

INSTITUTUL POLITEHNIC "TRAIAN VUIA" TIMISOARA

CONTRIBUTII PRIVIND UZURA DE PITTING
LA ROTILE DINTATE CILINDRICE

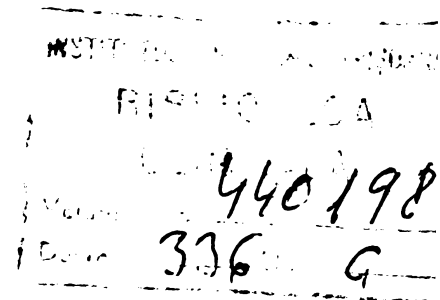
Teză de doctorat

Ing.Marcu Balekics

Conducător științific

Prof.dr.doc.șt.ing.Dan Pavelescu

BIBLIOTECA CENTRALĂ
UNIVERSITATEA "POLITEHNICA"
TIMIȘOARA



Timișoara 1981

1. I N T R O D U C E R E

1.1. Obiectul lucrării

Dezvoltarea industriei constructoare de mașini în țara noastră impune folosirea unor transmisii mecanice cu fiabilitate ridicată în condițiile unor încărcări mari și în condiții de exploatare deosebit de diversificate.

În rîndul transmisiilor mecanice un rol aparte îl ocupă transmisiile prin angrenare, în special cele cu roți dințate cilindrice. Creșterea capacității portante ale angrenajelor este strîns legată de comportarea în exploatare a flancului dintelui, a capacității sale de a nu se distruge prin ciupire.

Primele cercetări fundamentale ale capacității portante ale flancurilor dinților datează de la începutul secolului [S1], în ultimii 35-40 de ani s-au înmulțit cercetările fundamentale și experimentale din țara noastră [C3, D1, G4, H2, H4, J1, K5, K6, K10, K11, M4, M10, R5, R8, S6, T8, B12, B37] etc. , în străinătate [B4, B7, B8, B22, C4, D2, E1, E5, F4, G2, G6, K9, L2, N2, N4, N5, N14, P2, P5, R6, S7, T2, T3, T4, T5, W2, W4] etc. , precum și contribuțiile fundamentale în domeniul tribologiei [D7],[P8],[P9], care are un rol hotărîtor în comportarea flancului dintelui în funcționare.

Pornind de la rezultatele cercetării capacității portante ale flancurilor roților dințate, lucrarea de față își propune să rezolve unele probleme legate de funcționarea angrenajelor executate din oțeluri moi ($HB \leq 350$ [daN/cm^2]) unse cu uleiuri cu vîscozitate scăzută și neaditivate.

Cercetările au fost executate ca cerințe ale industriei constructoare de mașini în calitate de producător al cuplajelor electromagnetice - I.M.Cugir - sau în calitate de utilizator al acestora. Funcționarea cuplajelor electromagnetice este posibilă numai în cazul folosirii pentru ungere a unor uleiuri cu vîscozitate scăzută și neaditivate [C9],[C10],[G12].Roțile dințate funcționînd în aceeași incintă cu cuplajele electromagnetice vor fi unse cu același lubrefiant.Cercetarea a fost executată pe epruvete roți dințate, precum și pe role care modelează un anumit punct de contact de pe segmentul de angrenare.

Această diversificare a metodei de cercetare a fost impusă pe de o parte de ieftinirea cercetării, iar pe de altă parte de posibilitatea de separare a diferiților factori ce influențează apa-

riția și dezvoltarea ciupiturilor contactelor hertziene.

Lucrarea a fost executată cu concursul întreprinderilor industriei constructoare de mașini din țara noastră, efortul financiar principal fiind făcut de I.M.Cugir, I.Electrotimiș Timișoara și Intreprinderea "Unio" Satu-Mare, [B32], [B33], [G11], [K17].

În cursul elaborării lucrării, rezultatele cercetărilor au fost verificate de întreprinderile citate anterior.

Rezultatele cercetărilor pot fi generalizate fie prin extrapolare, fie prin verificări și la angrenaje unse cu uleiuri cu vâscozitate medie și mare și au fost astfel verificate și prin colaborarea cu Intreprinderea constructoare de mașini Reșița, ICSITEH Reșița și I.N.M.T.București, [B34], [G10], [K18].

Autorul își exprimă gratitudinea și profunda recunoștință față de prof.dr.doc.Dan Pavelescu, conducătorul științific și animatorul elaborării prezentei teze de doctorat.

De asemenea autorul mulțumește conducerii și colegilor din catedra de Organe de mașini, mecanisme și desen tehnic a Institutului politehnic "Traian Vuia" Timișoara, specialiștilor din industrie și din institutele de cercetare și în sfârșit, dar nu în ultimul rând, foștilor studenți ai Facultății de mecanică, azi ingineri, cu care a colaborat de-a lungul anilor la cercetarea capacității portante a flancurilor dinților roților dințate.

1.2. Starea actuală a cunoștințelor

Ciupirea ca formă de degradare a flancurilor dinților se manifestă în două forme distincte:

1) Ciupirea incipientă (cunoscută în literatura de specialitate sub denumirea de "non distructive pitting", "non progresive pitting" sau "stationary pitting") care apare ca o consecință a defectelor de uzinare și a porilor de pe suprafața flancurilor. După o perioadă scurtă (cîteva zeci de mii de cicluri de solicitare, dezvoltarea acestor ciupituri stagnează, iar în foarte multe cazuri se semnalează reducerea numărului acestor ciupituri incipiente și chiar micșorarea suprafeței celor deja formate prin uzarea flancurilor dinților în contact. Ciupirea incipientă nu afectează funcționarea corectă a angrenajului, ci cel mult prezintă inconveniente estetice.

2) Ciupirea progresivă (în continuare vom înțelege prin ciupire sau pitting tocmai ciupirea progresivă) - în literatură se întâlnește sub denumirea de "progresiv pitting" sau "distructiv pitting" - care apare și se dezvoltă la depășirea unei stări de tensiune și după un număr de cicluri de solicitare, corespunzătoare perioadei de incubație a ciupiturilor. După această perioadă apare o explozie de ciupituri după care urmează din nou o perioadă de incubație și din nou o perioadă de explozie de ciupituri. Deci distrugerea prin pitting a flancului este o formă specială de uzare.

La uzarea mecanică normală, după perioada de rodaj, cînd cantitatea de uzură este pronunțată, se instalează perioada de funcționare de regim, perioadă în care uzura este foarte redusă deoarece suprafețele în contact s-au netezit și s-au ecruisat la rece, filmul de ulei reușește să despartă suprafețele omoloage. Ungerea din regim semilichid se transformă într-o ungere combinată limită plus hidrodinamică sau chiar în regim complet hidrodinamic.

La uzarea prin pitting însă, în perioada de regim (după terminarea rodajului) se produc desprinderi locale de mărimi relativ mari și apar adîncituri mari sub formă de scoică, deci în loc să se reducă cantitatea de material uzată, produsele uzării cresc în timp.

