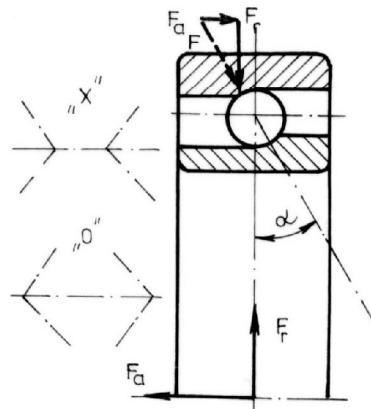


Fig. 9.8

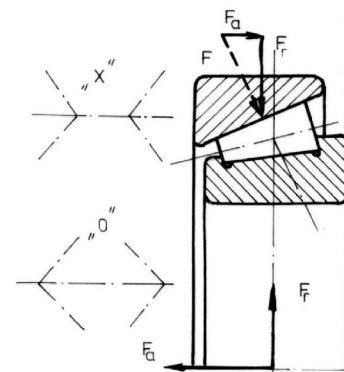


Fig. 9.9

- funcționează bine la turații medii și mari;
- asigură un gabarit radial redus;

- permit deplasarea axial a arborelui în raport cu carcasa.

D. *Rulment radial – axial cu bile pe un singur rând* (fig. 9.8):

- este un rulment demontabil;
- preia sarcini radiale (F_r) medii și mari și sarcini axiale (F_a) într-un singur sens;

- la încărcarea rulmentului cu o sarcină radială apare o forță axială care trebuie compensată printr-o forță opusă; din acest motiv se montează pereche-opus, în „X” sau „O” în același lagăr sau în lagăre diferite;

- când se dorește creșterea capacității lagărului se pot monta în tandem (pereche în același sens).

E. *Rulment radial – axial cu role conice* (fig. 9.9):

- preia sarcini axiale (F_a) medii și mari într-un singur sens și sarcini radiale (F_r) mari;

- este demontabil;

- pentru montaj aceleași precizări ca la D.

F. *Rulment radial oscilant cu role butoia simetrice* (fig. 9.10):

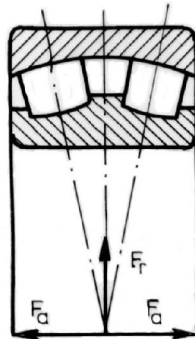


Fig. 9.10

- calea de rulare din inelul exterior este sferică, având centrul pe axa de rotație a rulmentului;

- preia sarcini radiale (F_r) mari și foarte mari, statice și dinamice și sarcini axiale (F_a) mici în ambele sensuri;

- permite alinierea înclinată a arborelui față de carcasă ($1^\circ \dots 2,5^\circ$).

G. *Rulment axial cu bile, cu simplu efect* (fig. 9.11):

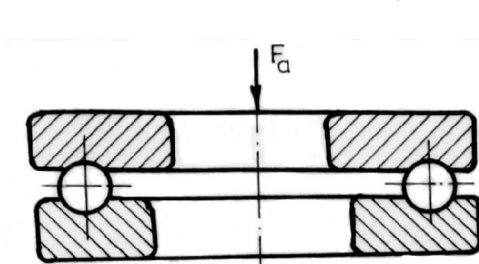


Fig. 9.11

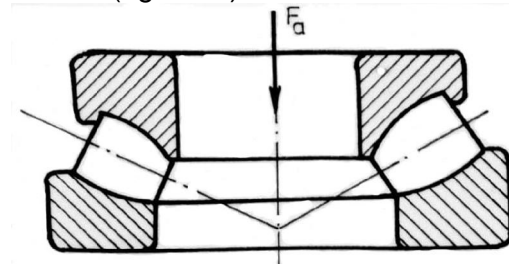


Fig. 9.12

- pentru a se evita mișcarea de alunecare dintre corpurile de rostogolire și inele, care apare datorită efectului giroscopic, asupra rulmentului trebuie să acționeze o sarcină axială (F_a) minimă, chiar în stare de repaus;
- preia sarcini axiale mici și mijlocii, unidirecționale;
- suport turații mici și mijlocii;
- inelul cu alezajul mic se montează pe arbore, iar celălalt în carcasă.

H. *Rulment axial – oscilant cu role butoiaș asimetric* (fig. 9.12):

- preiau sarcini axiale (F_a) mari și foarte mari unidirecționale; pot prelua și sarcini radiale mici;
- permit înclinarea arborelui ($2^\circ \dots 3^\circ$) față de carcasă;
- funcționează bine la turații medii și mari.

Se precizează că au fost prezentate numai soluțiile constructive de rulmenți întâlnite cel mai frecvent în aplicațiile practice.

9.2. TIPIZAREA ȘI SIMBOLIZAREA RULMENȚILOR

1. **Tipizarea dimensiunilor rulmenților.** După cum s-a precizat, dimensiunile principale ale unui rulment sunt:

- d – diametrul interior
- D – diametrul exterior
- B – lățimea
- r – razele de racordare.

Din motive economice, numărul tipodimensiunilor de rulmenți este limitat la un număr minim rațional. Astfel, diametrele interioare d sunt standardizate și pentru fiecare diametru interior rulmenții se execută numai cu anumite diametre exterioare D , aranjate într-o serie de diametre: 8, 9, 10, 11, 12, 13, 14 – în ordinea creșterii diametrului exterior. În cadrul fiecărei serii de diametre există diferite serii de lățimi: 0, 1, 2, 3, 4, 5, 6 – în ordinea creșterii lățimii rulmentului (fig. 9.13).

Capacitatea portantă a aceluiași tip de rulment, la același diametru interior, crește cu creșterea diametrului exterior și/sau a lățimii.

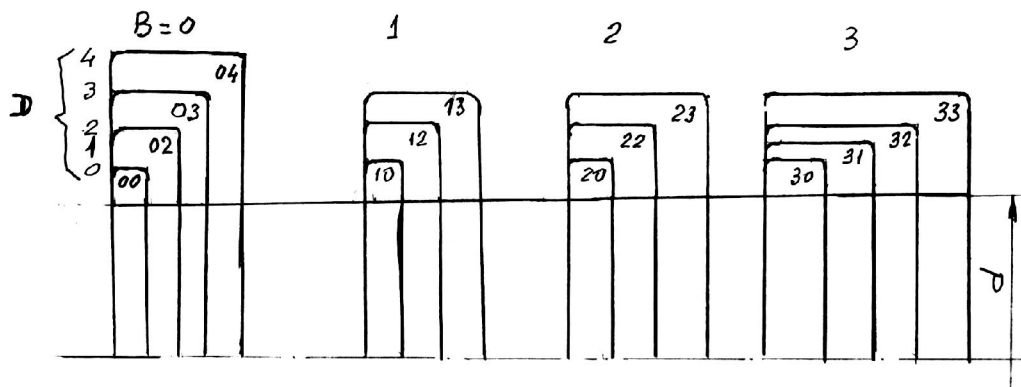


Fig. 9.13

2. Clase de utilizare a rulmenilor. Tot din motive economice, dar și de tipizare, rulmenții sunt încadrați în trei clase de utilizare:

- rulmenții din *clasa 1 de utilizare* - se execută în mod curent, motiv pentru care se vor utiliza cu precizie deoarece se pot procura (aproviziona) ușor;
- rulmenții din *clasele 2 și 3 de utilizare* se vor utiliza numai atunci când din motive bine justificate tehnic nu se pot utiliza cei din clasa 1; se aprovizionează mai greu și pentru folosirea lor trebuie aprobări speciale.

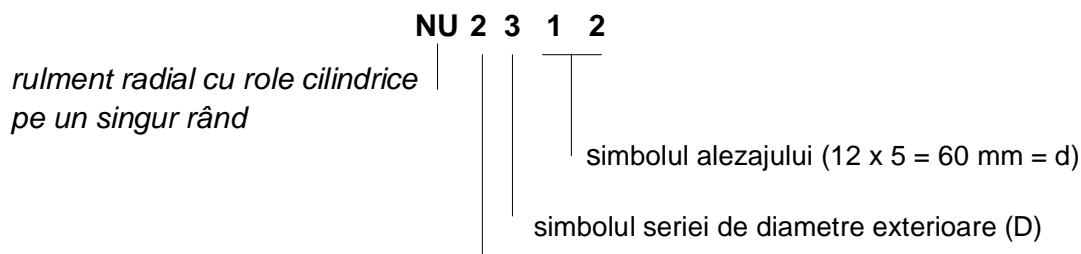
În cataloagele de rulmenți se prevăd clasele de utilizare pentru toate tipodimensiunile de rulmenți (1 - ; -2; 3 -).

3. Simbolizarea rulmenților. Conform standardelor, simbolul unui rulment se compune din două părți (fig. 9.14):

- **simbolul de bază**, care cuprinde *simbolul seriei*, format la rândul său din *simbolul tipului de rulment*, *simbolul seriei de dimensiuni* (B și D) și *simbolul alezajului* rulmentului (pentru $20 \leq d \leq 490$ mm, acesta se exprimă printr-un număr egal cu $1/5$ din valoarea diametrului);

- **simboluri suplimentare**, precizate prin cifre sau litere, scrise înaintea (prefixe) sau după simbolul de bază (sufixe), se referă la: particularități constructive ale rulmentului, la modul de etanșare a lui, la precizia de execuție, la temperatura de utilizare, la nivelul de vibrații, la jocul radial etc.

Exemple :



simbolul seriei de lămi (B)

Simbolul seriei	
Tip	Seria de dimensiuni
O cifră sau un grup de litere	Două cifre: prima se referă la seria de lățime, a doua la seria de diametre exterioare

Mărimea alezajului	
Două cifre care înmulțite cu 5 dau valoarea diametrului interior ($d = 20 \dots 495 \text{ mm}$) Excepții: 00 → $d=10 \text{ mm}$ 01 → $d=12 \text{ mm}$ 02 → $d=15 \text{ mm}$ 03 → $d=17 \text{ mm}$	

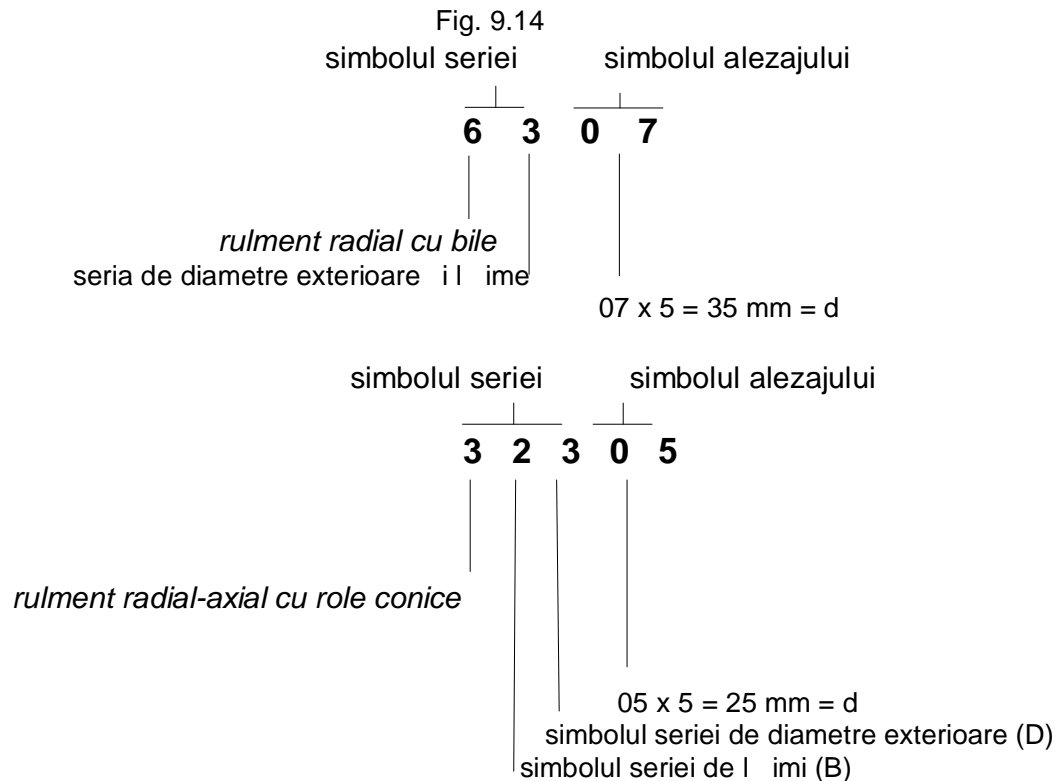
de bază (fundamental)

Simbol

prefixe la simbolul de bază	
K-colivie cu corpuri de rotogolire	
L-inel liber	
R- rulment fără inel liber	

suplimentare

sufixe la simbolul de bază			
referitoare la modificări ale construcției interioare	referitoare la modificări ale construcției exterioare: RS și 2RS sau Z și ZZ etnșat sau protejate pe una sau respectiv pe ambele părți	referitoare la construcția coliviei (separatorului)	referitoare la precizia de execuție (toleranțe), jocuri, temperatura de funcționare



4. Precizia de execuție a rulmenților. Precizia de rotire a arborelui este determinată în primul rând de precizia rulmenților. Frecvent, în construcția de mașini se utilizează rulmenții de precizie normală – simbol PO. Pentru cerințe de precizie mai mare sunt prevăzute clasele de precizie P6, P5, P4, P2 (cea mai precisă) care se indică în simbolul rulmentului. Când se utilizează astfel de rulmenți este necesar ca arborii și carcasa să se execute cu precizia corespunzătoare și să fie rigide.

9.3. MATERIALE ȘI TEHNOLOGIA DE EXECUȚIE A RULMENȚILOR. ASPECTE DE DETERIORARE A RULMENȚILOR

1. Solicitățile mari la care sunt supuse corpurile de rostogolire și cile de rulare în timpul funcționării (contacte punctiforme sau liniare) au impus elaborarea unor *oeluri speciale* pentru construcția rulmenților. La noi în țară, inelele și corpurile de rostogolire ale rulmenților se execută din oel aliat cu crom: RUL 1 pentru rulmenții mici și RUL 2 pentru rulmenții de dimensiuni mari (standardizate). Diferența dintre cele două mărci de oel o constituie conținutul de mangan și siliciu.

Rulmenții speciali pentru condiții grele de utilizare se realizează din oelurile RUL 1V și RUL 2V (standardizate).

Inelele rulmentului se execută în următoarea succesiune de faze: forjare (liber sau în matrice – funcție de dimensiuni) → tratament termic de recoacere de globulizare → sablare pentru înlăturarea underului → strunjire → tratament termic de călire și revenire → tratament termic de îmbătrânire pentru îmbunătățirea stabilității dimensionale → rectificare → superfinisarea cailor de rulare → spălare → demagnetizare.

Corpurile de rostogolire execută conform următorului ciclu de fabricație: debitare → presare pe prese speciale → rectificare brută → călire → rectificare finală → superfinisare → sortare dimensională.

Colivii se execută din: tablă din OL 34 sau 37 (standardizate), prin ambustisare, alama - prin turnare centrifugală urmată de prelucrare prin așchiere, materiale plastice - prin injectare în matrice (sunt ușoare, ieftine, coeficient de frecare redus etc.).

2. Apariția, tipul și evoluția **aspectelor de deteriorare a rulmenților** sunt determinate de următoarele grupe de factori: factorii de material (compoziție, structură, omogenitate), factorii constructivi (geometrie, dimensiuni), factorii tehnologici (operații și regimuri tehnologice), factorii de montaj (ajustaje, metode de montaj), factorii de exploatare (încălzire, ținută, ungere etc.).

În condiții normale, adică pentru un oțel cu o structură considerată omogenă, geometrie și dimensiuni uzuale, tehnologie de execuție și montaj corespunzătoare, exploatare corectă, deteriorarea rulmentului se produce prin oboseală de contact (ciupire sau pitting).

În afara oboselii de contact, mai pot apărea și alte moduri de deteriorare și anume:

- uzarea abrazivă – atunci când lagajul nu este bine etanșat;
- uzarea adezivă – atunci când se distruge pelicula de lubrifianț de natură elastohidrodinamică sau straturile de lubrifianț adsorbit sau chemisorbit și are loc contactul metalic direct (în cazul extrem apare griparea rulmentului);
- uzarea de fretare la contactul inel interior - fus sau inel exterior - carcasa (sau tribocoroziunea) – frettingul;
- brinelarea – deformări plastice în regim static datorate încălzirilor extreme;
- ruperea sau spargerea elementelor rulmentului (îndeosebi colivia).

9.4. SOLICITĂRILE ELEMENTELOR RULMENȚILOR

Contactul dintre corpurile de rostogolire și cailor de rulare, atunci când rulmentul este încărcat, poate fi punctiform sau liniar după cum corpurile de rostogolire sunt bile sau role. Atunci când rulmentul este încărcat cu sarcina exterioară, în zona de contact se produc deformări elastice ale elementelor în contact, ceea ce determină o pată de contact de formă elipsoidală (în cazul

rulmentului cu bile) sau de formă aproximativ dreptunghiular (în cazul rulmentului cu role) – fig. 9.15.

Repartiția sarcinii exterioare pe corpurile de rostogolire se poate considera aproximativ cosinusoidal, rezultând sarcina maxim suportată de un corp de rostogolire:

$$F_{\max} = 4,37 \frac{F_r}{z \cos \alpha} \quad - \text{ pentru rulmenții cu bile, radiali}$$

$$F_{\max} = 4,08 \frac{F_r}{z \cos \alpha} \quad - \text{ pentru rulmenții cu role, radiali}$$

$$F_{\max} = 4,37 \frac{F_a}{z \sin \alpha} \quad - \text{ pentru rulmenții axiali,}$$

relații în care α este unghiul de contact sub sarcină.

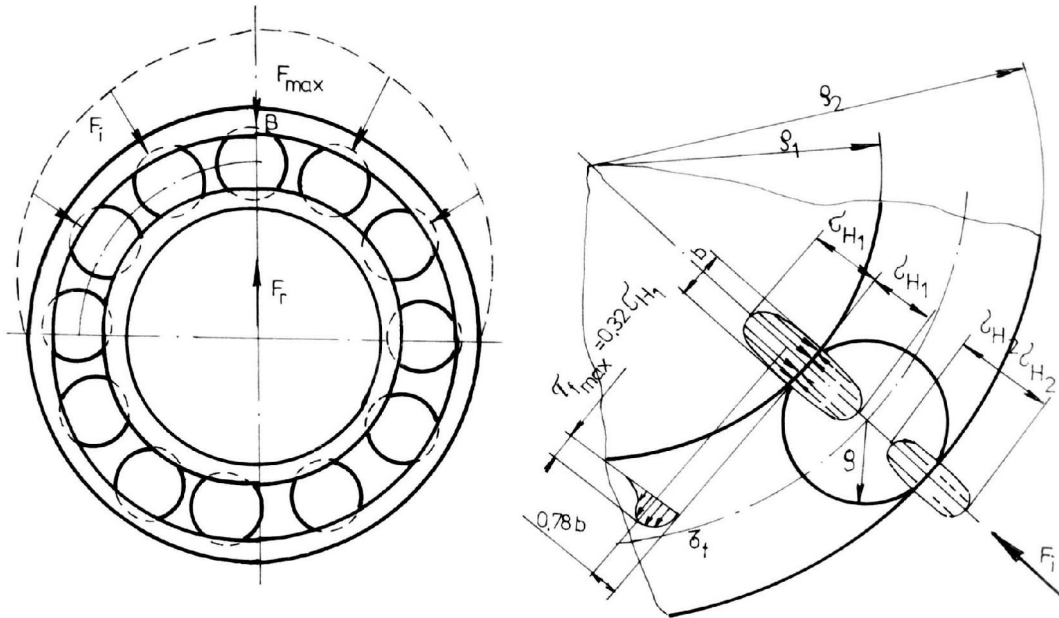


Fig. 9.15

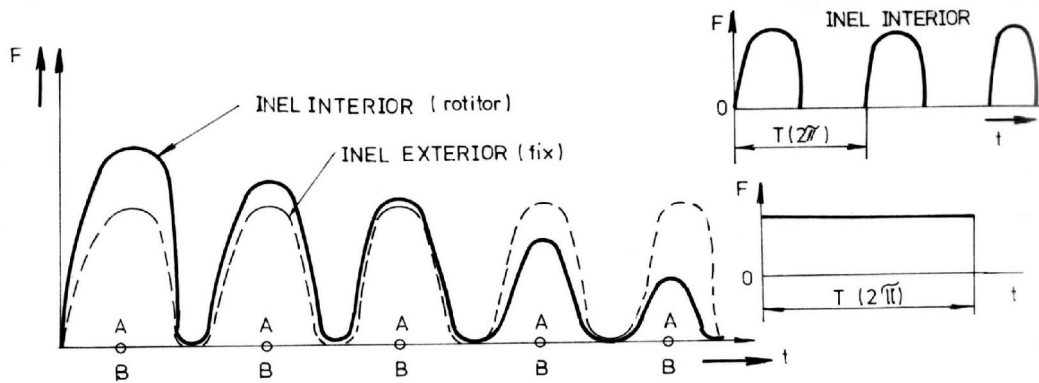


Fig. 9.16

Tensiunile care apar la contactul dintre corpurile de rostogolire și inele se pot calcula cu relațiile din teoria elasticității. Pentru contacte liniare (rulmenți cu role) relațiile pentru tensiunile normale sunt:

$$\sigma_{H_1} = 0,418 \sqrt{\frac{F_i}{I} E_r \left(\frac{1}{\rho_1} + \frac{1}{\rho} \right)}$$

$$\sigma_{H_2} = 0,418 \sqrt{\frac{F_i}{I} E_r \left(\frac{1}{\rho} - \frac{1}{\rho_2} \right)}$$

Se observă că solicitarea maximă apare la contactul corpurilor de rostogolire cu inelul interior.

Înăd seama și de faptul că cel mai frecvent inelul interior se rotește sub sarcină în timpul funcționării, rezultă că are loc o solicitare variabilă a acestuia (fig. 9.16).

O influență deosebită asupra solicitării la oboseală superficială a elementelor rulmentului o are și tensiunea tangențială, a cărei valoare maximă se situează la o anumită adâncime de la suprafața de contact.

9.5. CALCULUL LAG RELOR CU ROSTOGOLIRE

După alegerea tipului optim de rulment (în funcție de mărimea și direcția sarcinilor ce urmează să fie preluate, turație, temperatură, ansamblul din care face parte) se trece la determinarea mărimea de rulment care asigură, pentru condițiile reale de funcționare, durata de funcționare (durabilitatea) cerută. Altfel spus, se efectuează calculul de dimensionare sau verificare a lag-ului cu rostogolire.

Dintre aspectele de deteriorare, anterior precizate, calculul se efectuează pentru:

- a) oboseala superficială de contact – în cazul rulmenților care funcționează la o turație mai mare de 10 rot/min;
- b) deformarea plastică statică (brinelare) – în cazul rulmenților care funcționează la turații mai mici de 10 rot/min.

Observa ie. Calculele moderne de organe de ma ini adopt din ce în ce mai mult o curb Wöhler f r palier, trecându-se astfel de la un calcul de rezisten la un calcul de durabilitate cu considerarea aspectului statistic al oboselii pieselor. Pentru prima dat aceste aspecte au fost utilizate la calculul rulmen ilor.

1. Calculul la durabilitate (oboseal) al rulmen ilor rotitori ($n > 10$ rot/min)

Calculul de verificare al rulmen ilor rotitori const în determinarea durabilit ii acestora în condi iile reale de func ionare.

Durabilitatea reprezint num rul de ore de func ionare (L_n) sau num rul de milioane de rota ii (L) pe care rulmentul le poate efectua în condi iile reale de func ionare pân la apari ia primelor semne de uzare prin oboseal de contact.

Pentru o tipodimensiune de rulmeni se define te *durabilitatea de baz*, care reprezint num rul de ore sau de rota ii efectuate sub sarcin constant, la o anumit tura ie, de cel pu in 90% din lotul de rulmeni încercat, înainte de apari ia pri-melor semne de oboseal superficial.

Experimental, s-a constatat c între durabilitate, înc rcare i tipul de rulment încercat exist rela ia:

$$F_1 L_1^{1/p} = F_2 L_2^{1/p} = K F_n L_n^{1/p} = \text{constant} = C$$

sau:

$$L = \left(\frac{C}{F} \right)^p \text{ [mil.rot]},$$

rela ie în care:

- C semnific capacitatea dinamic de înc rcare i reprezint sarcina pur radial (pentru rulmen ii radiali) sau pur axial (pentru rulmen ii axiali), de valoare i direc ie constant, pentru care cel pu in 90% din lotul de rulmeni încerca i, având inelul interior rotitor i inelul exterior fix, atinge o durabilitate de 10^6 rota ii (conform standardelor – fig. 9.17).

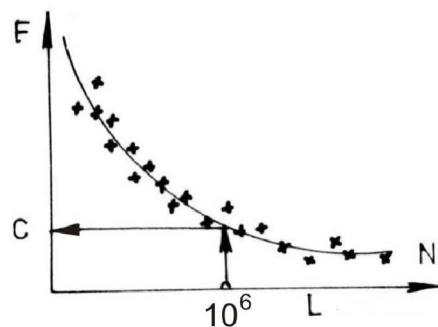


Fig. 9.17

Capacitatea dinamic se indic, pentru fiecare tipodimensiune de rulment, în catalogul de rulmeni. Valoarea acesteia a fost determinat experimental i este valabil pentru lag re cu un singur rulment, duritatea materialului din care sunt confec ionate inelele i corpurile de rostogolire cea prescrist i temperatura de lucru a rulmentului maxim 120°C .

Dac într-un lag r se monteaz doi sau trei rulmeni identici, atunci valoarea din catalog se înmul e te cu factorul num rului de rulmeni: K ($K > 1$).

Pentru rulmenii care vor funcționa la o temperatură mai mare de 120°C , capacitatea dinamică din catalog se înmulțește cu factorul de temperatură f_t ($f_t < 1$), care va ține cont de scăderea rezistenței la oboseală a elementelor rulmentului, ca urmare a modificărilor structurale produse de temperatură. Atunci când rulmentul a fost supus unui tratament termic de stabilizare (îmbatrânire): $f_t = 1$. Dacă rulmentului îi lipsește unul din inele (interior sau exterior), se modifică duritatea, respectiv rezistența la oboseală de contact, motiv pentru care capacitatea dinamică din catalog va fi afectată și de factorul de duritate f_H ($f_H < 1$). Ca urmare, în calcul se va considera:

$C = f_t f_H K \cdot C_{\text{catalog}} \rightarrow$ capacitatea dinamică de încercare a lagrului în cazul general

- p – factor care ține seama de felul contactului dintre corpurile de rostogolire și inele: $p = 3$ – rulmenii cu bile și $p = 10/3$ – pentru rulmenii cu role;
- F – sarcina dinamică echivalentă; este o forță pur radială (pentru rulmenii radiali) sau pur axială (pentru rulmenii axiali), de mărime și direcție constantă care, pentru cazul când se rotește inelul interior și cel exterior este fix, determină pentru rulment aceeași durabilitate ca încercarea reală.

Durabilitatea exprimată în ore se calculează cu relația:

$$L_h = \frac{10^6}{60n} \left(\frac{C}{F} \right)^p \geq L_{h\text{nec}}$$

și se va compara cu durabilitatea necesară, $L_{h\text{nec}}$ care se adoptă ținându-se cont de: siguranța în exploatare, durata de funcționare a rulmentului raportată la cea a ansamblului din care face parte, urgența de înlocuire, cheltuielile de reparație etc.

Dacă se dorește efectuarea unui calcul de dimensionare, atunci din relația anterioară se determină capacitatea dinamică de bază necesară, adoptând pentru durabilitate valoarea necesară:

$$C = F \sqrt[p]{\frac{60n L_{h\text{nec}}}{10^6}}$$

Se calculează capacitatea dinamică necesară din catalog și se va stabili cu relația:

$$(C_{\text{catalog}})_{\text{nec}} \geq \frac{C}{K \cdot f_t \cdot f_H}$$

În funcție de această valoare se alege din catalog rulmentul a cărui capacitate dinamică de bază este cel puțin egală cu cea calculată.

2. Calculul sarcinii dinamice echivalente

A. Rulmenii încercați cu o sarcină de direcție oarecare

Majoritatea rulmenților pot prelua forțe care acționează după o direcție oarecare, adică atât forțe radiale cât și forțe axiale. În acest caz, având în vedere modul cum s-a definit capacitatea dinamică de bază, este necesar pentru calculul durabilității L_s să se determine forța dinamică echivalentă F . Forța dinamică echivalentă F este o forță pur radială, pentru rulmenții radiali sau pur axială, pentru rulmenții

axiali, constant ca m rime i direc ie, care asigur pentru rulment aceea i durabilitate ca i în cazul real de înc rcare i func ionare a rulmentului.

Pentru a l muri noiunea de for dinamic echivalent , se va considera cazul unui rulment radial-axial cu bile, înc rcat cu o for de direc ie oarecare. Acest for determin pentru rulment o înc rcare simultan atât pe direc ie radial F_r , cât i pe direc ie axial F_a .

Dac se pune condi ia ca durabilitatea pentru rulment s fie aceea i, indiferent de direc ia dup care ac ioneaz for a exteriora , atunci m rimea acesteia va descrie locul geometric reprezentat de curba (a) – fig. 9.18.

Pentru ob inerea unor rela ii simple între for a dinamic echivalent F i componentele F_a i F_r ale for ei de direc ie oarecare F_R , se înlocuie te curba (a) cu dreptele (1) i (2) care se intersecteaz în punctul A definit de unghiul β_1 , a c rei valoare depinde de construc ia rulmentului i este indicat în cataloagele de rulmen i sub forma:

$$\operatorname{tg}\beta_1 = e$$

În func ie de direc ia β a for ei exterioare F_R , se pot distinge urm toarele dou cazuri:

$$\text{a) } \operatorname{tg}\beta = \frac{F_a}{F_r} \leq \operatorname{tg}\beta_1 = e \quad F = F_r$$

$$\text{b) } \operatorname{tg}\beta = \frac{F_a}{F_r} > \operatorname{tg}\beta_1 = e \quad F = V X F_r + Y F_a$$

în care X (coeficientul for ei radiale) i Y (coeficientul for ei axiale) sunt indica i în cataloagele de rulmen i pentru fiecare tip de rulment în parte, iar V ine seama de inelul rotitor sub sarcin : $V = 1$, pentru cazul în care se rote te inelul interior i $V = 1, 2$, pentru cazul în care se rote te inelul exterior.

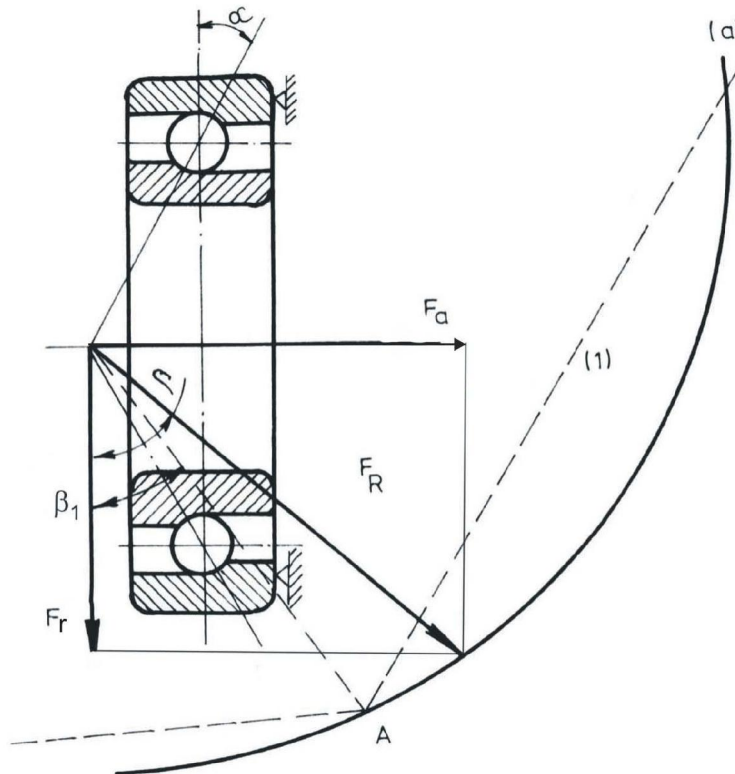


Fig. 9.18

B. Rulmenii încarcați cu forțe variabile

Forțele care încarcă rulmenții în timpul exploatareii sunt, în cele mai multe cazuri, variabile. Dacă se consideră asupra rulmentului acțiunea succesivă a forțelor $F_1, F_2 \dots F_n$, fiecare dintre acestea fiind constantă pe parcursul a $N_1, N_2 \dots N_n$ rotații (fig. 9.19), efectul lor asupra rulmentului va fi același cu cel al unei forțe medii F_m determinate cu relația:

$$F_m = \left(\frac{\sum_{i=1}^n N_i F_i^p}{\sum_{i=1}^n N_i} \right)^{1/p},$$

în care exponentul p ia valorile: $p = 3$ pentru rulmenții cu bile și $p = \frac{10}{3}$ pentru rulmenții cu role.

În cazul în care forța variază continuu între două valori extreme F_{min} , respectiv F_{max} (fig. 9.20), efectul acestei încărcări va fi echivalent cu cel al unei forțe de valoare medie determinată cu relația:

$$F_m = \frac{F_{min} + 2F_{max}}{3}$$

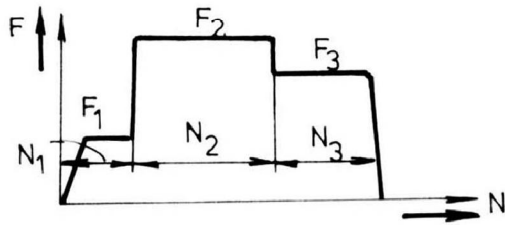


Fig. 9.19

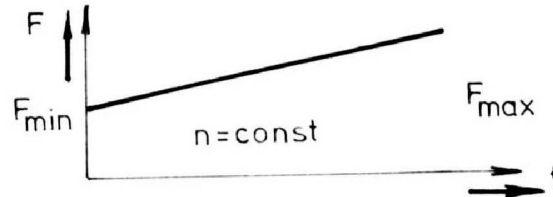


Fig. 9.20

Dacă nu este cunoscut modul de variație a forței care încarcă rulmentul în timpul exploatare, atunci forța dinamică echivalentă se va amplifica cu o serie de coeficienți determinați experimental, în funcție de condițiile concrete de funcționare a rulmentului.

C. Rulmenii radiali - axiali

Așa cum s-a precizat, la încărcarea unui rulment radial-axial cu o forță radială va apărea o forță axială proprie, motiv pentru care, în scopul determinării forțelor dinamice echivalente, este necesară stabilirea forțelor axiale care va încărca fiecare rulment, considerând și forța axială exterioară.

Rulmenții radial-axiali se vor monta totdeauna pereche-opus, în „X” sau „O”, funcție de distanța dintre punctele de rezemare (fig. 9.21).

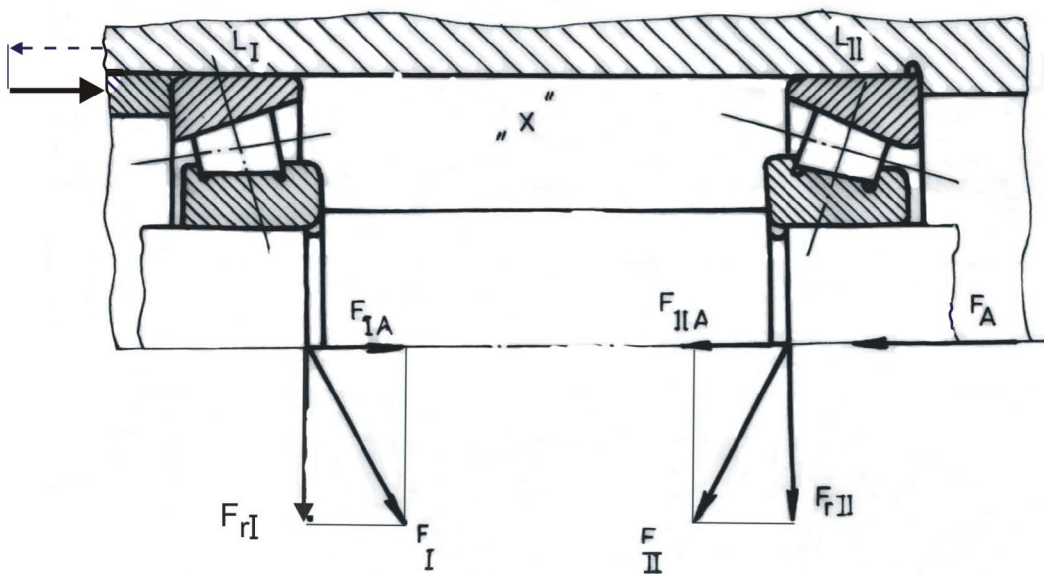


Fig. 9.21

Forțele axiale proprii se vor calcula cu relațiile:

$$F_{IA} = 0,5 \frac{F_{rI}}{Y_I} \quad \text{și} \quad F_{IIA} = 0,5 \frac{F_{rII}}{Y_{II}}$$

în care $Y_{I, II}$ sunt coeficienții forței axiale adoptați din catalog, în funcție de tipodimensiunea rulmentului.

Considerând acțiunea simultană a forțelor axiale proprii și a forțelor axiale F_A introdus pe arbore de piesele pe care acesta le susține, se determină rezultanta axială și totodată rulmentul care se va opune deplasării axiale a arborelui (în sensul rezultantei axiale).

Punând condiția ca rezultanta forțelor axiale preluate de fiecare rulment să fie egală cu forța axială de pe arbore ($\bar{F}_{aI} + \bar{F}_{aII} = \bar{F}_A$), valorile acestora se vor calcula după cum urmează :

Cazul 1:

$F_A + F_{AII} < F_{AI}$ - rezultanta forțelor axiale are sensul de la rulmentul I spre rulmentul II și ca urmare rulmentul II se va opune deplasării axiale a arborelui;

$$F_{aII} = F_{AI} - F_A \quad \text{- forța axială preluată de rulmentul II;}$$

$$F_{aI} = F_{AI} \quad \text{- forța axială preluată de rulmentul I}$$

Cazul 2:

$F_A + F_{AII} > F_{AI}$ - rezultanta forțelor axiale are sensul de la rulmentul II spre rulmentul I și ca urmare rulmentul I se va opune deplasării axiale a arborelui;

$$F_{aI} = F_A + F_{AII} \quad \text{- forța axială preluată de rulmentul I;}$$

$$F_{aII} = F_{AII} \quad \text{- forța axială preluată de rulmentul II.}$$

Similar se va trata problema și atunci când forța axială de pe arbore F_A are sensul invers decât cel considerat (fig. 9.22):

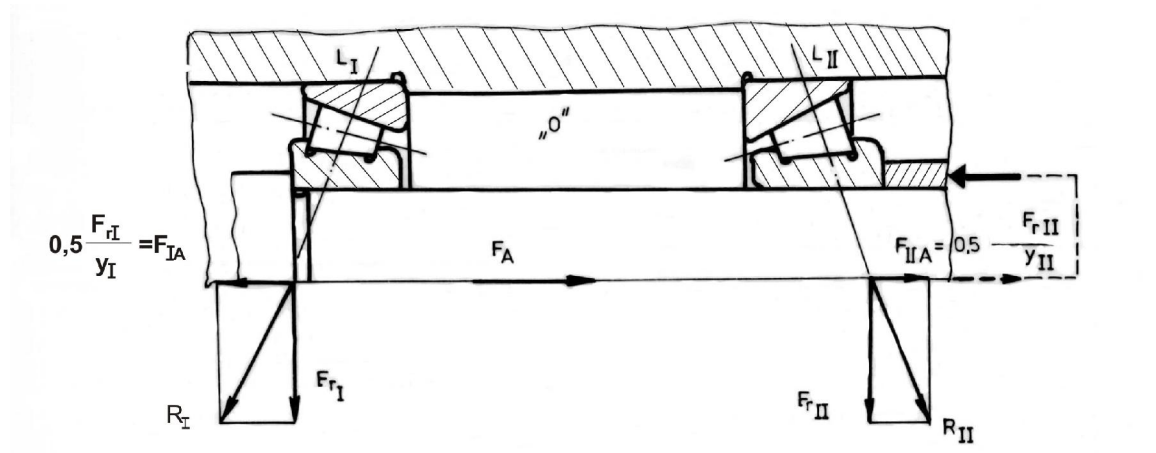


Fig. 9.22

Cazul 1:

$$F_A + F_{AII} > F_{AI}$$

$$F_{aI} = F_A + F_{AII}$$

$$F_{aII} = F_{AII}$$

Cazul 2:

$$F_A + F_{AII} < F_{AI}$$

$$F_{aII} = F_{AI} - F_A$$

$$F_{aI} = F_{AI}$$

3. Calculul rulmen ilor la solicitare static ($n \leq 10$ rot/min)

În cazul rulmen ilor care lucreaz la tura ii mai mici de 10 rot/min sau execut oscila ii lente, înc rcarea nu este limitat de oboseala de contact a materialului, ci de deforma iile plastice la contactul corpurilor de rostogolire cu c ile de rulare. Prezen a acestor deforma ii mic oreaz precizia de func ionare a lag rului.