Distrugerea geometriei flancului prin ciupituri (în special formarea fisurilor incipiente din care se vor forma ciupiturile) se explică în multe moduri, dar nici una din aceste explicații nu este confirmată în totalitatea ei. Teoriile cu privire la formarea ciupiturilor se pot grupa în patru mari categorii:

A) Formarea ciupiturilor ca o consecință a oboselii stratului sau a substratului de contact datorat solicitării alternante;

B) Formarea ciupiturilor ca o consecință a loviturilor hidraulice pe suprafața flancului;

C) Suduri locale ale materialului determină desprinderi din materialul de bază;

D) datorită forțelor de tracțiune între uleiul adsorbit pe suprafața flancului și acesta, apare o desprindere de material;

A) Formarea ciupiturilor pe sau sub stratul de contact ca o consecință a solicitării flancului a fost sesizată încă în 1920 de către Jandrsek [E1], Ulrich (1934) [U1] a fost primul care sesizează formarea de fisuri în substratul de contact. De asemenea exclude posibilitatea apariției ca o consecință a coroziunii, a oxidării sau a exfolierii, în schimb consideră că solicitarea repetată a flancului produce oboseala materialului și desprinderea de particule metalice de pe suprafața flancului.

Way (1935) [W1] găurește fundul fisurilor și prin aceasta, provoacă stagnarea ciupiturilor, de aici se trage concluzia că dezvoltarea ciupiturilor este strâns legată de existența uleiului în zona contactului care pompat în fisuri pe lângă faptul că lărgeste și adâncește aceste fisuri determină apariția fisurilor secundare perpendiculare pe fisurile principale.

Această părere este quasiunanim admisă cu toate că Eisenman (1960) [E3], Egelkraut (1969) [E4], Schlicht [S7] prezintă imagini ale unor ciupituri de pe șinele de cale ferată cu fisura principală paralelă cu calea de rulare, iar fisurile secundare perpendiculare pe aceasta. Deci pitting se semnalează în cazul ungerii complet hidrodinamice, în cazul bilelor de rulment [L4] [S7] etc., în cazul ungerii semifluidă și limită, în cazul flancurilor roților dințate [B11], [L2], [N4] etc., cât și în cazul frecării uscate [E3], [E4].

Nisihara și Koboyashy (1937) [N3] făcând încercări pe role au arătat că există o solicitare limită sub care nu apare pittingul. Reprezentând variația solicitării în funcție de numărul de cicluri pentru diferite materiale au obținut curbe de tip Wöhler. Din mai multe încercări comparative a reieșit că la alunecări de 22%, limita durabilității nelimitată este minimă.

Karas (1941) [K8] discutând rezultatele anterioare, susține că creșterea alunecării este proporțională cu scăderea limitei la ciupire (încărcarea maximă a flancului în pol - alunecarea zero - este de aproximativ 0,4 HB, iar la o alunecare de 22% este de aproximativ 0,3 HB), dar creșterea alunecării peste 22% atrage după sine creșterea uzării abrazive în așa măsură, încât nu mai este timp pentru dezvoltarea fisurilor prin pătrunderea uleiului care să producă fi-

surile secundare. Karas de altfel susține apariția fisurilor în substratul de contact și dezvoltarea lor spre stratul de contact. Niemann (1943) [N1] sesizează pe lângă ciupituri și apariția de pori cilindrici care se dezvoltă la solicitări hertziane pulsatorii ale flancurilor când avem concomitent rostogolire și alunecare.

Cameron (1953) [C4] sesizează fisurile de 2 pînă la 3 ori mai adînci decît adîncimea gropițelor. Pe baza unor cercetări metalografice arată că dezvoltarea ciupiturilor este determinată de producerea fisurilor. Consideră că fisurile pornesc din exterior sau interior, fie din porii ce se formează în stratul de contact, fie din defecțiuni ale suprafeței. Făcînd încercări pe role care modelează flancul dinților se concluzionează că fisuri apar atît pe piciorul dintelui, cît și pe capul dintelui, dar sensul fisurilor e diferit; pe piciorul dintelui fisura se cascade în momentul în care se apropie contactul, iar pe capul dintelui fisura se închide. În acest mod se facilitează sau se reduce posibilitatea ca uleiul să pătrundă în fisuri. Ca sursă de formare a ciupiturilor se admit a fi solicitările care apar la contactul hertzian.

De asemenea Helbig (1949) [H4] arată că formarea ciupiturilor pornește fie de la pori, fie de la zone puternic deformate. Pe urmă se produce brusc desprinderea de material sub formă de scoică; aceasta se pune pe seama unei distrugerii a structurii din substratul de contact. Dar semnaleză și fisuri care pornesc de la pori spre interiorul dintelui.

Buckingham (1944) [B1] susține că solicitările variabile de întindere-compresiune pe flancul dintelui produc deformații ale stratului de contact, apar fisurile din exterior în care pătrunzînd uleiul se produce lărgirea acestora și formarea ciupiturilor.

Evans și Tourett (1952) [E6] experimentînd role de bronz diferențiază două forme de producere a ciupiturilor și anume ciupiturile care au o adîncime maximă de 1,5 mm și ciupituri a căror adîncime de pătrundere în material este $\in [0,3; 0,4]$; [mm]. În cazul ciupiturilor care pătrund în substratul de contact se acceptă că fisurile pornesc de la suprafață spre substrat. Se acceptă ca și cauze posibile ale acestor fisuri: deformările suprafeței, ecruișarea suprafeței prin ciclul de solicitare: întindere-compresiune-pauză (relativ lungă); de asemenea nu se exclude posibilitatea ca temperatura instantanee de contact să fie surse posibile ale pornirii fisurilor din exterior spre interior. În cazul ciupiturilor care pătrund la adîncimi mai mari se acceptă ca sursă de producere a fisurilor, solicitările tangențiale din substrat, care conform teoriei lui Hertz și dezvoltată de Föppl,

prezintă un maxim la adâncimea de $0,78 b'$, în care b' este semilățimea fîșiei de contact.

Cercetările școlii de roți dințate sub conducerea lui Niemann [N 1, 2, 4, 5, 6, 7, 8, 9, 10, 12, 13, 14, 15] cu privire la capacitatea portantă a flancurilor roților dințate au concluzionat că distrugerea prin pitting este o consecință a oboselii materialelor datorită solicitărilor repetate. Pe suprafață se formează microfisuri datorită solicitărilor de pe flancul dintelui. Aceste fisuri se unesc cu fisurile ce vin din interior, permițînd uleiului să pătrundă în ele și să se continue degradarea suprafețelor. Se acceptă rolul determinant al microfisurilor de suprafață. Toți factorii care pot provoca sau accentua formarea acestor microfisuri ca: module mici care determină tensiuni de încovoiere mari, coeficienți de frecare mari, etc., vor determina o micșorare a capacității portante ale flancurilor.

Pavelescu (1976) [P7] citîndu-l și pe Crudu [C3] corelează apariția fisurilor, în cazul contactului sferă plan, pe marginea ariei de contact cu tensiunile tangențiale maxime ($\sigma_{\max} = 0,133 \sigma_{H \max}$), ce acționează pe conturul ariei de contact și consideră că acestea sînt o cauză posibilă a fisurilor care duc la pitting.

Erdmann-Jesnitzer și Weigel (1958) [E1] au studiat formarea ciupiturilor și influența uleiului pe modele de plăci plan paralele care au fost presate prin șoc în prezența uleiului. În lucrare se concluzionează că formarea ciupiturilor este o consecință a solicitărilor repetate și a deformațiilor la rece ale suprafețelor, apar fisuri atît în stratul de contact, cît și în substratul de contact, în care apoi pătrunde uleiul. Uleiul avînd perioada mai lungă de revenire din starea de compresiune va rupe particule de metal din structura slăbită a metalului. Fisurile din stratul de contact vor avea ca urmare formarea de ciupituri plate, în timp ce fisurile care au pornit din substratul de contact vor forma ciupituri cu adâncime mai mare și ascuțite spre substratul de contact.

Gapisch (1962) [G2] admite un efect însumat al solicitării normale cu al solicitării tangențiale pe suprafața flancului care modifică valoarea și punctul de aplicare al tensiunii tangențiale maxime de substrat. Sesizează sub flancul dinților tensiuni remanente diferite (întindere pe flancul piciorului dintelui și compresiune pe flancul capului dintelui), după o axă normală la flancul dintelui, în timp ce solicitările remanente cuprinse în suprafața paralelă cu a flancului dintelui sînt solicitări de compresiune. Este demn de remarcă că tensiunile maxime de întindere formează un unghi de 25° cu flancul dintelui, ceea ce coincide cu direcția fisurii principale. Tot

Gapisch analizând forma particulelor desprinse din ciupitură, remarcă că acestea prezintă doar în măsură foarte redusă urme de deformări plastice, constatare confirmată și de Stere [S6].

În încercările lui Razim (1967) [R1] au apărut fisuri primare pe flancul dintelui de la marginea fișiei de contact sub un unghi de 45° îndreptat în sens contrar sensului de alunecare al flancurilor. Aceste degradări sînt puse în seama fisurilor de contracție care rezultă după dispariția contactului și răcirea bruscă a zonei care a fost supraîncălzită în momentul contactului.

B) Formarea ciupiturilor ca o consecință a șocurilor hidraulice are puține confirmări experimentale.

Vater (1951) [V1] a făcut încercări de cavitație. Cercetările sale metalografice au arătat că în cazul materialelor tenace, prin șocuri hidraulice se formează deformații locale care sînt sursele fisurilor de formare a ciupiturilor. Aspectul cavitației produsă de ulei, seamănă cu cavitația produsă de apă, doar că desprinderile de particole metalice sînt mai fine. S-a arătat că viteza de șoc trebuie să depășească 60 [m/s] pentru a se forma microfisurile pe suprafață.

În lucrarea citată se apreciază că presiunea hertziană, practic, nu are importanță la formarea ciupiturilor, ceea ce pare cel puțin, la actuala stare a cunoștințelor, o afirmație hazardată.

C) Formarea fisurilor incipiente datorită temperaturii de contact și a microjoncțiunilor de sudură a fost expusă prima dată de Lanchester (1923) [L1]. Confirmarea ei experimentală, cel puțin deocamdată, nu este satisfăcătoare.

D) Forțele de coeziune între ulei și suprafața metalică ar putea provoca formarea ciupiturilor. Heidebrock (1941) [H7] a presat două plăcuțe metalice proaspăt șlefuite, contactul făcîndu-se într-o baie de ulei. A făcut să lunece cele două piese presate, la o anumită viteză de alunecare și la o anumită presiune se produc desprinderi de material în formă de scoică. Tot Heidebrock remarcă două forme de pitting: "pitting de strivire" și "pitting de ulei". Pittingul de strivire se datorează stării de tensiune și în special tensiunii tangențiale de substrat, iar "pittingul de ulei" se datorează unor fenomene de destrămare periodice.

Trebuie subliniată contribuția cercetătorilor români în domeniul distrugerii prin pitting al contactelor hertziene în general și al angrenajelor în special.

Cercetările avînd în primul rînd caracter aplicativ, privind folosirea materialelor indigene, folosirea înlocuitorilor și creșterea capacității portante a flancurilor prin tratamente termice eficiente.

Gafițeanu MD (1967) [G4] în teza sa de doctorat sesizează, se

pare primul, că ciupiturile la roțile dințate din material plastic se mută spre vârful roților dințate (fenomen asemănător este prezentat în prezenta lucrare în cazul roților dințate din oțel la care s-a redus rigiditatea dinților).

Rădulescu, G. (1966) (citată în R8) studiază influența flancării asupra rigidității dinților și reducerii zgomotului angrenajelor.

Crudu I. (1969) [C3] cercetează studiul influenței tensiunilor normale inițiale asupra distrugerii prin ciupitura contactelor punctiforme.

Matieșan, D. (1973) [M4] studiază posibilitatea înlocuirii roților dințate din oțel cu roți dințate din fontă.

Stere, N. (1979) [S6] cercetează creșterea capacității portante a angrenajelor din oțel prin iononitrurare, pune la punct o nouă metodă de încercare rapidă a angrenajelor.

De asemenea trebuie subliniată contribuția școlilor de organe de mașini din București, Brașov, Cluj, Iași, Timișoara la cercetarea fenomenului de pitting la roți dințate și la rulmenți, la cercetarea creșterii capacității portante a angrenajelor în general.

În concluzie, rezultă că astăzi se acceptă unanim caracterul de oboseală al apariției ciupiturilor. Există în schimb, păreri contradictorii în ceea ce privește formarea fisurilor incipiente în sensul că unii cercetători acceptă pornirea fisurilor din stratul de contact spre substratul de contact. Formarea fisurilor fiind o consecință a ecruisării flancului provocată de solicitarea repetată a acestuia, de solicitare tangențială la marginea conturului de contact sau/și de deformațiile împiedicate provocate de solicitarea termică repetată a flancului în timpul perioadei de contact. O altă parte a cercetătorilor acceptă ca sursă a fisurilor incipiente ca pornind din substratul de contact unde apare o solicitare tangențială maximă provocată de solicitarea normală hertziană a flancului dintelui, teorie după care fisurile se propagă spre stratul de contact și spre adâncimea dintelui, dar fisura odată ajunsă la suprafața de contact se va umple cu ulei sub presiune la fiecare contact și procesul de degradare continuă. Există și păreri care susțin că fisurile pornesc concomitent din exterior și din substratul flancului și prin unirea celor două fisuri să formeze fisurile incipiente care se dezvoltă în timp și provoacă desprinderea ciupiturilor.

Din multe cercetări publicate rezultă faptul că creșterea vîscozității determină o creștere substanțială a capacității portante a flancurilor din punct de vedere al pittingului, subînțelegîndu-se că scăderea sub o anumită limită a vîscozității uleiului ar fi catas-

trofală pentru comportarea angrenajelor. Dar cerințele practicii industriale impun funcționarea în anumite cazuri a angrenajelor în condițiile unor ungeri cu uleiuri cu vîscozități reduse și neaditivate. Folosirea cu precădere a uleiurilor puternic aditivate pentru reducerea sau chiar eliminarea pericolului de gripare are efecte deocamdată insuficient studiate din punctul de vedere al rezistenței flancurilor la apariția și distrugerea sa prin ciupire.