Determinarea m rimii rulmentului necesar în aceste situa ii se va face pe baza capacit ii statice de înc rcare C_o . Capacitatea de înc rcare static de baz se define te ca for static pur radial (pentru rulmen ii radiali i radial-axiali) sau pur axial (pentru rulmen ii axiali i axial-radiali) care produce o deformare plastic de 10^{-4} din diametrul corpurilor de rostogolire, pe direc ia de ac ionare.

M rimea necesar de rulment se determin cu rela ia:

$$(C_o)_{nec} = f_s \frac{F_o}{f_{oH} K_o f_{ot}} \leq (C_o)_{catalog} ,$$

în care:

- f_{oH} – factorul static de duritate ≤ 1 ;
- f_{ot} – factorul static de temperatur ≤ 1 ;
- f_s – factorul de siguran static , adoptat func ie de condi iile de exploatare: $f_s = 1,2...2,5$ pentru condi ii severe de exploatare, $f_s = 0,8...1,2$ pentru condi ii normale i $f_s = 0,5...0,8$ pentru condi ii de exploatare nepreten ioase;
- K_o – factorul num rului de rulmeni monta i în acela i lag r;
- F_o – sarcina static echivalent .

Fora static echivalent reprezint o for pur radial (pentru rulmen ii radiali) sau pur axial (pentru rulmen ii axiali) care produce aceea i deformare permanent în zona de înc rcare maxim a rulmentului ca i înc rcarea real . Ea se determin cu rela ia:

$$F_o = X_o F_r + Y_o F_a ,$$

în care coeficien ii for ei radiale X_o i ai celei axiale Y_o depind de tipul rulmentului i se determin din catalog.

9.6. MONTAJUL I UNGEREA LAG RELOR CU ROSTOGOLIRE

Dup ce a fost ales tipul optim de rulment i s-a determinat prin calcul m rimea lui, a treia problem important i totodat decisiv pentru realizarea siguran ei în func ionare i durabilit ii lag rului o constituie proiectarea constructiv (montajul) acestuia. Prin aceasta trebuie s se realizeze:

- asigurarea fix rii radiale i axiale a arborelui fa de carcas ;
- asigurarea posibilit ii de deformare liber a arborelui atât în direc ie longitudinal (de regul deforma ii termice) cât i radial (deforma ia flexional unghiular din punctul de reazem);
- asigurarea posibilit ii de montaj i demontaj a rulmentului;
- ungerea corespunz toare a rulmentului.

În acest scop, se vor avea în vedere următoarele principii generale:

a) La asamblarea inelului interior (superior) pe fusul arborelui și a celui exterior (inferior) în carcasă, se vor utiliza ajustaje intermediare sau cu strângere:

- pentru fus-inel interior (superior) : KB / g 5,6; h 5,6; j 5,6; k 5,6; m 5,6; n 5,6;

- pentru carcasă – inel exterior (inferior) : H 6,7,8; J 6,7; K 6,7; M 6,7; N 6,7 / hb

Alegerea tipului de ajustaj se va face în funcție de: direcția forței preluate (fix sau rotitoare), temperatura de funcționare, mărimea și tipul rulmentului, ansamblul din care face parte etc.

Asigurarea preciziei și siguranței de montaj este influențată de rugozitatea suprafețelor fusului, respectiv carcăsei:

$$R_a = (0,8...1,6) \mu\text{m} \text{ pentru fus}$$

$$R_a = (1,6...3,2) \mu\text{m} \text{ pentru carcasă}$$

b) Montajul rulmentului pe arbore, respectiv în carcasă, se va face astfel încât să se excludă posibilitatea atingerii elementelor fixe de cele rotative; excepție vor face numai elementele de etanșare cu contact direct pe arbore.

c) Se recomandă rezemarea arborelui pe rulmenții de aceeași mărime, egal cu cel mai mare, deoarece în acest fel se simplifică prelucrarea carcăsei, se asigură o precizie de montaj sporită, se simplifică aprovizionarea.

d) Fixarea axială a rulmenților pe arbore și în carcasă se poate realiza prin: umeri (diferențe de dimensiuni) realizați prin prelucrare, inele elastice standardizate, piulițe canelate și aibe de siguranță, bucșe conice elastice, capace de fixare etc.

9.6.1. Scheme de montaj a lagrelor cu rostogolire

După modul cum realizează fixarea axială a arborelui, lagrele pot fi:

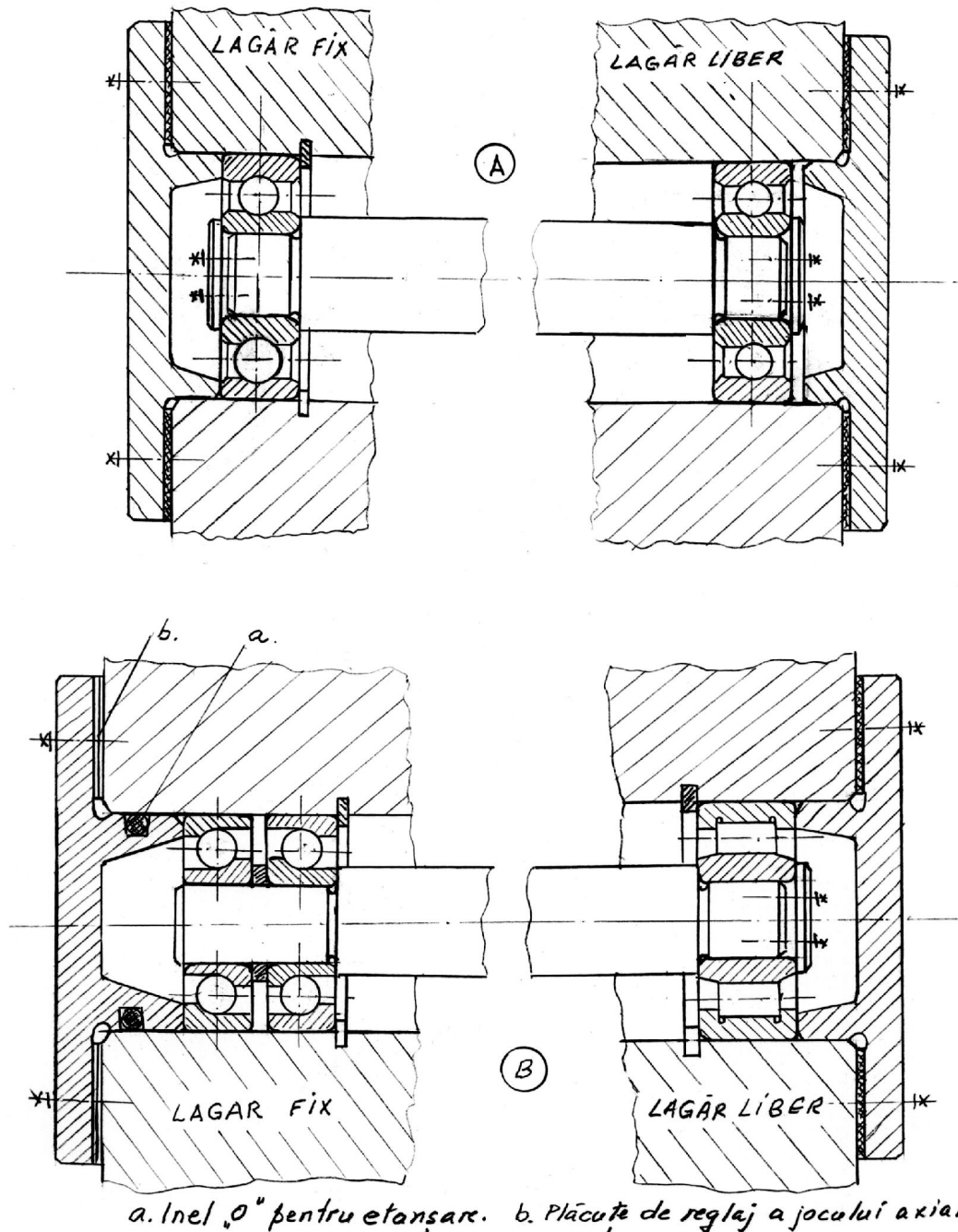
a) **Lagre fixe** – asigură fixarea axială a arborelui în ambele sensuri, având ambele inele fixate axial în cele două sensuri: poate prelua forțe axiale în cele două direcții axiale. Lagrele fixe se pot realiza cu: rulmenți radiali cu bile, rulmenți radial-axiali montați în tandem – opus, rulmenți oscilanți cu două rânduri de bile sau cu două rânduri de role butoia simetrice.

b) **Lagre libere** – nu asigură fixarea arborelui în nici una din direcțiile axiale și deci nu pot prelua forțe axiale. Dacă rulmentul utilizat este nedemontabil se va fixa axial numai inelul interior, iar inelul exterior se va lăsa liber axial în ambele sensuri (rulment cu bile, rulment oscilant cu 2 rânduri de bile sau de role butoia). Dacă însă se va utiliza un rulment demontabil (rulment cu role cilindrice NU, rulment cu ace), atunci se vor fixa axial ambele inele, în ambele sensuri axiale.

Se precizează că atât lagrul fix cât și lagrul liber se pot realiza numai cu rulmenți radiali, și anume primul cu rulmenți nedemontabili și al doilea cu rulmenți nedemontabili, cât și demontabili.

c) **Lag re de sprijin** – asigură fixarea axială a arborelui numai într-un singur sens. Aceste lag re se pot realiza cu rulmenți radial-axiali montați pereche în „X” sau „0” și cu rulmenți radiali nedemontabili.

Pentru lăgări există următoarele două scheme de montaj:



a. Inel „0” pentru etanșare. b. Plăcuțe de reglaj a jocului axial

Fig. 9.23

1. Lag r fix – lag r liber (mobil) – fig. 9.23.

Prima schemă de montaj este exemplificată cu doi rulmenți radiali cu bile, iar cea de-a doua cu doi rulmenți radial-axiali cu bile montate opus, care formează lag rul fix și un rulment radial cu role cilindrice, NU care constituie lag rul mobil, deși este fixat în patru puncte. Varianta a doua se va utiliza atunci când forțele preluate vor fi mai mari.

Soluția B prezintă avantajul unei rigidități și precizii mai mari față de soluția A; meritul este însă gabaritul axial al lag rului.

2. Lag r de sprijin – lag r de sprijin (fig. 9.24).

Schema lag r fix – lag r mobil este cel mai frecvent utilizat (cea mai generală) și, întrucât permite dilatarea termică a arborelui, se recomandă să se utilizeze pentru arbori lungi.

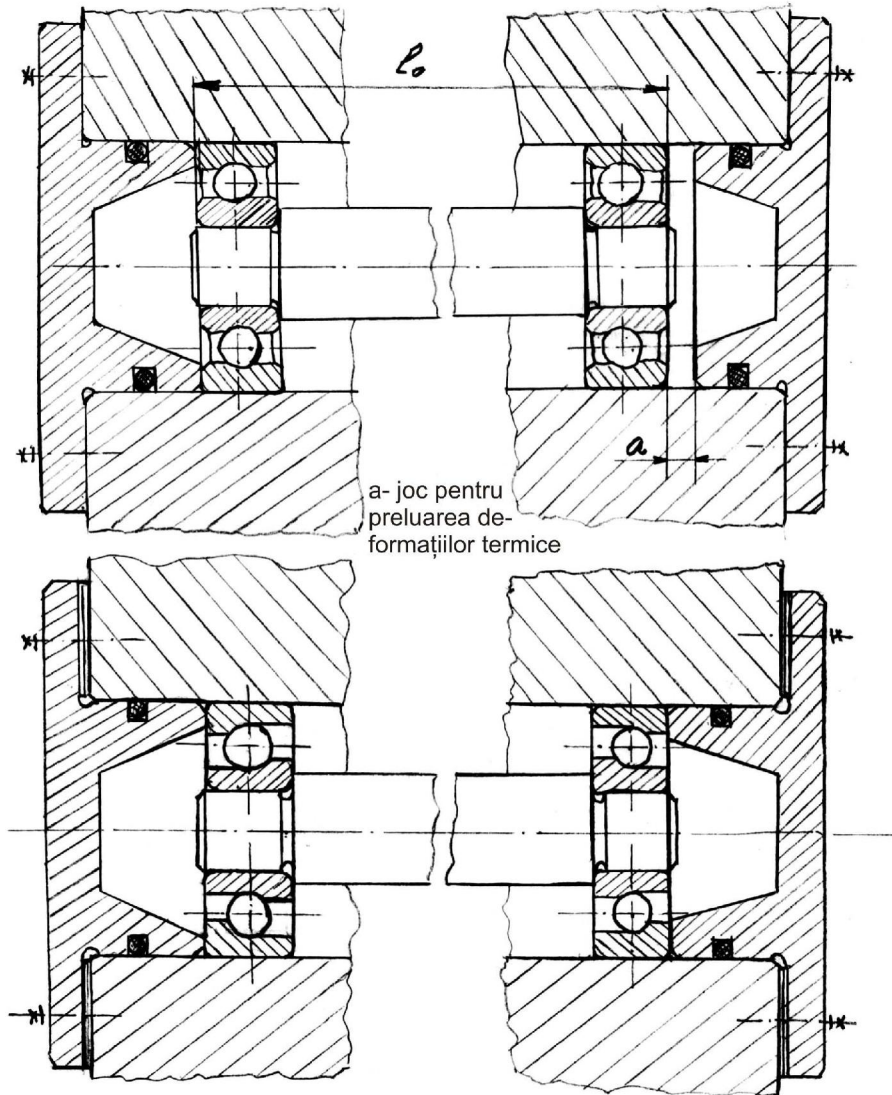


Fig. 9.24

Cea de-a doua schemă de montaj, lag r de sprijin – lag r de sprijin, a fost exemplificat cu rulmenți radiali cu bile și cu rulmenți radial-axiali cu bile. În primul caz, dacă este posibil dilatarea arborelui, atunci la unul din lag re se va lăsa jocul axial „a” la inelul exterior pentru a putea fi permis. Când se utilizează rulmenți radial-axiali, nu mai este posibil să se realizeze jocul axial și ca urmare această schemă de montaj nu poate prelua dilatări termice decât de ordinul jocului axial din rulmenți, reglat la montaj. Dezavantajul schemei de montaj „lag r de sprijin - lag r de sprijin” este acela că nu poate prelua dilatări sau deformații axiale mari, motiv pentru care se recomandă pentru distanțe între reazeme mici. Este însă singura schemă posibilă pentru rulmenți radial-axiali.

9.6.2. Ungerea lag relor cu rostogolire

Ungerea lag relor cu rostogolire se realizează în următoarele scopuri:

- reducerea frecțiilor dintre elementele rulmentului;
- asigurarea deplasărilor axiale la montaj sau în funcționare atunci când este necesar (lag liber);
- asigurarea uniformizării repartizării și cedării celdurii produs în funcționare;
- atenuarea într-o anumită măsură zgomotului;
- evitarea prăzburilor prafului, umezelii etc. în lag.

Lubrifiții utilizate în mod uzual sunt unsoarele consistente și uleiurile minerale, în anumite cazuri, lubrifiții solizi sub formă de aditivi.

Alegerea materialului și a metodei de ungere se face în funcție de încălzire, viteza medie periferică a corpurilor de rostogolire, temperatura mediului ambiant, gabaritul lag rului (rulmentului), ansamblul din care face parte lag rul. Frecvent, alegerea materialului de ungere se realizează în funcție de produsul $(d_m \cdot n)$, în care $d_m = (D + d) / 2$, iar n reprezintă turaia fusului:

- dac $(d_m \cdot n) \leq 2,5 \cdot 10^5 \left[\text{mm} \cdot \frac{\text{rot}}{\text{min}} \right]$, se va utiliza, în general, unsoarea consistentă ;

- dac $(d_m \cdot n) > 2,5 \cdot 10^5 \left[\text{mm} \cdot \frac{\text{rot}}{\text{min}} \right]$, se vor utiliza numai uleiurile minerale.

Pentru temperaturi ridicate (peste 80°C) sau coborâte (sub 0°C) se vor utiliza numai uleiurile minerale cu vîscozitate corespunzătoare.

Ungerea cu unsoare consistentă se poate realiza prin introducerea acesteia la montaj în spațiul dintre capac, carcasă și rulment, urmînd să se realizeze completarea sau reungerea odată cu efectuarea reparațiilor planificate. Dacă intervalul de ungere de completare este mai scurt decît intervalul pînă la reparația planificată, lag rul va fi prevăzută cu un dispozitiv de ungere. Este bine de reținut că excesul de unsoare consistentă este dăunător, pe măsură ce produsul $(d_m \cdot n)$ crește.

Ungerea cu ulei mineral se poate realiza:

- prin cufundare în baie de ulei – la turații mici și încălziri mari;
- prin stropire sau pulverizare (ceață de ulei);
- cu circuit exterior și răcire forată a uleiului – atunci când se cere răcire intensă a lag rului.

9.7. ETANAREA LAG RELOR

Etanările sunt organe de mănini care au rolul de a obtura interstiul dintre două piese, fixe sau mobile, prin care se separă două spații în care se află medii la presiuni diferite. În cazul lag relor, elementele de etanare au rolul de a împiedica

scurgerea lubrifiantului, cât și p trunderea în lag r a particulelor dure, apei, acizilor etc.

Elementele de etan are trebuie s îndeplineasc urm toarele condi ii: eficacita-te cât mai bun (pierderile de lubrifiant prin etan are cât mai mici), fiabilitate ridicat , rezisten mecanic (îndeosebi la uzura abraziv și adeziv), rezisten termic , rezisten chimic , o bun conductibilitate termic pentru conducerea și evacuarea c ldurii rezultate în urma frec rii, pierderi prin frecare minime, pre de cost sc zut, între inere simpl .

Gama de materiale din care se confec ioneaz elementele de etan are este foarte variat , datorit condi iilor de lucru (presiune, temperatur , mediu etc.) foarte diferite. Astfel, se utilizeaz : etan ri standadrizate din piele, pâsl , hârtie, carton, prespan, respectiv din plut , cauciuc vulcanizat, grafit, metale și aliaje moi (fier tehnic pur - VIT, ARMCO), cupru, alam , carburi metalice.

Conform standardelor, etan rile se pot clasifica dup urm toarele criterii:

- a) felul contactului dintre suprafe ele care se etan eaz
 - a.1. cu contact direct (numai în cazul suprafe elor sta ionare);
 - a.2. cu contact cu element intermediar;
 - a.3. f r contact.
- b) dup caracterul mi c rii relative dintre suprafe ele pieselor
 - b.1. etan ri fixe (cele dou suprafe e sunt sta ionare);
 - b.2. etan ri mobile – cel pu in una din suprafe e se afl în mi care de rota ie sau transla ie.

Specifice pentru etan area lag relor sunt:

1. Etan ri de contact cu element intermediar

Etan area se realizeaz prin contactul elastic al elementelor de etan are cu suprafe ele pieselor între care exist intersti iul de etan at (arbore, carcasa lag r sau capac). Frecvent pentru lag re sunt utilizate:

- 1.1. Etan area cu inele din pâsl (standardizat) – fig. 9.25:

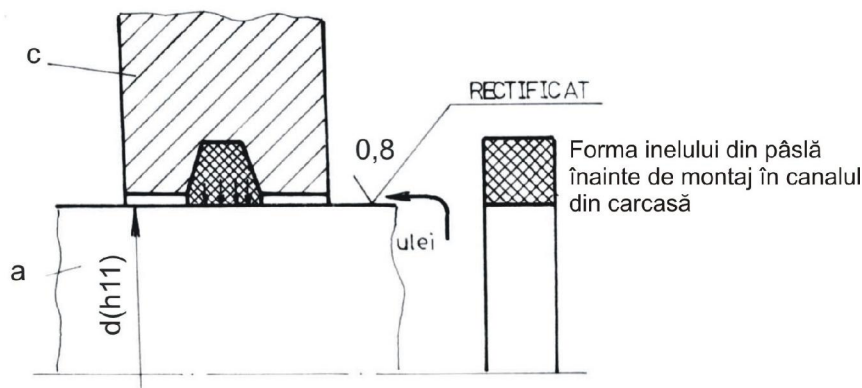


Fig. 9.25

- forma și dimensiunile inelului și canalului din carcasa sunt standardizate în func ie de diametrul arborelui (d) în por iunea pe care se monteaz ;

- prin introducerea inelului cu sec iunea transversal dreptunghiular în canalul de form trapezoidal se realizeaz o presiune de contact între inel i arbore care asigur etan eitatea;
- pentru asigurarea unei durabilit i corespunz toare a elementului de etan are, arborele se rectific pe tronsonul unde se monteaz acesta;
- se utilizeaz pentru etan ri mai pu in importante, pentru viteze periferice ale arborelui sub 5 m/s (la viteze mai mari scade eficacitatea).

1.2. Etan area cu man et de rota ie cu buz de etan are (standardizat)- fig. 9.26.

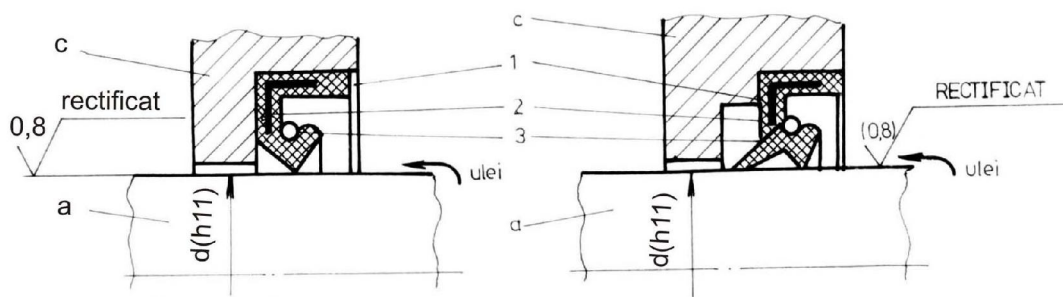


Fig. 9.26

Man etele de rota ie se folosesc atunci când între cele dou spa ii separate exist o mic diferen de presiune. Se compune din: corpul i buza man etei – 1, inel metalic care asigur rezisten a mecanic – 2, arcul elicoidal – toroidal – 3, care realizeaz presiunea de contact pe arbore necesar asigur rii etan eit ii.

Dimensiunile man etei i canalului din carcas sunt standardizate în func ie de diametrul arborelui.

Man etele de rota ie cu buz de etan are se folosesc pentru viteze periferice ale arborelui de pân la 25 m/s.

Durabilitatea este asigurat numai dac suprafa a arborelui se rectific . Aceasta cre te dac între buza de etan are i arbore sunt asigurate condi iile form rii unei pelicule de lubrifiant.

1.3. Etan area cu inele O (standardizat) – fig. 9.27:

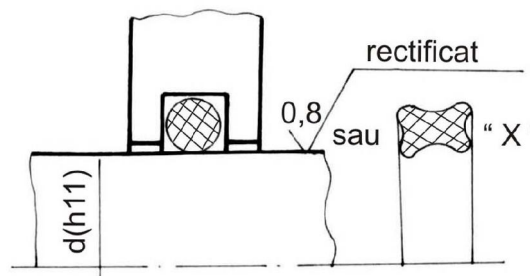


Fig. 9.27

- dimensiunile inelului i cele ale canalului sunt standardizate în func ie de diametrul arborelui;

- arborele se rectifică dacă există mișcare relativă între acesta și carcasa (de obicei de transmisie);
- sunt utilizate pentru viteze de transmisie mici sau ca etanșări fixe;
- etanșarea se asigură prin presiunea de contact dintre inele – carcasa, inele – arbore realizată ca urmare a diametrului secțiunii inelului mai mare decât lățimea secțiunii preluate a canalului din carcasa.

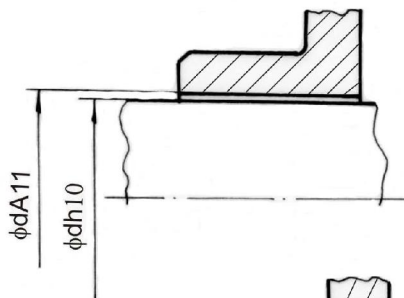
Etanșările cu contact prin element intermediar prezintă avantajul unei construcții simple, însă datorită frecării determină pierderi de energie, încălzire și uzare.

2. Etanșări fără contact cu arborele

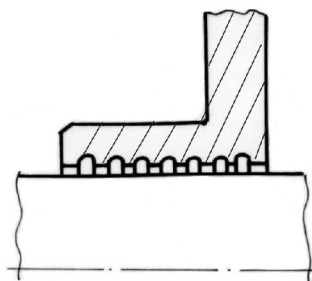
Eliminând dezavantajele datorate frecării ca urmare a contactului direct, însă sunt mult mai complexe din punct de vedere constructiv. Deoarece nu există frecare se pot utiliza cu succes la turații mari.

Formele constructive de etanșări fără contact sunt standardizate.

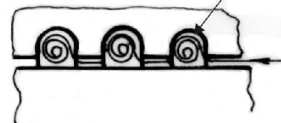
2.1. *Etanșări prin interstii (prin reducerea energiei cinetice)* – fig. 9.28, realizate în trei modalități: cu fantă simplă, cu canale circulare și cu labirint.



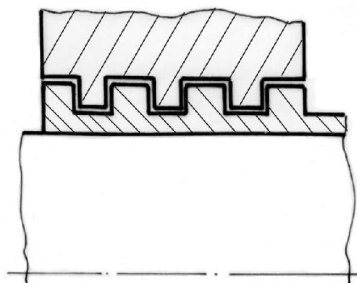
2.1.1. Etanșare cu fantă simplă



Turbionarea lubrifiantului cu efect de diminuare a energiei cinetice a acestuia



2.1.2. Etanșare cu canale circulare



2.1.3. *Etanșare cu labirint (orizontal, vertical)*. Labirintul constituie o rezistență hidraulică ridicată, determinând astfel reducerea energiei cinetice a lubrifiantului.

Fig. 9.28

2.2. Etanare prin efectul forței centrifuge (fig. 9.29).

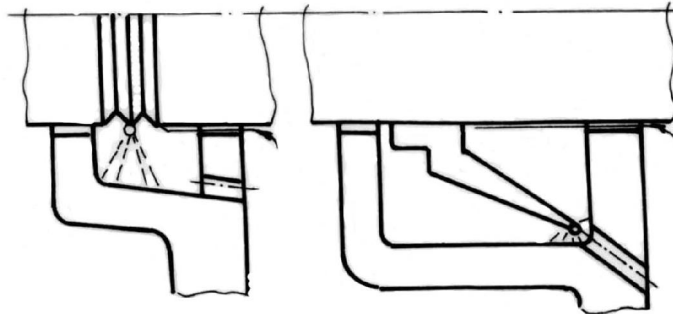


Fig. 9.29

2.3. Etanare cu obturare prin fluid – închiderea drumului lubrifiantului spre exterior printr-un efect de transport în sens invers (fig. 9.30).

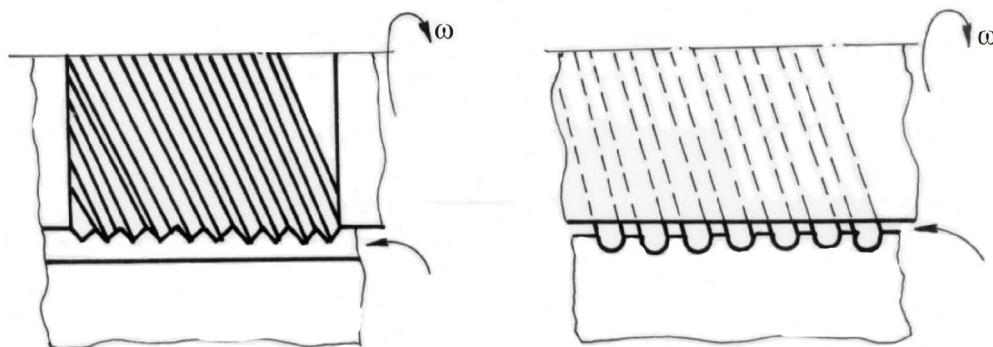


Fig. 9.30

Toate soluțiile constructive de etanări fără contact cu arborele permit mici scurgeri de fluid, printrunderea impurităților din exterior și nu etanăază în repaus. Aceste dezavantaje se pot elimina prin adoptarea unor soluții constructive de etanări mixte.

Atunci când nu este posibil ungerea (mașini electrice, mașini din industria alimentară, farmaceutică etc.) sau atunci când lagrul lucrează în mediu cu un grad ridicat de impurități sau în medii care, în contact cu lubrifiantul, sunt periculoase, se vor utiliza rulmenții cu autoetanare, pe o singură parte sau pe ambele părți (fig. 9.31).

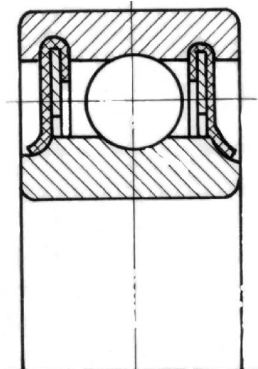
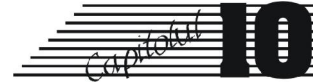


Fig. 9.31



ORGANE DE LEGĂTURĂ (CUPLAJE)

Cuplajele sunt organe de mașini complexe care realizează legătura între două elemente consecutive ale unui lanț cinematic (obișnuit între capetele a doi arbori) cu scopul transmiterii mișcării și puterii (momentul de torsiune), fără modificarea cantitativ și calitativ a acestora (fig. 10.1).

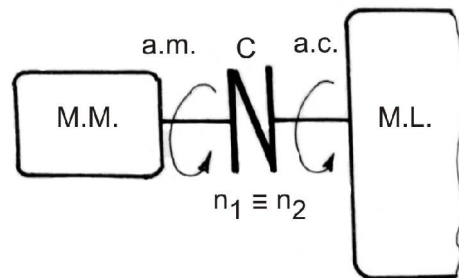


Fig. 10.1

Pe lângă funcția principală de transmitere a momentului de torsiune, cuplajele mai pot îndeplini următoarele funcțiuni:

- cuplarea și decuplarea transmiterii mișcării: **cuplaje intermitente sau ambreiaje**;
- compensarea erorilor de execuție sau montaj, de aliniere a mașinilor, precum și compensarea poziției relative a capetelor arborilor cuplați în timpul funcționării: **cuplaje compensatoare ≡ cuplaje mobile**;
- amortizarea ocurilor și vibrațiilor la porniri – opriri sau în funcționare: **cuplaje elastice**;
- limitarea unor parametri funcționali (sensul de rotație, momentul de torsiune, viteza de rotație): **cuplaje limitatoare**;
- modificarea frecvenței torsionale proprii a lanțului cinematic din care face parte.

Conform standardelor se poate realiza o clasificare tipologică a cuplajelor. Astfel, în funcție de modul în care se realizează transmiterea momentului de torsiune, cuplajele pot fi:

- mecanice (transmiterea M_t se realizează prin contact sau prin frecare);
- hidraulice (transmiterea M_t se realizează prin intermediul unui lichid – de obicei ulei);
- electromagnetice (transmiterea M_t se realizează printr-un câmp magnetic).

După natura legăturii realizate între cei doi arbori, cuplajele pot fi *permanente* sau *intermitente*, la ultimele legătura putând fi stabilită sau întreruptă în timpul funcționării. În funcție de posibilitatea compensării abaterilor de la coaxialitate a celor doi arbori cuplați, cuplajele permanente pot fi fixe sau mobile. La rândul lor, cuplajele permanente mobile pot fi rigide sau elastice în funcție de capacitatea de amortizare a ocurilor și vibrațiilor torsionale. Cuplajele intermitente (ambreiajele) se împart, după modul în care se realizează cuplarea, respectiv decuplarea, în comandate și automate (fig. 10.2).

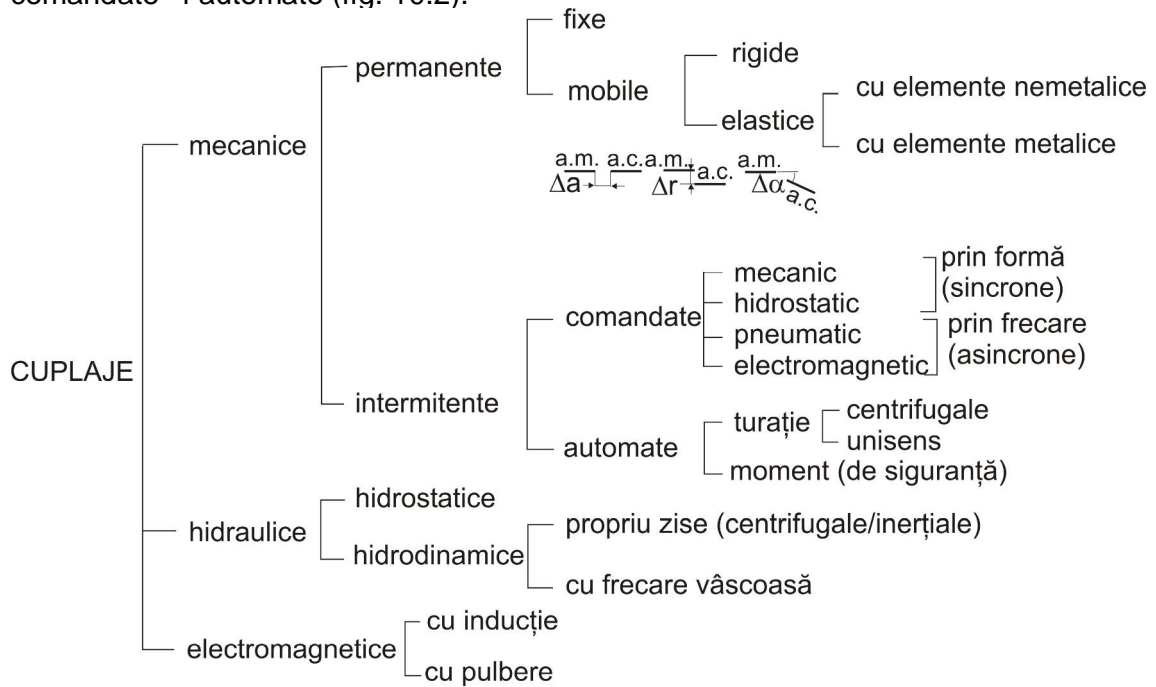


Fig. 10.2

10.1. CUPLAJE PERMANENTE

10.1.1. Alegerea cuplajelor permanente

Cuplajele permanente se aleg din standarde sau cataloagele societăților producătoare în funcție de: caracterul legăturii ce trebuie realizat (rigid sau elastic, fix sau mobil), valoarea momentului de torsiune ce trebuie transmis, condițiile de funcționare, importanța lor în cadrul ansamblului din care fac parte, mărimea diametrelor capetelor de arbori cuplați. Practic, alegerea se realizează în funcție de diametrul capetelor de arbori cuplați și de valoarea momentului de torsiune de lucru, stabilit cu relația:

$$M_{tl} = c_s M_t \leq M_{tn}$$

în care:

- M_t - momentul de torsiune de lucru, f r ocuri;
- M_{tn} - momentul de torsiune rezultat din puterea și turația transmise;

C_s - coeficient de serviciu, dependent de tipul maşinii antrenate;
 M_{tn} - momentul de torsiune nominal, posibil a fi preluat şi transmis de cuplaj în condiţii de funcţionare staţionară (frecvenţe şi suprasarcini); valoarea acestuia este indicată în standard sau catalog pentru fiecare tipodimensiune de cuplaj.

Uzual, proiectarea constă din alegerea cuplajului adecvat şi din verificarea elementelor cele mai solicitate în timpul transmiterii momentului de torsiune (acestea sunt elementele de legătură a celor două semicuple).

10.1.2. Cuplaje permanente, fixe, rigide

1. Cuplaje man on dintr-o bucată (man on monobloc) – fig. 10.3. Este alcătuit dintr-o bucată montat pe capetele arborilor cuplaţi ce transmite momentul de torsiune prin intermediul elementelor de asamblare care pot fi: tifturi transversale, pene paralele, caneluri etc. Această formă constructivă este nestandardizată.

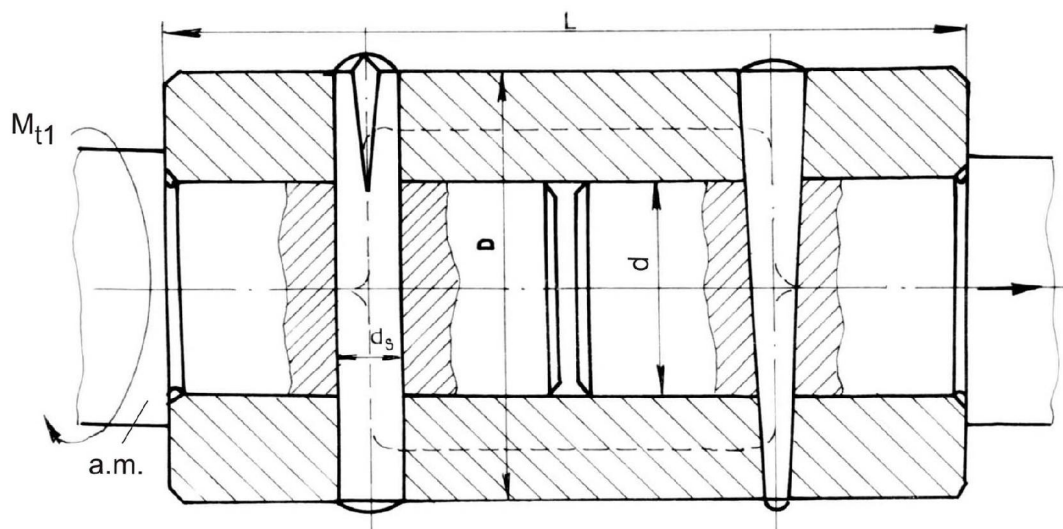


Fig. 10.3

Calculul cuplajului cu man on monobloc constă în verificarea bucatii la torsiune şi verificarea elementelor de asamblare, aşa cum s-a prezentat în volumul I:

$$D \geq 3 \sqrt{\frac{16M_t}{\pi(1-k^4)\tau_{at}}}, \quad \text{în care} \quad k = \frac{d}{D} = (0,6 \text{K} 0,8).$$

2. Cuplajul man on din două bucati (fig. 10.4) se compune din două semicuple asamblate cu uruburi pe capetele arborilor cuplaţi. Prin strângerea uruburilor se asigură transmiterea momentului de torsiune prin frecare, însă pentru siguranţă sunt prevăzute şi pene paralele. Formele constructive de cuplaje man on din două bucati sunt standardizate, pentru arbori verticali şi pentru arbori orizontali, ambele cu sau fără aşchire.

Pentru calculul cuplajului se scriu următoarele relaţii:

$$F = \int_{-\frac{\pi}{2}}^{\frac{\pi}{2}} dF \cos \alpha = \int_{-\frac{\pi}{2}}^{\frac{\pi}{2}} p \frac{d}{2} \cdot d\alpha \cdot \frac{1}{2} \cos \alpha = p d \frac{1}{2}; \quad p = \frac{2F}{dL}$$

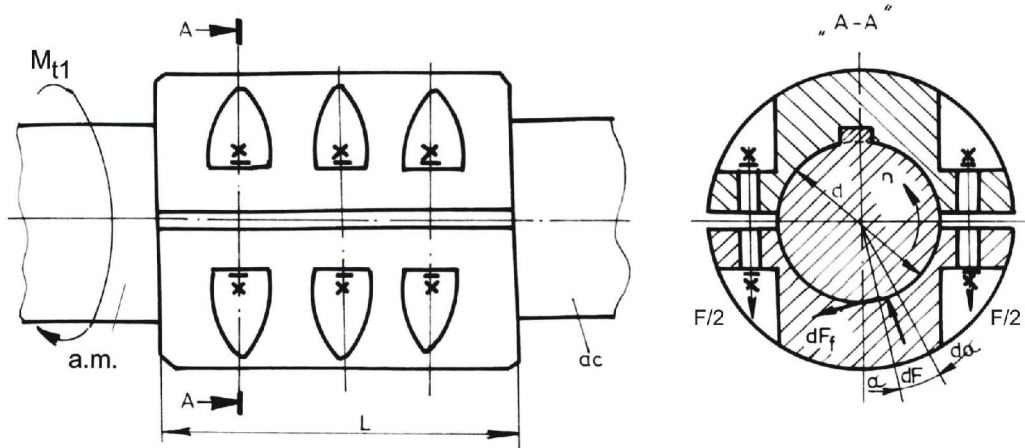


Fig. 10.4

Condi ia de func ionare:

$$M_f = c_s M_{t1} = \int_0^{2\pi} dF_f \cdot \frac{d}{2} = \int_0^{2\pi} \mu p \frac{d}{2} d\alpha \frac{L}{2} \cdot \frac{d}{2} = \frac{\pi}{2} \cdot \mu p d^2 \frac{L}{2} = \frac{\pi}{2} \mu \frac{2F}{dL} \cdot d^2 \frac{L}{2}$$

$$F = \frac{2c_s M_{t1}}{\pi \mu d}$$

i pentru un urub

$$F_1 = \frac{F}{i_s} = \frac{4c_s M_{t1}}{\pi \mu d i_s}$$

Cu ajutorul for ei F_1 se pot dimensiona sau verifica uruburile:

$$d_s = \sqrt{\frac{4 \cdot 1,3 F_1}{\pi \sigma_{at}}} \quad - \text{dimensionare}$$

$$\sigma_t = \frac{4F_1}{\pi d_1^2}$$

$$\tau_t = \frac{F_1 \frac{d_2}{2} \operatorname{tg}(\alpha_2 + \varphi')}{\frac{\pi d_s^3}{16}}$$

$$\sigma_{ech} = \sqrt{\sigma_t^2 + 4\sigma_{\tau}^2} \leq \sigma_{at} \quad - \text{verificare}$$

Utilizarea cuplajelor man on este indicat în cazul transmisiilor cu tura ie variabil sau în regim de cupl ri repetate, deoarece au un moment de iner ie relativ mic, dar nu sunt recomandate în cazul transmiterii momentelor cu oc.