CAPITOLUL 2

SOLICITAREA FLANOURILOR DINTILOR DIN ANGRENAJ

2.1. Relații de geometria și cinematica angrenării

Contactul între flancurile evolventice conjugate se face de-a lungul liniei de angrenare (tangenta comună la cercurile de bază a celor două roți în angrenare, linia K_1K_2 în fig.2.1). Datorită faptului că dinții sînt limitați superior de cercurile de vîrf (C_{e1} respectiv C_{e2} în fig. 2.1) și contactul între flancuri este limitat de punctele AE; segmentul AE fiind segmentul de angrenare, contactul

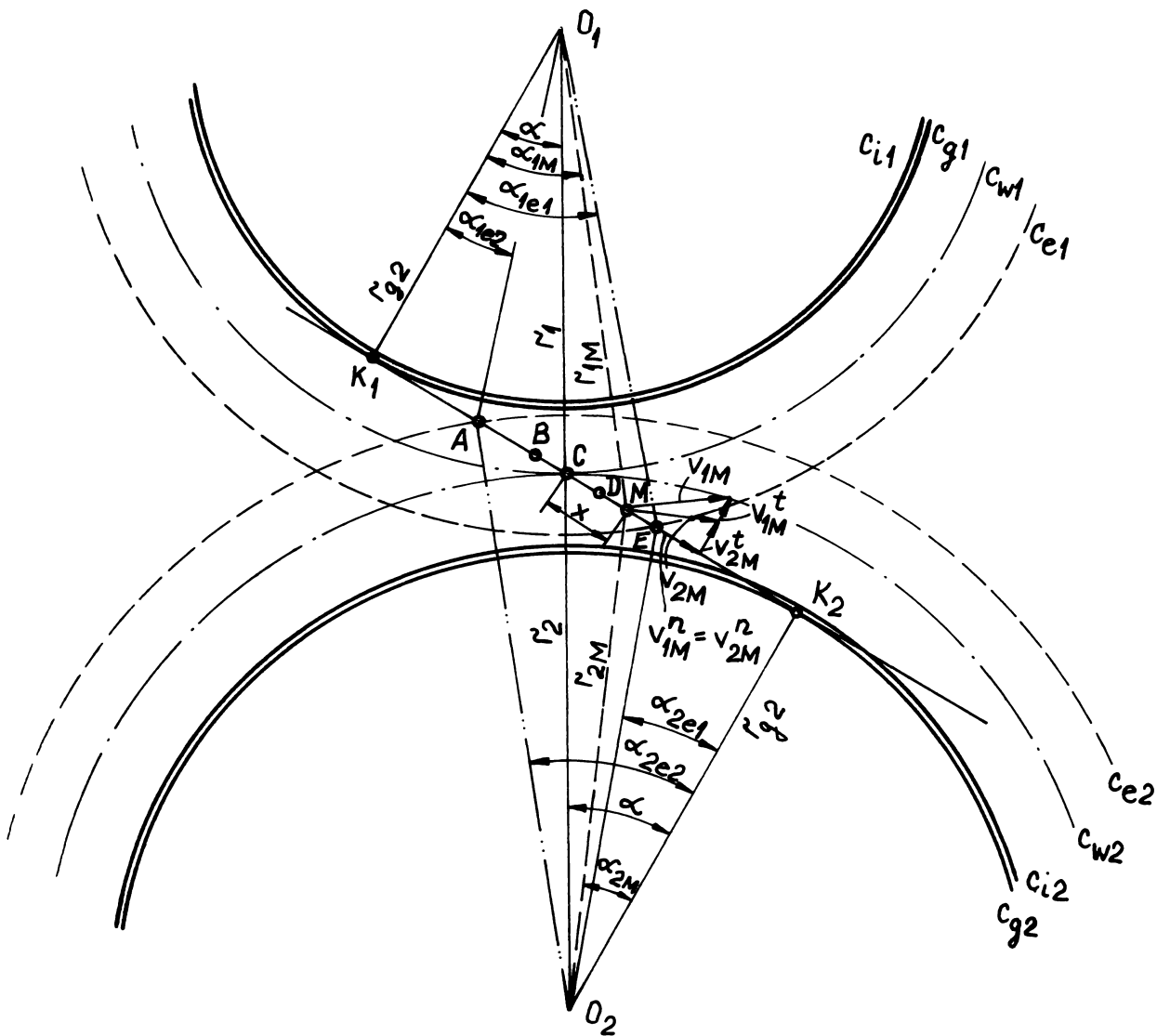


Fig. 2.1

(cel puțin teoretic) începe în punctul A (corespunzător vârfului roții conduse) și se termină în punctul E (corespunzător cercului de vîrf al roții conducătoare). Cînd o pereche de dinți intră în angrenare în punctul A, perechea anterioară de dinți se află încă în angrenare, deoarece două flancuri omoloage consecutive se găsesc la o distanță de un

pas de bază pe orice tangentă la cercul de bază, deci și pe linia de angrenare ($AD = p_g$) cînd perechea de flancuri anterioare iese din angrenare (cel puțin teoretic această desprindere se face în punctul E) perechea de flancuri studiată ajunge în punctul B ($BE = p_b$). Deci pe porțiunile AB și DE a segmentului de angrenare avem două perechi de dinți în angrenare ("angrenare bipară" sau "angrenare dublă") în timp ce porțiunea BD în angrenare se află o singură pereche de dinți ("angrenare unipară" sau "angrenare singulară"). Definiția geometrică a gradului de acoperire (raportul între segmentul de angrenare și pasul de bază) ca și a altor caracteristici geometrice se poate face comod cu ajutorul funcțiilor trigonometrice ale unui punct curent M pe linia de angrenare și caracteristica cinematică raport de transmitere (i) numită de autor funcția de punct.

Din fig. 2.1 se poate scrie:

$$\operatorname{tg} \alpha \cdot (O_1 K_1 + O_2 K_2) = O_1 K_1 \operatorname{tg} \alpha_{1M} + O_2 K_2 \operatorname{tg} \alpha_{2M} \quad (2.1)$$

ținînd seama de faptul că $r_{g1,2} = O_{1,2} K_{1,2} = 0,5 m z_{1,2} \cos \alpha_0$ și că raportul de transmitere are expresia $i = z_2/z_1$ relația (2.1) se poate scrie sub forma:

$$(i + 1) \operatorname{tg} \alpha = \operatorname{tg} \alpha_{1M} + i \operatorname{tg} \alpha_{2M} \quad (2.1 a)$$

respectiv relația între unghiurile α_{1M} și α_{2M} va fi de forma:

$$\operatorname{tg} \alpha_{1M} = (1 + i) \operatorname{tg} \alpha - i \operatorname{tg} \alpha_{2M} \quad (2.1 b)$$

respectiv

$$\operatorname{tg} \alpha_{2M} = \frac{i+1}{i} \operatorname{tg} \alpha - \frac{1}{i} \operatorname{tg} \alpha_{1M} \quad (2.1 c)$$

gradul de acoperire va avea forma:

$$\begin{aligned} \varepsilon = \varepsilon_2 + \varepsilon_1 &= \frac{AD}{p_g} = \frac{AC}{p_g} + \frac{CE}{p_g} = \frac{r_{g2}(\operatorname{tg} \alpha_{2e2} - \operatorname{tg} \alpha)}{\pi m \cos \alpha_0} + \\ &+ \frac{r_{g1}(\operatorname{tg} \alpha_{1e1} - \operatorname{tg} \alpha)}{m \cos \alpha_0} = \frac{z_2(\operatorname{tg} \alpha_{2e2} - \operatorname{tg} \alpha)}{2\pi} + \\ &+ \frac{z_1(\operatorname{tg} \alpha_{1e1} - \operatorname{tg} \alpha)}{2} \end{aligned} \quad (2.2)$$

și ținînd seama de (2.1 b) și (2.1 c) rezultă expresia gradului de acoperire sub forma:

$$\varepsilon = \frac{z_1}{2\pi} (\operatorname{tg} \alpha_{1e1} - \operatorname{tg} \alpha_{1e2}) \quad (2.2 a)$$

În relația 2.2 cu ε_1 respectiv ε_2 s-a notat gradul de acoperire al capului dintelui, respectiv al piciorului dintelui (referința se face la roata conducătoare).

Contaminarea unui angrenaj prin ciupire se exprimă procentual, raportând suprafața contaminată la suprafața efectivă a flancului. În literatura de specialitate nefiind publicat modul de determinare a suprafețelor flancurilor, ci doar relația finală, se consideră necesară prezentarea determinării analitice a ariei suprafeței flancurilor.

Aria suprafeței flancurilor va fi produsul între lățimea efectivă de contact și lungimea arcului de evolventă.

Lungimea arcului de evolventă pe care are loc angrenarea se poate calcula scriind coordonatele carteziene ale punctului curent conform figurii 2.2.

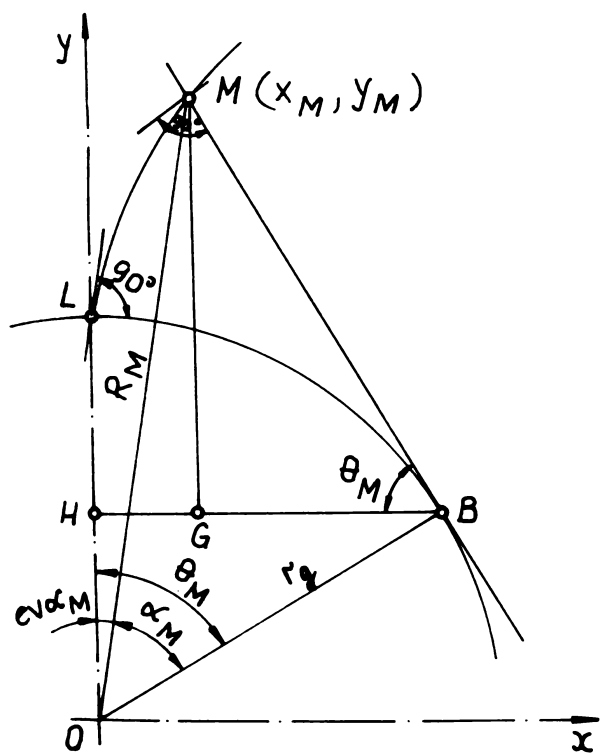


Fig. 2.2

$$x_M = HB - BG = r_g (\sin \theta_M - \theta_M \cos \theta_M) \quad (2.3)$$

$$y_M = OH + GM = r_g (\cos \theta_M + \theta_M \sin \theta_M) \quad (2.4)$$

$$R_M = \sqrt{x_M^2 + y_M^2} = r_g \sqrt{\theta_M^2 + 1} \quad (2.5)$$

$$\begin{aligned} \operatorname{tg}(\operatorname{ev} \alpha_M) &= \frac{x_M}{y_M} = \\ &= \frac{\operatorname{tg} \theta_M - \theta_M}{1 + \theta_M \operatorname{tg} \theta_M} - \\ &= \frac{\operatorname{ev} \theta_M}{1 + \theta_M \operatorname{tg} \theta_M} \end{aligned} \quad (2.5 \text{ a})$$

lungimea arcului de evolventă se calculează cu relația (2.6):

$$ds^2 = dx^2 + dy^2 = r_g^2 \theta_M^2 d\theta_M^2 \quad (2.6)$$

$$s = r_{g_0} \int_0^{\theta_M} \theta_M d\theta_M = r_g \frac{\theta_M^2}{2} \quad (2.7)$$

Din fig. 2.2 rezultă:

$$\theta_M = \operatorname{ev} \alpha_M + \alpha_M = \operatorname{tg} \alpha_M - \alpha_M + \alpha_M = \operatorname{tg} \alpha_M \quad (2.6 \text{ a})$$

deci

$$S = 0,5 r_g \operatorname{tg}^2 \alpha_M \quad (2.7 \text{ a})$$

Lungimea arcului de angrenare, ținând seama de relația (2.7 a) și figura 2.1 se poate exprima sub forma:

$$\widehat{S}_1 = 0,5 r_{g1} (\operatorname{tg}^2 \alpha_{1e1} - \operatorname{tg}^2 \alpha_{1e2}) \quad (2.8 \text{ a})$$

respectiv

$$\widehat{S}_2 = 0,5 r_{g2} (\operatorname{tg}^2 \alpha_{2e2} - \operatorname{tg}^2 \alpha_{2e1}) \quad (2.8 \text{ b})$$

Notînd cu b lățimea de contact, aria suprafeței de contact totală va avea expresia:

$$\begin{aligned} A_c = A_{c1} + A_{c2} &= z_1 \cdot b \cdot \widehat{S}_1 + z_2 \cdot b \cdot \widehat{S}_2 = 0,5 b r_{g1} z_1 \left[(\operatorname{tg}^2 \alpha_{1e1} - \right. \\ &- \operatorname{tg}^2 \alpha_{1e2}) + i^2 (\operatorname{tg}^2 \alpha_{2e2} - \operatorname{tg}^2 \alpha_{2e1}) \left. \right] = 0,5 \cdot b r_{g1} z_1 (\operatorname{tg}^2 \alpha_{1e1} - \\ &- \operatorname{tg}^2 \alpha_{1e2} + i^2 \operatorname{tg}^2 \alpha_{2e2} - i^2 \operatorname{tg}^2 \alpha_{2e1}) = 0,5 b r_{g1} z_1 \left\{ \operatorname{tg}^2 \alpha_{1e1} - \right. \\ &- \left[(i+1) \operatorname{tg} \alpha_{1e1} - i \operatorname{tg} \alpha_{2e2} \right]^2 + i^2 \operatorname{tg}^2 \alpha_{2e2} - i^2 \left[\frac{i+1}{i} \operatorname{tg} \alpha_{2e1} - \right. \\ &- \left. \left. \frac{1}{i} \operatorname{tg} \alpha_{1e2} \right]^2 \left. \right\} = 0,5 b r_{g1} z_1 \left[2(i+1) \operatorname{tg} \alpha \right] \left[\operatorname{tg} \alpha_{1e1} - (i+1) \operatorname{tg} \alpha + \right. \\ &+ \left. i \operatorname{tg} \alpha_{2e2} \right] = b r_{g1} z_1 (i+1) \operatorname{tg} \alpha \left[\operatorname{tg} \alpha_{1e1} + i \operatorname{tg} \alpha_{2e2} - \right. \\ &- \left. (i+1) \operatorname{tg} \alpha \right] = b r_{g1} z_1 (i+1) \operatorname{tg} \alpha \left[(\operatorname{tg} \alpha_{1e1} - \operatorname{tg} \alpha) + \right. \\ &+ \left. i(\operatorname{tg} \alpha_{2e2} - \operatorname{tg} \alpha) \right] \end{aligned}$$