3. Cuplaje cu flan e (standardizate – fig. 10.5). Se pot utiliza pentru cuplarea capetelor de arbori cu diametrul cuprins între (18...250 mm) i se execut în dou variante constructive: tipul CFO pentru cuplarea arborilor orizontali i CFV pentru cuplarea arborilor verticali.

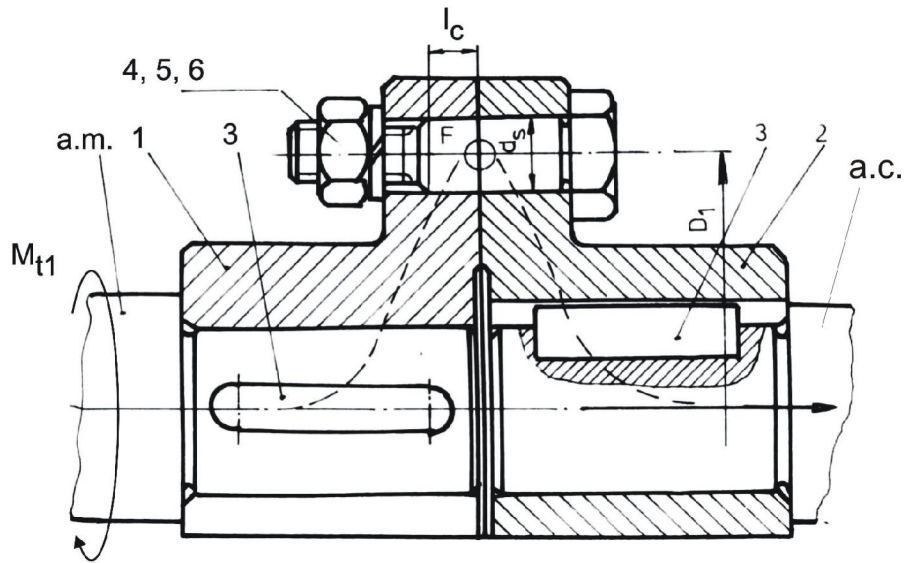


Fig. 10.5

În fig. 10.5 s-au notat: 1 i 2 – semicuple; 3 – pene paralele; 4,5,6 – urub de p suire, piuli , aib elastic .

Cele dou semicuple se asambleaz cu un num r i_s de uruburi montate f r joc, dispuse pe circumferin a cercului cu diametrul D_1 .

Momentul de torsiune se transmite de la semicupla 1 la semicupla 2 prin corpul uruburilor, acestea fiind solicitate la forfecare i presiune de contact :

$$F_1 = \frac{2c_s M_{t1}}{i_s \cdot D_1} \text{ - for a preluat de un urub, în ipoteza repartiz rii uniforme pe nu-}$$

m rul de uruburi;

$$\tau_f = \frac{F_1}{\frac{\pi d_s^2}{4}} = \frac{8c_s M_{t1}}{\pi d_s^2 i_s D_1} \leq \tau_{af} = (0,2K 0,4) \sigma_c \text{ - tensiunea de forfecare}$$

$$\sigma_s = \frac{F_1}{d_s l_c} = \frac{2c_s M_t}{i_s D_s \cdot d_s l_c} \leq \sigma_{as} = 0,8 \sigma_c \text{ - tensiunea de contact}$$

10.1.3. Cuplaje permanente mobile, rigide

Acest tip de cuplaje asigură transmiterea mișcării de rotație și a puterii între arbori a căror coaxialitate nu poate fi respectată, atât datorită condițiilor inițiale de montaj, cât și datorită modificărilor poziției relative a arborilor în timpul funcționării.

1. Cuplajul cu gheare (fig. 10.6). Se execută cu un număr de 3...6 ghiare pentru diametre de arbori cuprinse între (30...140 mm). Cuplajul cu gheare se poate utiliza pentru transmiterea de momente de torsiune mari.

Acest cuplaj asigură transmiterea momentului de torsiune între arbori cu lungime variabilă, determinată în deosebi de deformarea termică (în fig. 10.6 s-au notat: 1 și 2 – semicuple; 3 – pene paralele; 4 – bucată de centrare).

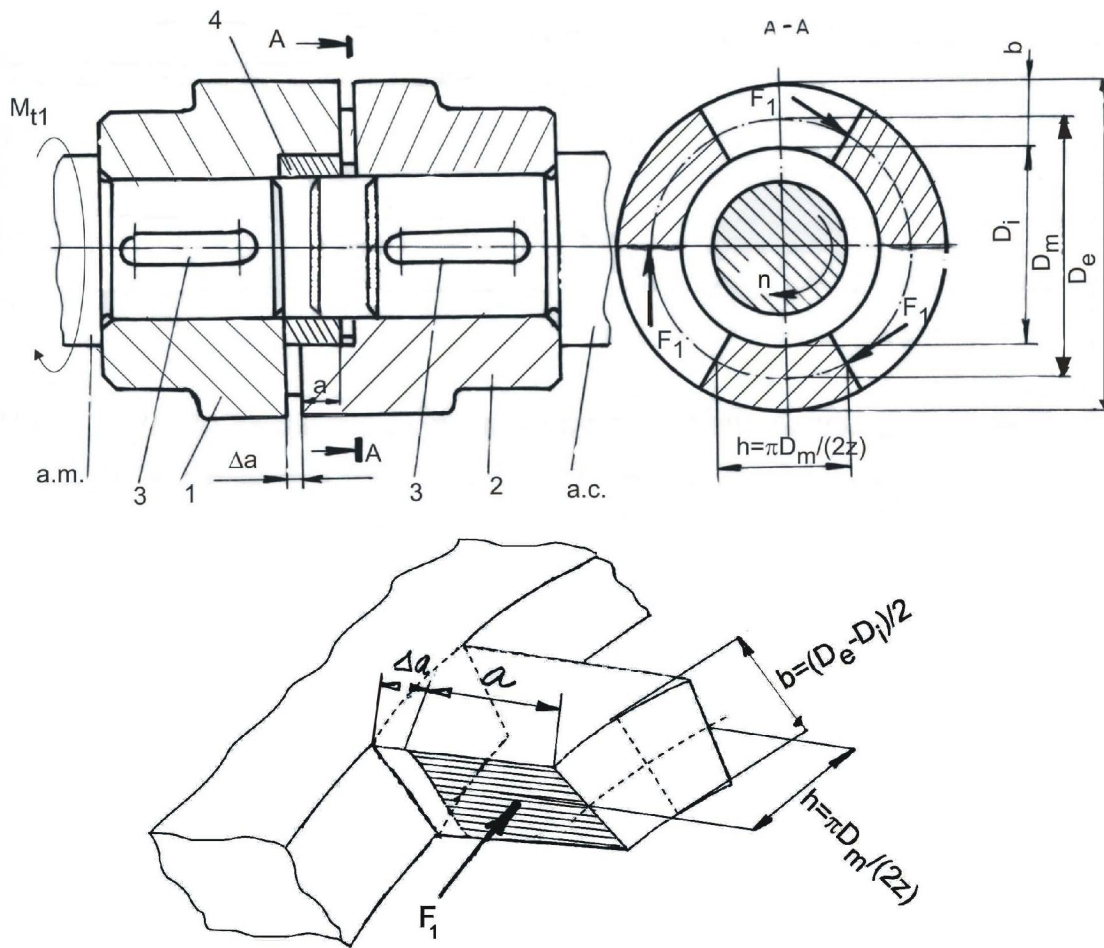


Fig. 10.6

Ghearele cuplajului se verifică la presiune de contact și la încovoiere:

$$F_1 = \frac{2c_s M_{t1}}{D_m \cdot z} \quad \text{unde} \quad D_m = \frac{D_e + D_i}{2}$$

$$\sigma_s = \frac{F_1}{ab} = \frac{2c_s M_{t_1}}{D_m \cdot z \cdot a \frac{D_e - D_i}{2}} = \frac{4c_s M_{t_1}}{D_m \cdot z \cdot a (D_e - D_i)} \leq \sigma_{as}$$

$$\sigma_i = \frac{F_1 \left(\frac{a}{2} + \Delta a \right)}{\frac{bh^2}{6}} = \frac{12c_s M_{t_1} \left(\frac{a}{2} + \Delta a \right)}{bh^2 D_m z} \leq \sigma_{ai}$$

în care $h = \pi D_m / 2z$, z – num. rul de gheare.

Valorile tensiunilor admisibile se aleg în funcție de materialul din care se execută semicuplele, care poate fi: F_c , OL sau OT.

Cuplajul cu gheare este un cuplaj de tip axial care permite compensarea abaterilor axiale (Δa) de la poziția relativă a celor doi arbori cuplați.

2. Cuplajul Oldham este un cuplaj de tip transversal, deoarece poate compensa abateri radiale (ΔR) de la poziția coaxială a celor doi arbori cuplați.

Acest cuplaj este alcătuit în principal din două semicuple montate pe capetele celor doi arbori cuplați între care se montează un element intermediar, prin care se realizează transmiterea momentului de torsiune între acestea. În funcție de forma elementului intermediar există mai multe variante constructive.

a. *Cuplajul Oldham cu crabă* (cu element intermediar cilindric) – fig. 10.7 are în componența sa:

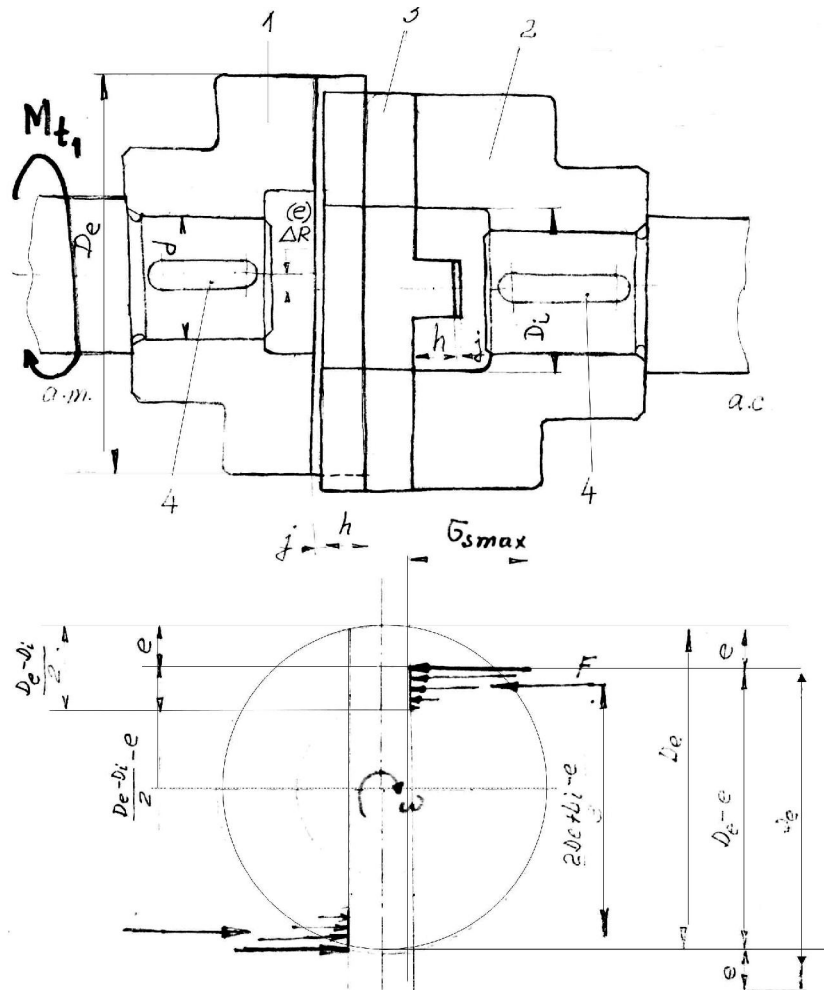


Fig. 10.7

1 și 2 sunt semicuple montate pe capetele arborilor – motor (a.m.) și condus (a.c.) prin intermediul penelor paralele 4;

3 este piesă intermediară cilindric prevăzută pe cele două fețe cu nervuri dispuse la 90° care la montaj sunt introduse în canalele corespunzătoare existente în cele două semicuple.

Proiectarea acestui cuplaj constă în alegerea constructivă a dimensiunilor, în funcție de diametrul capetelor arborilor cuplați și verificarea elementelor componente la presiune de contact:

$$D_e = (2,5 \dots 3) d; \quad h = (0,3 \dots 0,45) d - (1 \dots 2,5) \text{ mm}; \quad D_1 = (1,1 \dots 1,2) d.$$

Utilizând notațiile din fig. 10.7, se poate scrie expresia:

$$M_{t1} = c_s M_{t1} = F \frac{2D_e + D_1 - e}{3} = \frac{1}{2} \sigma_{smax} \left(\frac{D_e - D_1 - e}{2} \right) \cdot h \cdot \frac{2D_e + D_1 - e}{3}$$

din care rezultă efortul de strivire maxim:

$$\sigma_{s\max} = \frac{12c_s M_{t1}}{h(D_e - D_i - 2e)(2D_e + D_i - e)} \leq \sigma_{as} \text{ - adoptat în funcție de materialul din}$$

care sunt confecționate elementele cuplajului.

În timpul funcționării, datorită deplasării relative dintre piesa intermediară și cele două semicuple apare frecarea pe suprafețele de contact, ceea ce face ca la acest cuplaj să existe o putere consumată prin frecare, respectiv cuplajul să prezinte un randament:

$$\eta = 1 - \frac{L_f}{L_c} = 1 - \frac{4 \cdot 2\mu F \cdot e}{2\pi M_{t1}} = 1 - \frac{8\mu \frac{1}{2} \rho_{\max} \cdot h \cdot \frac{(D_e - D_i - 2e)}{2} \cdot e}{2\pi \frac{1}{2} \rho_{\max} \cdot h \cdot \frac{D_e - D_i - 2e}{2} \cdot \frac{2D_e + D_i - e}{3}}$$

$$\eta = 1 - \frac{12}{\pi} \mu \frac{e}{2D_e + D_i - e}$$

b. *Cuplajul Oldham cu element intermediar prismatic* (fig- 10.8) are în componența sa:

- 1 și 2 - semicuple montate pe capetele arborilor motor (a.m.), respectiv condus (a.c.);
 - 3 - piesă intermediară prismatică, confecționată frecvent din material nemetalic (textolit, poliamid etc.);
 - 4 - pene paralele pentru asamblarea semicuplelor pe capetele celor doi arbori.
- Proiectarea cuplajului constă în alegerea constructivă a dimensiunilor acestuia, după care se verifică piesa intermediară la presiune de contact.

$$M_1 = c_s M_{t1} = F \frac{2b + e}{3} = \frac{1}{2} \sigma_{s\max} \cdot \frac{b - 2e}{2} \cdot h \cdot \frac{2b + e}{3}$$

$$\sigma_{s\max} = \frac{12M_{t1} \cdot c_s}{(b - 2e)(2b + e)h} \leq \sigma_{as}$$

Randamentul cuplajului se poate determina cu relația:

$$\eta = 1 - \frac{L_f}{L_c} = 1 - \frac{4 \cdot 2\mu \frac{1}{2} \sigma_{s\max} h \cdot \frac{b - 2e}{2} \cdot e}{2\pi \frac{1}{2} \sigma_{s\max} h \cdot \frac{b - 2e}{2} \cdot \frac{2b + e}{3}} = 1 - \frac{12}{\pi} \mu \frac{e}{2b + e}$$

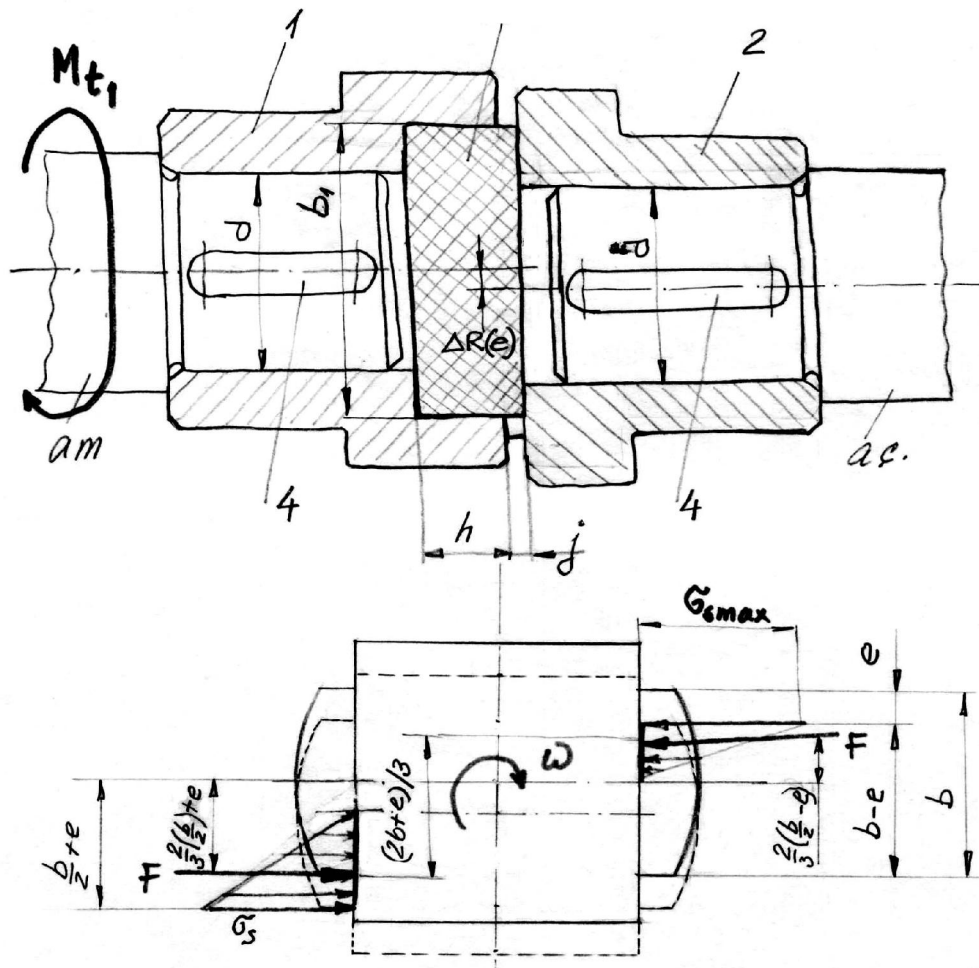


Fig. 10.8

3. Cuplajul cardanic (sau articula ia Hooke). Se utilizeaz pentru cuplarea a doi arbori concuren i, unghiul de concuren $\alpha < 45^\circ$ (frecvent 20° sau 25°).

Cuplajul cardanic se utilizeaz în construc ia autovehiculelor, a vehiculelor de cale ferat , a ma inilor unelte, a ma inilor agricole, ac ionarea cilindrilor de la ma ini de v luit, a cilindrilor de la calandre etc.

Utilizarea unui cuplaj cardanic simplu prezint dezavantajul c viteza unghiular la arborele condus, ω_2 , este variabil chiar dac viteza arborelui motor ω_1 este constant (fig. 10.9).

În această figur s-au notat: 1 i 2 - furci cardanice montate, de obicei prin caneluri cu profil triunghiular, pe capetele arborilor motor (a.m.), respectiv condus (a.c.); 3 - cruce cardanic . Rela iile de calcul pentru vitezele unghiulare i raportul de transmitere sunt urm toarele:

$$\omega_{2\min} = \omega_1 \cos \alpha$$

$$\omega_{2\max} = \frac{\omega_1}{\cos \alpha}$$

$$i_{\max} = \frac{\omega_1}{\omega_{2\min}} = \frac{1}{\cos \alpha} \text{ (fig. 10.9, a)}$$

$$i_{\min} = \frac{\omega_1}{\omega_{2\max}} = \cos \alpha \text{ (fig. 10.9, b).}$$

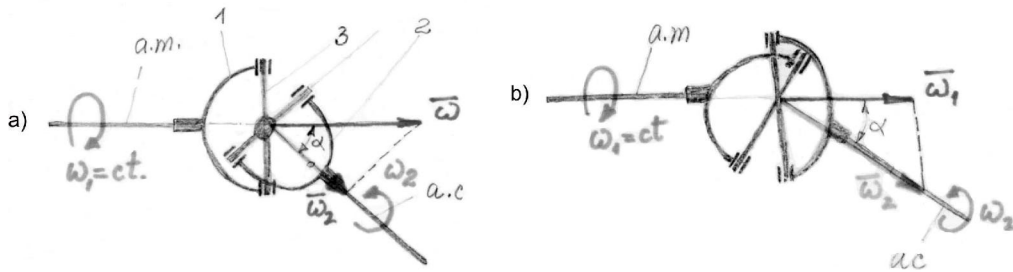
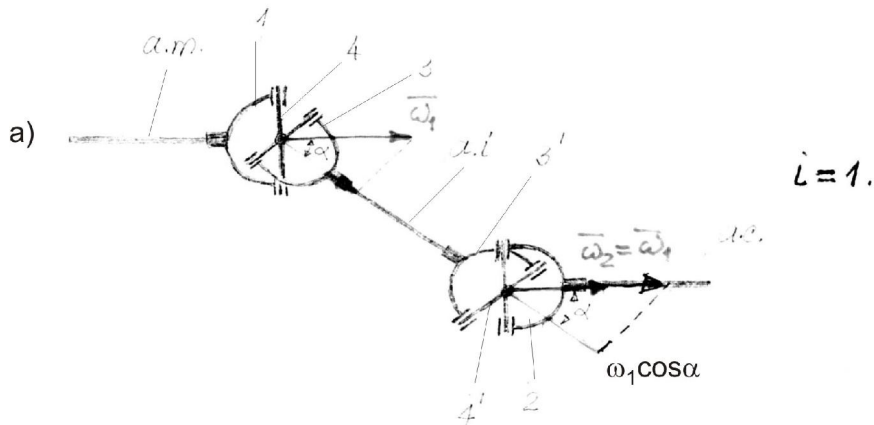


Fig. 10.9

Amplitudinea de varia ie a vitezei unghiulare la arborele condus cre te propor ional cu cre terea unghiului α sub care se intersectează cei doi arbori.

Pentru înl turarea acestui dezavantaj se folose te solu ia cu dou cuplaje cardanice (bicardanic) i arbore intermediar, ob inându-se astfel o transmitere sincron a mi c rii, cu obliga ia respect rii urm toarelor dou condi ii: arborele motor i arborele condus s formeze acela i unghi α cu arborele intermediar i furcile cardanice ale arborelui intermediar s fie coplanare (fig. 10.10).



$$i = 1.$$

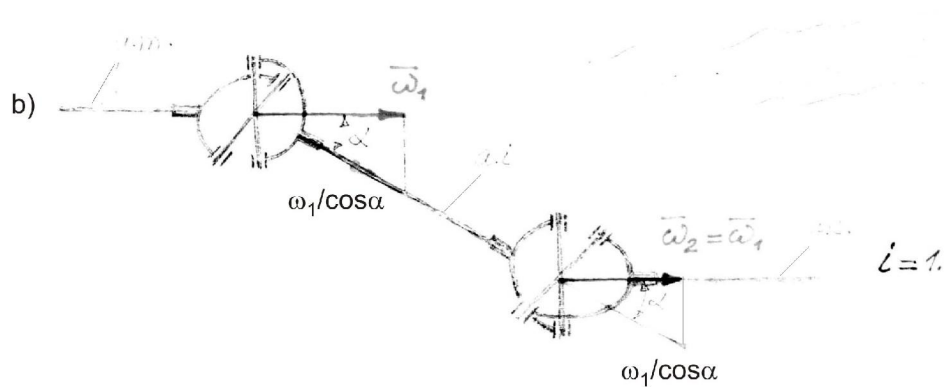


Fig. 10.10

Calculul cuplajului cardanic constă în determinarea forțelor maxime care solicită elementele cuplajului (furcile cardanice și crucea cardanică) și verificarea acestora după ce dimensiunile au fost adoptate constructiv (fig. 10.11, a – unghiul de rotație al arborelui motor $\varphi = 0^\circ$, fig. 10.11, b – unghiul de rotație al arborelui motor $\varphi = 90^\circ$).

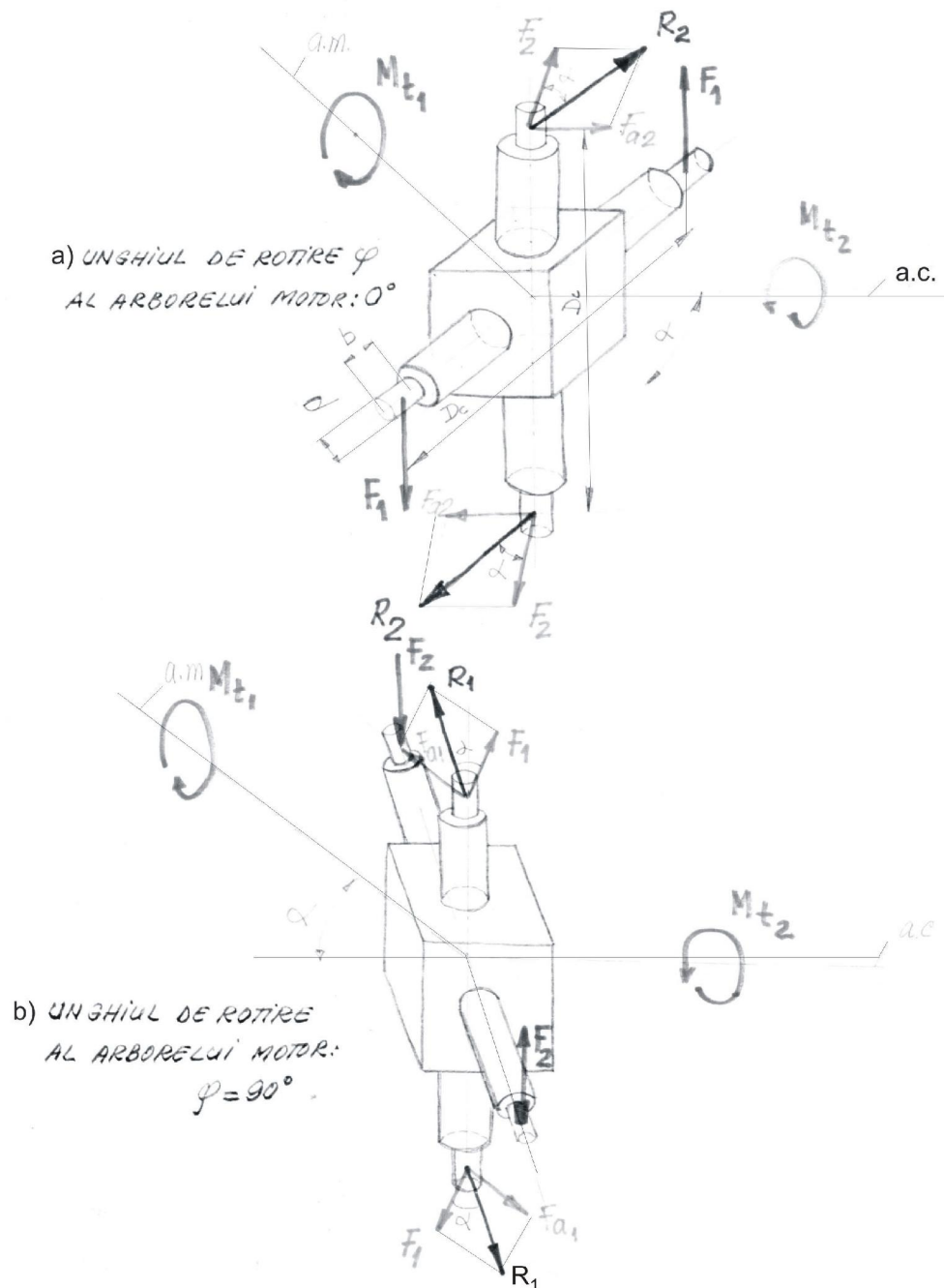


Fig. 10.11

Dacă arborele motor transmite la arborele condus prin intermediul cuplajului momentul de torsiune $M_1 = c_s M_{t1}$, atunci fuzurile furcii cardanice montat pe arborele motor vor fi încărcate cu sarcinile:

$$F_{t_1} = \frac{c_s M_{t_1}}{D_c}$$

i

$$F_{a_1} = 0 \quad \text{pentru } \varphi = 0$$

$$F_{a_1} = F_{t_1} \operatorname{tg} \alpha \quad \text{pentru } \varphi = 90^\circ$$

Dacă se consideră randamentul cuplajului egal cu 1, pe baza egalității puterii transmise, se poate scrie:

$$c_s M_{t_1} \omega_1 = M_{t_{2\max}} \cdot \omega_{2\min}$$

din care:

$$M_{t_{2\max}} = c_s M_{t_1} \frac{\omega_1}{\omega_{2\min}} = c_s M_{t_1} \frac{1}{\cos \alpha}$$

Forțele care încarcă fusurile furcii montate pe arborele condus vor fi:

$$F_{t_{2\max}} = c_s \cdot \frac{M_{t_1}}{D_c} \cdot \frac{\omega_1}{\omega_{2\min}} = c_s \cdot \frac{M_{t_1}}{D_c} \cdot \frac{1}{\cos \alpha} \quad \text{pentru } \varphi = 0$$

$$F_{a_2} = 0 \quad \text{pentru } \varphi = 90^\circ$$

$$F_{a_2} = F_{t_{2\max}} \cdot \operatorname{tg} \alpha \quad \text{pentru } \varphi = 0^\circ.$$

Fusurile furcii cardanice se pot rezema pe lagăre cu alunecare sau pe rulmenți cu ace.

Forțele axiale se vor considera și la calculul arborilor, acestea dând solicitări de încovoiere.

Randamentul cuplajului cardanic se poate calcula cu relația:

$$\eta = 1 - \frac{L_f}{L_c} = 1 - \frac{4 \cdot 2 \cdot \mu F_1 \frac{d}{2} \cdot \alpha \cdot 2}{2\pi F_1 D_c} = 1 - 4\mu d \cdot \alpha / (D_c \cdot \pi)$$

4. Cuplajul din at. Reprezintă un cuplaj mobil, rigid, care poate prelua simultan abateri axiale, radiale și unghiulare [fig. 10.12, unde: 1 și 2 - butuci cu dantură exterioară montate pe capetele arborilor cuplați prin pene paralele; 3 și 4 - manșonă cu dantură interioară asamblate prin uruburi montate fără joc; 5 - inel de centrare; 6 - elemente de etanșare (inele „O”)].

La noi în țară standardele precizează prescripțiile de proiectare pentru cuplajele CD (cuplaj din at simplu) și CDD (cuplaj din at dublu), CDDA (cuplaj dublu din at cu arbore intermediar) și CDDT (cuplaj dublu cu tronson intermediar), pentru diametre de arbore având valorile $d = (30 \dots 560)$ mm (fig. 10.13).

Tipuri de variante de execuție:

Tipuri : CD – cuplaj din at simplu
CDD – cuplaj din at dublu

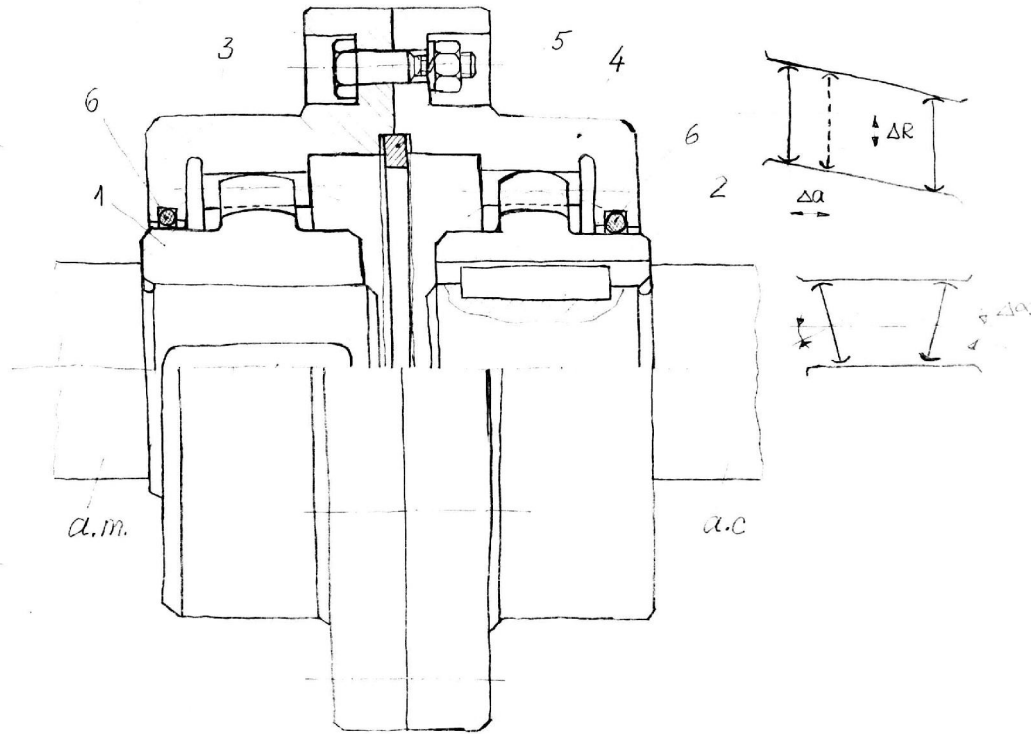


Fig. 10.12

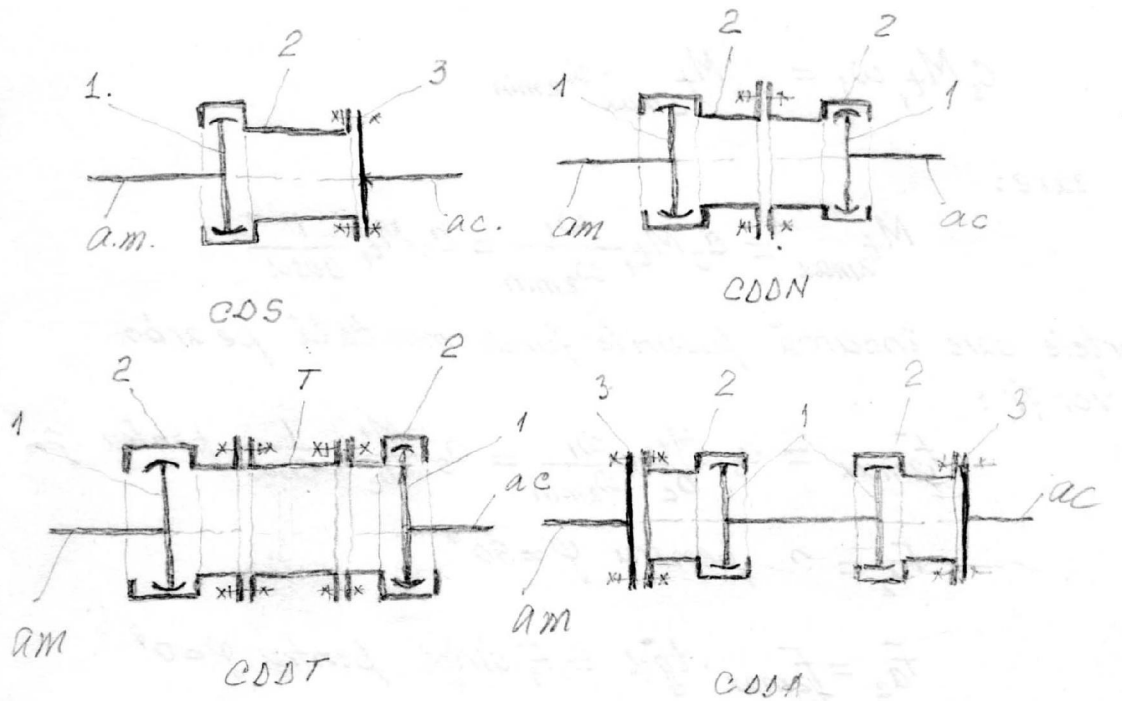


Fig. 10.13

Variante:	CD	→ numai varianta S (CDS)
CDD	CDDN	– varianta normal
	CDDT	– varianta cu tronson intermediar
	CDDA	– varianta cu arbore intermediar

Fiecare variantă se execută pentru pozițiile de funcționare orizontal (H) și vertical (V). În fig. 10.11 s-au folosit următoarele notații:

1. butuci danturați (alezaj: P, C, K_i)
2. manșone danturate
3. semicuple (alezaj: P, P_f, C, C_f, K_i)

Pentru a putea compensa abaterile unghiulare, axiale și radiale ale arborilor cu-plați, dantura butucilor se execută curbat în plan axial atât la exterior și interior, cât și pe flancuri. Această soluție este cea mai economică deoarece permite abateri unghiulare mari, face posibil centrarea manșonului pe butuc prin intermediul danturii, iar bombarea determină o repartiție favorabilă a tensiunilor de contact.

Dantura este evolventică, iar angrenarea se realizează cu joc mic între flancuri (fig. 10.14).

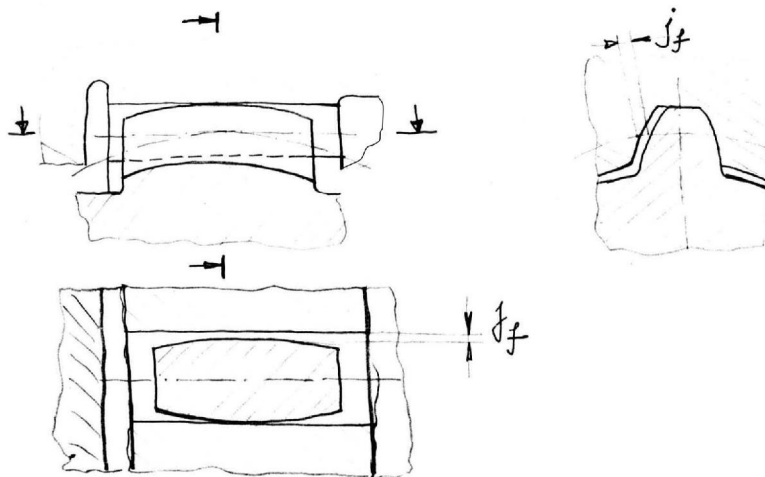


Fig. 10.14

Butucii și manșonele se execută din oțel carbon de calitate sau din oțel aliat. Dantura se tratează termic pentru a avea o duritate (35...40) HRC, iar la danturi nitrurate se poate atinge (48...53) HRC.

Cuplajele din oțel se aleg din tabel în funcție de momentul de lucru:

$$M_{t1} = C_s M_t \leq M_{tn}$$

10.1.4. Cuplaje permanente mobile (compensatoare) elastice

A. Caracterizare

Din punct de vedere constructiv, cuplajele permanente mobile, elastice au o caracteristică comună și anume existența unui element elastic, metalic sau

nemetalic, care participă direct la transmiterea momentului de torsiune între arborii cuplați. Prezența elementului elastic atribuie cuplajului următoarele funcțiuni, simultan cu funcțiunea principală de transmitere a momentului de torsiune:

a) atenuarea șocurilor de torsiune care apar în lanul cinematic atât datorită mișcării de lucru, cât și mișcării motoare; energia de șoc se transformă parțial în căldură, ca urmare a frecărilor interioare sau exterioare aferente elementelor elastice, și parțial în energie potențială, prin deformarea elementelor elastice, redată apoi sistemului mecanic prin revenirea treptată a acestora la forma și poziția inițială;

b) compensarea erorilor de la coaxialitate ale celor doi arbori cuplați prin deformarea elementelor elastice;

c) modificarea frecvențelor proprii ale lanului cinematic din care fac parte, astfel încât să se evite funcționarea în zona de rezonanță.