ținînd seama de relația 2.2 și relația dintre distanța de referință dintre axe ($a_0 = 0,5 m(z_1 + z_2)$) și distanța de funcționare dintre axe

$$a \cos \alpha = a_0 \cos \alpha_0$$

rezultă:

$$\begin{aligned} a_c &= b r_{g1} z_1 (i+1) \operatorname{tg} \alpha \left(\frac{2\pi \varepsilon_1}{z_1} + i \frac{2\pi \varepsilon_2}{z_2} \right) = 2\pi b r_{g1} \varepsilon (i+1) \operatorname{tg} \alpha = \\ &= 2\pi b \frac{mz_1}{2} \cos \alpha_0 \varepsilon (i+1) \operatorname{tg} \alpha = 2\pi b a \varepsilon \cos \alpha_0 \operatorname{tg} \alpha \cong \end{aligned}$$

În cazul experiențelor noastre $\alpha_0 = \alpha$, deci valoarea determinată este riguros corectă.

În cazul angrenajelor cu dinți înclinați, relația (2.9) ia forma (2.9 a):

$$A_c = \frac{2\pi a b \varepsilon_f}{\cos \beta} \sin \alpha \quad (2.9 a)$$

în care cu ε_f s-a notat gradul de acoperire frontal.

Suprafețele de contact ale roții conducătoare, respectiv ale roții conduse, se pot determina în mod asemănător:

$$\begin{aligned} A_{c1} &= z_1 b \widehat{S}_1 = z_1 b \left[0,5 r_{g1} (\operatorname{tg}^2 \alpha_{1e1} - \operatorname{tg}^2 \alpha_{1e2}) \right] = \\ &= 0,5 z_1 b r_{g1} (\operatorname{tg} \alpha_{1e1} - \operatorname{tg} \alpha_{1e2}) (\operatorname{tg} \alpha_{1e1} + \operatorname{tg} \alpha_{1e2}) = \\ &= 0,5 z_1 b r_{g1} (\operatorname{tg} \alpha_{1e1} - \operatorname{tg} \alpha_{1e2}) \cdot [\operatorname{tg} \alpha_{1e1} + \operatorname{tg} \alpha_{1e2} + \\ &+ (i+1) \operatorname{tg} \alpha - (i+1) \operatorname{tg} \alpha + \operatorname{tg} \alpha - \operatorname{tg} \alpha] = 0,5 z_1 b r_{g1} (\operatorname{tg} \alpha_{1e1} - \\ &- \operatorname{tg} \alpha_{1e2}) \left[2 \operatorname{tg} \alpha + \operatorname{tg} \alpha_{1e1} - \operatorname{tg} \alpha - i \left(\frac{i+1}{i} \operatorname{tg} \alpha - \frac{1}{i} \operatorname{tg} \alpha_{1e2} - \right. \right. \\ &\left. \left. - \operatorname{tg} \alpha \right) \right] \end{aligned}$$

dar conform relației (2.1 c)

$$\frac{i+1}{i} \operatorname{tg} \alpha - \frac{1}{i} \operatorname{tg} \alpha_{1e2} = \operatorname{tg} \alpha_{2e2}$$

rezultă:

$$\begin{aligned} A_{c1} &= 0,5 z_1 b r_{g1} (\operatorname{tg} \alpha_{1e1} - \operatorname{tg} \alpha_{1e2}) [2 \operatorname{tg} \alpha + \operatorname{tg} \alpha_{1e1} - \operatorname{tg} \alpha - \\ &- i (\operatorname{tg} \alpha_{2e2} - \operatorname{tg} \alpha)] = z_1 b r_{g1} (\operatorname{tg} \alpha_{1e1} - \operatorname{tg} \alpha_{1e2}) \left[\operatorname{tg} \alpha + \right. \\ &+ \frac{1}{2} (\operatorname{tg} \alpha_{1e1} - \operatorname{tg} \alpha) - \frac{i}{2} (\operatorname{tg} \alpha_{2e2} - \operatorname{tg} \alpha) \left. \right] = \\ &= z_1 b r_{g1} \frac{2\pi}{2\pi} (\operatorname{tg} \alpha_{1e1} - \operatorname{tg} \alpha_{1e2}) \left\{ \operatorname{tg} \alpha + \frac{\pi}{z_1} \left[\frac{z_1}{2\pi} (\operatorname{tg} \alpha_{1e1} - \operatorname{tg} \alpha) - \right. \right. \\ &\left. \left. - \frac{z_2}{2\pi} (\operatorname{tg} \alpha_{2e2} - \operatorname{tg} \alpha) \right] \right\} \end{aligned}$$

ținând seama și de relațiile (2.2) și (2.2 a) rezultă:

$$A_{c1} = 2\pi b r_{g1} \varepsilon \left[\operatorname{tg} \alpha + \frac{\pi}{z_1} (\varepsilon_1 - \varepsilon_2) \right] \quad (2.9 b)$$

În mod similar se poate arăta că:

$$A_{c2} = 2\pi b r_{g2} \varepsilon \left[\operatorname{tg} \alpha + \frac{\pi}{z_2} (\varepsilon_2 - \varepsilon_1) \right] \quad (2.9 \text{ c})$$

și aria totală de contact:

$$\begin{aligned} A_c &= A_{c1} + A_{c2} = 2\pi b \varepsilon \left[(r_{g1} + r_{g2}) \operatorname{tg} \alpha + \frac{\pi r_{g1}}{z_1} (\varepsilon_1 - \varepsilon_2) + \right. \\ &\quad \left. + \frac{\pi r_{g2}}{z_2} (\varepsilon_2 - \varepsilon_1) \right] = 2\pi b \varepsilon (r_{g1} + r_{g2}) \operatorname{tg} \alpha \cong \\ &\cong 2\pi a b \varepsilon \sin \alpha \end{aligned} \quad (2.9')$$

Razele de curbura ale punctelor succesive de contact ρ_{1M} și ρ_{2M} reprezintă distanța din K_1 , respectiv K_2 pînă în punctul curent M (fig. 2.1).

$$\rho_{1,2M} = r_{g1,2} \cdot \operatorname{tg} \alpha_{1,2M} \quad (2.10)$$

raza de curbura echivalentă avînd expresia:

$$\frac{1}{\rho_M} = \frac{1}{\rho_{1M}} + \frac{1}{\rho_{2M}} = \frac{1}{r_{g1}} \left(\frac{1}{\operatorname{tg} \alpha_{1M}} + \frac{1}{i \operatorname{tg} \alpha_{2M}} \right) \quad (2.11)$$