Proprietățile ce caracterizează cuplajele elastice sunt:

- *Rigiditatea torsională* k definită ca raport între variația elementară a momentului transmis și variația deformației unghiulare φ , respectiv rotirea relativă a celor două semicuple:

$$k(\varphi) = \frac{dM_t(\varphi)}{d\varphi} \quad \text{- pentru cuplaje cu rigiditate variabil}$$

$$k = \frac{M_t}{\varphi} \quad \text{- pentru cuplaje cu rigiditate constant}$$

Dependența $M_t = f(\varphi)$ reprezintă caracteristica cuplajului (fig. 10.15) unde: a – caracteristică liniară, b – caracteristică crescătoare, c – caracteristică descrescătoare.

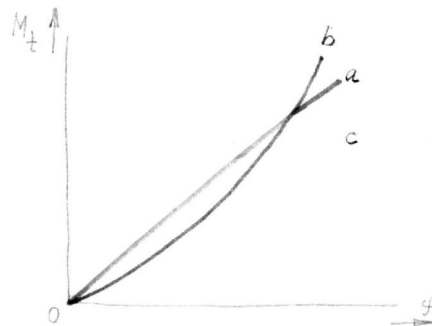


Fig. 10.15

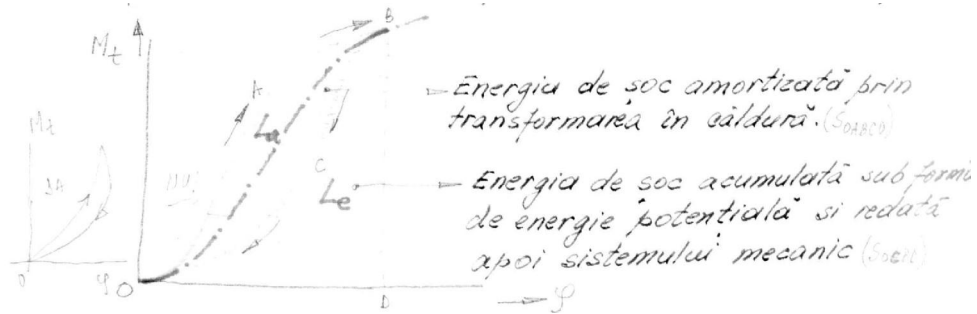


Fig. 10.16

În cazul când elementul elastic este caracterizat prin frecare între componentele sale, sau prin frecare intern (element din cauciuc), caracteristica arcului prezintă histerezis (curba de încălzire diferită de cea de răcire) – fig. 10.16.

- **Capacitatea de amortizare** a oscurilor prin consumarea unei părți din energia de oc pentru învingerea frecărilor, respectiv prin transformarea în căldură. Este specific cuplajelor care prezintă caracteristică cu histerezis. Ea se poate exprima prin amortizarea relativă :

$$\psi = \frac{L_a}{L} = \frac{\text{lucrul mecanic de amortizare } (S_{OABCO})}{\text{lucrul mecanic de deformare } (S_{OABDO})}$$

Analiza dinamică a sistemului mecanic care conține un cuplaj elastic se efectuează pe un model matematic simplificat, de forma indicată în fig. 10.17:

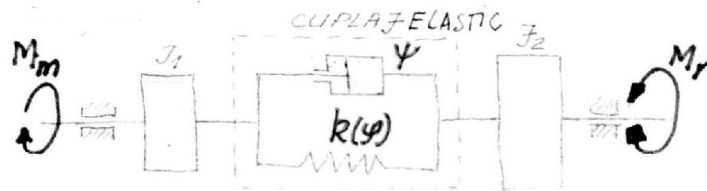


Fig. 10.17

în care:

- J_1 și J_2 - momentele de inerție mecanice reduse ale porțiunilor din lanul cinematic până la și respectiv după cuplaj;
- ψ și $k(\varphi)$ - schematizarea comportării vâscoelastice a cuplajului (amortizarea, respectiv elasticitatea);
- M_m, M_r - momentul de torsiune motor, respectiv rezistent.

Utilizând acest model matematic se pot stabili diagramele spectrale, respectiv dependența amplitudinii oscilației, de pulsație (fig. 10.18).

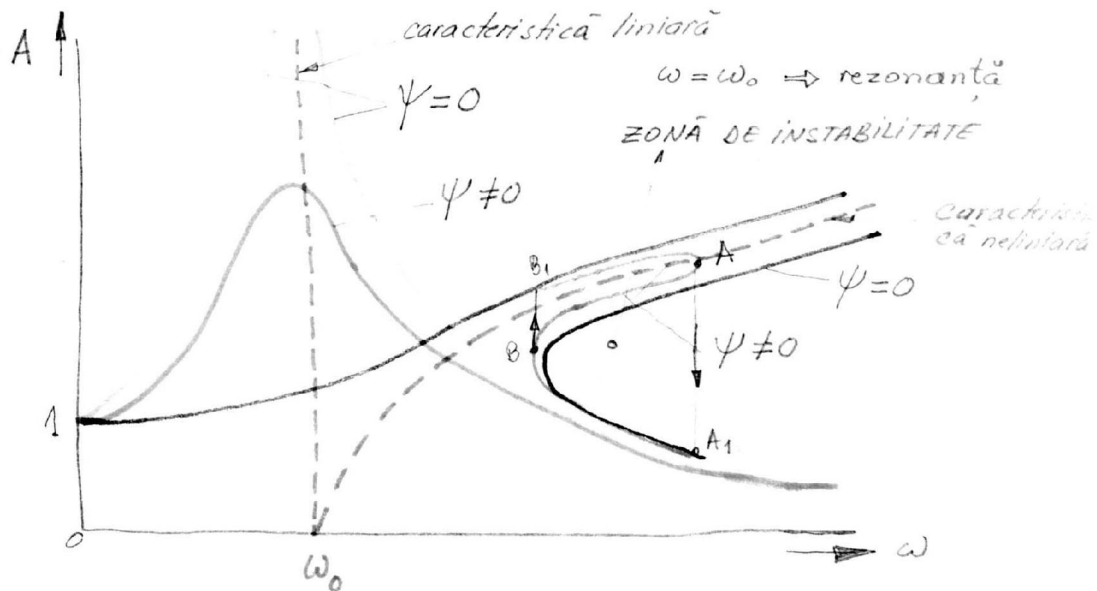


Fig. 10.18

B. Cuplaje mobile cu elemente elastice metalice

1. Cuplajul cu arc erpuit (cuplajul Bibby) – fig. 10.19. Este alcătuit din semicuplajele 1 și 2 montate pe capetele arborilor cuplați prin penele paralele 3. Pe exteriorul celor două semicuplaje sunt executate dinții de formă specială, între care este introdus arcul din bandă de oțel 4, având formă erpuit. Partea activă a cuplajului este protejată de carcasa 5, în care se introduce unsoare consistentă pentru a evita zgometul în timpul funcționării și pentru a reduce uzura. Etanșarea carcasei se realizează prin elementele de etanșare cu contact 6.

Cuplajul cu arc erpuit permite simultan deplasări axiale, radiale și unghiulare, cât și rotirea relativă a semicuplajelor. Amortizarea relativă a cuplajului atinge valori de (0,5...0,6).

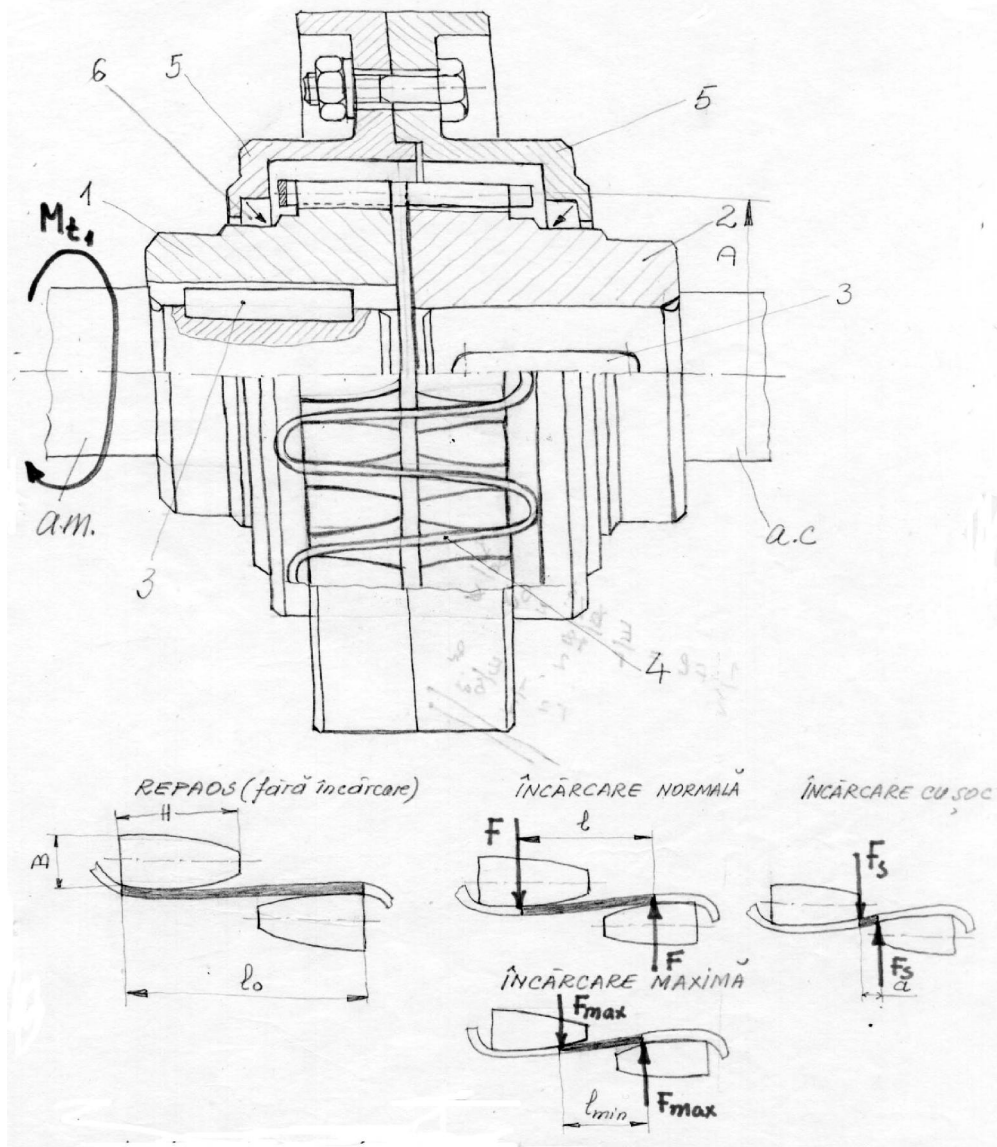


Fig. 10.19

Calculul de rezistență al cuplajului se referă în principal la calculul arcului și al danturii celor două semicuple.

Pentru calculul arcului se observă că porțiunile liniare ale arcului lucrează ca grinzi încastrate la capete, momentul în încastrare fiind M_i (fig. 10.20). Deoarece la mijlocul lamelei momentul încovoietor este zero, aceasta se poate asimila cu două arcuri lamelare de încovoiere având lungimea $l/2$, încastrate la un cap și încastrate în capătul liber cu forța F .

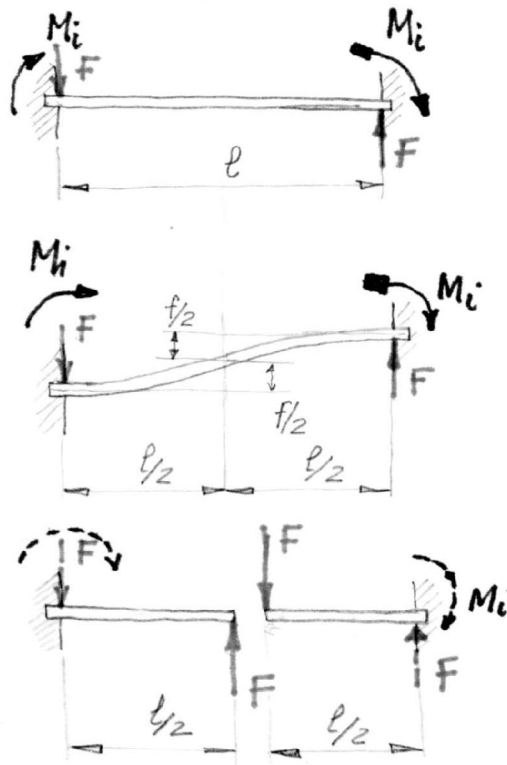


Fig. 10.20

Profilul danturii este un arc de cerc, motiv pentru care se poate scrie:

$$M_i = \frac{EI}{r} = \text{constant}$$

în care:

$$I = \frac{bh^3}{12} \text{ - momentul de inerție al lamelei}$$

r – raza profilului danturii.

Având în vedere cele trei situații posibile de funcționare a cuplajului, se poate scrie:

$$M_i = \frac{1}{2} F l = \frac{1}{2} F_{\max} \cdot l_{\min} = \frac{1}{2} F_s \cdot a$$

Cunoscând valoarea momentului de torsiune transmis de cuplaj, se pot calcula forțele F :

$$F = \frac{2M_i}{D \cdot z}; \quad F_{\max} = \frac{2M_{i\max}}{D \cdot z} \quad \text{și} \quad F_s = \frac{2M_{i_s}}{D \cdot z}$$

în care z reprezintă numărul de dinți al semicuplajului.

Cu ajutorul for elor astfel determinate se poate realiza calculul (dimensionare sau verificare) arcului lamelar încastrat [(a se vedea cap. 12 - Organele de asamblare elastic (Arcuri)].

Dantura semicuplajelor se va calcula la încovoiere:

$$M_{id} = F l_1 = \frac{B^2 \cdot H}{6} \sigma_i = \frac{B^3 \varphi}{6} \cdot \sigma_i$$

de unde:

$$B \geq 3 \sqrt{\frac{6 F l_1}{\varphi \sigma_{ai}}}$$

în care:

- B, H – dimensiunile sec iunii dintelui
- l_1 – în l imea dintelui
- $\varphi = \frac{H}{B} \approx 3,5$

Raza de curbur a flancului: $r = \frac{E I}{M_i} = \frac{E I}{\frac{1}{2} F l_1}$ sau $r = \frac{1}{2} \frac{E}{\sigma_{ai}} \cdot h.$

2. Cuplajul cu arcuri elicoidale (Cardexflex) – fig. 10.21. Este alc tuit din semicuplajele 1 i 2 montate pe capetele arborilor cupla i prin penele paralele 6. Bol urile 3 sunt fixate alternativ în cele dou semicuple prin strângere pe con. Pe tija cilindric a fiec rui bol sunt monta i segmen ii 4 care pot oscila i deplasa axial. Între segmen i se monteaz pretensionat arcurile elicoidale 5, prin intermediul c rora se transmite momentul de torsiune de la arborele motor la arborele condus. Prin “a” s-a notat orificiul de ungere cu grafit coloidal.

Pentru transmiterea unor momente de torsiune mari se construiesc astfel de cuplaje cu 8 sau 12 arcuri.

Cuplajul Cardexflex poate compensa abateri de la pozi ia celor doi arbori cupla i: axiale (5% din diametrul exterior), radiale (1% din diametrul exterior), unghiulare (max. 9°). Unghiul de rota ie relativ a semicuplajelor max. 5°.

Expresia momentului de torsiune :

$$M_{t_1} \cdot c_s = z \frac{D_b}{2} (F_{a_2} \cos \alpha_2 - F_{a_1} \cos \alpha_1)$$

unde:

- z – num rul bol urilor de pe un semicuplaj
- $F_{a_{1,2}} = f_{1,2} \cdot C_a$
- $f_{1,2}$ – s ge ile a dou arcuri succesive
- c_a – rigiditatea arcurilor.

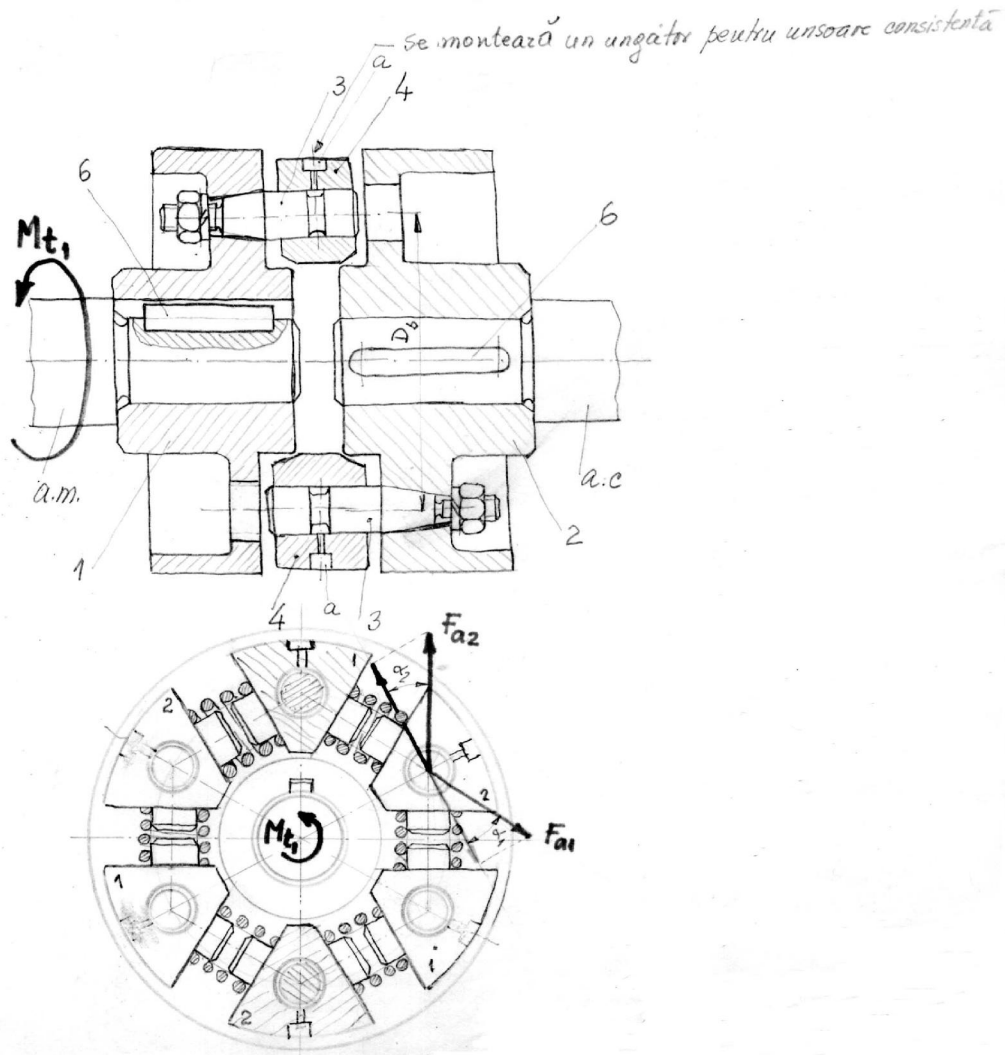


Fig. 10.21

C. Cuplaje mobile cu elemente elastice nemetalice

Elementul elastic intermediar este executat, în general, din cauciuc și conferă cuplajului elasticitate și capacitate mare de amortizare a șocurilor, precum și o construcție simplă. La sarcini mari nu sunt economice deoarece se scade durabilitatea. Elementul elastic poate fi solicitat la compresiune sau forfecare și încovoieră.

a. Cuplaje la care elementul elastic este solicitat la compresiune:

1. Cuplajul elastic cu boluri (standardizat) – fig. 10.22, se compune din semicuplele 1 și 2, bolurile 3 și manșonetele din cauciuc 4 montate alternativ într-un semicuplaj sau altul.

Relațiile de calcul:

$$F_{1b} = \frac{2c_s M_{t1}}{i_b \cdot D_b} \text{ - for a preluat de un bol}$$

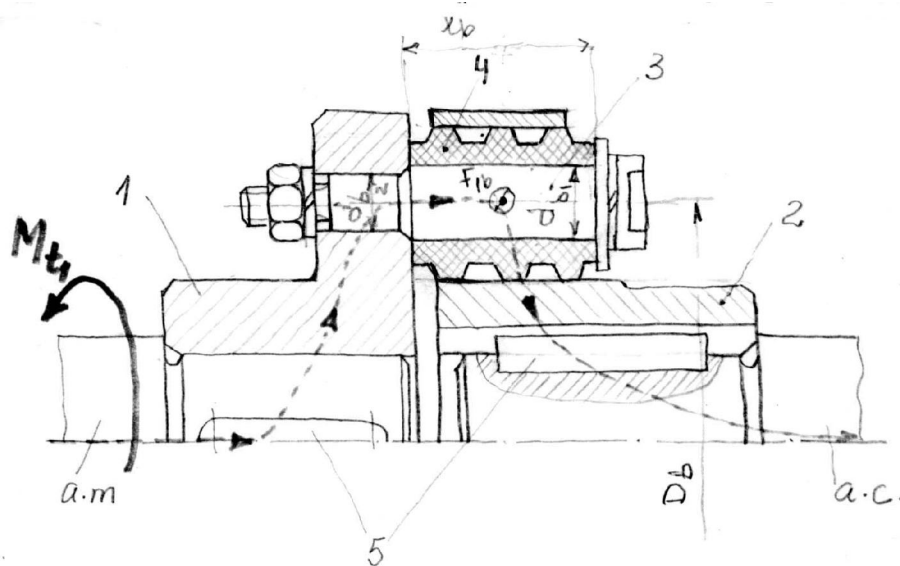


Fig. 10.22

$$\sigma_{i_b} = \frac{F_{1b} \frac{I_b}{2}}{\frac{\pi d_{b1}^3}{32}} \leq \sigma_{a_i} \text{ - tensiunea de încovoiere a bol ului}$$

$$\sigma_{s_m} = \frac{F_{1b}}{d_{b2} \cdot I_b} \leq \sigma_{a_m} \text{ - tensiunea de strivire a man onului din cauciuc.}$$

Cuplajul elastic cu bol uri permite compens ri reduse ale abaterilor arborilor cupla i de la coaxialitate: (0,3...0,6) mm pe direc ie radial i sub 1° abatere unghiular i se realizeaz în urm toarele variante:

P – preg urit; cele dou semicuple se execut cu alezajele sub diametrul la care pot fi utilizate, iar beneficiarul poate ob ine prin stunjire diametrul necesar în func ie de diametrul capetelor de arbori cupla i; se precizeaz c se pot ob ine semicuple numai pentru cuplarea capetelor cilindrice de arbori;

C_f – pentru cuplarea arborilor cu capete cilindrice;

K – pentru cuplarea arborilor cu capete conice.

2. Cuplajul elastic cu rozet (standardizat), se execut în urm toarele variante:

- varianta normal – N
- cu flan – F
- cu dou flane i arbore intermediar – DF.

Cuplajul elastic cu rozet în varianta normal (fig. 10.23) este alc tuit din semicuplele 1 i 2 montate pe capetele arborelui motor (a.m.), respectiv condus

(a.c.), prin intermediul penelor paralele 4. Semicuplajele sunt prevăzute cu ghiare frontale profilate, între care se introduce rozeta 3 realizată din cauciuc.

Momentul de torsiune se va transmite prin contactul dintre ghearele semicuplajelor prin intermediul rozetei.

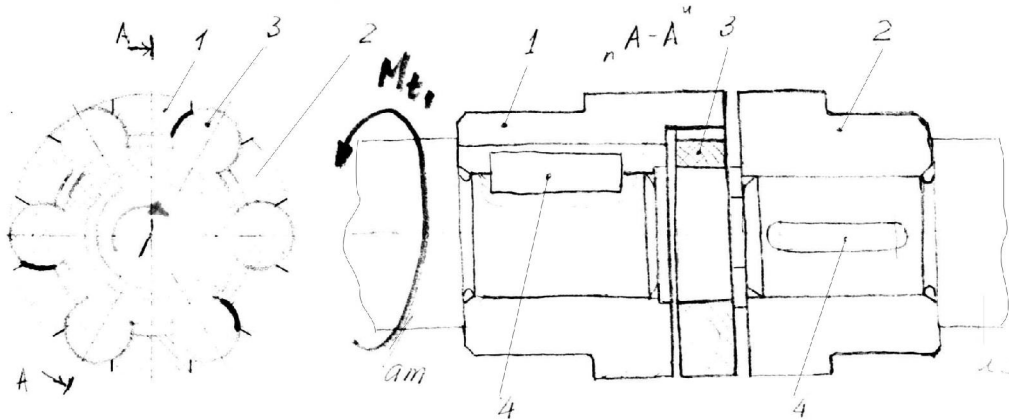


Fig. 10.23

b. Cuplaje la care elementul elastic este solicitat la forfecare și încovoiere.

Cuplaje cu man on elastic (periflex) – fig. 10.24, este alcătuit din semicuplajele 1 și 2 asamblate pe capetele arborilor cuplați prin penele paralele 4. Cele două semicuple sunt asamblate prin manonul (bandajul) 3 realizat din cauciuc cu inserții textile (bumbac, mătase) și fixat prin discurile 5.

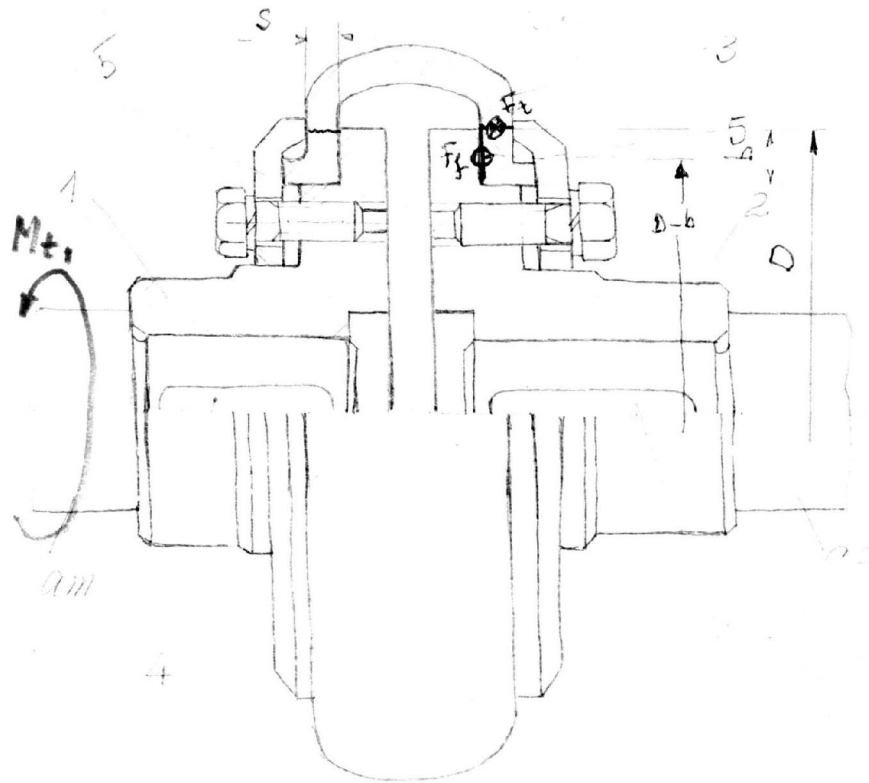


Fig. 10.24

Acest tip de cuplaj asigură o bună amortizare și compensează abateri (axiale, radiale și unghiulare) importante de la coaxialitatea celor doi arbori cuplați. Unghiul de rotire relativ al semicuplajelor atinge valori de 6...28°. Cuplajul se alege din catalog în funcție de valoarea momentului de torsiune ce urmează să fie transmis :

$$c_s M_{t1} = F_t \frac{D}{2}$$

$$F_t = \frac{2c_s M_{t1}}{D} \quad \text{- forța tangențială care foarfecă manonul.}$$

Verificarea manonului la forfecare:

$$\tau_f = \frac{2c_s M_{t1}}{\pi D \cdot D \cdot s} = \frac{2c_s M_{t1}}{\pi D^2 s} \leq \tau_{af} = (0,1K0,2) N/mm^2$$

Dimensionarea uruburilor:

$$c_s M_t = F_f \frac{D-b}{2} = \mu F_n \frac{D-b}{2}$$

$$F_n = \frac{2c_s M_{t1}}{\mu(D-b)}; \quad F_n = \frac{\pi}{4} d_3^2 i_s \sigma_{at}; \quad d_3 \geq \sqrt[2]{\frac{8 \gamma c_s M_{t1}}{\pi i_s \mu (D-b) \sigma_{at}}}$$

10.2. CUPLAJE INTERMITENTE (AMBREIAJE)

Sunt utilizate atunci când este necesar întreruperea și restabilirea frecvent a legăturii dintre arborii cuplajului, fără a fi necesară oprirea arborelui motor. Simultan, pot îndeplini și funcțiuni de limitare a vitezei, a momentului de torsiune sau a sensului de rotație.

10.2.1. Cuplajul intermitent (ambreiajul) cu fricțiune

Ambreiajele cu fricțiune realizează cuplarea și decuplarea fără ocări, indiferent de valoarea vitezei relative. Oferă posibilitatea limitării valorii momentului de torsiune la o mărime dorită și permit controlul accelerației imprimată arborelui condus. Forma suprafețelor de frecare poate fi: plan (cu două discuri sau cu discuri multiple), conică, cilindrică sau combinații ale acestora. Forța de frecare se realizează ca urmare a apăsării normale obținute cu ajutorul unor dispozitive de acționare mecanice, electromagnetice, hidraulice sau pneumatice.

Schema ambreiajului cu fricțiune este redată în fig. 10.25 în care s-au notat:

- 1 - semicuplajul montat pe arborele motor, prevăzut cu caneluri interioare;
- 2 - semicuplajul montat pe arborele condus, prevăzut cu caneluri la exterior;
- 3 - discuri de fricțiune prevăzute cu caneluri la exterior montate pe semicuplajul 1;
- 4 - discuri de fricțiune prevăzute cu caneluri la interior, montate pe semicuplajul 2;
- 5 - dispozitiv hidraulic pentru realizarea forței de apăsare F_n pe suprafețele de contact ale discurilor de fricțiune.

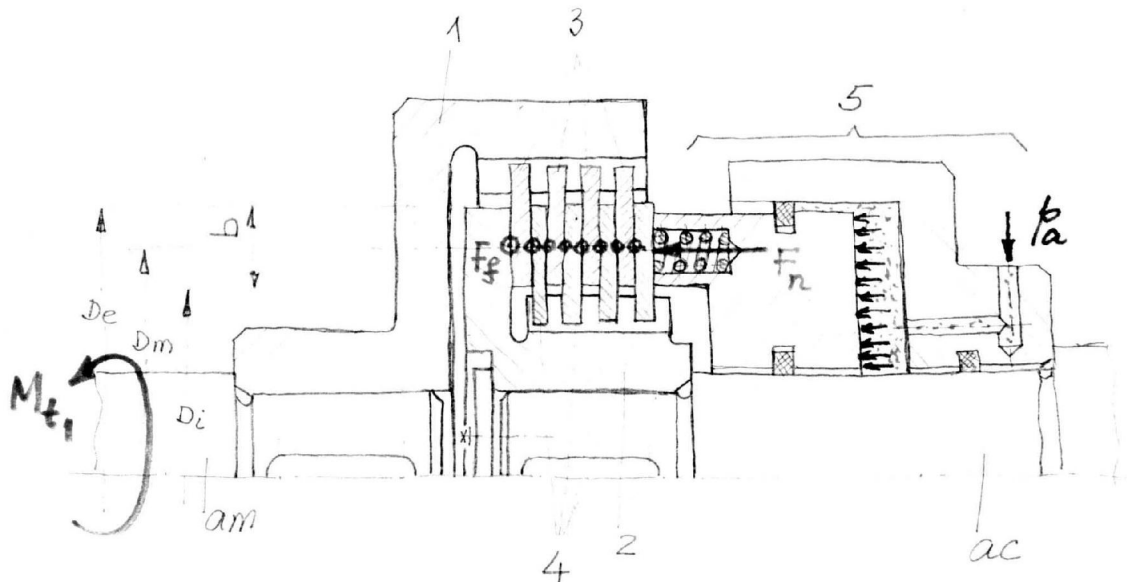


Fig. 10.25

Transmiterea momentului de torsiune se realizează prin frecarea dintre discuri F_f .

1. *Bazele teoretice ale procesului de ambreiere.* Analiza comportării dinamice a sistemului mecanic (mașină în motoare, ambreiaj, mașină de lucru) se realizează folosind model matematic simplificat din fig. 10.26.



Fig. 10.26

a. *Analiza dinamică și energetică a procesului de ambreiere.* Procesul de ambreiere cuprinde următoarele 3 faze (fig. 10.27):

- Perioada de cuplare – t_1 – în care momentul rezistent aplicat (existent) la semicuplajul de pe arborele condus este mai mare decât momentul de frecare.

- Perioada de patinare – t_p – în care se realizează accelerarea semicuplajului condus de la viteza unghiulară inițială ω_2 până la atingerea vitezei semicuplajului motor ($\omega_2 = \omega_1$). În această perioadă cele două discuri în contact având viteze unghiulare diferite, transferul de energie (transmiterea momentului de torsiune) se realizează cu patinare (frecare), ceea ce determină încălzirea și uzura suprafețelor de frecare. Momentul transmis de cuplaj este mai mare decât momentul rezistent: $M_f > M_r$, respectiv: $M_f = M_{ta} + M_r$, în care M_{ta} – momentul necesar pentru accelerarea arborelui condus.

- Perioada de demaraj – t_2 – în care are loc creșterea vitezei unghiulare a sistemului până la valoarea vitezei arborelui motor: $\omega_2 = \omega_1 = \omega_1$.

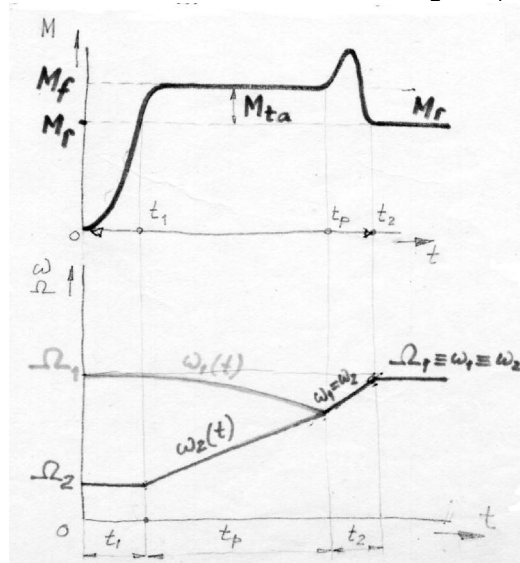


Fig. 10.27

Admi  nd ipotezele: for a de ap sare F_n se aplic instantaneu, iar coeficientul de frecare este constant (nu depinde de vitez), respectiv momentul de frecare este constant, rezult c $t_1 \ll t_p$ i $t_2 \ll t_p$. Ca urmare, perioada de ambreiere este aproximativ egal cu timpul de patinare, $T = t_p$, iar diagramele simplificate vor c p ta forma din fig. 10.28.

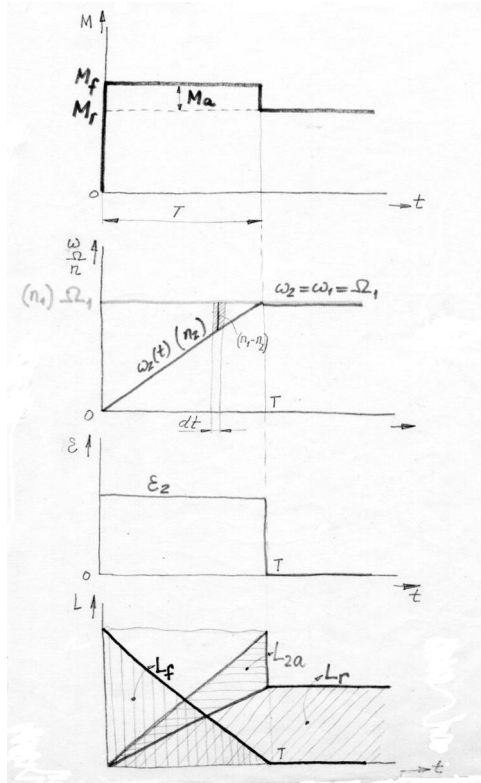


Fig. 10.28

Admi  nd ipotezele anterioare i utiliz nd modelul matematic propus, se pot scrie ecua iile diferen iale de echilibru dinamic sub forma:

$$J_1 \frac{d^2 \varphi_1}{dt^2} - M_m + M_f = 0$$

$$J_1 \frac{d^2 \varphi_1}{dt^2} + M_f = M_m$$

sau

$$J_2 \frac{d^2 \varphi_2}{dt^2} + M_r - M_f = 0$$

$$J_2 \frac{d^2 \varphi_2}{dt^2} + M_r = M_f$$

Prin integrarea celor dou ecua ii se ob in vitezele unghiulare ω_1 i ω_2 :

$$\omega_1(t) = \frac{d \varphi_1}{dt} = (M_m - M_f) \frac{t}{J_1} + \Omega_1; \quad \omega_2(t) = \frac{d \varphi_2}{dt} = (M_f - M_r) \frac{t}{J_2} + \Omega_2 \quad \rightarrow$$

$$t = T; \quad \omega_2 = \omega_1 = \Omega_1$$

Se poate admite:
$$\begin{cases} \omega_1(t) = \Omega_1 = ct \\ \Omega_2 = 0 \end{cases}$$

În aceste condiții se poate obține foarte simplu valoarea perioadei de ambreiere:

$$T = \frac{\omega_1 J_2}{M_f - M_r} = \frac{\omega_1 J_2}{M_{ta}} = \frac{\pi n_1 J_2}{30 M_{ta}}$$

Lucrul mecanic consumat prin frecare în perioada de ambreiere se va determina cu relația:

$$L_f = \int_0^T M_f (\omega_1 - \omega_2) dt = M_f \frac{\pi}{30} \int_0^T (n_1 - n_2) dt = \frac{\pi}{60} M_f n_1 T \quad [\text{N} \cdot \text{m}]$$

Puterea consumată prin frecare în timp de o oră, în care se realizează z ambreieri, va fi:

$$P_f = \frac{L_f \cdot z}{3600} \quad [\text{W}]$$

2. Calculul ambreiajului de fricțiune cu suprafețe plane de frecare.

A. Determinarea forței de apăsare F_n pentru transmiterea momentului de torsiune M_t dat

După cum s-a precizat transmiterea momentului de torsiune se realizează prin frecare. Funcționarea ambreiajului implică:

$$M_f \geq M_{t_1}, \quad \text{respectiv} \quad M_f = c_s M_{t_1}$$

Momentul de frecare, realizat ca urmare a apăsării normale cu forța F_n , se poate calcula cu relația (fig. 10.29):

$$M_f = \int_{\frac{D_i}{2}}^{\frac{D_e}{2}} \mu F_n \rho \cdot i_s = \int_{\frac{D_i}{2}}^{\frac{D_e}{2}} \mu p_m 2\pi \rho \cdot d\rho \cdot \rho i_s = \frac{\pi}{12} \mu p_m (D_e^3 - D_i^3) i_s = \frac{1}{3} \mu F_n \frac{D_e^3 - D_i^3}{D_e^2 - D_i^2} i_s,$$

în care:
$$p_m = \frac{F_n}{\frac{\pi}{4} (D_e^2 - D_i^2)}$$

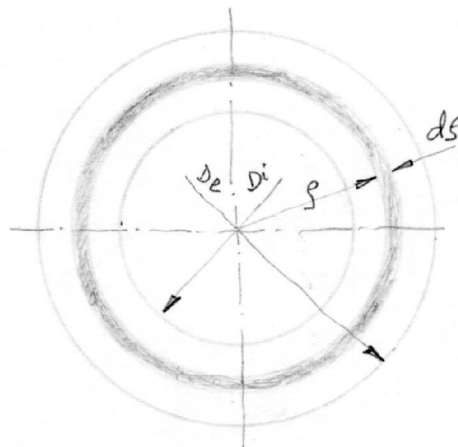


Fig. 10.29

Mai simplu, momentul de frecare se poate calcula cu relația:

$$M_f = \mu F_n \frac{D_m}{2} \cdot i_s$$

Rezultatul coeficientului de apă sare normal, necesar pentru transmiterea unui moment de torsiune dat, va fi:

$$F_n = \frac{3c_s M_{t1} (D_e^2 - D_i^2)}{\mu (D_e^3 - D_i^3)_s} \approx \frac{2c_s M_{t1}}{\mu D_m i_s}$$

în care: i_s este numărul suprafețelor de frecare.

Deoarece se urmărește ca pentru o valoare dată a momentului de torsiune ce trebuie transmis de ambreiaj, forța de apă sare F_n să fie cât mai mică, suprafețele în contact se vor realiza din materiale diferite care alcătuiesc un cuplu de fricțiune.

Simultan cu coeficientul de frecare ridicat, cuplul de materiale utilizat trebuie să prezinte următoarele calități: rezistență la uzare cât mai mare (se asigură astfel durabilitatea ambreiajului), rezistență termică, conductibilitate termică, rezistență chimică, îndeosebi la acțiunea lubrifianților la ambreiajele unisens, cost scăzut.

Sunt utilizate următoarele cupluri de materiale:

- OL / material nemetalic numit ferodou [azbest + liant (bachelit sau cauciuc) + armătură pentru mărirea conductibilității], cu funcționare în regim de frecare uscat :

$$\mu = 0,3 \dots 0,4 \quad (0,6)$$

$$p_a = (0,2 \dots 0,3) \text{ N / mm}^2$$

$$t_a = 250^\circ\text{C}$$

- OL cilit / OL cilit, cu funcționare în regim de frecare fluid :

$$\mu = 0,06 \dots 0,1 \quad (0,6)$$

$$p_a = (0,6 \dots 0,8) \text{ N / mm}^2$$

$$t_a = 80^\circ\text{C}$$

- OL / bronz sinterizat, cu funcționare în regim de frecare mixt sau fluid;

• OL c lit / carburi metalice sinterizate, cu func ionare în regim de frecare us-cat sau mixt .

B. Calculul la presiunea de constact a suprafe ei confec ionat din materialul mai slab din punctul de vedere al rezisten ai mecanice

B1. Verificarea la presiunea de contact :

$$p_m = \frac{F_n}{\frac{\pi}{4}(D_e^2 - D_i^2) i_s} \cong \frac{F_n}{\pi D_m b i_s} = \frac{2c_s M_{t_1}}{\pi \mu D_m^2 b \cdot i_s} \leq p_a$$

B2. Dimensionarea ambreiajului

Pentru dimensionare este necesar s se aleag :

- fie raportul $\frac{D_i}{D_e} = 0,5K 0,8 = k_1$,
- fie raportul $\frac{b}{D_m} = 0,15K 0,35 = k_2$.

Totodat este necesar s se stabileasc num rul de suprafe e de frecare, pentru care se recomand : $i_{max} = (15...30)$ suprafe e. Rela iile de dimensionare vor fi:

$$D_e = \sqrt[3]{\frac{12c_s M_{t_1}}{\mu i_s (1 - k_1^3) p_a}} \quad \text{sau} \quad D_m = \sqrt[3]{\frac{2c_s M_{t_1}}{\pi \mu i_s k_2 p_a}}$$

$$D_i = k_1 D_e \quad b = k_2 D_m$$

C. Verificarea ambreiajului la înc lzure

Majoritatea distrugerilor premature la ambreiajele cu fric iune se datoreaz cre terii excesive a temperaturii a suprafe elor de frecare. La ambreiajele cu ambele suprafe e de frecare metalice, temperatura ridicat poate determina fenomenul de gripare, iar dac una din suprafe e este un material nemetalic, se poate produce distrugerea acestuia, sau chiar desprinderea de pe placa din o el. Alte efecte negative ale înc lzirii excesive sunt: modificarea formei suprafe elor în contact, fisurarea, îndeosebi a suprafe elor metalice, varia ia coeficientului de frecare, oxidarea lubri fiantului în cazul ambreiajelor unse.

Calculul la înc lzure const în determinarea temperaturii medii la care func ioneaz ambreiajul, din ecua ia de bilan termic:

$$P_f = K A_c (t_m - t_o)$$

$$t_m = t_o + \frac{P_f}{K A_c} \leq t_a$$

în care:

K – coeficientul global de transfer termic prin carcasa ambreiajului;

A_c – aria exterioră a carcasei ambreiajului;

P_f – puterea pierdută prin frecare.

Dacă relația de verificare nu va fi satisfăcută se vor lua măsuri pentru reducerea ariei suprafeței exterioare a carcasei prin nervurare, reducerea forței de abraziune a uleiului în care funcționează ambreiajul etc.

D. Calculul la durabilitate

Constă în determinarea numărului de ore de funcționare a ambreiajului (L_h). Atunci când una din suprafețe este realizată dintr-un material nemetalic, acesta se montează pe suportul metalic fie prin nituire, fie prin înclăiere cu rășini sintetice termorezistente. Durata de funcționare a ambreiajului este determinată de adâncimea de uzură a suprafeței nemetalice până la nivelul niturilor, sau de grosimea suprafeței nemetalice în cazul când aceasta se fixează prin înclăiere (fig. 10.30):

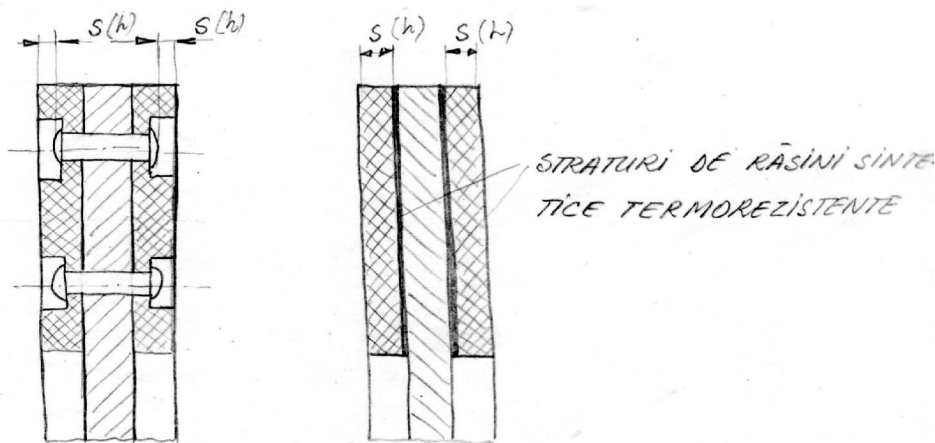


Fig. 10.30

$$L_h = \frac{\text{volumul total de material posibil de uzat}}{\text{volumul de material uzat într-o oră}} = \frac{\pi D_m b \cdot s(i_s)}{P_f \cdot q} \quad [\text{ore}]$$

în care q [$\text{m}^3/\text{W}\cdot\text{or}$] – coeficient specific de uzură, determinat experimental.

10.2.2. Ambreiaje automate

Cuplajele intermitente automate (ambreiajele automate) realizează cuplarea sau decuplarea automată a elementului condus în funcție de valoarea unui parametru din lanul cinematic: sensul de rotație, valoarea vitezei unghiulare, valoarea momentului de torsiune transmis.

1. Cuplajul unisens (de curs liber). Permite transmiterea momentului de torsiune într-un singur sens de mișcare (fig. 10.31). Este alcătuit din semicuplele 1 și 2 (inel exterior, respectiv interior), între care se realizează un spațiu sub formă de pană în care intră elementele 3 (de obicei role cilindrice) care, în funcție de sensul de rotație a inelului conducător, pot permite sau pot bloca deplasarea liberă a inelului condus.

lului. Pentru realizarea unei cuplări frâcări, elementele de blocare 3 trebuie să facă contact permanent cu ambele semicuple, scop în care se folosesc sisteme de tensionare – bolurile 4 și arcurile 5.

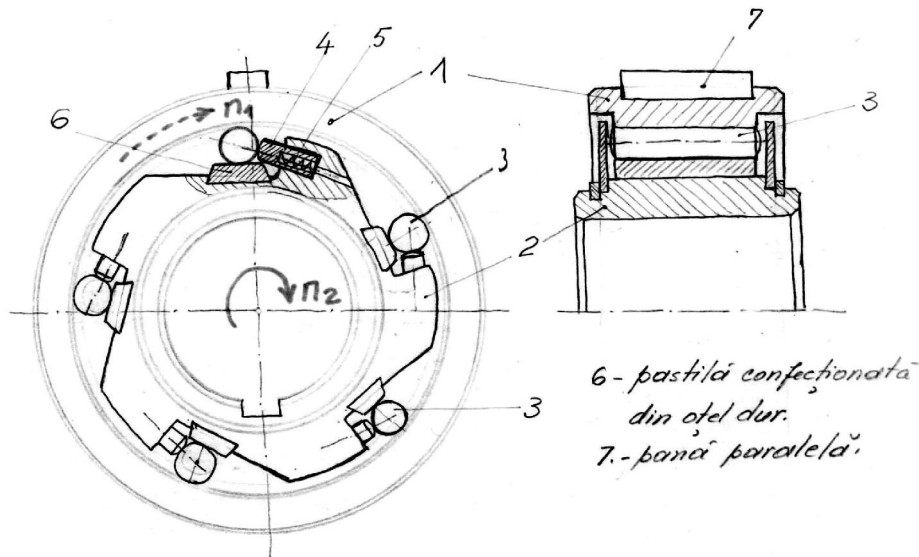


Fig. 10.31

2. Cuplajul centrifugal. Realizează cuplarea sau decuplarea arborilor la o anumită viteză, evitându-se astfel cuplarea în sarcină înainte ca arborele motor să fi înmagazinat o energie cinetică suficientă.

Cuplajele centrifugale cu saboși se pot realiza în două variante constructive:

a) normal decuplat – semicuplajul montat pe arborele motor, împreună cu saboșii, este montat la interiorul semicuplajului montat pe arborele condus.

b) normal cuplat – montajul se realizează invers.

Componențele cuplajului centrifugal cu saboși (fig. 10.32):

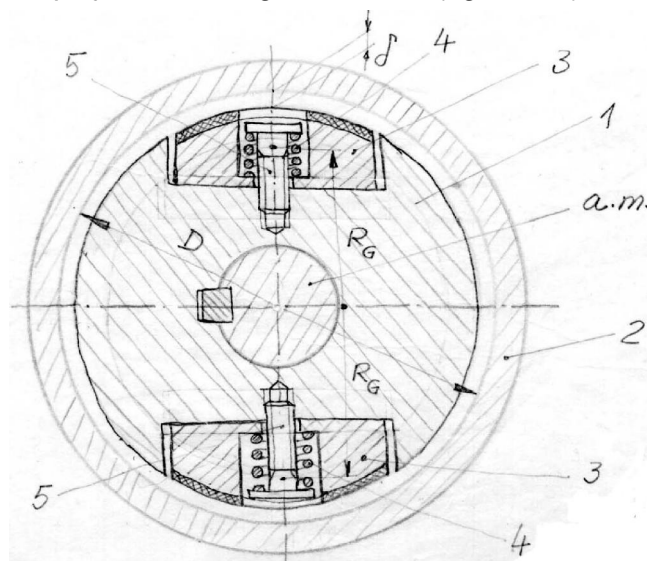


Fig. 10.32

- 1 - semicuplaj montat pe cap ătul arborelui motor (a.m.)
- 2 - semicuplaj montat pe cap ătul arborelui condus;
- 3 - sabo i placa i la exterior cu material de fric iune;
- 4 - arcuri elicoidale cilindrice montate prestrâns cu o for ăt F_o prin intermediul uruburilor 5.

Cuplajul este normal decuplat; căt timp for a centrifug este mai mic decăt for a de prestrângere a arcului, $F_c < F_o$, jocul dintre sabo i i semicupla 2 se men ine egal cu δ .

În momentul când for a centrifug egaleaz for a de prestrângere a arcului, jocul dintre sabo i i semicupla 2 se mic oreaz la valoarea:

$$j = \delta - f_o,$$

în care:

$$f_o = \frac{8F_o D_m^3 \cdot n}{G d^4} - s \text{ - sgeata de deformare a arcului la montaj}$$

D_m – diametrul mediu de înf urare a arcului;

d – diametrul sârmei din care este confec ionat arcul.

Cre terea vitezei unghiulare a arborelui motor peste o valoare limit – valoarea pentru care se anuleaz jocul dintre sabo i i semicuplajul 2 – determin ıntrarea în func iune a cuplajului, respectiv se va transmite momentul de torsiune de la arborele motor la arborele condus prin frecarea dintre sabo i i semicuplajul 2 :

$$M_f = \mu F_n z \frac{D}{2} = \mu (F_c - F_a) \frac{D}{2} z$$

în care:

$$F_c = m R_G \omega_1^2 \quad \text{i} \quad F_a = \left(F_o + \frac{G d^4 \delta}{8 D_m^3 n} \right)$$

m - masa unui sabot;

z - num rul de sabo i;

R_G - raza de pozi ie a centrului de greutate al sabotului.

Condi ia de func ionare a cuplajului: $M_f \geq M_1$.



TRANSMISII PRIN CURELE

Transmisiiile prin curele sunt utilizate atunci când este necesar transmiterea momentului de torsiune între doi sau mai mulți arbori necoaxiali, situați la o distanță mai mare decât la transmisiiile prin roți dințate sau prin roți cu fricțiune (fig. 11.1).

Această transmisie are cel puțin două roți de curea, 1 și 2, montate pe arborele motor (a.m.), respectiv condus (a.c.), pe care se înfășoară elementul elastic 3, numit curea. Transmiterea momentului de torsiune de la arborele motor la arborele condus se va realiza indirect, prin frecarea dintre curea și roți, motiv pentru care curea se va monta cu pretensionare.

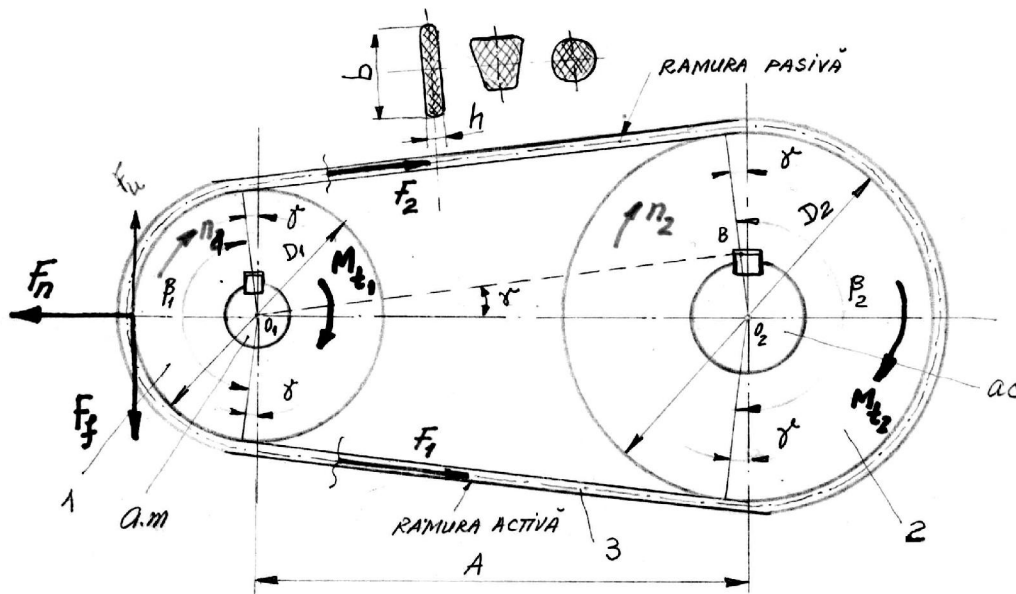


Fig. 11.1

- Utilizarea transmisiiilor prin curele asigură următoarele avantaje:
- construcție simplă între inere simple;
 - posibilitatea transmiterii momentului și puterii între doi arbori, cu poziții oarecare în spațiu, aflați la o distanță relativ mare unul de altul;
 - antrenarea arborelui condus fără ocări și vibrații torsionale, acestea fiind atenuate de prezența curelei ca element elastic;
 - poate constitui un element de siguranță în lanțul cinematic din care face parte, prin posibilitatea patinării curelei pe roți;

- randament relativ ridicat (0,92...0,96).

Simultan, apar și următoarele dezavantaje:

- nu asigură un raport de transmitere constant în timp, din cauza alunecării elastice a curelei pe roți;
- dimensiuni relativ mari ale roților pentru curea;
- introduc forțe relativ mari pe arborii antrenanți datorită pretensionării;
- necesitatea tensionării periodice a curelei, datorită slăbirii acesteia prin deformare plastică sau uzare;
- sensibilitate la câldură, umiditate etc., în sensul modificării (scăderii) coeficientului de frecare.

Transmișiile prin curele sunt utilizate frecvent în construcția mașinilor unelte, a mașinilor agricole și textile, a autovehiculelor, precum și pentru antrenarea pompelor, ventilatoarelor, compresoarelor etc.

Domeniul de rapoarte de transmitere (i), puteri (P), viteze (v) și distanțe între axe (A), în care se pot folosi transmișiile prin curele, este limitat superior la:

$i \leq 8$ (≤ 20) – comparabil cu al altor transmisii într-o treaptă (angrenaje cilindrice, conice);

$P \leq 2000 \text{ kW}$ $v \leq 90 \text{ m/s}$ $A < 12 \text{ m}$	curele late
---	-------------

$P \leq 1200 \text{ kW}$ $v \leq 40 \text{ m/s}$ $A \leq 3 \text{ m}$	curele trapezoidale
---	---------------------

Transmișiile prin curele se pot clasifica după următoarele criterii:

- a. după forma secțiunii transversale
 - a.1. curele late
 - a.2. curele trapezoidale
 - a.3. curele rotunde
- b. după materialul din care sunt confecționate
 - b.1. nemetalice
 - b.2. metalice
- c. după poziția relativă a arborilor între care se realizează transmiterea momentului de torsiune
 - c.1. transmisii prin curele cu arbori paraleli
 - c.2. transmisii prin curele cu arbori încrucișați.

11.1. TRANSMISII PRIN CURELE LATE

11.1.1. Materiale utilizate pentru construcția curelelor late

Curelele late se pot executa din materiale omogene (același material): piele, oțel de înaltă rezistență sub formă de bandă, bumbac, celofibr, mătase sintetică

etc. sau din mai multe materiale – curele compound – la care se îmbin calitățile de rezistență ale fibrei confecționată din material plastic (poliamid, poliester) cu cele de frecare și de rezistență la uzare ale stratului din piele aplicat pe fața cu care vin în contact cu roțile. Cu excepția curelelor din piele și band din oțel, secțiunea curelelor late este alcătuită dintr-o inserție de rezistență – textil, fibră sintetică, fibră de sticlă, sârmă de oțel – înglobată într-un material compact – cauciuc vulcanizat, material plastic – eventual protejat pe suprafața activă cu un strat de es tur cauciucat sau material plastic cu proprietăți de frecare superioare.

Capetele curelelor late se îmbin prin lipire, vulcanizare (fig. 11.2) și mai rar prin coasere.

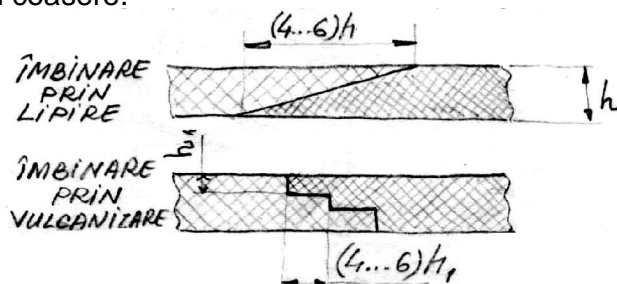


Fig. 11.2



Fig. 11.3

Curelele late de tip compound, din materiale plastice și curelele late din atele (fig. 11.3) se confecționează fără zone de îmbinare.

11.1.2. Elemente geometrice și cinematice

Considerând transmisia prin curea lată între arbori paraleli, cu înfășurarea simplă (dreaptă) la care cureaua este perfect întinsă, respectiv nu are loc alunecarea curelei pe roți, se poate scrie:

$$v_1 = \frac{\pi D_1 n_1}{60} = v_2 = \frac{\pi D_2 n_2}{60}$$

din care se obține:

$$\frac{n_1}{n_2} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{D_2}{D_1} = i_{1-2}$$

ținând seama de alunecarea elastică a curelei pe roți, raportul real de transmitere a mișcării se va calcula cu relația:

$$i_{1-2} = \frac{D_2}{D_1(1-\xi)}$$

în care $\xi = (0,01K0,02)$ reprezintă coeficientul de alunecare elastică.

Elementele geometrice caracteristice sunt:

- diametrul roții mici pentru curea :
 - curele late compound: $D_1 = (360...480) \sqrt[3]{P_1[\text{kW}] / \omega_1[\text{rad/sec}]} \text{ [mm]}$
 - curele late simple: $D_1 = (390...545) \sqrt[3]{P_1[\text{kW}] / \omega_1[\text{rad/sec}]} \text{ [mm]}$
- diametrul roții mari pentru curea : $D_2 = D_1(1-\xi) \cdot i_{1-2}$
- unghiurile de înfășurare a curelei pe cele două roți :

$\beta_1 = \pi - 2\gamma$ i $\beta_2 = \pi + 2\gamma$; $\gamma = \arcsin \frac{D_2 - D_1}{2A} \Rightarrow$ unghiul dintre ramurile curelei.

De regulă, valorile unghiului β_1 trebuie să fie mai mari decât 150° pentru a limita alunecarea curelei, în cazul absenței ei a roților de întindere.

• lungimea curelei:

$$L = 2A \cos \gamma + \frac{1}{2} D_1 (\pi - 2\gamma) + \frac{1}{2} D_2 (\pi + 2\gamma)$$

• distanța dintre axe:

$$A_{\min} \geq (1,5K_2)(D_1 + D_2) \quad \text{- pentru curele late obișnuite}$$

$$0,75(D_1 + D_2) \leq A \leq 2(D_1 + D_2) \quad \text{- pentru curele compound.}$$

11.1.3. Forțele și tensiunile din curea lată

Pentru asigurarea transmiterii momentului de torsiune, curea este întinsă inițial astfel încât, în repaus, în fiecare din ramurile acesteia există forța F_0 . În timpul funcționării ramura activă a curelei este tensionată suplimentar până la forța F_1 , iar ramura pasivă este parțial descărcată, până la forța F_2 (fig.11.4).

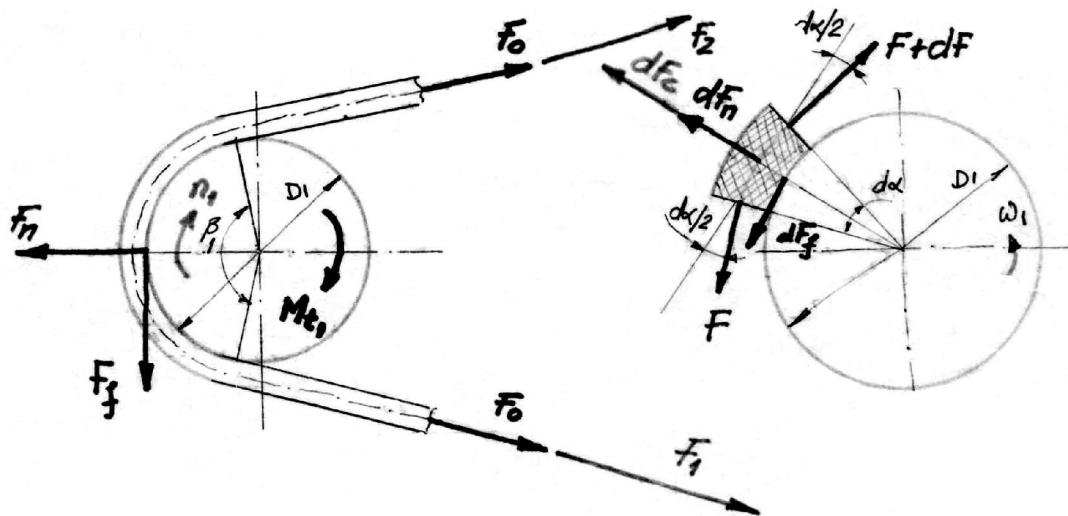


Fig. 11.4

Pentru stabilirea relației dintre aceste forțe se consider următoarele ipoteze simplificatoare: întindere constantă, curea subțire și flexibilă și coeficientul de frecare constant. Pentru elementul de curea de lungime $\frac{D_1}{2} d\alpha$ și aria secțiunii A_c , echilibrul de forțe pe direcție radială și tangențială conduce la relațiile:

$$\begin{cases} dF_c + dF_n = (F + dF) \sin \frac{d\alpha}{2} + F \sin \frac{d\alpha}{2} \\ (F + dF) \cos \frac{d\alpha}{2} - F \cos \frac{d\alpha}{2} - \mu dF_n = 0 \end{cases}$$

Admi  nd:

$$\sin \frac{d\alpha}{2} \approx \frac{d\alpha}{2} \quad \text{si} \quad \cos \frac{d\alpha}{2} \approx 1$$

rezult

$$\begin{cases} dF_c + dF_n = 2F \frac{d\alpha}{2} + dF \frac{d\alpha}{2} \\ dF = \mu dF_n \end{cases}$$

 n care se poate neglija $\left(dF \cdot \frac{d\alpha}{2} \right)$, fiind mult mai mic dec t ceilal   termeni.

Din combinarea celor dou   rela  ii rezult   :

$$dF_n = F d\alpha - dF_c$$

$$dF_n = \frac{1}{\mu} dF$$

respectiv: $dF = \mu(F d\alpha - dF_c)$.

Efectele for  ei centrifuge în timpul func  ion ării apar prin:

$$dF_c = r \cdot \omega_1^2 dm = \frac{D_1}{2} \cdot \omega_1^2 A_c \cdot \rho \frac{D_1}{2} d\alpha = \rho v^2 A_c d\alpha = F_c \cdot d\alpha$$

Înlocuind for  a centrifug în rela  ia anterioar  , se ob ține:

$$dF = \mu (F - F_c) d\alpha \quad \text{sau} \quad \frac{dF}{F - F_c} = \mu d\alpha$$

Prin integrare între limitele: $F: F_1 \quad \text{si} \quad F_2$
 $\alpha: 0 \quad \text{si} \quad \beta_1$

se ob ține:

$$F_1 - F_c = (F_2 - F_c) e^{\mu\beta_1}$$

la care se adaug   : $F_1 - F_2 = F_u = \frac{2M_{t_1} c_s}{D}$, vor rezulta cele dou   for  e din ramurile curelei în timpul func  ion  rii:

$$F_1 = F_u \frac{e^{\mu\beta_1}}{e^{\mu\beta_1} - 1} + F_c \quad \text{si} \quad F_2 = F_u \frac{1}{e^{\mu\beta_1} - 1} + F_c$$

Tensiunile în cele dou   ramuri ale curelei vor fi:

$$\sigma_{t_1} = \frac{F_1}{A_c} = \sigma_{t_u} \frac{e^{\mu\beta_1}}{e^{\mu\beta_1} - 1} + \sigma_{t_c}$$

$$\sigma_{t_2} = \frac{F_2}{A_c} = \sigma_{t_u} \frac{1}{e^{\mu\beta_1} - 1} + \sigma_{t_c}$$

în care:

$$\sigma_{t_u} = \frac{F_u}{A_c} \quad \text{și} \quad \sigma_{t_c} = \frac{F_c}{A_c} = \rho v^2 = \frac{\gamma}{g} v^2$$

În porțiunile de curea înfășurate pe cele două roți intervine în mod suplimentar o solicitare de încovoiere care, în ipoteza că materialul curelei respectă legea lui Hooke, se poate calcula cu relația:

$$\begin{aligned} \sigma_{i_{1,2}} = \varepsilon E = \frac{\Delta L}{L} E &= \frac{\left(\frac{D_{1,2}}{2} + h\right) d\alpha - \left(\frac{D_{1,2}}{2} - \frac{h}{2}\right) d\alpha}{\left(\frac{D_{1,2}}{2} + \frac{h}{2}\right) d\alpha} E = \\ &= \frac{\frac{h}{2} d\alpha}{\frac{D_{1,2} + h}{2} d\alpha} E \approx \frac{h}{D_{1,2}} E \cdot 0,7 \approx 0,7 \frac{h}{D_{1,2}} E \end{aligned}$$

în care coeficientul 0,7 ține seama de reducerea modulului de elasticitate al curelei în timp.

Tensiunile totale din ramurile curelei se vor calcula cu relațiile:

- în ramura activă

$$\sigma_{tot_1} = \sigma_{t_u} \frac{e^{\mu\beta_1}}{e^{\mu\beta_1} - 1} + \rho v^2 + 0,7 \frac{h}{D_1} E$$

- în ramura pasivă

$$\sigma_{tot_2} = \sigma_{t_u} \frac{1}{e^{\mu\beta_1} - 1} + \rho v^2 + 0,7 \frac{h}{D_2} E$$

iar repartiția acestora de-a lungul curelei se va prezenta ca în fig. 11.5:

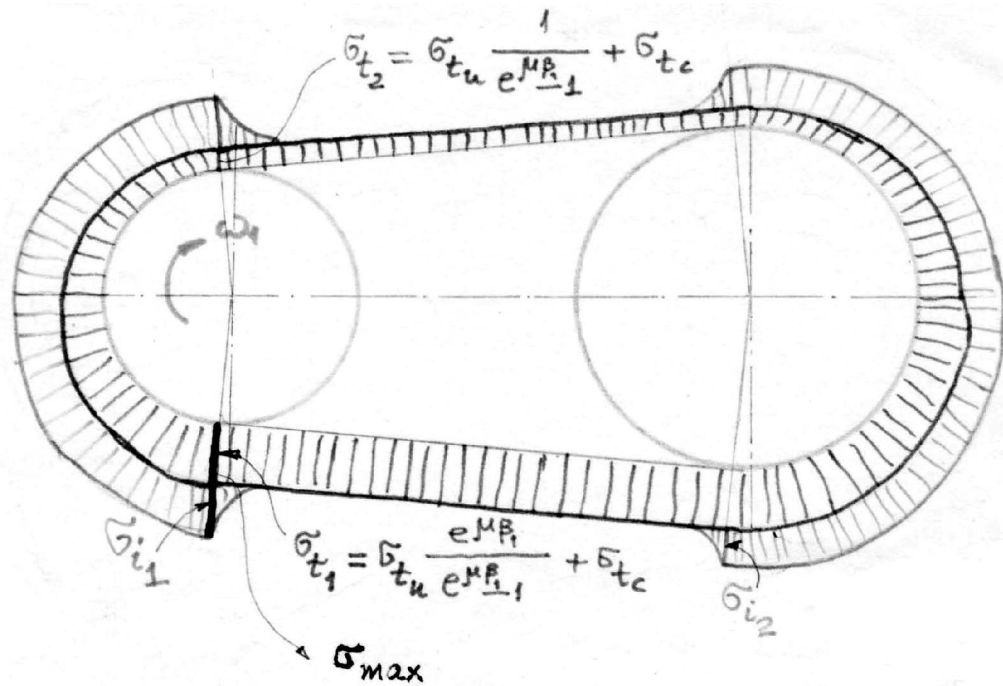


Fig. 11.5

$$\sigma_{max} = \sigma_{tot_1} = \sigma_{t_u} \frac{e^{\mu\beta_1}}{e^{\mu\beta_1 - 1}} + \sigma_{t_c} + \sigma_{i_1} \leq \sigma_{at}$$

Din rela ia tensiunii maxime se poate determina efortul unitar datorat for ei utile transmis de curea:

$$\sigma_{t_u} = \left[\sigma_{at} - \sigma_{t_c} - \sigma_{i_1} \right] \frac{e^{\mu\beta_1} - 1}{e^{\mu\beta_1}},$$

în care:

$$\sigma_{at} = \frac{\sigma_r}{c_r}$$

σ_r – rezisten a de rupere a materialului curelei

c_r – coeficientul de siguran ; $c_r = 6,5 \dots 13$.

For a F_o de pretensionare a curelei se poate determina cu rela ia:

$$F_o = \frac{1}{2}(F_1 + F_2 + 2F_c) = \frac{1}{2} \left[F_u \left(\frac{e^{\mu\beta_1} + 1}{e^{\mu\beta_1} - 1} \right) + 2F_c \right] \text{ sau}$$

$$F_o = F_u \frac{e^{\mu\beta_1} + 1}{2(e^{\mu\beta_1} - 1)} + F_c = \frac{1}{2} F_u \frac{e^{\mu\beta_1} + 1}{e^{\mu\beta_1} - 1} + F_c$$

For a util transmis de curea se poate calcula cu rela ia:

$$F_u = F_1 - F_2 = 2(F_o - F_c) \frac{e^{\mu\beta_1} - 1}{e^{\mu\beta_1} + 1}.$$

11.1.4. Alunecarea curelei pe roți

Fenomenul de alunecare a curelei pe roți poate fi de natură elastică sau poate fi de patinare.

Fora de întindere din curea variază de-a lungul curelei de la valoarea minimă F_2 – în ramura pasivă – la valoarea maximă F_1 – în ramura activă. Ca urmare vor apărea deformări elastice diferite în cele două ramuri, iar pe cele două roți, datorită variației forței de întindere vor apărea diferențe de deformare elastică (scurtarea treptată, respectiv lungirea treptată a curelei), se va produce o alunecare între roți și curea. Fenomenul de alunecare elastic influențează negativ raportul de transmitere a mișcărilor, în sensul că acesta nu va fi constant în timp. Alunecarea elastică se poate exprima prin coeficientul de alunecare:

$$\xi = \frac{v_1 - v'_1}{v_1} = \frac{v_a}{v_1}$$

în care:

- v_1 – viteza curelei la începutul înfășurării pe roata motoare;
- v'_1 – viteza curelei în momentul „ruperii” contactului cu roata motoare;
- v_a – viteza de alunecare (roata motoare în raport cu cureaua).
- $\xi = 0,01$ – pentru curele late din textile cauciucate;
- $\xi = 0,015$ – pentru curele late din piele și curele compoand;
- $\xi = 0,02$ – pentru curele din material plastic.

Pentru asigurarea raportului de transmitere constant, diametrul roții conduse se va calcula cu relația:

$$D_2 = (1 - \xi) i_{1-2} \cdot D_1$$

Dacă forța utilă de transmisă va depăși valoarea dată de relația:

$$F_u = \frac{2(F_o - F_c)(e^{\mu\beta_1} - 1)}{(e^{\mu\beta_1} + 1)},$$

alunecarea elastică va fi însoțită de fenomenul de patinare, care va determina încălziri locale și uzuri accentuate.

Apariția fenomenului de patinare (depășirea capacității de transmitere a momentului de torsiune) poate fi pusă în evidență prin coeficientul de tracțiune (întindere):

$$\varphi = \frac{F_u}{2(F_o - F_c)} = \frac{e^{\mu\beta_1} - 1}{e^{\mu\beta_1} + 1}$$

care poate fi studiat pe cale experimentală în corelație cu alunecarea relativă și cu randamentul transmisiei (fig. 11.6)

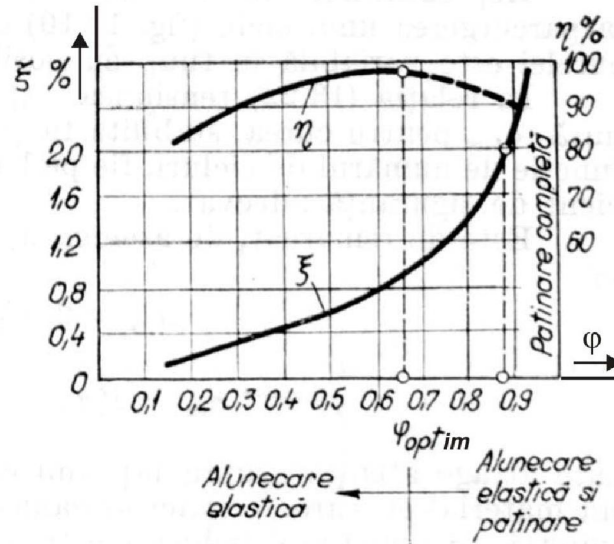


Fig. 11.6

Valoarea optimă a coeficientului de tracțiune φ_{optim} pentru care, la limită, se evită patinarea și randamentul η are o valoare maximă este dependentă de materialul de contact al curelei cu roata.

11.1.5. Calculul transmisiei prin curea lat

Date inițial cunoscute:

- puterea transmisă de la roata motoare (arborele motor) la roata condusă (arbore condus): P_1 [kW];
- turația roții motoare (a arborelui motor): n_1 [rot/min];
- raportul de transmitere a mișcărilor: $i_{1,2}$.

Elemente calculate:

- momentul de torsiune transmis:

$$M_{t_1} = 9,55 \times 10^6 \frac{P_1 [\text{kW}]}{n [\text{rot/min}]} [\text{N} \cdot \text{mm}]$$

- diametrul roții mici pentru curea D_1 se va determina cu una din relațiile prezentate anterior funcție de materialul curelei;

- viteza de rotație a curelei

$$v = \frac{\pi D_1 n_1}{60} [\text{m/s}] \leq v_a \quad \text{- viteza admisibilă se adoptă în funcție de materialul}$$

curelei;

- alegerea raportului $\frac{h}{D_1} = \frac{1}{30} K \frac{1}{20}$ și stabilirea grosimii curelei:

$$h = \left(\frac{h}{D_1} \right) \cdot D_1;$$

- diametrul roii mari pentru curea: $D_2 = (1 - \xi) i_{1-2} D_1$, în care ξ se alege în funcție de materialul curelei, aflat în contact cu roata;

- distanța dintre axe (atunci când nu este impus)

$$A \geq (1,5K_2) \cdot (D_1 + D_2) \quad \text{- pentru curele late obișnuite}$$

$$0,75(D_1 + D_2) \leq A \leq 2(D_1 + D_2) \quad \text{- pentru curele late compound;}$$

- unghiul de înclinare a curelei $\sin \gamma = \frac{D_2 - D_1}{2A}$, în care A poate fi impus sau ales;

- unghiurile de înfășurare a curelei pe cele două roți:

$$\beta_1 = \pi - 2\gamma > 150^\circ \quad \text{și} \quad \beta_2 = \pi + 2\gamma$$

- lungimea curelei: $L = 2A \cos \gamma + \frac{D_1}{2} \beta_1 + \frac{D_2}{2} \beta_2$, în care β_1 și β_2 sunt în radiani;

- verificarea curelei la oboseală prin determinarea frecvenței îndoirilor $f = \frac{vNr}{L}$, în care Nr – numărul de roți; $f \leq f_{\max}$ - adoptat în funcție de materialul curelei;

- forța utilă transmisă: $F_u = \frac{2M_{t1}}{D_1} = P_1 / v_1$ [N]

- tensiunea datorată forțelor utile transmise:

$$\sigma_{tu} = \left(\frac{\sigma_r}{c_r} - \frac{\gamma v^2}{g} - E \frac{h}{D_1} 0,7 \right) \frac{e^{\mu \beta_1} - 1}{e^{\mu \beta_1}},$$

Dacă se face apel la factorul de întindere optim, se obține:

$$\sigma_{t_u} = \frac{2\varphi_{\text{optim}}}{1 + \varphi_{\text{optim}}} \left(\frac{\sigma_r}{c_r} - \frac{\gamma v^2}{g} - E \frac{h}{D_1} 0,7 \right)$$

- tensiunea utilă admisibilă: $\sigma_{t_{ua}} = \sigma_{tu} \cdot K_f \cdot K_p \cdot K_t \cdot K_\beta / K_d$,

unde:

K_f - coeficient dependent de frecvența îndoirilor curelei;

K_p - coeficient dependent de poziția transmisiei (orizontal, înclinat, vertical);

K_t - coeficient dependent de modul de întindere (tensionare) a curelei;

K_β - coeficient dependent de unghiul de înfășurare a curelei;

K_d - coeficient dinamic de suprasarcini;

- lăimea curelei: $b \geq \frac{F_u}{\sigma_{atu} \cdot h}$ [mm]

- for a de întindere inițial a curelei:

$$F_o = F_u \frac{e^{\mu\beta_1} + 1}{2(e^{\mu\beta_1} - 1)} + F_c = \frac{1}{2}(F_1 + F_2 + 2F_{tc})$$

- for a de apăsare a curelei pe cei doi arbori:

$$F_a = \sqrt{F_1^2 + F_2^2 - 2F_1F_2 \cos 2\gamma}$$

11.2. TRANSMISII PRIN CURELE TRAPEZOIDALE

11.2.1. Caracterizare

Transmisiile prin curele trapezoidale asigură transmiterea momentului de torsiune între doi arbori aflați la distanță mai mică, comparativ cu curelele late și cu un raport de transmitere mai mare. La transmisiile prin curele trapezoidale, forțele de lucru ale curelei sunt flancurile laterale ale secțiunii curelei, motiv pentru care momentul de torsiune transmis este mai mare, la aceeași forță de apăsare pe arbori (efectul de împănare a curelei în canalul din roată determină creșterea coeficientului de frecare) – fig. 11.7:

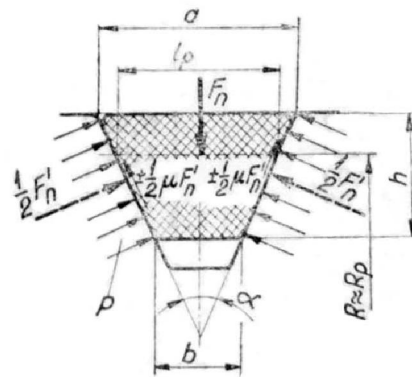


Fig. 11.7

$$F_n = 2 \cdot \frac{1}{2} F'_n \sin \frac{\alpha}{2} = F'_n \sin \frac{\alpha}{2}$$

$$F_u = F_f = 2 \cdot \frac{1}{2} \mu F'_n = \mu F'_n = \mu \frac{F_n}{\sin \alpha / 2} = F_n \frac{\mu}{\sin \frac{\alpha}{2}} = \mu' F_n$$

unde: $\mu' > \mu$ - deci la aceeași forță de apăsare normală, forța utilă este mai mare.