ținînd seama de relația (2.1 c) se obține:

$$\frac{1}{\rho_M} = \frac{(i+1) \operatorname{tg} \alpha}{r_{g1} \operatorname{tg} \alpha_{1M} [(i+1) \operatorname{tg} \alpha - \operatorname{tg} \alpha_{1M}]} \quad (2.12)$$

în polul "C" al angrenării ($\alpha_{1M} = \alpha_{2M} = \alpha$) raza de curbura echivalentă va avea expresia:

$$\frac{1}{\rho_C} = \frac{i+1}{i r_{g1} \operatorname{tg} \alpha} = \frac{(i+1)^2}{i \cdot a \cdot \sin \alpha} \quad (2.12 \text{ a})$$

2.2. Vitezele și alunecările pe flancurile dinților, frecarea și coeficienți de frecare

Ūzarea diferită a flancului dinților în zonele de contact, sub acțiunea forței normale pe flanc, care acționează de-a lungul liniei de contact va fi diferită atît ca intensitate, cît și ca formă de manifestare, datorită alunecărilor diferite și a regimurilor diferite de frecare. De aici se impune determinarea în primul rînd, a variației alunecărilor specifice și a vitezelor relative de-a lungul segmentului de angrenare.

2.2.1. Alunecarea specifică și viteza relativă

Determinarea alunecării relative se face pornind de la determinarea drumului de alunecare cu ajutorul relației (2.7). Pentru un segment suficient de scurt se poate scrie:

$$dS_{1,2} = r_{g1,2} \theta_{1,2} d\theta_{1,2} \quad (2.13)$$

alunecările relative vor avea forma:

$$\begin{aligned} \eta_{12} &= \lim_{dS \rightarrow 0} \frac{dS_1 - dS_2}{dS_1} = \frac{r_{g1} \theta_1 d\theta_1 - r_{g2} \theta_2 d\theta_2}{r_{g1} \theta_1 d\theta_1} = \\ &= \frac{\theta_1 d\theta_1 - i \theta_2 d\theta_2}{\theta_1 d\theta_1} \end{aligned} \quad (2.14 \text{ a})$$

$$\begin{aligned} \eta_{21} &= \lim_{dS \rightarrow 0} \frac{dS_2 - dS_1}{dS_1} = \frac{r_{g2} \theta_2 d\theta_2 - r_{g1} \theta_1 d\theta_1}{r_{g2} \theta_2 d\theta_2} = \\ &= \frac{\theta_2 d\theta_2 - \frac{1}{i} \theta_1 d\theta_1}{\theta_2 d\theta_2} \end{aligned} \quad (2.14 \text{ b})$$

ținând seama de faptul că $d\theta_1/d\theta_2 = i$; $\theta_{1,2} = \text{tg} \alpha_{1,2M}$ și de relația (2.1 a) se obține:

$$\eta_{12} = 1 - \frac{\theta_2}{\theta_1} = 1 - \frac{\text{tg} \alpha_{2M}}{\text{tg} \alpha_{1M}} = (1 + \frac{1}{i})(1 - \frac{\text{tg} \alpha_{2M}}{\text{tg} \alpha_{1M}}) \quad (2.15 \text{ a})$$

$$\eta_{21} = 1 - \frac{\theta_1}{\theta_2} = 1 - \frac{\text{tg} \alpha_{1M}}{\text{tg} \alpha_{2M}} = (1 + i)(1 - \frac{\text{tg} \alpha_{1M}}{\text{tg} \alpha_{2M}}) \quad (2.15 \text{ b})$$

Legile de variație ale alunecărilor specifice din relația 15 a și 15 b sînt valabile numai în porțiunea segmentului de angrenare în care ambele profile sînt evolventice. În punctul de trecere de la evolventă la racordare și în punctul de contact corespunzătoare profilului neevolventic guvernează alte legi. În literatură de specialitate nu este semnalat acest aspect, apărînd valori ∞ ceea ce practic, este imposibil.

În consecință alunecarea pe roata conducătoare scade cu creșterea raportului de transmitere, în timp ce pe roata condusă alunecarea crește cu creșterea raportului de transmitere. În pol ($\alpha_{1M} = \alpha_{2M} = \alpha$) în mod evident alunecările sînt nule.

Cu relațiile din fig. 2.1 se pot exprima valorile tangentelor:

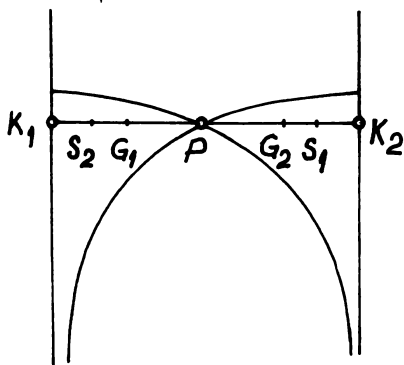
$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{\rho_{1C}}{r_{g1}} = \frac{\rho_{2C}}{r_{g2}} ; \operatorname{tg} \alpha_{1M} = \frac{\rho_{1C} + x}{r_{g1}} ; \operatorname{tg} \alpha_{2M} = \frac{\rho_{2C} - x}{r_{g2}}$$

și relațiile 2.15 a și 2.15 b se pot scrie sub forma (2.15 a') și (2.15 b').

$$\eta_{12} = \frac{i+1}{i} \left(\frac{x}{\rho_{1C} + x} \right) \quad (2.15 a')$$

$$\eta_{21} = (i+1) \left(\frac{x}{x - \rho_{2C}} \right) \quad (2.15 b')$$

Variația alunecărilor specifice se prezintă în fig. 2.3.



Alunecările sînt maxime în punctele de intrare și ieseire din angrenare. La intrarea în angrenare alunecarea specifică maximă corespunde roții conducătoare, în timp ce la ieșirea din angrenare, valoarea maximă corespunde roții conduse.

Se subliniază faptul că originea pe segmentul de angrenare se consideră în punctul C fig. 2.1 și deci în porțiunea CE: $x \geq 0$ și în porțiunea AC: $x \leq 0$.

Vectorul viteză de alunecare este evident și el o funcție de poziția punctului curent M pe segmentul de angrenare.

Valoarea sa se determină ca diferența vectorilor viteză ale punctului M legat de cele două flancuri

$$\bar{v}_{12M} = \bar{v}_{1M} - \bar{v}_{2M} \quad (2.16)$$

Vectorii viteză \bar{v}_{1M} și \bar{v}_{2M} au expresia:

$$\bar{v}_{1M} = \bar{\omega}_1 \times \bar{\rho}_{1M} = \begin{vmatrix} i & j & k \\ \omega_{1x} & \omega_{1y} & \omega_{1z} \\ \rho_{1M_x} & \rho_{1M_y} & \rho_{1M_z} \end{vmatrix} \quad (2.17 a)$$

$$\bar{v}_{2M} = \bar{\omega}_2 \times \bar{\rho}_{2M} = \begin{vmatrix} i & j & k \\ \omega_{2x} & \omega_{2y} & \omega_{2z} \\ \rho_{2M_x} & \rho_{2M_y} & \rho_{2M_z} \end{vmatrix} \quad (2.17 b)$$