Simultan cu avantajele precizate, la transmisiile prin curele trapezoidale apar și următoarele dezavantaje: durabilitate mai scăzută deoarece raportul $h / D_{1,2}$ este mult mai mare, preț de cost mai ridicat deoarece se folosesc în paralel mai multe curele, iar pe periferia roților este necesară prelucrarea canalelor corespunzătoare.

Frecvent, transmisiile prin curele trapezoidale sunt utilizate pentru transmiterea mișcării și puterii între arbori paraleli.

Cureaua trapezoidală cuprinde în seciune (fig. 11.8): straturi din esutur de bumbac (1) sau nuri din fire de cord (2), acestea constituind elementele de rezistență – învelite într-o masă din cauciuc sintetic (3) – asigură elasticitatea curelei – iar la exterior o esutură cauciucată (4) cu rol de rezistență la uzare și de protecție.

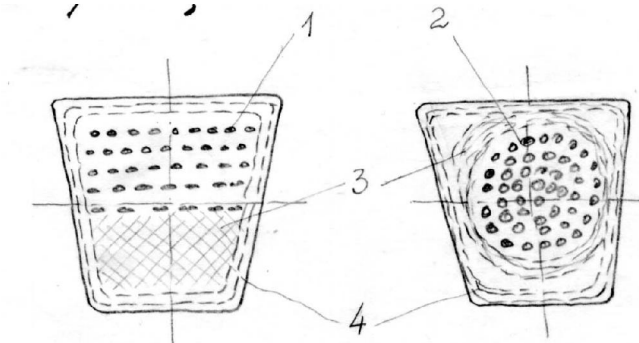


Fig. 11.8

Seciunile curelelor trapezoidale sunt standardizate: curele trapezoidale normale (clasice) Y, Z, A, B, C, D, E, F; curele trapezoidale înguste: SPZ, 16x15, SPA, SPB, SPC.

Dimensiunea caracteristică a curelei trapezoidale este lăimea p măsurată în seciunea fibrelor nedeformate în timpul înfășurării pe cele două roți.

Pentru a se evita blocarea curelei în canalul din roată se recomandă $\alpha \geq 34^\circ$, frecvent $\alpha = 40^\circ$.

Pentru calculul elementelor geometrice și cinematice se utilizează relațiile de la transmisia prin curea lată, cu precizarea că cele două diametre ale roților se definesc nu la exterior ci în dreptul fibrelor nedeformate ale seciunii curelei - D_{p1} , respectiv D_{p2} .

11.2.2. Forțele din cureaua trapezoidală

Deoarece coeficientul de frecare crește datorită efectului de împănare, expresia $e^{\mu\beta_1}$ atinge valori mari, astfel că $(e^{\mu\beta_1} - 1)/e^{\mu\beta_1} \approx 1$.

Particularizând relațiile de la transmisia prin curea lată, rezultă:

- forța din ramura activă: $F_1 = F_u$
- forța din ramura pasivă: $F_2 \approx 0,1 F_u$
- coeficientul de tracțiune: $\varphi = 1$
- forța de întindere inițială: $F_0 \approx 0,6 F_u$
- apăsarea curelei pe arbori: $F_a \approx (1,5K_2) F_u$.

11.2.3. Calculul transmisiei prin curea trapezoidală

Transmisiile prin curele trapezoidale se calculează pe baza prescripțiilor date în STAS, în următoarea succesiune de etape:

Elemente inițial cunoscute :

- puterea de transmis (la arborele motor): P_1 [kW];
- turaia arborelui motor: n_1 [rot/min];
- turaia arborelui condus: n_2 [rot/min] sau raportul de transmitere;
- ansamblul din care face parte transmisia (mașina motoare – transmisia – mașina de lucru).

Elemente alese sau calculate :

- alegerea profilului curelei din nomogramele prezentate în STAS în funcție de puterea și turaia de la arborele motor;

- alegerea diametrului roții mici D_{P1} pentru curea, conform STAS;

- raportul de transmitere a mișcărilor: $i_{1-2} = \frac{n_1}{n_2}$, sau este cunoscut inițial;

- diametrul roții mari pentru curea: $D_{P2} = i_{1-2} \cdot D_{P1}$

- alegerea distanței dintre axe: $0,7(D_{P1} + D_{P2}) \leq A \leq 2(D_{P1} + D_{P2})$

- unghiul de înclinare al curelelor: $\sin \gamma = \frac{D_{P2} - D_{P1}}{2A}$

- unghiurile de înfășurare a curelei pe cele două roți: $\beta_1 = \pi - 2\gamma$, respectiv $\beta_2 = \pi + 2\gamma$

- lungimea curelei: $L_p = 2A \cos \gamma + \frac{D_1}{2} \beta_1 + \frac{D_2}{2} \beta_2$, β_1 și β_2 în radiani.

Se alege din stas lungimea cu valoarea cea mai apropiată. În funcție de lungimea efectivă a curelei se recalculează distanța dintre axe.

- viteza periferică a curelei: $v = \frac{\pi D_{P1} n_1}{60}$ [m/s]

- numărul necesar de curele: $z_o = \frac{P_1}{P_o} \frac{c_d}{c_L c_\beta}$; $z = \frac{z_o}{c_z} \leq 12$ curele,

unde:

P_o - puterea transmisă de o curea, indicat în standard;

c_d - coeficient dinamic dependent de caracterul mașinilor motoare și de lucru;

c_L - coeficient dependent de lungimea curelei;

c_β - coeficient dependent de unghiul de înfășurare al curelei pe roata mică de curea;

c_z - coeficient dependent de numărul de curele.

- frecvența îndoirilor: $f = \frac{N_r \cdot v}{L_p} \leq 40$ [îndoiri/sec]

- forța de întindere inițială a curelei: $F_o \equiv 0,6F_u$

- forța de apăsare a curelei pe arbori: $F_a \approx (1,5K_2)F_u$.

Elementele constructive ale roilor pentru curea se vor alege conform STAS.



ORGANELE DE ASAMBLARE ELASTIC (ARCURILE)

12.1. CARACTERIZARE

12.1.1. Domenii de utilizare

Arcurile sunt organe de m^{on}ini care, datorit^ă formei constructive i calit^ăii de elasticitate ridicat^ă a materialelor din care sunt confec^ționate, au proprietatea de a se deforma elastic, relativ mult, sub ac^țiunea sarcinilor exterioare i de a reveni la forma ini^țial^ă dup^ă înde^lep^țirea acestora. Simultan cu deformarea elastic^ă, arcul înmagazineaz^ă lucrul mecanic efectuat de sarcina exterioar^ă, pe care îl poate reda integral sau par^țial în perioada de revenire, în func^ție de existen^{ța} a for^țelor de frecare între elementele componente ale arcului sau în materialul din care acesta este realizat.

Arcul realizeaz^ă o leg^{ăt}ur^ă elastic^ă între dou^ă piese sau subansamble, simultan putând îndeplini unul din urm^{ăto}arele roluri func^ționale:

- amortizeaz^ă energia de oc^ă i vibra^{ți}iile (suspensiile de la autovehicule, funda^{ți}ii);
- acumularea energiei i redarea acesteia treptat sau într-un timp foarte scurt (mecanismele aparatelor de m^ăsur^ă, arcurile de la supape);
- exercitarea unor for^țe elastice permanente (arcurile de la ambreiaje, supape de siguran^{ță});
- m^ăsurarea sarcinilor prin utilizarea dependen^{ței} dintre m^ărimea acestora i m^ărimea deforma^{ți}ilor suferite de arc (dinamometre, chei dinamometrice);
- modificarea frecven^{ței} proprii a ansamblului sau subansamblului în care sunt montate.

12.1.2. Clasificarea arcurilor

Criteriul de baz^ă dup^ă care se pot clasifica arcurile este solicitarea principal^ă a materialului (a sec^{ți}unii de rezisten^{ță}) a arcului.

a) *arcuri solicitate la încovoiere*

a.1. **arc lamelar simplu** (fig. 12.1) încastrat

simplic rezemat

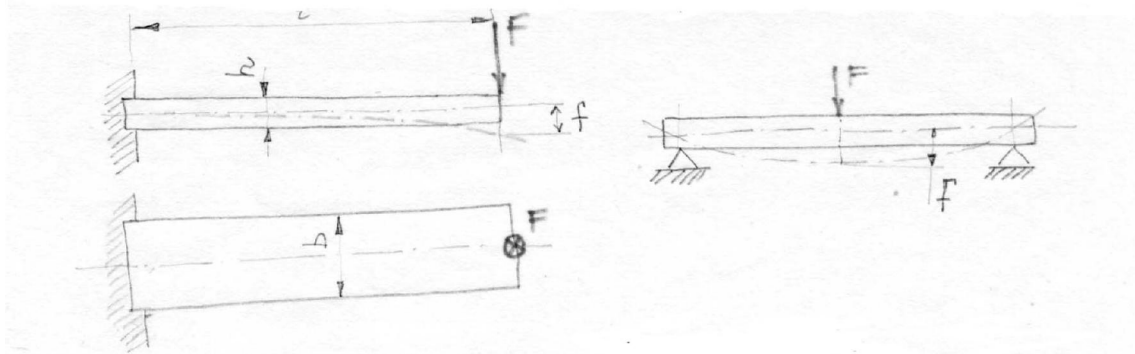


Fig. 12.1

Dup modul de varia ie a l imii b sau a grosimilor h a lamelei, arcurile lame-lare pot fi: dreptunghiulare, trapezoidale i i elipsoidale. Se folosesc ca arcuri de ap sare elastic continu , cu for e relativ mici, la mecanismele cu clichet, la mecanisme de blocare (z voare), la diferite aparate electrice (relee, comutatoare), la site vibratoare, la transportoare vibrante etc.

a.2. **arc multilamelar** (fig. 12.2) [simplu
dublu

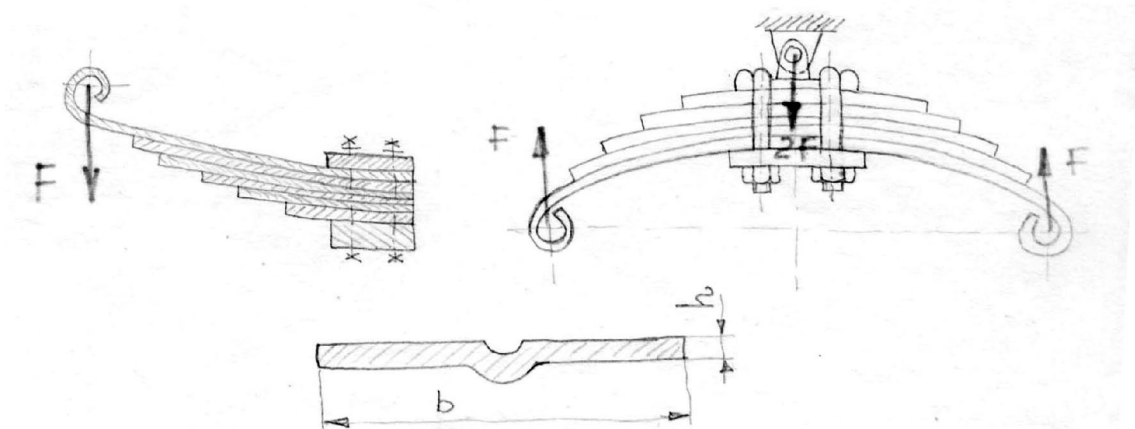


Fig. 12.2

Se realizeaz prin suprapunerea mai multor lamele de lungimi diferite prinse prin intermediul unei *bride* (leg tur de arc), ob inându-se astfel participarea simultan a fiec rei lamele componente la preluarea sarcinii exterioare. Capetele lamelei cu lungimea maxim , foaia principal , formeaz ochiurile de fixare a arcului.

Sunt utilizate, în principal, ca arcuri de suspensie la autovehicule i material ru-lant, amortizarea ocului ob inându-se datorit frec rii dintre lamele.

a.3. **arcul elicoidal flexional** (de încovoiere) – fig. 12.3.

Se obine prin înf urarea unei sârme cu seciune circular sau dreptunghiular pe un cilindru; arcul ob inut are capetele astfel fixate încât s poat primi un moment de r sucire în jurul axei de simetrie longitudinal . În acest mod

spirele au tendința de a-și micșora diametrul de înfășurare D , rezultând solicitarea de încovoiere a acestora.

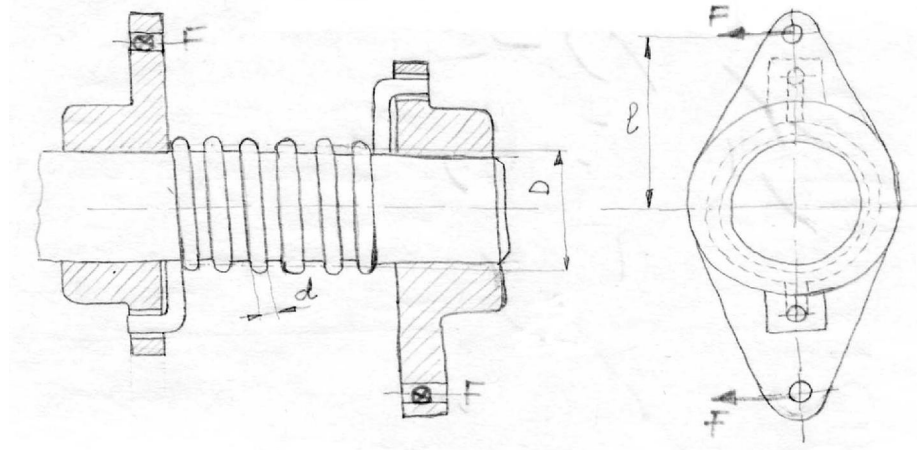


Fig. 12.3

Sunt folosite în scopul înmagazinării și înapoierii lucrului mecanic acumulat sub acțiunea cuplului de răsucire (mecanisme de zbor, cuplaje speciale etc.).

a.4. arcul disc (fig. 12.4).

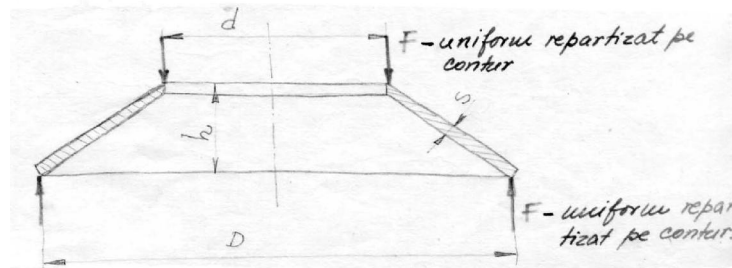


Fig. 12.4

Arcul disc este realizat din unul sau mai multe discuri elastice tronconice. Dimensiunile discurilor sunt standardizate, fiind prevăzute în funcție de rigiditate, două tipuri:

- tipul A – discuri rigide
- tipul B – discuri moi.

Pentru formarea arcului, discurile se pot monta:

- în pachete de discuri suprapuse în același sens (fig. 12.5);

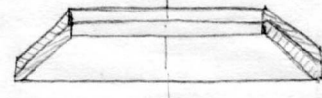


Fig. 12.5

- în coloană prin așezarea alternantă a discurilor (fig. 12.6);

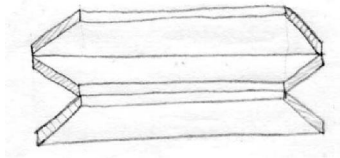


Fig. 12.6

- în coloană de pachete.

Arcurile disc prezintă următoarele avantaje: ocupă spațiu redus, pot prelua sarcini mari la săgeți relativ mici, prezintă siguranță în exploatare, deteriorarea unui disc nu determină scoaterea din uz a arcului.

Se folosesc pentru preluarea șocurilor rare (stanșe, matrițe, dispozitive de reglare a preselor hidraulice), la susținerea și ancorarea elastică a unor construcții speciale (furnale, cuptoare), unde arcurile preiau deformările termice pentru realizarea unor forțe de apăsare mari.

Calculul arcurilor disc este standardizat.

a.5. **arcul spiral plan** (fig. 12.7).

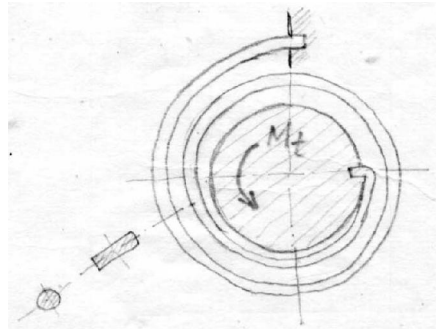


Fig. 12.7

Se realizează din bandă cu secțiune dreptunghiulară, uneori din sârmă, înfășurată după o spirală Archimede.

Prin aplicarea cuplului de răsucire M_t se micșorează raza de înfășurare, rezultând astfel o solicitare de încovoiere.

Se folosesc ca elemente motoare sau de comandă la aparate de măsură deoarece pot acumula energie relativ mare, la un gabarit redus, cu posibilitatea de redare treptată.

b) *arcuri sollicitate la răsucire*

b.1. **arcul bar de torsiune** (fig. 12.8).

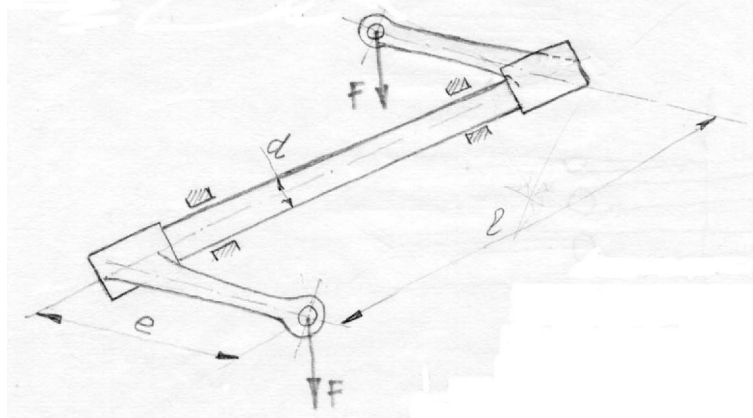


Fig. 12.8

Asemenea arcuri sunt realizate din bare drepte având, cel mai frecvent, seciunea circular plin deoarece posedă capacitatea cea mai mare de acumulare a energiei. Se pot utiliza cu un cap tîncăstrat și cu cel lalt liber, la care se montează o manivelă prin care se aplică excentric sarcina de lucru F , sau cu ambele capete libere la care sunt prevăzute manivelele. În ultimul caz bara se va rezema pe două lagăre.

Se utilizează la suspensia autovehiculelor, la aparate de măsură, la construcția cuplajelor etc.

b.2. arcul elicoidal	cilindric	de tracțiune
		de compresiune
	conic paraboloidal	

Se formează prin înfășurarea unei sârme sau bare, având seciunea circulară sau dreptunghiulară, pe o suprafață directoare care poate fi *cilindric*, *conic*, *paraboloidal* etc.

În construcția de mașini utilizate se întâlnesc cel mai frecvent cele cilindrice (fig. 12.9) și conice și sunt utilizate în toate scopurile precizate anterior.

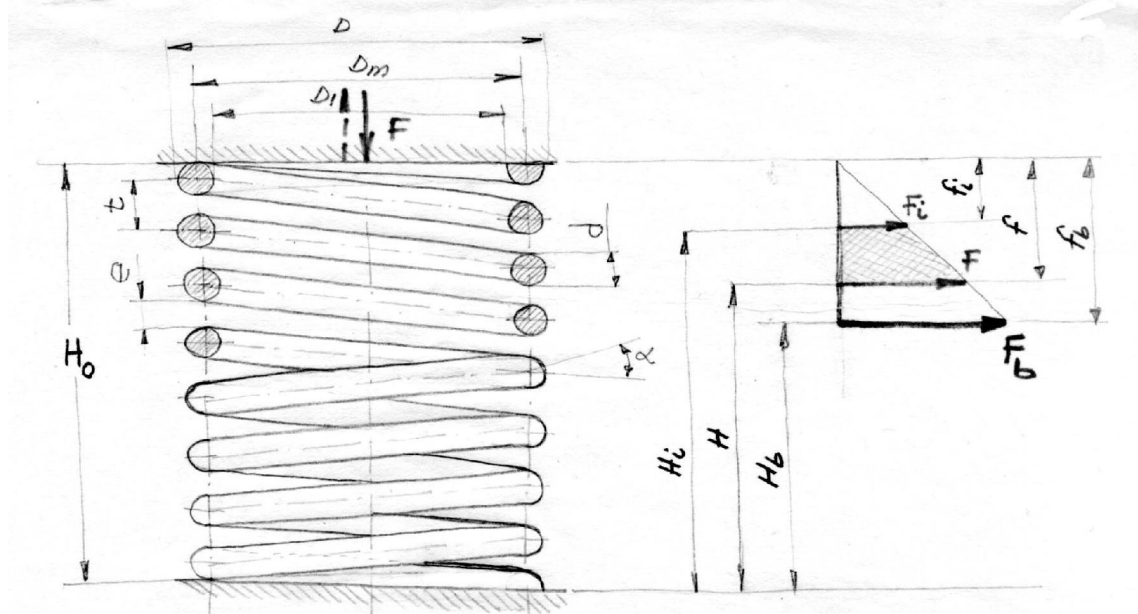


Fig. 12.9

La arcul elicoidal de întindere, în stare liber , spirele sunt în contact, respectiv pasul de înf urare este aproximativ egal cu d , spre deosebire de cel de comprimare la care $t = d + e$.

Pentru arcul elicoidal de întindere, capetele sârmei sau barei trebuie astfel realizate încât s poat fi efectuat prinderea arcului.

La arcul elicoidal de compresiune (fig. 12.10), primele spire de la ambele capete sunt în contact, iar ultima spir este incomplet pentru a se realiza suprafa a plan de a ezare a arcului, care asigur înc rcarea centric a acestuia. Aceste spire se numesc spire de reazem.

c) *arcuri solicitate la întindere – comprimare*

c.1. **arcuri inelare**

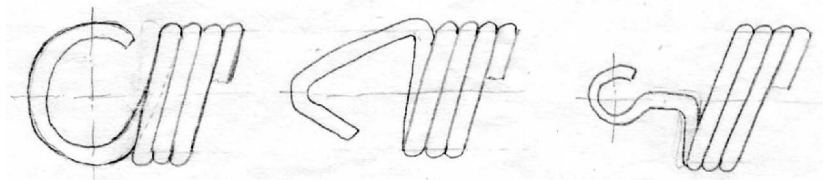


Fig. 12.10

Se compun dintr-o serie de inele exterioare i interioare, suprapuse axial alternant prin suprafe e de contact dublu tronconice, astfel încât for a axial exterior F d na tere la componente radiale care solicit inelele exterioare la întindere, iar inelele interioare la comprimare (fig.12.11).

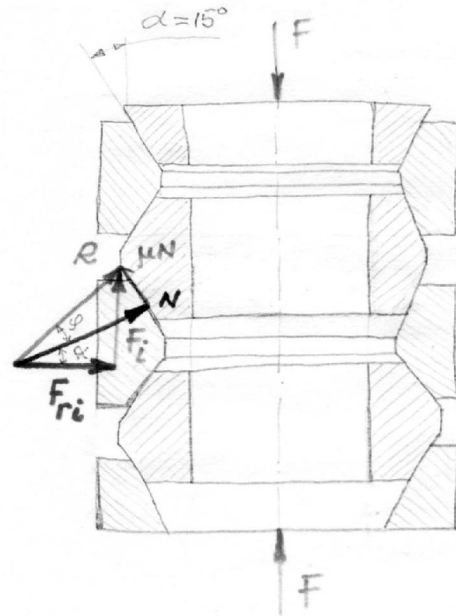


Fig. 12.11

Energia de oc primit din exterior este transformat pe două căi: prin deformarea elastică a inelelor și prin frecarea dintre ele.

Sunt utilizate atunci când se cere preluat o cantitate mare de energie la un ga-barit redus: tamponanele vehiculelor de cale ferat, amortizoare tampon la macarale, amortizoarele de vibrații la ciocanele pneumatice etc.

d) arcurile din cauciuc

Arcurile din cauciuc au o capacitate foarte mare de deformare elastică, motiv pentru care ele lucrează la deformații la care legile liniare folosite pentru dimensionarea pieselor din metal își pierd valabilitatea.

Au o foarte bună capacitate de amortizare a ocurilor și vibrațiilor datorat frecărilor interne din material. Urmarea acestor frecări interne este încălzirea arcului, cu atât mai intensă cu cât conductibilitatea termică a cauciucului este mai scăzută. Efectul încălzirii îl constituie îmbătrânirea materialului care implică scoaterea din funcționare a arcului.

Arcurile din cauciuc își găsesc utilizarea la amortizarea ocurilor și vibrațiilor, la schimbarea pulsației proprii a ansamblului în care sunt incluse, la compensarea erorilor unor lanțuri de dimensiuni etc (fig. 12.12).

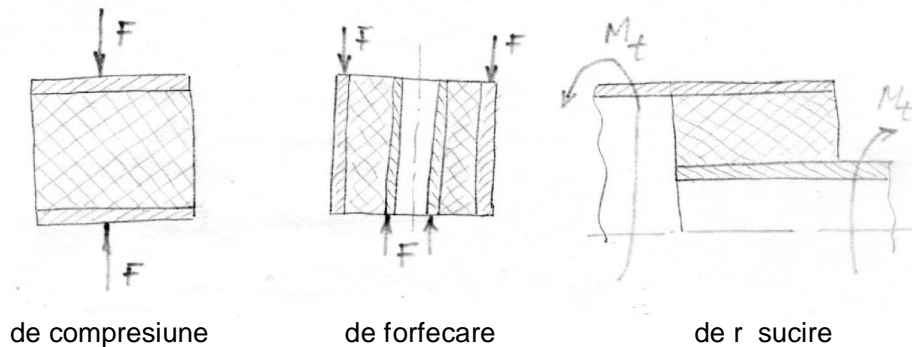


Fig. 12.12

12.1.3. Materiale și tehnologie

Condițiile generale cerute arcurilor, respectiv materialului pentru arcuri, sunt: rezistență de rupere ridicată, limită de elasticitate ridicată (σ_c / σ_r cât mai apropiat de 1); rezistență mare la oboseală; rezistență termică; rezistență chimică; amagnetism; izolator sau bun conductor de curent electric; dilatare termică redusă; independența comportării elastice de temperatură etc.

Utilizarea materialelor cu rezistență mecanică cât mai mare este legată nu numai de mărimea sarcinilor preluate, ci și de economie de material simultan cu un gabarit cât mai redus (lucrul mecanic înmagazinat sub formă de energie potențială $\frac{\sigma^2}{E} \cdot V$ sau $\frac{\tau^2}{G} \cdot V$ să fie cât mai mare la un volum de material cât mai mic).

În funcție de rolul funcțional, de tipul arcului și de dimensiuni, pentru realizarea arcurilor se folosesc semifabricate laminate sau forjate în formă de bare, table, bandă sau sârmă.

Materialele utilizate pentru construcția arcurilor sunt:

- oțeluri carbon de calitate specială pentru construcția arcurilor: OLC 55A; OLC 65A; OLC 75A; OLC 85A – STAS 795-80;
- oțeluri aliate speciale pentru construcția arcurilor: 56 Si 17A; 60 Si 15A; 51 VCr 11A – STAS 795-80;
- oțeluri inoxidabile: 12 Ni Cr 180; 12 Cr 130 – STAS 11514-80;
- materiale metalice neferoase: bronz pentru arcuri (Cu-67; Zn-33), bronz de staniu (Cu-90; Sn-8), bronz de siliciu, bronz de beriliu, Monel K (66-Ni; 31-Cu; 3-Al), Inconel (76-Ni; Cu-16; Fe-8), Inconel X (70-Ni; 16-Cu; 8-Fe; 2,5-Ti),
- ultimele trei materiale sunt recomandate pentru condiții de temperatură ridicate, medii puternic corozive, condiții când se cer proprietăți de amagnetism;
- materiale nemetalice – cauciuc, plută, materiale plastice.

În funcție de forma constructivă și de dimensiuni, arcurile se obțin pornind de la semifabricatele amintite, care apoi se prelucerează prin achiere mecanică. Calitatea arcului, îndeosebi a celui confecționat din oțel, este dependentă de tratamentul termic adecvat, efectuat anterior construcției arcului (la cele de dimensiuni mici) sau după realizare (la cele de dimensiuni mari).

Rezistența la oboseală a arcului este mult îmbunătățită de rectificarea finală înainte de curenții de protecție împotriva coroziunii.

8.2. CARACTERISTICILE ARCURILOR

8.2.1. Dependența sarcinilor - deformații

Reprezentarea grafică a acestor dependențe – $F = g(f)$ sau $M_t = h(\theta)$ – poate fi: liniară cu sau fără sarcini inițiale, sau neliniară (progresiv sau regresiv) cu sau fără sarcini inițiale (fig. 12.13).

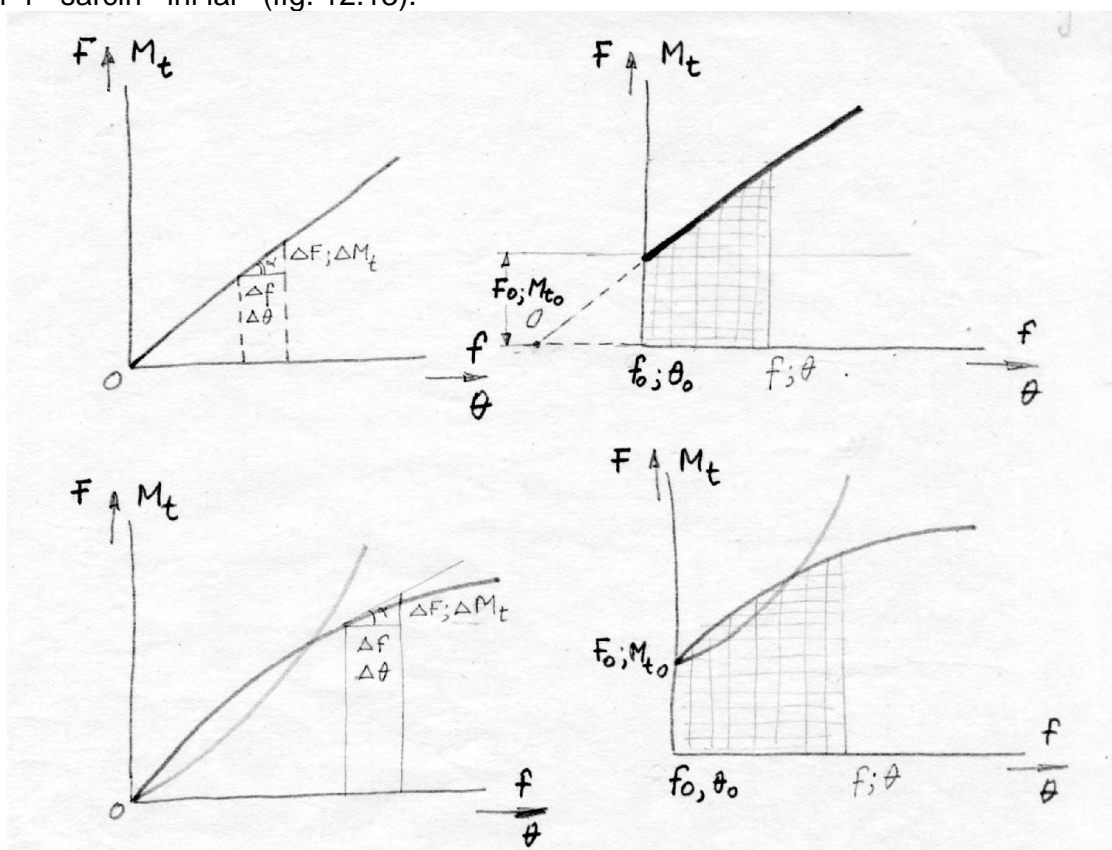


Fig.12.13

Dacă nu există frecări între elementele arcului sau frecări interioare în materialul arcului (arcul lamelar simplu, arcul bar de torsiune, arcul elicoidal flexional, arcul elicoidal de tracțiune sau comprimare, arcul spiral plan etc.), caracteristicile arcului la încălzire și răcire coincid.

Panta dependenței sarcinilor - deformație definește rigiditatea arcului:

$$c = \frac{dF}{df} \quad \text{sau} \quad c' = \frac{dM_t}{d\theta}$$

În cazul arcurilor cu dependență sarcin -deformație liniară (cele fără frecări, executate din materiale care se supun legii lui Hooke), rigiditatea este constant :

$$c = \operatorname{tg} \alpha = \frac{F}{f} \quad \text{sau} \quad c' = \operatorname{tg} \alpha = \frac{M_t}{\theta}$$

La arcurile compuse din elemente suprapuse (arcurile cu foi multiple, arcurile inelare, arcurile disc aezate în pachete sau coloană de pachete) și la arcurile confecționate din materiale la care apar frecări interioare, curba de încărcare nu coincide cu cea de descărcare (caracteristică cu histerezis) – fig. 12.14.

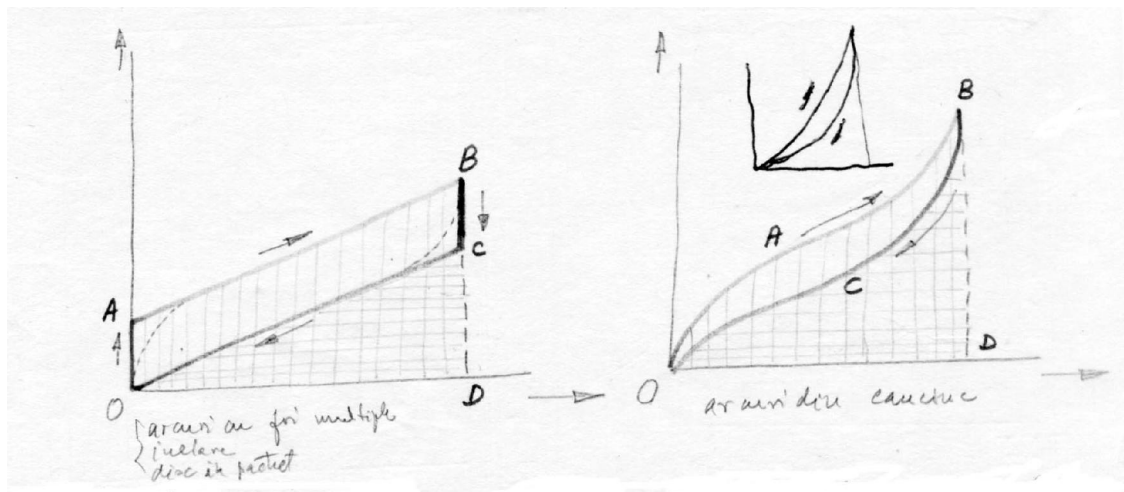


Fig. 12.14

8.2.2. Lucrul mecanic (energia) acumulat de arc

Lucrul mecanic (energia) acumulat de arc în procesul de deformare elastic este dat de relațiile:

$$L = W = \int_{f_0}^f F \cdot df \quad \text{sau} \quad L = W = \int_{\theta_0}^{\theta} M_t \cdot d\theta$$

Pentru arcurile cu dependență sarcin -deformație liniară (fig. 12.15):

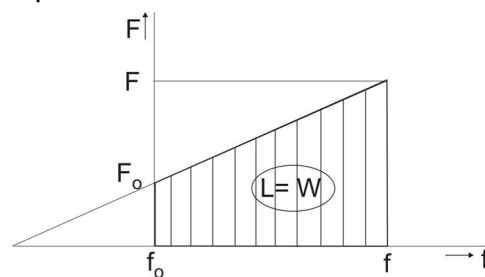


Fig. 12.15

$$L = W = \frac{1}{2}(F + F_0)(f - f_0) \quad \text{sau} \quad L = W = \frac{1}{2}(M_t + M_{t_0})(\theta - \theta_0)$$

$$L = W = \frac{1}{2} F \cdot f \quad \text{sau} \quad L = W = \frac{1}{2} M_t \cdot \theta \quad (F_0 \text{ i } M_{t_0} = 0)$$

În cazul arcurilor la care curba de descărcare nu coincide cu cea de încărcare se poate vorbi de un randament al arcului:

$$\eta_a = \frac{\text{Lucrul mecanic cedat de arc în procesul de revenire}}{\text{Lucrul mecanic înmagazinat de arc la încărcare}}$$

$$\eta_a = \frac{S_{0CD}}{S_{0ABD}}, \quad \text{respectiv} \quad \eta_a = \frac{S_{0CBD}}{S_{0ABD}}.$$

La procesele vibratorii și de amortizare se consideră coeficientul de amortizare:

$$\delta = \frac{\text{Lucrul mecanic consumat pentru învingerea frecărilor}}{\text{Lucrul mecanic înmagazinat de arc la încărcare}}$$

$$\delta = \frac{S_{0ABC0}}{S_{0ABD}}, \quad \text{respectiv} \quad \delta = \frac{S_{0ABC0}}{S_{0ABD}}.$$

Pentru toate arcurile prezintă importanță deosebită *gradul de utilizare a materialului*:

$$k_v = \frac{\text{Lucrul mecanic efectiv acumulat de arc}}{\text{Lucrul mecanic maxim (teoretic) pe care l-ar putea acumula volumul de material al arcului}}$$

$$k_v = \frac{L}{2 \frac{\sigma^2}{E} \cdot V} \quad \text{sau} \quad k_v = \frac{L}{2 \frac{\tau^2}{G} \cdot V}.$$

Valoarea coeficientului k_v (subunitar) reprezintă indicele de apreciere a eficienței utilizării materialului.

8.3. ELEMENTE DE CALCUL

Calculul arcurilor urmărește stabilirea următoarelor dependențe:

a) solicitarea arcului funcție de încărcare sau deformare, pe baza căreia se efectuează verificarea sau dimensionarea arcului;

b) deformarea arcului funcție de încărcare, necesară pentru stabilirea gabariturii locale în care va funcționa arc;

c) lucrul mecanic înmagazinat de arc în funcție de încărcare și de deformare sau de solicitare și deformare, pe baza căreia se pot trage concluzii cu privire la eficiența utilizării materialului sau cu privire la eficiența sub aspectul amortizării realizate de arc.

1. Arcul lamelar, simplu, încastrat (fig. 12.16):

a) Tensiunea la încovoiere :

$$\sigma_{i_x} = \frac{M_{i_x}}{W_x} = \frac{F(1-x)}{\frac{bh^2}{6}} \quad \text{pentru } x=0 \quad \sigma_{i_{\max}} = \frac{6Fl}{bh^2} \leq \sigma_{a_i}$$

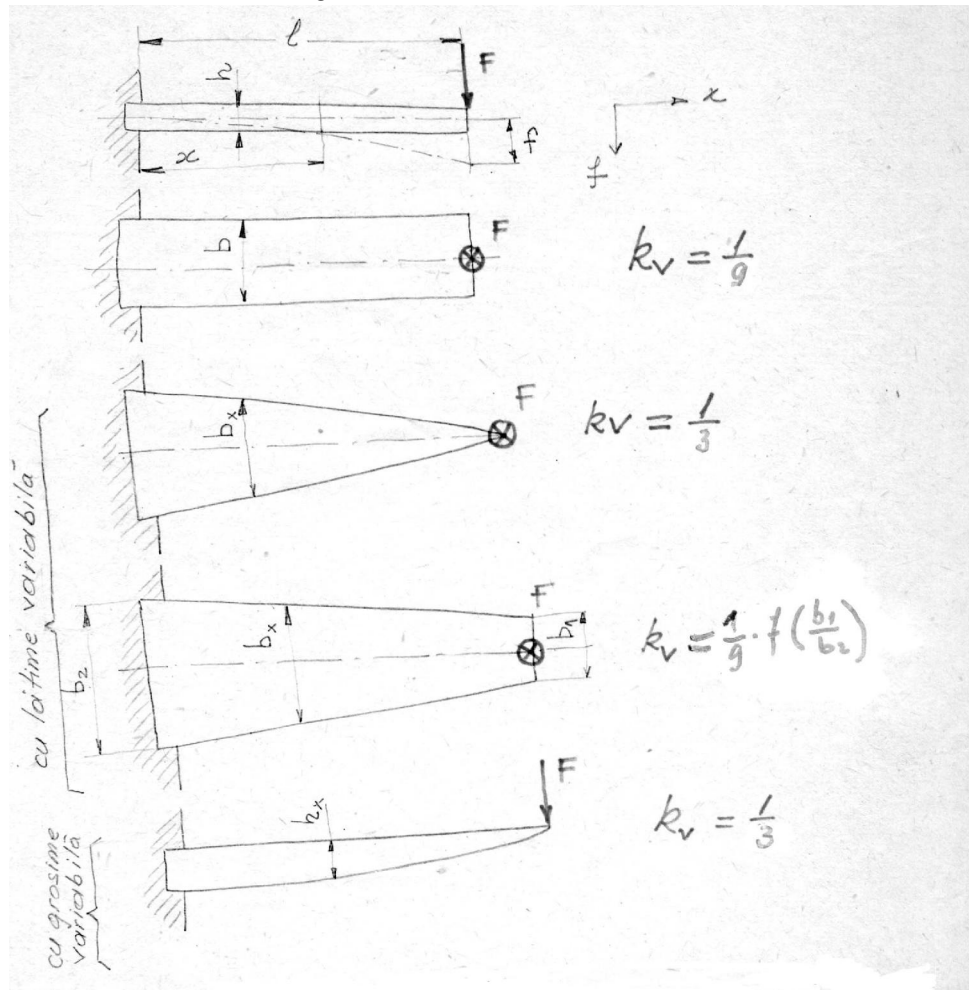


Fig. 12.16

În cazul lamei cu sec iune constant apare evident utilizarea neratională a materialului deoarece efortul unitar variind de la valoarea zero (pentru $x = l$) la una maximă (pentru $x = 0$).

Pentru dimensionare, se aleg sau sunt impuse :

$$k = \frac{h}{b} = \frac{1}{10} \text{K} \frac{1}{20} \text{ - valori frecvent utilizate}$$

- se adoptă având în vedere rolul funcțional al arcului în domeniul de utilizare, după care se determină cele două dimensiuni ale sec iunii lamei :

$$b = \sqrt[3]{\frac{6Fl}{k^2 \cdot \sigma_{a_i}}}, \quad \text{respectiv } h = k \cdot b.$$

Fora maximă ce poate fi suportată de arcul cu o seciune dată pentru o limită de rezistență stabilită va fi:

$$F = F_{\max} = \frac{bh^2}{6} \cdot \frac{\sigma_{i_{\max}}}{I}$$

b) Deformația arcului se va determina prin dubla integrare a ecuației:

$$\frac{d^2 f_x}{dx^2} = -\frac{M_{i_x}}{EI_z} = +\frac{F(1-x)}{EI_z}$$

$$f_x = +\frac{F}{EI_z} \left(\frac{1x^2}{2} - \frac{x^3}{6} \right) + C_1 x + C_2$$

Condițiile la limită impun: $x = 0; \frac{df_x}{dx} = 0 \Rightarrow C_1 = 0$
 $x = 1; f_x = 0 \Rightarrow C_2 = 0$

Săgeata maximă a arcului va avea loc pentru $x = \frac{1}{2}$: $f = \frac{F1^3}{3EI_z}$

$$f = \frac{F}{E \cdot \frac{bh^3}{12}} \left(\frac{1^3}{2} - \frac{1^3}{6} \right) = \frac{12F}{Ebh^3} \cdot \frac{21^3}{6} = 4 \frac{F}{E} \frac{1^3}{bh^3}$$

sau: $f = 4 \frac{bh^2 \sigma_{i_{\max}}}{6EI} \cdot \frac{1^3}{bh^3} = \frac{2 \sigma_{i_{\max}}}{3E} \cdot \frac{1^2}{h}$

c) Lucrul mecanic înmagazinat de arc în perioada de încărcare cu sarcina F :

$$L = \frac{1}{2} F \cdot f = \frac{1}{2} \cdot \frac{bh^2 \sigma_{i_{\max}}}{6E} \cdot \frac{2 \sigma_{i_{\max}}}{3E} \cdot \frac{1^2}{h} = \frac{1}{9} \cdot \frac{\sigma_{i_{\max}}^2}{2E} \cdot V$$

Pentru arcul lamelar cu seciunea constantă (lamelă dreptunghiulară) rezultă: $K_V = 1/9$.

Concluzii

- arcul lamelar dreptunghiular cu seciune constantă are cel mai slab coeficient de utilizare volumetrică, dar se execută ușor, motiv pentru care se utilizează frecvent;

- arcul lamelar dreptunghiular cu grosime h_x variabilă (parabolic) are un coeficient de utilizare volumetrică foarte bun, dar se execută mult mai greu, motiv pentru care se folosește mai rar;

- arcul lamelar triunghiular are un coeficient de utilizare volumetrică foarte bun, dar nu se poate utiliza cu vârful ascuțit deoarece nu se poate aplica sarcina exterioară pe vârful ascuțit al lamelei, motiv pentru care se folosește frecvent forma trapezoidală pentru $k_V \approx \frac{1}{9}$, în funcție de raportul b_1/b_2 .

2. Arcul elicoidal cilindric, cu seciunea sârmei (barei) circular plin (fig. 12.17). Arcul elicoidal cilindric, cu seciunea sârmei (barei) circular plin este standardizat.

a) Solicitările sârmei (barei) arcului sub acțiunea sarcinii exterioare

Deoarece unghiul de înclinare a spirei este relativ mic ($6^\circ \dots 9^\circ$), solicitările de încovoiere și tracțiune sunt mici și se pot neglija ($\sin \alpha \approx 0$ și $\cos \alpha \approx 1$).

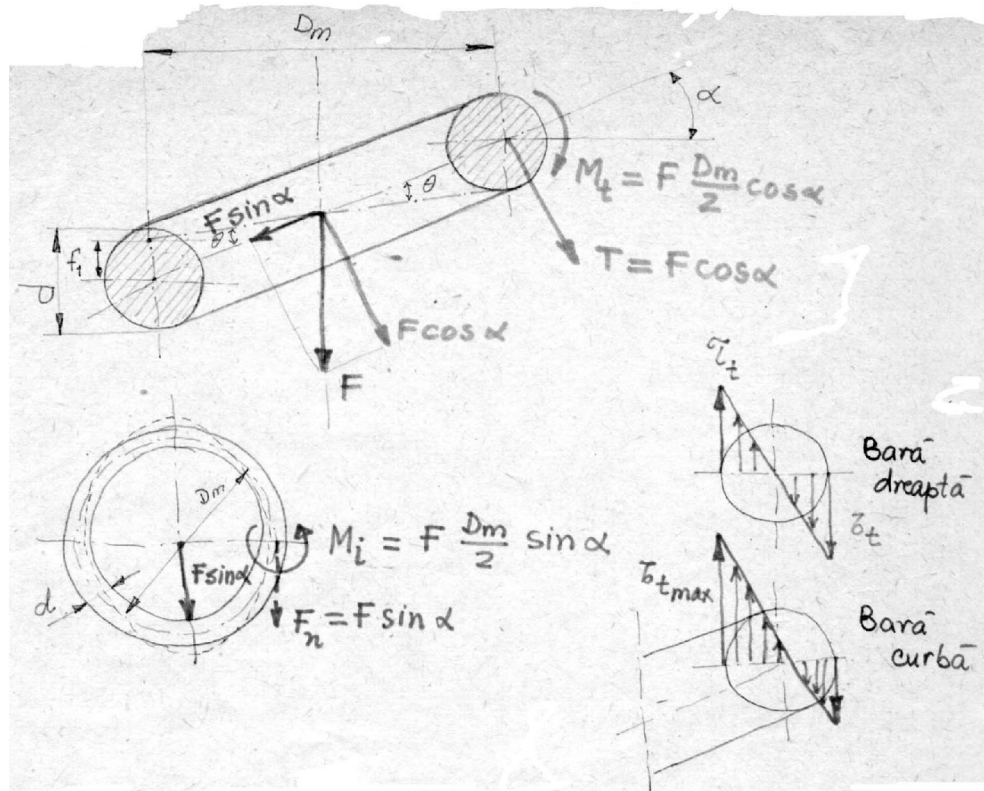


Fig. 12.17

Tensiunea de forfecare este mult mai mică în comparație cu cea de torsiune, motiv pentru care și acesta se poate neglija, rezultând astfel că solicitarea principală a sârmei (barei) este cea de torsiune:

$$\tau_{t_{max}} = k \tau_t = k \frac{F \cdot \frac{D_m}{2}}{\frac{\pi d^3}{16}} = \frac{8F \cdot k D_m}{\pi d^3} \leq \tau_{at}$$

în care $k = 1 + \frac{1,6}{i}$ coeficient prin care se ține seama că tensiunea de torsiune are o distribuție neuniformă pe periferie datorită curburii spirei; ea este dependentă de indicele arcului $i = \frac{D_m}{d}$ - pentru care stas-ul indică valorile: $i = 4 \dots 16$ pentru arcurile realizate la rece și $i = 4 \dots 10$ pentru arcurile realizate la cald.

Relația de dimensionare a sârmei (barei) din care se va realiza arcul va fi:

$$d = \sqrt{\frac{8Fki}{\pi\tau_{at}}}, \text{ respectiv } D_m = id.$$

Fora maximă de care este capabil arcul având diametrul sârmei (barei) și diametrul de înfășurare date și pentru o valoare maximă a tensiunii de torsiune stabilită, va fi:

$$F_{\max} = F = \frac{\pi}{8k} \cdot \frac{d^3}{D_m} \tau_{t_{\max}}$$

b) Deformația arcului rezultă ca urmare a comprimării acestuia sub acțiunea sarcinii exterioare. Sgeata totală va fi:

$$f = nf_1 = n \frac{1}{2} D_m \theta = \frac{1}{2} D_m \frac{M_t I_1}{G I_p} n = \frac{1}{2} D_m \frac{F \frac{D_m}{2} \cdot \pi D_m}{G \cdot \frac{\pi d^4}{32}} \cdot n_a = \frac{8FD_m^3 n_a}{Gd^4}$$

în care n_a reprezintă numărul de spire active ale arcului.

Relația sgeții arcului în funcție de solicitare va fi:

$$f = 8 \frac{\pi d^3}{8k D_m} \tau_{t_{\max}} \frac{D_m^3 n_a}{Gd^4} = \frac{\pi \tau_{t_{\max}} D_m^2}{k G} n_a$$

c) Lucrul mecanic acumulat de arc sub acțiunea sarcinii exterioare:

$$L = \frac{1}{2} F \cdot f = \frac{1}{2} \cdot \frac{\pi d^3}{8k D_m} \tau_{t_{\max}} \cdot \frac{\pi \tau_{t_{\max}} D_m^2 \cdot n_a}{k G} = \frac{1}{2k^2} \cdot \frac{\tau_{t_{\max}}^2}{2G} V; \quad k_V = \frac{1}{2k^2}$$

8.4. ELEMENTE CONSTRUCTIVE

8.4.1. Elemente constructive pentru arcurile elicoidale de compresiune

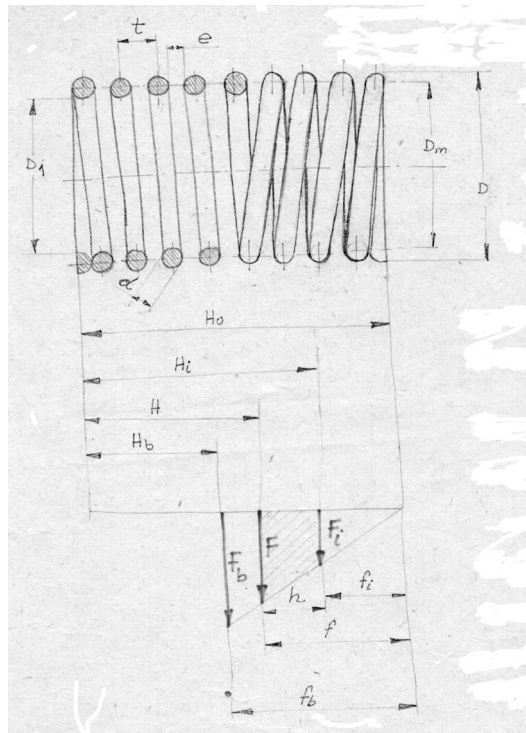


Fig. 12.18

Num. rul total al spirelor arcului : $n_t = n_a + n_r$
 unde: n_a – num. rul de spire active i n_r – num. rul de spire de reazem.

$$n_a \leq 7 \Rightarrow n_r = 1,5$$

$$n_a > 7 \Rightarrow n_r = 1,5K 3,5$$

Conform schemei din fig. 12.18 :

$$t \geq 1,5d$$

$$\frac{D_m}{4} + 0,2 \leq t \leq \frac{2}{3}D_m$$

$$H_0 = n \cdot t + (n_r - 0,5)d$$

$$H = H_0 - f = (n - 1) e_{\min} + (n_r - 0,5)d + nd$$

$$H_b = n_t d$$

$$h = f - f_i = \frac{8D_m^3 n}{Gd^4} (F - F_i) - \text{cursa arcului}$$

$$L = \frac{1}{2} (F_i + F) h$$

$l \approx \pi D_m n_t / \cos \alpha$ - lungimea sârmei (barei) din care se confec. ioneaz. arcul.

8.4.2. Elemente constructive pentru arcurile elicoidale cilindrice de trac iune

Folosind schema din fig. 12.19:

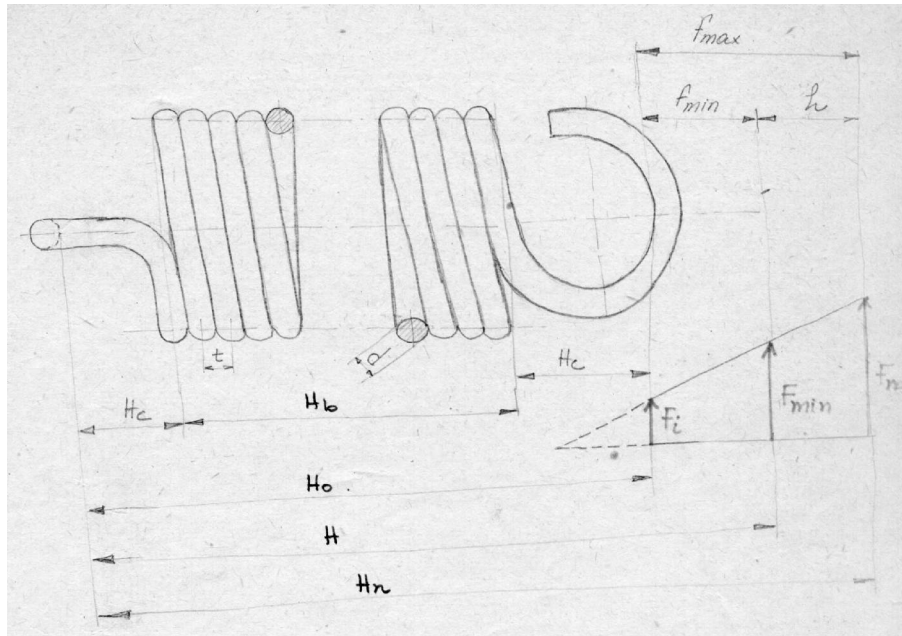


Fig. 12.19

$t = 1,25d$ - pentru arcuri montate f r pretensionare

$t = d$ - pentru arcuri montate tensionat

F_i - for a ini ial de pretensionare

$H_0 = 2H_c + (n+1)d$

$$H = H_0 + f_{\min}$$

$$H_n = H_0 + f_{\max}$$

$$h = f_{\max} - f_{\min} = 8 \frac{D_m^3 n}{Gd^4} (F_{\max} - F_{\min})$$



TRANSMISII MECANICE PRIN RO I DE FRIC IUNE

13.1. TRANSMISII CU RAPORT DE TRANSMITERE CONSTANT

13.1.1. Caracterizare. Domenii de utilizare. Criterii de clasificare

Ro ile cu fric iune sunt organe de ma ini simple utilizate pentru transmiterea mi c rii i puterii între doi arbori, prin frecarea generat la contactul direct, sub sarcin al acestora. Pentru realizarea for ei de ap sare normal , frecvent arborele ro ii mici se reazem pe lag re deplasabile pe direc ia radial a ro ilor.

Prin compara ie cu celelalte tipuri de transmisii mecanice, transmisiiile prin ro i cu fric iune prezint urm toarele *avantaje*: construc ie i între inere relativ simpl ; func ionare silen ioas ; element de siguran în lan ul cinematic din care fac parte prin posibilitatea patin rii la apari ia suprasarcinilor; asigur transmiterea mi c rii i puterii f r ocure. Simultan, utilizarea transmisiiilor prin ro i cu fric iune presupune acceptarea urm toarelor *dezavantaje*: raport de transmitere a mi c rii variabil în timp datorit patin rii; înc rc ri suplimentare a arborilor i lag relor acestora ca urmare a for ei de ap sare normal necesar pentru generarea frec rii; coeficientul de frecare este influen at de condi iile de mediu (umiditate, prezen a unor urme de materiale lubrifiante etc.); randament relativ sc zut ($\eta=0,85\dots0,90$); uzura pronun at a suprafe elor în contact (oboseal superficial , uzur adeziv , uzur abraziv).

Datorit acestor dezavantaje domeniul de utilizare a transmisiiilor prin ro i cu fric iune este mult restrâns (max. 20 kW - la transmisiiile de for , 600 rot/min – la transmisiiile cinematice, $i_{12} < 8$).

Sunt folosite, în principal, ca: transmisii cu rol cinematic la care nu se impune asigurarea preciziei transmiterii mi c rii; transmisii de putere mic care lucreaz la tura ii foarte mari sau la care se impune un nivel sc zut de zgomot i vibra ii.

Principalele forme de deteriorare a transmisiiilor prin ro i cu fric iune sunt:

- oboseala de contact (pitting sau ciupire) apare ca urmare a solicit rii varia-bile (dup un ciclu pulsator) a straturilor sperficiale de pe suprafe ele active ale ele-mentelor în contact; este caracteristic transmisiiilor prin fric iune lubrificate;

- uzura abrazivă este principala formă de deteriorare a transmisiilor prin roți cu fricțiune care funcționează fără ungere; este puternic influențat de prezența alunecărilor geometrice și a patinilor;

- griparea este caracteristică atât pentru transmisiile prin roți cu fricțiune fără ungere cât și la cele cu ungere, în condițiile strângerii peliculei de lubrifiant dintre suprafețele în contact.

Transmisiile prin roți cu fricțiune se pot clasifica după următoarele criterii:

a. după **poziția arborilor** între care se realizează transmiterea mișcării și puterii:

a.1. transmisii prin roți cu fricțiune cilindrice, utilizate pentru transmiterea momentului de torsiune între arbori paraleli;

a.2. transmisii prin roți cu fricțiune conice, utilizate pentru transmiterea mișcării și puterii între arbori concurenți în plan.

b. după **forma suprafețelor active ale roților**

b.1. transmisii cu roți cu fricțiune cu periferia netedă;

b.2. transmisii cu roți cu fricțiune cu periferia canelată.

c. după **natura materialelor suprafețelor active**

c.1. transmisii prin roți cu fricțiune cu suprafețe metalice;

c.2. transmisii prin roți cu fricțiune cu suprafețe nemetalice.

13.1.2. Materiale utilizate pentru construcția roților transmisiilor prin fricțiune

Principalele condiții pe care trebuie să le îndeplinească materialele pentru construcția suprafețelor active ale roților transmisiilor prin fricțiune sunt: rezistență mare la solicitarea de contact (numai în cazul transmisiilor de forță); rezistență ridicată la uzură; coeficient de frecare cât mai mare – pentru a evita necesitatea unor forțe de apăsare mari – și constant în timp. În acest sens sunt utilizate următoarele cupluri de materiale:

- *oelc lit/oelc lit* – pentru transmisiile puternic încercate și la care se cere o durabilitate ridicată; funcționarea acestui cuplu poate fi cu sau fără ungere; asigură gabarit redus și randament ridicat; necesită precizie ridicată de execuție și montaj;

- *font/oelc lit* – pentru transmisiile care funcționează cu sau fără ungere, prezentând avantajul unei rezistențe sporite la gripare;

- *font/font* – pentru transmisiile care funcționează fără ungere;

- *materiale nemetalice* (textolit, cauciuc, piele, ferodou etc)/oel sau font – pentru transmisii cinematice, puține încercate, care funcționează fără ungere, caracterizându-se prin coeficienți de frecare mari (forțe de apăsare mai reduse), elasticitate sporită (permite reducerea preciziei de montaj și execuție), rezistență la presiune de contact mică; dimensiuni de gabarit mai mari și randament mai scăzut; materialele nemetalice se folosesc sub formă de cupleleli sau bandaje aplicate, de regulă, pe roata motoare pentru asigurarea unei uzuri uniforme.

13.1.3. Transmisii cu roți de fricțiune cilindrice

1. Caracterizare i forme constructive. Sunt utilizate pentru transmiterea mi c rii i puterii între doi arbori paraleli. Transmiterea momentului de torsiune se realizeaz prin frecarea generat în zona de contact a celor dou ro i ca urmare a tension rii (ap s rii) la montaj.

Sunt utilizate pentru transmiterea mi c rii i puterii între doi arbori paraleli. Transmiterea momentului de torsiune se realizeaz prin frecarea generat în zona de contact a celor dou ro i ca urmare a tension rii (ap s rii) la montaj.

În func ie de pozi ia relativ a celor dou ro i, transmisiile prin ro i cu fric iune pot fi (fig. 13.1):

- a. cu contact exterior;
- b. cu contact interior.

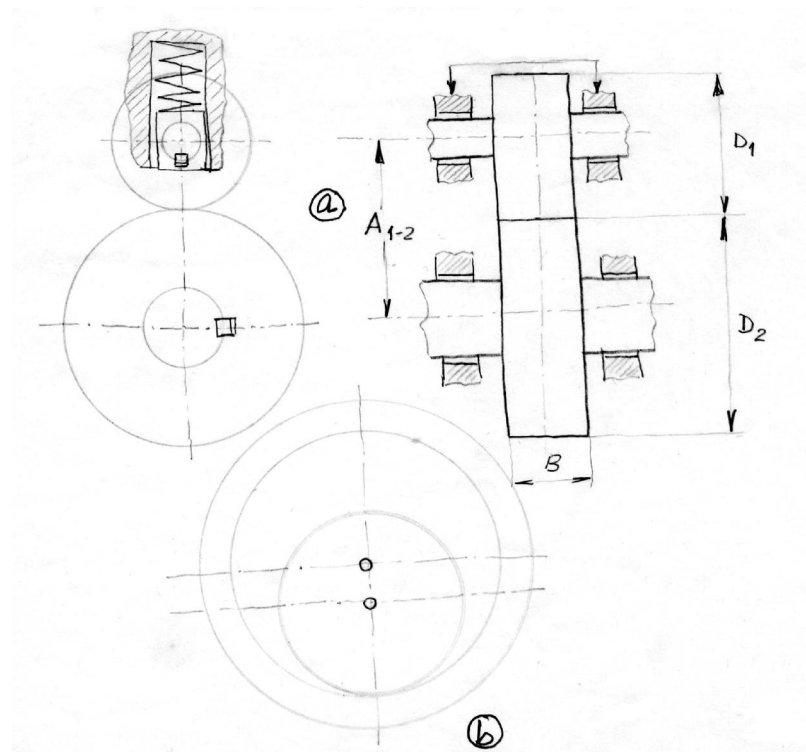


Fig. 13.1

Din punctul de vedere al suprafe elor active ale celor dou ro i, transmisiile prin ro i cu fric iune cilindrice pot fi:

- c. cu periferia neted (solu iile constructive din fig. 10.1);
- d. cu periferia canelat (fig. 13.2).

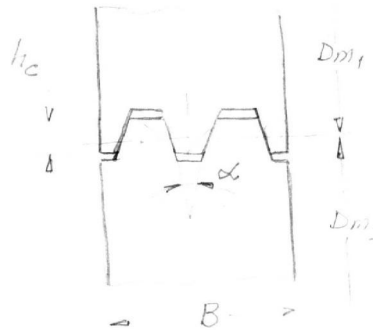


Fig. 13.2

2. Elemente de calcul

a. Fora de ap sare normal (F_n), necesar transmiterii momentului de torsiune

Pentru transmisiile la care periferia ro ilor este neted , for a de ap sare normal necesar transmiterii prin frecare a momentului de torsiune, se va determina din condi ia:

$$M_{t1} \leq M_f \text{ sau } M_f = \beta \cdot M_{t1}$$

unde $\beta = 1,25 \dots 2,5$ – coeficient de siguran la patinare (valori mai mici pentru transmisiile de putere, valori mai mari pentru transmisiile cinematice)

$$M_f = \beta \cdot M_{t1} = F_f \frac{D_1}{2} = \mu \cdot F_n \cdot \frac{D_1}{2}$$

din care $F_n = \frac{2 \cdot \beta \cdot M_{t1}}{\mu \cdot D_1}$ - for a de ap sare normal func ie de momentul de transmis.

În cazul solu iei constructive prezentate a) (v. fig. 13.1), acest for se realizeaz cu ajutorul unui sistem de ap sare cu arcuri, unul din arbori fiind montat pe lag re deplasabile în direc ie radial .

În cazul transmisiilor la care periferia ro ilor este canelat (fig. 13.3), impunând condi ia de transmitere a momentului de torsiune prin frecare, rezult for a normal , F_n' , dintre suprafe ele în contact:

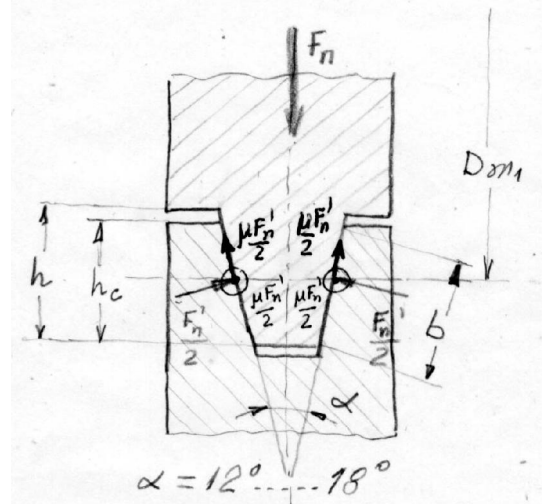


Fig. 13.3

$$M_f = \beta \cdot M_{t1} = z \cdot F_f \frac{D_{m1}}{2} = z \cdot \mu \cdot F_n' \frac{D_{m1}}{2}$$

$$F_n' = \frac{2 \cdot \beta \cdot M_{t1}}{z \cdot \mu \cdot D_{m1}}$$

în care z reprezintă numărul canelurilor cu profil trapezoidal executate la periferia roilor.

Pentru a de a se realiza forțele normale la suprafețele în contact va fi:

$$F_n = F_n' \left(\sin \frac{\alpha}{2} + \mu \cos \frac{\alpha}{2} \right) z = \frac{2 \cdot \beta \cdot M_{t1}}{z \cdot \mu \cdot D_{m1}} \left(\sin \frac{\alpha}{2} + \mu \cos \frac{\alpha}{2} \right) z$$

$$F_n = \frac{2 \cdot \beta \cdot M_{t1}}{\mu \cdot D_{m1}} \frac{\sin \left(\frac{\alpha}{2} + \varphi \right)}{\cos \varphi} \quad \text{sau} \quad F_n = \frac{2 \cdot \beta \cdot M_{t1}}{D_{m1} \frac{\mu}{\sin \left(\frac{\alpha}{2} + \mu \cos \frac{\alpha}{2} \right)}} = \frac{2 \cdot \beta \cdot M_{t1}}{\mu' D_{m1}}$$

în care μ' coeficient de frecare aparent are o valoare este mai mare decât μ , lucru care constituie principalul avantaj al acestei soluții constructive. În același timp se poate arăta că momentul capabil al acestei soluții constructive este mai mare la aceeași forță de apăsare normală:

$$M_{tc1} = \mu \cdot F_n' \cdot \frac{D_{m1}}{2} \cdot z = \mu \cdot \frac{D_{m1}}{2} \frac{F_n}{\sin \frac{\alpha}{2} + \mu \cos \frac{\alpha}{2}} = \mu' F_n \frac{D_{m1}}{2}$$

Pe linia de contact h_c , vitezele periferice ale celor două roți sunt egale numai pe cercurile cu diametrele medii (D_{m1} , respectiv D_{m2}), pe celelalte diametre

având loc alunecări care determină uzura flancurilor, motiv pentru care se recomandă ca în limea h a canelurilor să fie mic.

Pentru evitarea fenomenului de autoblocare este necesar ca unghiul $\frac{\alpha}{2}$ să fie mai mare decât unghiul de frecare (frecvent $\frac{\alpha}{2} = 6^\circ \dots 9^\circ$).

b. Verificarea și dimensionarea roților la tensiunile de contact

Un calcul simplificat de verificare a roților la tensiunile de contact se poate efectua prin determinarea presiunii de contact considerată *uniform distribuit* pe lungimea (limea) de contact liniară:

$$q = \frac{F_n}{B} = \frac{2 \cdot \beta \cdot M_{t1}}{\mu \cdot D_1 \cdot B} \left[\frac{N}{mm} \right] \leq q_a$$

în care q_a se va adopta în funcție de calitățile de rezistență ale materialului mai slab.

În această situație determinarea limei de contact necesară se va determina cu relația:

$$B \geq \frac{2 \cdot \beta \cdot M_{t1}}{\mu \cdot D_1 \cdot q_a}$$

Pentru transmisiile prin fricțiune la care roțile au periferia canelată, relațiile de mai sus se vor scrie sub forma următoare:

Verificare:

$$q = \frac{F'_n}{b} = \frac{2 \cdot \beta \cdot M_{t1}}{z \cdot \mu \cdot D_{m1} \cdot b} = \frac{2 \cdot \beta \cdot M_{t1} \cdot \cos \frac{\alpha}{2}}{z \cdot \mu \cdot D_{m1} \cdot h} \leq q_a$$

Dimensionare:

$$b \geq \frac{2 \cdot \beta \cdot M_{t1}}{z \cdot \mu \cdot D_{m1} \cdot q_a} \text{ sau } h \geq \frac{2 \cdot \beta \cdot M_{t1} \cdot \cos \frac{\alpha}{2}}{z \cdot \mu \cdot D_{m1} \cdot q_a}$$

În cazul transmisiilor prin roți cu fricțiune care funcționează lubrificate, forma principală de deteriorare este oboseala de contact, pentru evitarea acesteia fiind necesar un calcul complet la solicitarea de contact.

Tensiunea maximă de contact se va calcula, echivalând cele două suprafețe prin doi cilindrii, de raze ρ_1 și ρ_2 aflați în contact după generatoarea comună, sub acțiunea forței normale (F_n , respectiv F'_n), pe baza relației lui Hertz și a ipotezelor folosite la stabilirea acesteia:

- pentru transmisiile prin roți cu periferia neted :

$$\sigma_H = \sqrt{\frac{F_n}{B} \frac{1}{\rho} \frac{1}{\pi \left(\frac{1-v_1^2}{E_1} + \frac{1-v_2^2}{E_2} \right)}} = Z_E \sqrt{\frac{F_n}{B} \frac{1}{\rho}}$$

în care $\nu_1 \approx \nu_2 \approx 0,3$ coeficien ii Poisson;

E_1, E_2 – modulele de elasticitate longitudinale ale materialelor celor dou ro i, dac ambele sunt confec ionate din o el $E_1 = E_2 = E$, atunci factorul Z_E va avea valoarea:

$$Z_E = 0,418\sqrt{E}$$

$$\sigma_H = 0,418\sqrt{\frac{F_n E}{\rho B}}$$

în care $\frac{1}{\rho} = \frac{1}{\rho_1} \pm \frac{1}{\rho_2} = \frac{2}{D_1} \pm \frac{2}{D_2}$

$$\frac{1}{\rho} = \frac{2}{D_1} \left(1 \pm \frac{1}{\frac{D_2}{D_1}} \right) = \frac{2}{D_1} \left(1 \pm \frac{1}{i_{12}} \right) = \frac{2}{D_1} \frac{i_{12} \pm 1}{i_{12}}$$

“+” pentru contact exterior; “-” pentru contact interior

$$\sigma_H = 0,418\sqrt{\frac{F_n E}{B} \frac{2}{D_1} \left(\frac{i_{12} \pm 1}{i_{12}} \right)} \leq \sigma_{Ha} \text{ (verificare)}$$

Pentru dimensionare se impune necesitatea adopt rii unui factor de l ime $\psi_B = \frac{B}{D_1} = (0,8 \dots 1,2)$:

$$\sigma_H = 0,418\sqrt{\frac{F_n}{\psi_B \cdot D_1^2} 2E \left(\frac{i_{12} \pm 1}{i_{12}} \right)} \leq \sigma_{Ha}$$

$$F_n = \frac{2 \cdot \beta \cdot M_{t1}}{\mu \cdot D_1}$$

$$\sigma_H = 0,418\sqrt{\frac{2 \cdot \beta \cdot M_{t1}}{\mu \cdot \psi_B \cdot D_1^3} \cdot 2 \cdot E \cdot \left(\frac{i_{12} \pm 1}{i_{12}} \right)} \leq \sigma_{Ha}$$

din care va rezulta:

$$D_1 \geq \sqrt[3]{0,7 \frac{\beta \cdot M_{t1}}{\mu \cdot \psi_B} \frac{E}{\sigma_{Ha}^2} \frac{i_{12} \pm 1}{i_{12}}}, \text{ iar } B = \psi_B D_1.$$

- pentru transmisiile prin ro i cu periferia canelat : razele de curbur ale celor dou suprafe e în contact vor fi considerate:

$$\frac{1}{\rho} = \frac{2 \sin \frac{\alpha}{2}}{D_1} \left(\frac{i_{12} \pm 1}{i_{12}} \right)$$

Rela ia de verificare va avea urm toarea form :

$$\sigma_H = 0,418 \sqrt{\frac{F_n'}{b} E \frac{2}{D_{1m}} \frac{i_{12} \pm 1}{i_{12}} \sin \frac{\alpha}{2}} \leq \sigma_{Ha}$$

iar rela ia de dimensionare

$$D_{1m} \geq \sqrt[3]{0,7 \frac{\beta \cdot M_{t1}}{Z \cdot \mu \cdot \psi_b} \frac{E}{\sigma_{Ha}^2} \frac{i_{12} \pm 1}{i_{12}} \sin \frac{\alpha}{2}} \quad \text{și } b = \psi_b D_{m1}.$$

În rela iile anterioare, rezisten a admisibil la tensiunea de contact se va determina cu rela ia:

$$\sigma_{Ha} = \frac{\sigma_{Hlim}}{S_H} Z_N$$

în care: σ_{Hlim} – tensiunea limit la oboseal de contact, determinat experimental i pentru care sunt indicate valori în literatura de specialitate :

OLC45 (îmbun t it) –	(650...700) N/mm ²
OLC 45 (c lit superficial) –	(950...990) N/mm ²
40Cr10 (îmbun t it) -	(780...840) N/mm ²
40Cr10 (c lit superficial) –	(990...1030) N/mm ²
OLC 45 (cementat) –	(1150÷1250) N/mm ²

$S_H = (1,1 \dots 1,2)$ coeficientul minim de siguran la oboseal

$$Z_N = \sqrt[m]{\frac{N_B}{N_L}} \text{ factorul durabilit ii în care:}$$

N_B – num rul ciclurilor de baz ($N_B = 2 \cdot 10^6$ – pentru o eluri îmbun t ite sau nitrurate; $N_B = 5 \cdot 10^7$ – pentru o eluri cementate sau c lite superficial); $m = 6$ – gradul curbei de oboseal ;

$N_L = 60 L_h n_1$ – num rul real de cicluri de lucru,

în care: L_h – durata de func ionare impus , în ore; n_1 – tura ia ro ii mici, în rot/min.

Dac $N_L > N_B$ se va considera $Z_N = 1$.

3. Raportul de transmitere. Elementul cinematic al transmisiilor prin ro i cu fric iune îl constituie raportul de transmitere:

$$i_{1-2} = \frac{n_1}{n_2} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{\frac{2V_1}{D_1}}{\frac{2V_2}{D_2}} = \frac{D_2}{D_1} \frac{V_1}{V_2} = \frac{D_2}{D_1(1-\varepsilon)}$$

unde $\varepsilon = (0,005 \dots 0,05)$ este factorul prin care se consider pierderile de vitez ca urmare a alunec rilor elastice i care determin c $v_1 \neq v_2$.

13.1.4. Transmisii cu ro i de fric iune conice

1. Caracterizare. Sunt transmisii prin fric iune care transmit mi carea de ro-
ta ie i puterea între arbori concuren i în plan, unghiul de concuren fiind, de regul ,
90°. Sunt alc tuite din dou ro i conice (fig. 13.4), for a normal la suprafa a de
contact necesar pentru generarea frec rii în scopul transmiterii momentului de
torsiune realizându-se prin ap sare în direc ie axial a uneia dintre ro i.

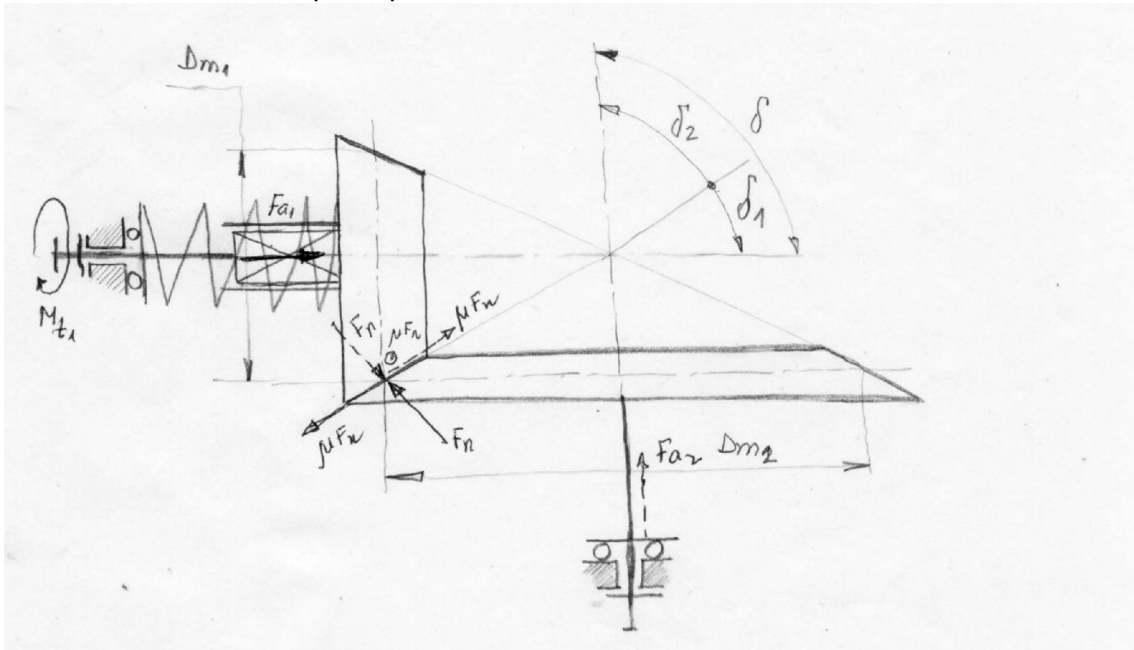


Fig. 13.4

2. Elemente de calcul.

a. For a de ap sare normal (F_n) la suprafa a de contact necesar pentru
transmiterea momentului de torsiune i for ele de ap sare în direc ie axial (F_{a1} , F_{a2})
necesare pentru generarea for ei de ap sare normal

Din echilibrul for elor de montaj pe direc ia arborilor 1, respectiv 2 vor rezulta:

$$F_{a1} = F_n (\sin \delta_1 + \mu \cos \delta_1) \quad \text{i} \quad F_{a2} = F_n (\sin \delta_2 + \mu \cos \delta_2)$$

În cazul când $\delta_1 < \delta_2$ (roata 1 este roata mic) rezult $F_{a1} < F_{a2}$, motiv pentru
care este ra ional ca sistemul de ap sare – arcuri de compresiune – s se monteze
pe roata mic (solicitarea lag relor i arborilor mai redus).

Din ecua ia de momente de torsiune în raport cu axa de rota ie a arborelui 1
rezult :

$$M_f = \beta \cdot M_{t1} = \mu \cdot F_n \cdot \frac{D_{m1}}{2}$$

din care $F_n = \frac{2 \cdot \beta \cdot M_{t1}}{\mu \cdot D_{m1}}$.

For a de ap sare axial la roata mic , în funcie de momentul de torsiune
necesare pentru a fi transmise are expresia:

$$F_{a1} = \frac{2 \cdot \beta \cdot M_{t1}}{\mu \cdot D_{m1}} (\sin \delta_1 + \mu \cdot \cos \delta_1)$$

b. Raportul de transmitere a mi c rii :

$$i_{1-2} = \frac{n_1}{n_2} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{D_{m2} v_1}{D_{m1} v_2} = \frac{D_{m2}}{D_{m1}(1-\varepsilon)} = \frac{\sin \delta_2}{\sin \delta_1} \frac{1}{(1-\varepsilon)}$$

Pentru unghiul de concuren $\delta = \delta_1 + \delta_2 = 90^\circ$ rela ia raportului de transmitere cap t forma:

$$i_{12} = \frac{1}{\operatorname{tg} \delta_1} \frac{1}{(1-\varepsilon)}$$

c. Calculul de verificare, respectiv de dimensionare la tensiunea de contact

Calculul simplificat presupune determinarea tensiunii uniform distribuit pe lungimea generatoarei comune de contact:

$$q = \frac{F_n}{B} = \frac{2 \cdot \beta \cdot M_{t1}}{\mu \cdot B \cdot D_{m1}} \leq q_a \quad \left[\frac{N}{\text{mm}} \right] \text{ - rela ia de verificare}$$

Pentru dimensionare se va adopta factorul de l ime: $\psi_B = \frac{B}{D_{m1}} = (0,8 \dots 1,2)$ i va rezulta:

$$D_{m1} \geq \sqrt{\frac{2 \cdot \beta \cdot M_{t1}}{\mu \cdot \psi_B q_a}}, \text{ respectiv } B = \psi_B \cdot D_{m1}.$$

Un calcul mai riguros din punctul de vedere al valorii tensiunii de contact se poate realiza cu ajutorul rela iei lui Hertz, conform c reia cele dou r o i sunt asimilate cu doi cilindri i n contact (fig. 13.5) ale c ror raze sunt:

$$\rho_1 = \frac{D_{m1}}{2 \cdot \sin \delta_1} \quad \text{i} \quad \rho_2 = \frac{D_{m2}}{2 \cdot \sin \delta_2}$$

Inversul razei de curbur echivalent va fi:

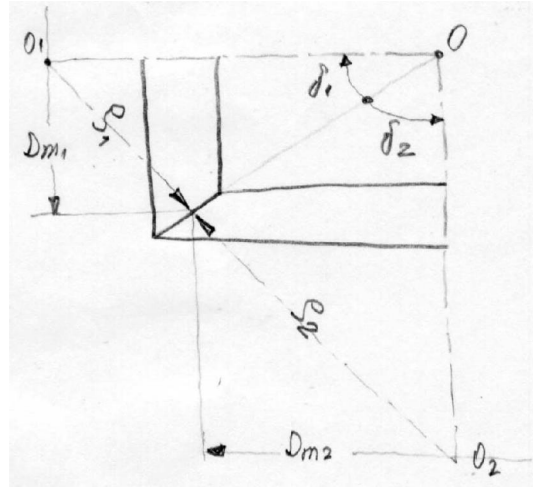


Fig. 13.5

$$\frac{1}{\rho} = \frac{2 \cdot \sin \delta_1}{D_{m1}} + \frac{2 \cdot \sin \delta_2}{D_{m2}} = \frac{2 \cdot \sin \delta_1}{D_{m1}} \left(1 + \frac{\sin \delta_2}{\sin \delta_1 \frac{D_{m1}}{D_{m2}}} \right) =$$

$$= \frac{2}{D_{m1}} \left(\sin \delta_1 + \frac{\sin \delta_2}{i_{12}} \right) = \frac{2}{D_{m1}} \frac{\sqrt{i_{12}^2 + 1}}{i_{12}}$$

în care s-au înlocuit:

$$\sin \delta_1 = \frac{\operatorname{tg} \delta_1}{\sqrt{1 + \operatorname{tg}^2 \delta_1}}; \quad \sin \delta_2 = \cos \delta_1 = \frac{1}{\sqrt{1 + \operatorname{tg}^2 \delta_1}}$$

Tensiunea de contact maxim va fi:

$$\sigma_H = 0,418 \sqrt{\frac{F_n}{B} \frac{2E}{D_{m1}} \frac{\sqrt{i_{12}^2 + 1}}{i_{12}}} = 0,418 \sqrt{\frac{2 \cdot \beta \cdot M_{t1}}{\mu \cdot B \cdot D_{m1}} \frac{2E}{D_{m1}} \frac{\sqrt{i_{12}^2 + 1}}{i_{12}}} \leq \sigma_{aH} - \text{verificare.}$$

Pentru dimensionare se va adopta factorul de lîime:

$$\psi_B = \frac{B}{D_{m1}} = (0,8 \dots 1,2)$$

i va rezulta:

$$D_{m1} \geq 3 \sqrt{0,7 \frac{\beta \cdot M_{t1}}{\mu \cdot \psi_B} \frac{E}{\sigma_{aH}^2} \frac{\sqrt{i_{12}^2 + 1}}{i_{12}}}, \quad .$$

iar $B = D_{m1} \psi_B$.

13.2. TRANSMISII CU RAPORT DE TRANSMITERE CONTINUU VARIABIL (VARIATOARE DE TURĂ IE)

13.2.1. Caracterizare. Criterii de clasificare

Variatoarele mecanice de tură ie realizează transmiterea mișcării și puterii cu modificarea continuă a tură iei și implicit a momentului de torsiune la elementul condus (de ie ire), între anumite limite.

Folosirea variatoarelor de tură ie mecanice apare extrem de util atunci când pentru desfășurarea procesului tehnologic la parametrii optimi este necesară o tură ie continuu variabilă.

Marea varietate a formelor constructive de variatoare face imposibilă o clasificare unitară a acestora, motiv pentru care se va prezenta o clasificare pe baza unor criterii cinematice și constructive, și anume:

a. După forma contactului între elementele active

a.1. cu contact hertzian:

- direct
- indirect (cu element intermediar)

a.2. cu contact de suprafață (cu element intermediar flexibil = curea trapezoidală lată sau lan cu lamele).

b. După forma geometrică a elementelor active

- frontale, conice, sferice, toroidale, cu conuri depasabile, multidisc;

c. După sistemul de apăsare utilizat

c.1. cu apăsare constantă, independentă de valoarea momentului de torsiune transmis; forța de apăsare se determină din condiția de transmitere a momentului maxim.

c.2. cu apăsare variabilă, dependentă de valoarea momentului de torsiune transmis.

13.2.2. Parametrii cinematici caracteristici

Pentru precizarea caracteristicilor principale ale variatoarelor de tură ie mecanice se va considera variatorul frontal mono din fig. 13.6 (denumirea de "mono" rezultă din faptul că se modifică raza de rostogolire numai la unul din elementele active – cel condus). Pe această schemă s-au făcut următoarele notații:

a.m. – arborele motor pe care se află montată rola cilindrică 1 cu raza constantă $\frac{D_1}{2}$;

a.c. – arborele condus pe care se află montat discul 2 a cărui rază variază între limitele $\frac{D_{2max}}{2}$ și $\frac{D_{2min}}{2}$;

3 – sistem mecanic cu urub-piuli prin care se realizează deplasarea axială a rolei 1 pe arborele motor;

4 – sistem de ap sare cu for constant prin arc.

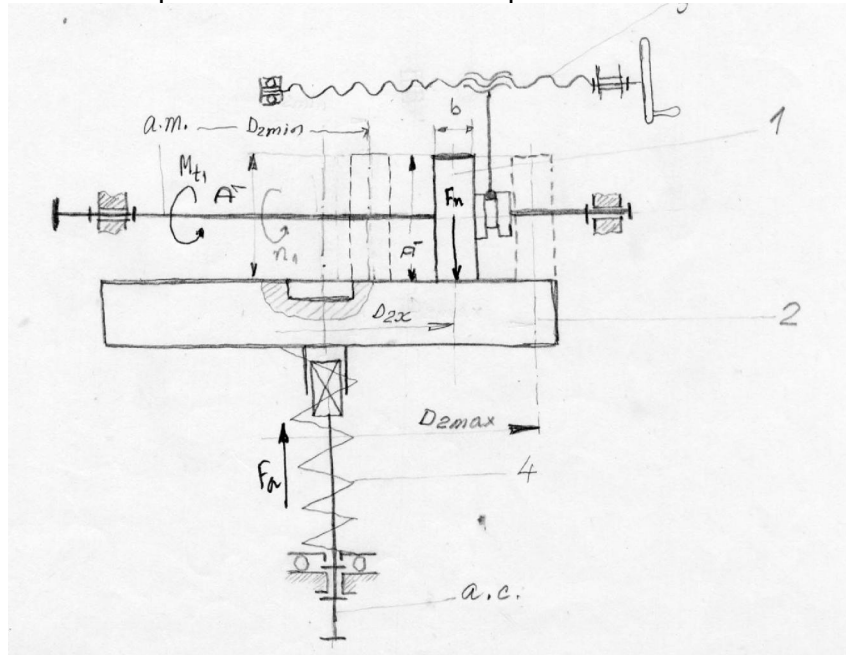


Fig. 13.6

a. **Gama de reglare a tura iei** se define te ca raport dintre tura iile limit la arborele condus:

$$G = \frac{n_{2\max}}{n_{2\min}} = \frac{i_{\min}}{\frac{n_1}{i_{\max}}} = \frac{i_{\max}}{i_{\min}} = \frac{D_1}{\frac{D_2\min}{D_1}} = \frac{D_2\max}{D_2\min}$$

În condi iile în care tura ia se varia z prin modificarea razei elementului conduc tor, gama de reglare a tura iei va fi dat de rela ia:

$$G = \frac{D_{1\max}}{D_{1\min}}$$

iar pentru cazul în care reglarea se face prin modificarea razelor ambelor elemente active:

$$G = \frac{D_{1\max} D_{2\max}}{D_{1\min} D_{2\min}}$$

Pentru variatoarele cu reglare simetric – care func ioneaz atât în regim de reductor cât i în regim de multiplicator – la care $i_{\max}i_{\min} = 1$, rezult gama de reglare:

$$G = \frac{i_{\max}}{i_{\min}} \frac{i_{\max}}{i_{\max}} = i_{\max}^2; \quad i_{\max} = \sqrt{G}$$

considerându-se:

$$G = \frac{i_{\max} i_{\min}}{i_{\min} i_{\min}} = \frac{1}{i_{\min}^2}; \quad i_{\min} = \frac{1}{\sqrt{G}}$$

Dacă diametrele variază la ambele roți (variatoare duo) $G \approx 4 \dots 16$, iar la variatoarele mono $G \approx 2 \dots 4$.

b. Raportul de transmitere mediu (i_{med}):

$$i_{\text{med}} = \frac{n_1}{\sqrt{n_{2\min} n_{2\max}}}$$

Funcționarea acestui variator se caracterizează prin existența unor alunecări geometrice în rol de disc. Valoarea alunecării geometrice se determină cu relația (fig. 13.7):

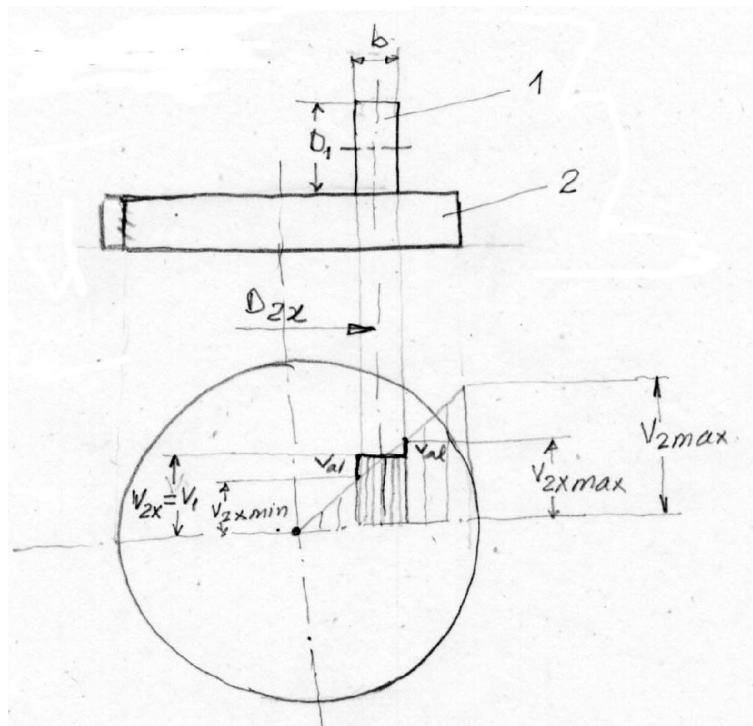


Fig. 13.7

$$\epsilon_g = \frac{v_{al \max}}{v_1}$$

$$v_{al \max} = v_{2x \max} - v_1 = v_1 - v_{2x \min}$$

în care $v_{al \max}$ – viteza de alunecare maximă, $v_{2x \max}$ și $v_{2x \min}$ sunt vitezele punctelor extreme de contact a rolei 1 cu discul 2, puncte definite de lăimea b a rolei; la mijlocul rolei $v_1 = v_{2x}$, deci alunecarea este nulă. Prin urmare

$$\varepsilon_g = \frac{v_{2x \max} - v_1}{v_1} = \frac{\left(\frac{D_{2x}}{2} + \frac{b}{2}\right)\omega_{2x} - R_1\omega_1}{R_1\omega_1} = \frac{\left(\frac{D_{2x}}{2} + \frac{b}{2}\right)\omega_{2x} - \frac{D_{2x}}{2}\omega_{2x}}{\frac{D_{2x}}{2}\omega_{2x}} = \frac{b}{D_{2x}}$$

Rezultat c alunec rile geometrice, pentru o anumit valoare a razei $D_{2x}/2$, depind direct proporional de limea b a rolei motoare. Ca urmare se pot diminua alunec rile geometrice prin reducerea limeii rolei motoare sau realizarea acesteia cu un profil frontal semicircular, la care contactul teoretic este un punct. Reducerea alu-nec rii geometrice prin m rirea diametrului D_{2x} al discului condus poate fi acceptat numai dac nu se impun restric ii cu privire la gabaritul transmisiei, lucru ntâlnit la unele din utilajele tehnologice.

Cu ajutorul rela iei de calcul a alunec rii geometrice se poate dimensiona rola prin determinarea limeii maxime, dac se accept o anumit valoare admisibil $(\varepsilon_g)_a$ pentru alunecarea geometric :

$$b_{\max} = (\varepsilon_g)_a D_{2 \max}$$

Variatoarele frontale mono se folosesc pentru game de reglare $G < 3$, la puteri ce nu dep esc 3 kW i la tura ii ale elementului motor sub 1500 rot/min.

Calculul de rezisten se efectueaz la tensiunea de contact, for a de ap sare, în punctul median al rolei, fiind dat de rela ia:

$$F_n = \frac{2 \cdot \beta \cdot M_{t1}}{\mu \cdot D_1}$$

iar raza de curbura redus (echivalent)

$$\frac{1}{\rho} = \frac{1}{\rho_1} + \frac{1}{\rho_2} = \frac{2}{D_1} \text{ în care } \rho_2 = \infty \text{ (pentru disc).}$$

Tensiunea normal de contact va fi:

$$\sigma_H = \sqrt{0,7 \cdot \frac{\beta \cdot M_{t1}}{\mu \cdot D_1^2 \cdot b}} E \leq \sigma_{Ha}$$

For a de ap sare axial F_a determinat de arcul elicoidal este egal cu for a normal i serve te pentru dimensionarea sistemului de ap sare.

13.2.3. Variatorul frontal cu rol intermediar (duo)

La acest variator (fig. 13.8) elementul motor 1 i cel condus 2 se execut sub forma unor discuri montate pe arbori paraleli dezaxa i. Între cele dou discuri se monteaz elementul intermediar 3 sub forma unei role cilindrice care se poate depla-sa pe direc ia radial a celor dou discuri în scopul modific rii continue a raportului de transmitere. Aceast solu ie constructiv permite modificarea simultan a razelor de rostogolire a celor dou discuri (motor, respectiv condus).

Rapoartele de transmitere se vor determina cu rela iile:

$$i_x = \frac{D_{2x}}{\frac{D_{1x}}{2}} = \frac{D_{2x}}{D_{1x}}; \quad i_{\min} = \frac{D_{2\min}}{D_{1\max}}; \quad i_{\max} = \frac{D_{2\max}}{D_{1\min}}$$

iar gama de reglare va fi: $G = \frac{n_{2\max}}{n_{2\min}} = \frac{i_{2\max}}{i_{2\min}} = \frac{D_{2\max}}{D_{2\min}} \frac{D_{1\max}}{D_{1\min}}$

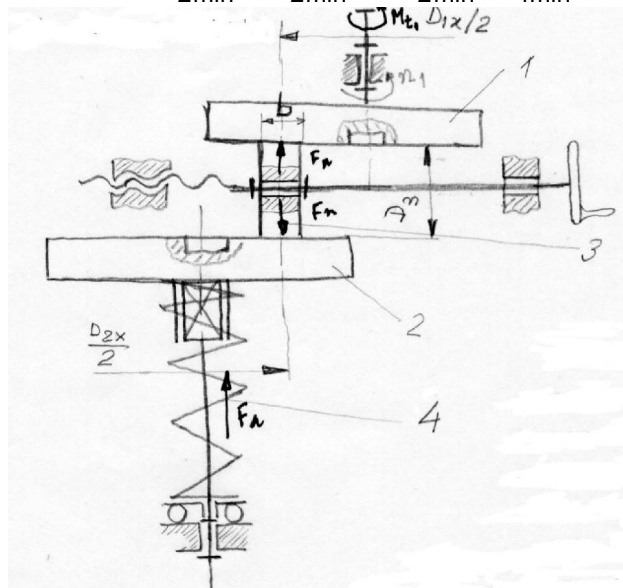


Fig. 13.8

În această soluție constructivă în timpul funcționării apar alunecări geometrice, motiv pentru care se observă frecvențele la variatorul mono cu privire la forma constructivă a roții și la dimensiunile discurilor.

Pentru efectuarea calculului de rezistență la tensiunea normală de contact se determină forța de apăsare normală maximă cu relația:

$$F_n = \frac{2 \cdot \beta \cdot M_{t1}}{\mu \cdot D_{1\min}}$$

și raza de curbură redusă (echivalentă)

$$\frac{1}{\rho} = \frac{1}{\rho_1} + \frac{1}{\rho_3} = \frac{1}{\rho_3} + \frac{1}{\rho_2} = \frac{2}{D_3} \quad \text{în care } \rho_1 = \infty; \quad \rho_2 = \infty.$$

Tensiunea de contact maximă va fi:

$$\sigma_H = \sqrt{0,7 \cdot \frac{\beta \cdot M_{t1}}{\mu \cdot D_{1\min} \cdot D_3 \cdot b}} E \leq \sigma_{Ha}$$

Forța de apăsare axială F_a în acest caz va fi egală cu forța de apăsare F_n . Cu valoarea acesteia se dimensionează sistemul de apăsare.

13.2.4. Variatoare prin fric iune cu contact de suprafa i element intermediar flexibil (curea)

La aceste variatoare se folosesc elemente intermediare flexibile sub form de curele trapezoidale late sau curele trapezoidale clasice (standardizate, iar atunci când se dore te o flexibilitate m rit a elementului intermediar, se folosesc curele trapezoidale din ate (în acest din urm caz transmiterea momentului de torsiune nu se mai realizeaz prin frecare, ci prin contact).

Capacitatea de transmitere a momentului de torsiune i gama de reglare a variatoarelor cu curele trapezoidale late sunt superioare variatoarelor cu curele trapezoidale clasice.

Cureaua trapezoidal se înf oar pe cele dou perechi de conuri, din care cel pu in o pereche are geometrie variabil .

a. Variatorul mono cu curea trapezoidal

Se caracterizeaz prin faptul c are o sigur pereche de conuri depasabile (cu geometrie variabil). În această situa ie are loc i modificarea distan ei dintre axele conurilor, motiv pentru care unul din cei doi arbori se va deplasa pe direc ie radial . În această situa ie rapoartele de transmitere se vor calcula cu rela iile:

$$i_x = \frac{D_{2x}}{D_1}; \quad i_{\max} = \frac{D_{2\max}}{D_1}; \quad i_{\min} = \frac{D_{2\min}}{D_1} \quad i_G = \frac{D_{2\max}}{D_{2\min}}$$

Solu ia constructiv la care varierea raportului de transmitere se realizeaz prin modificarea simultan a razelor de rostogolire ale ambelor perechi de conuri, f r a fi necesar modificarea distan ei dintre axe, poart denumirea de *variatoare duo*.

Varierea razelor de rostogolire se poate realiza fie prin modificarea simultan a pozi iei relative a dou discuri – câte unul de fiecare pereche (vezi solu ia constructiv prezentat), fie a tuturor celor patru discuri (fig. 13.9; se consider nul jocul axial dintre ro i).

Raportul de transmitere:

$$i_x = \frac{D_{p2x}}{D_{p1x}}$$

Gama de reglare:

$$G = i_{\max}^2 = \left(\frac{D_{p1\max}}{D_{p\min}} \right)^2$$

Solu ia constructiv la care ambele perechi de conuri sunt deplasabile este redat în fig. 13.10).

b) Elemente de geometrie i cinematic ale variatoarelor de tura ie cu element flexibil – curea trapezoidal

Din punct de vedere geometric, un variator mecanic de tura ie se caracterizeaz prin urm toarele elemente:

- diametrele de calcul: D_{p1x} i D_{p2x} m surate la nivelul fibrei medii nedeformate a curelei cu profil trapezoidal;
- diametrele de calcul extreme D_{pmax} i D_{pmin} ;
- distan a dintre axe: A_{1-2} pentru care se recomand :

$$1,25 \cdot D_{pmax} \leq A_{1-2} \leq 3 \cdot D_{pmax}$$

- lungimea curelei m surat pe fibra medie nedeformat , L_p , i care se calculeaz cu o rela ie asem n toare cu cea de la transmisiile prin curele:

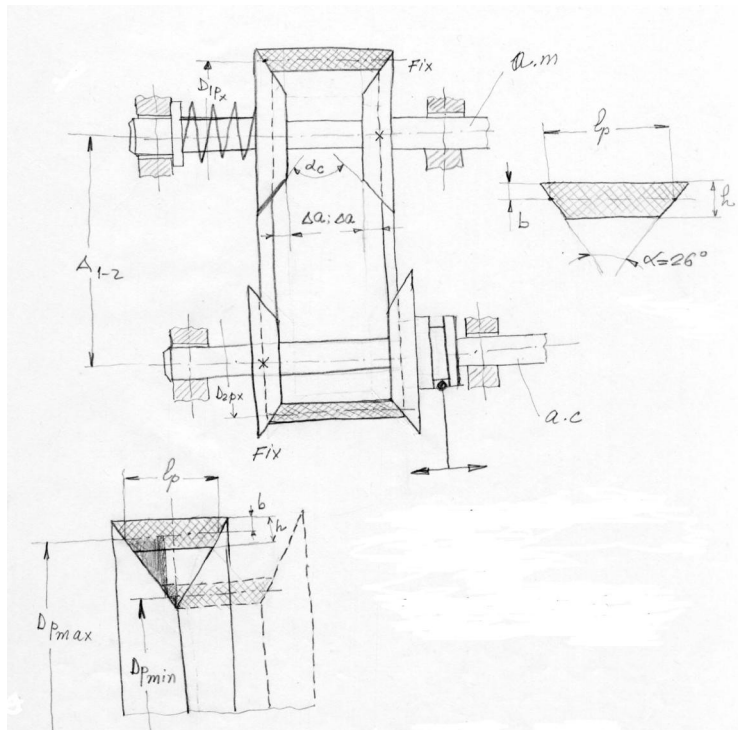


Fig. 13.9

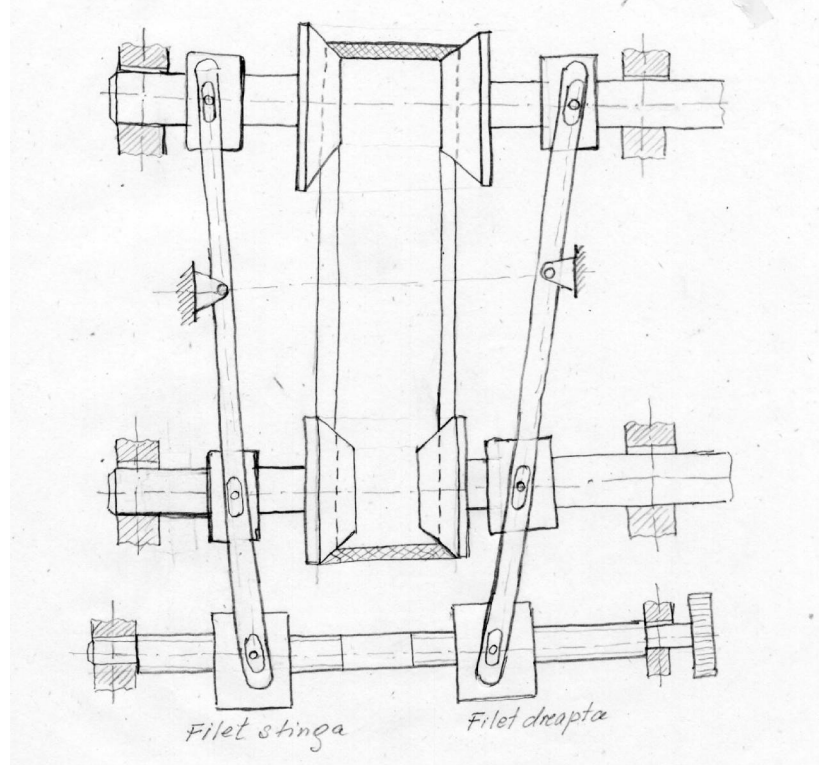


Fig. 13.10

$$L_p = 2 \cdot A_{1-2} + 2 \cdot \pi \frac{D_{pmin} + D_{pmax}}{2} \text{ dac } i_{12}=1$$

$$L'_p = 2 \cdot A_{1-2} + 2 \cdot \pi \frac{D_{pmax} + D_{pmin}}{2} + \frac{(D_{pmax} + D_{pmin})^2}{4 \cdot A_{1-2}}$$

dac $i_{12} \neq 1$ (valoare maxim sau minim)

Se observă că $L'_p > L_p$ condiție asigurată prin tensionarea suplimentară a curelei, motiv pentru care aceasta trebuie să prezinte calități corespunzătoare de elasticitate longitudinală. Din punct de vedere constructiv acest inconvenient se poate remedia prin bombarea tamburelor (fig. 13.11).

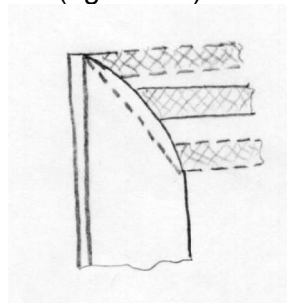


Fig. 13.11

În aceste condiții lungimea curelei se va menține aceeași atât pentru poziția mediană ($i=1$) cât și pentru pozițiile extreme (i_{\min} , respectiv i_{\max}).

- unghiurile de înfășurare a crelei pe cele două roți β_{1x} și β_{2x} – se calculează pentru pozițiile extreme cu relațiile de la transmisiile prin curele, funcție de unghiul de înclinare $\frac{\gamma}{2}$;

- lîimea standardizată a curelei trapezoidale, l_p , măsurată pe fibra neutră;

- în lîimea curelei, h care are valoarea standardizată – pentru curele trapezoidale late $\frac{l_p}{h} \leq 3,5$;

- distanța b dintre fibra medie nedeformată (fibra neutră) și fibra extremă, valoare standardizată $\frac{b}{h} \approx 0,35$;

- unghiul flancurilor curelei α (pentru curele trapezoidale clasice $\alpha = 38^\circ \dots 40^\circ$, iar pentru curele trapezoidale late $\alpha = 26^\circ$; pentru valori mai reduse apare pericolul de blocare în canalul a curelei);

- unghiul flancurilor canalului roților α_c ;

- deplasarea axială a discurilor în scopul varierii raportului de transmitere a mișcărilor: Δa .

Legătura dintre gama de reglare și geometria elementului flexibil se poate realiza prin determinarea lîimii primitive a curelei:

$$l_p = 2 \cdot \left[\frac{1}{2} (D_{p\max} - D_{p\min}) + (h - b) \right] \operatorname{tg} \frac{\alpha}{2}$$

sau

$$l_p \geq \left[(D_{p\max} - D_{p\min}) + 2(h - b) \right] \operatorname{tg} \frac{\alpha}{2} + j$$

în care j reprezintă distanța minimă dintre discuri pentru poziția extremă exterioră a curelei; se recomandă $j=0,05 \cdot l_p$.

Prin prelucrarea corespunzătoare a relației anterioare se poate ajunge la dependența gamei de reglare de elementele geometrice ale curelei:

$$l_p = \left[D_{p\min} \left(\frac{D_{p\max}}{D_{p\min}} - 1 \right) + 2h \left(1 - \frac{h}{b} \right) \right] \operatorname{tg} \frac{\alpha}{2}$$

$$\frac{l_p}{h} = \left[\frac{D_{p\min}}{h} \left(\frac{D_{p\max}}{D_{p\min}} - 1 \right) + 2 \left(1 - \frac{b}{h} \right) \right] \operatorname{tg} \frac{\alpha}{2}$$

$$\frac{l_p}{h} \operatorname{ctg} \frac{\alpha}{2} = \frac{D_{p\min}}{h} \left(\frac{D_{p\max}}{D_{p\min}} - 1 \right) + 2 \left(1 - \frac{b}{h} \right)$$

$$\frac{D_{p\max}}{D_{p\min}} = 1 + \frac{\frac{l_p}{h} \operatorname{ctg} \frac{\alpha}{2} - 2 \left(1 - \frac{b}{h}\right)}{\left(\frac{D_{p\min}}{h}\right)}$$

Dacă cele două perechi de tronconuri au diametre egale, rezultatul variatorului este de tip simetric – funcționează simultan și ca multiplicator și ca reductor – motiv pentru care:

$$\frac{D_{p\max}}{D_{p\min}} = i_{\max} = \sqrt{G}$$

Va rezulta:

$$G = \left[1 + \frac{\frac{l_p}{h} \operatorname{ctg} \frac{\alpha}{2} - 2 \left(1 - \frac{b}{h}\right)}{\left(\frac{D_{p\min}}{h}\right)} \right]^2$$

Punându-se condiția ca valoarea gamei de reglare să fie cât mai mare va rezulta:

- $\frac{l_p}{h} \uparrow$ ceea ce înseamnă utilizarea curelelor late; soluția nu poate fi acceptată deoarece apare efectul de încovoiere transversal, fenomen care nu poate fi admis;
- $\alpha \downarrow$ condiție îndeplinită numai de curelele trapezoidale late $\alpha = 26^\circ$, nu și de cele clasice $\alpha = 38^\circ \dots 40^\circ$; nu se pot utiliza unghiuri mai mici deoarece apare fenomenul de blocare a curelei în canalul dintre cele două tronconuri;
- $\frac{D_{p\min}}{h} \downarrow$ determină tensiuni de încovoiere longitudinale mari ca urmare a înfășurării curelei pe roți; practic valoarea acestui raport este de 7...10, uzual $\frac{D_{p\min}}{h} = 8$;
- $\frac{b}{h} \downarrow$ (conform stas $\sim 0,35$) nu se poate coborî sub anumite limite.

Concluzia finală care se poate desprinde este aceea că cel mai eficient element intermediar elastic îl constituie cureaua trapezoidală lată.

Deplasarea axială a tronconurilor în vederea modificării raportului de transmitere a mișcării (fig. 13.12) se poate calcula cu relația:

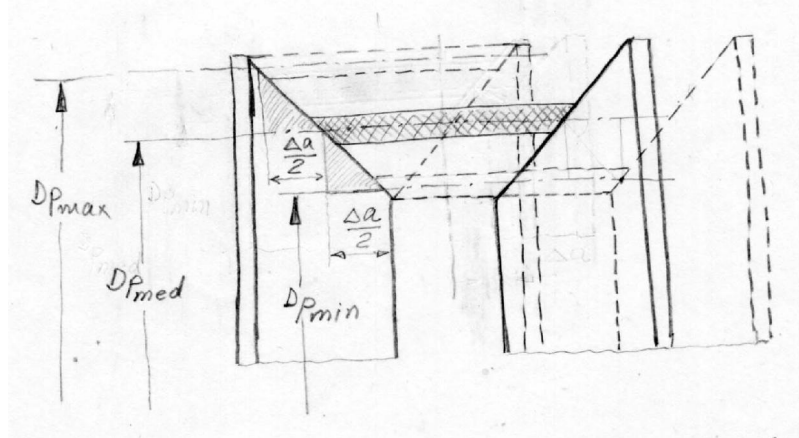


Fig. 13.12

$$\Delta a = (D_{pm} - D_{pmin}) \operatorname{tg} \frac{\alpha}{2} = (D_{pmax} - D_{pm}) \operatorname{tg} \frac{\alpha}{2}.$$

c) For a axial de ap sare a discurilor tronconice necesar realiz rii for ei de ap sare normal la contactul curea-discuri

În fig. 13.13 s-au notat:

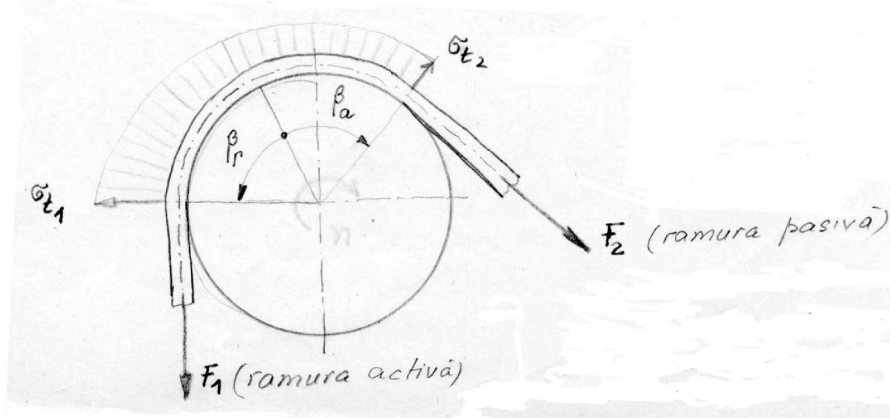


Fig. 13.13

β_r – unghiul de repaos sau de contact aderent, situat în zona de început a înf ur rii curelei pe roata motoare; pe acest unghi se poate considera $F_1 \approx$ constant.

F_1 – for a din ramura activ ;

F_2 – for a din ramura pasiv ;

β_a – unghi de alunecare pe care for a F_1 scade exponen ial la valoarea F_2 (ecua ia firelor f_r considerarea for elor centrifuge); pe arcul β_a are loc fenomenul de alunecare elastic a curelei pe roat .

Pe arcul de alunecare elastic , β_a , este preponderent alunecarea tangen ial (for a de frecare tangen ial) fa de cea radial (for a de frecare radial) care se neglijeaz , iar pe arcul de repaos alunecarea tangen ial este nul i devine important alunecarea radial .

1. For a de ap sare axial pe arcul de repaus $(F_{ax})_{\beta_r}$ - fig. 13.14.

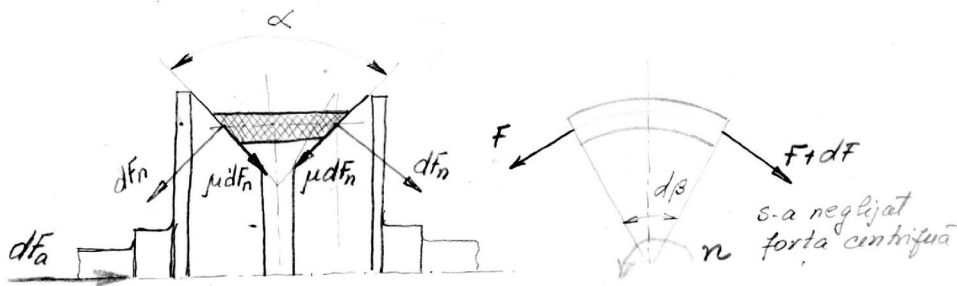


Fig. 13.14

Din echilibrul de for e pe arcul de repaus, rezultat :

- echilibrul pe direc ia axei de rota ie:

$$dF_a = dF_n \cos \frac{\alpha}{2} - \mu \cdot dF_n \sin \frac{\alpha}{2} = dF_n \left(\cos \frac{\alpha}{2} - \mu \sin \frac{\alpha}{2} \right);$$

- echilibrul pe direc ie radial (pentru ambele discuri):

$$2 \cdot dF_n \left(\sin \frac{\alpha}{2} + \mu \cos \frac{\alpha}{2} \right) = 2 \cdot F \cdot \sin \frac{d\beta}{2} + dF \cdot \sin \frac{d\beta}{2}$$

în care se poate aproxima: $\sin \frac{d\beta}{2} \approx \frac{d\beta}{2}$ i $dF \cdot \sin \frac{d\beta}{2} \approx 0$ i rezultat

$$2 \cdot dF_n \left(\sin \frac{\alpha}{2} + \mu \cos \frac{\alpha}{2} \right) = F \cdot d\beta$$

din care $dF_n = \frac{1}{2} \frac{F \cdot d\beta}{\sin \frac{\alpha}{2} + \mu \cdot \cos \frac{\alpha}{2}}$ care introdus în prima rela ie conduce la:

$$dF_a = \frac{1}{2} \frac{\cos \frac{\alpha}{2} - \mu \cdot \sin \frac{\alpha}{2}}{\sin \frac{\alpha}{2} + \mu \cdot \cos \frac{\alpha}{2}} \cdot F \cdot d\beta$$

sau

$$dF_a = \frac{F \cdot d\beta}{2 \operatorname{tg} \left(\frac{\alpha}{2} + \varphi \right)}$$

Integrând această rela ie pe arcul de repaus se ob ine.

$$(dF_a)_{\beta_r} = \frac{F \cdot \beta_r}{2 \cdot \operatorname{tg} \left(\frac{\alpha}{2} + \varphi \right)}$$

Valoarea unghiului de repaus se poate determina în func ie de unghiul de înf - urare β_r i unghiul de alunecare β_a . Unghiul de alunecare se poate determina din rela ia de echilibru de for e (vezi cureaua lat) f r considerarea for ei centrifuge:

$$\frac{dF}{F} = \mu' d\beta$$

$$\int_{F_2}^{F_1} \frac{dF}{F} = \mu' \int_0^{\beta_a} d\beta \cdot \ln \frac{F_1}{F_2} = \mu' \beta_a$$

$$\beta_a = \left(\ln \frac{F_1}{F_2} \right) \frac{1}{\mu'} = \left(\ln \frac{F_1}{F_2} \right) \frac{\sin \frac{\alpha}{2}}{\mu}$$

2. For a de ap sare axial pe arcul de repaus $(F_{ax})_{\beta_a}$ - fig. 13.15

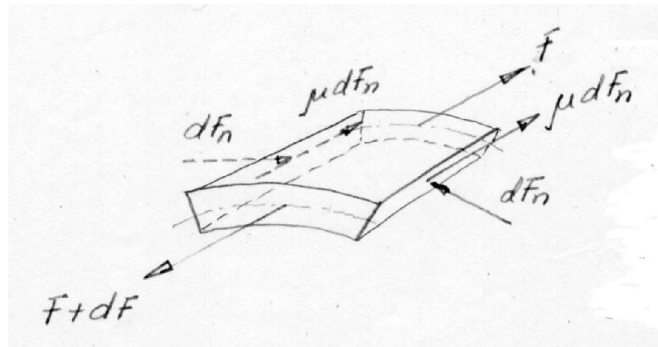


Fig. 13.15

- echilibrul pe direc ie axial f r considerarea for ei de frecare radial :

$$dF_a = dF_n \cos \frac{\alpha}{2}$$

- echilibrul pe direc ia de mi care

$$F + dF - F - 2 \cdot \mu \cdot dF_n = 0$$

$$dF = 2 \cdot \mu \cdot dF_n \text{ din care } dF_n = \frac{1}{2} \frac{dF}{\mu}$$

Din cele dou rela ii de echilibru rezult :

$$dF_a = \frac{1}{2} \frac{dF}{\mu} \cos \frac{\alpha}{2}$$

Integrând această ecua ie pe arcul de alunecare se ob ine for a de ap sare axial necesar pe acest arc:

$$(F_a)_{\beta_a} = \frac{F_1 - F_2}{2 \cdot \mu} \cos \frac{\alpha}{2} = \frac{F_u}{2 \cdot \mu} \cos \frac{\alpha}{2}$$

For a de ap sare axial necesar pe întreg arcul de înf urare:

$$F_a = (F_a)_{\beta_r} + (F_a)_{\beta_a} = \frac{F \cdot \beta_r}{2 \cdot \text{tg} \left(\frac{\alpha}{2} + \varphi \right)} + \frac{F_u}{2\mu} \cos \frac{\alpha}{2}$$

Frecvent valoarea for ei axiale pe arcul de repaus se consider prin introducerea unui coeficient supraunitar (c) :

$$F_a = \frac{1}{2 \cdot \mu} \cdot c \cdot F_u \cos \frac{\alpha}{2}$$

unde

c = 1,2..1,4 – când ap sarea se realizeaz la discurile motoare;
c = 1,7...2,2 .- la ap sarea pe discurile conduse.