440198
336 G

iar vectorul viteză v_{21M} va avea valoarea:

$$\bar{v}_{21M} = \bar{v}_{2M} - \bar{v}_{1M} \quad (2.18)$$

2.2.2. Frecarea în angrenare

Pentru contactele hertziane lubrefiate, puternic încărcate, la care avem concomitent alunecare și rostogolire, calculul coeficienților de frecare și o predicție cu privire la regimul de ungere prezintă o problemă nerezolvată sau incomplet rezolvată. Pe de o parte fie că încercările se execută pe role la care una din role este menținută fixă [N4], caz în care nu se pot folosi încărcări suficient de mari (din cauza încălzirilor foarte mari care schimbă fenomenul și apare pericolul gripării, cresc uzurile abrazive pe rola fixă și astfel se schimbă geometria și calitatea suprafețelor) fie că măsurarea se face pe epruvete roți dințate, caz în care este nevoie de o instalație de măsurare foarte suplă. Dar o instalație suplă de măsurare înseamnă o rigiditate a sistemului de măsurare redusă și în consecință un "zgomot" foarte puternic de măsurare determinat de vibrațiile sistemului de măsurare. Dacă se crește rigiditatea, aceasta atrage după sine scăderea vitezei de răspuns a sistemului de măsurare și se vor obține doar valori medii ale coeficientului de frecare, dacă nu chiar pentru întregul segment de angrenare, în orice caz pentru porțiuni relativ lungi de pe segmentul de angrenare. Astfel Crook [C2] determină frecarea măsurând momentul de frecare pe brațul unui lagăr oscilant. Erorile sistematice de măsurare (masele mari ale arborilor și ale roților dințate au coborât mult frecvența proprie a sistemului) au limitat viteza unghiulară la 30 [rad/s] obținându-se valori puțin concludente.

Pe de altă parte, majoritatea investigațiilor teoretice și practice au ca scop determinarea fenomenelor fizice legate de ungerea fluidă în condițiile vitezelor și încărcărilor pronunțate.

Rezolvarea dată de Grubin încă în 1951 și completată de Dawson [D7] [D10] a rezolvării concomitente a ecuației de scurgere a lui Reynolds cu ecuațiile tensiunilor ale lui Hertz ținând seama de variația viscozității cu presiunea în cazul solicitărilor mari, reprezintă bazele teoretice ale nivelului actual al cunoștințelor în acest domeniu.

Confirmarea experimentală a predicțiilor teoretice ale teoriei ungerii elastohidrodinamice a fost făcută de Crook [C8], Dyson [D8], Samuel, Bell și Allen [A16] ș.a.

Determinarea coeficientului de frecare și a regimului de ungere se face aproape exclusiv pe role, dimensiunile rotelor se aleg astfel încât să modelaze diferite puncte pe segmentul de angrenare (fig. 2.4).

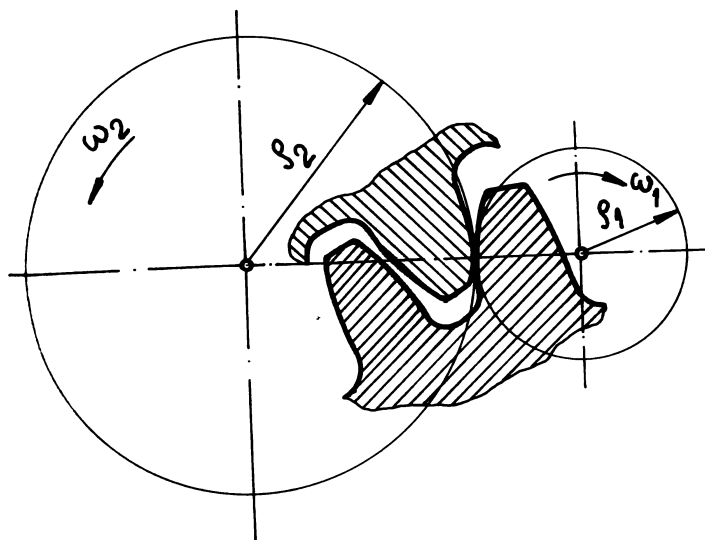


Fig. 2.4

Se modelează vitezele de rostogolire, vitezele de alunecare, razele de curbură (în mod inerent însă nu se poate modela variația instantanee a razei de curbură).

Dacă se încearcă modelarea fenomenului angrenării pe role cu raza continuu variabilă, evident se poate modela variația instantanee a razei de curbură, în schimb forțele și vitezele vor avea direcții diferite față de cazul care se modelează. În literatura de specialitate se citează experiențele lui Meldahl [T2] la firma Brown-Boveri, publicate în perioada 1939-1941 pe un stand cu role cu geometria variabilă; aceste rezultate trebuie tratate cu foarte mare rețineră, având în vedere tocmai observația anterioară.

În concluzie se poate afirma că experiențele pe role ne dau informații corecte cu privire la influența diferiților factori asupra desfășurării fenomenului de contact, însă extrapolarea rezultatelor la angrenaje se poate face numai cu anumite rețineri, deoarece la modelare s-au pierdut involuntar particularitățile angrenării, respectiv caracteristicile dinților. Principalele deosebiri constau în:

a) La role raza de curbură este constantă, în timp ce la o roată dințată în două puncte vecine pe flancul dintelui razele de curbură sînt diferite.

b) starea termică și preîncălzirea contactului (preîncălzire care provine de la contactele anterioare) este complet diferită ținînd seama de forma dintelui ca proeminența pe un butuc, deci modul

Ca avantaje ale încercărilor pe role se pot enumera următoarele:

- simplitatea standurilor;
- epruvete mai simple și evident, mai ieftine;
- posibilitatea simplă de combinare a vitezelor de rostogolire și a vitezelor de alunecare;
- reducerea substanțială a zgomotului de măsurare față de încercările pe epruvete roți dințate.

de transmitere și cedarea căldurii este complet schimbată.

c) rigiditatea dintelui este variabilă și în orice caz mult mai mică decât rigiditatea rozelor care pe deasupra este și constantă. Această diferență are implicații serioase asupra stării de tensiune pe flancul dintelui (vezi cap.4 din prezenta teză) față de starea de tensiune pe flancul rolei, această diferență determină evident și diferențe considerabile ale ariilor de contact.

În consecință apare evidentă reținerea necesară în analiza regimului de ungere și a frecării la angrenaje prin extrapolarea rezultatelor de la încercările pe role. Totuși se pare că astăzi încercările pe role rămân cele mai accesibile și cele mai folosite [B9], [N4], [N5], [O1], [P5], [T2], [C8], [D11] etc.

Cele mai cunoscute formule propuse pentru calculul coeficientului de frecare se prezintă în continuare.

a) Petrușevici [P5]

$$f = \frac{330 \lambda \left\{ 1 + \frac{2}{K_p \sigma_k} \ln \left[7,14 \cdot 10^{-3} v_a \left(\frac{K_t \eta}{\lambda} \right)^{0,5} \right]^{0,5} \right\}^{0,5}}{(\eta v)^{0,625} \varphi^{0,375} \sigma_k^{0,125} K_t \cdot v_a} \quad (2.19)$$

în care

- η [cP] - vîscozitatea dinamică;
- K_p [mm²/daN] - coeficientul de presiune-vîscozitate;
- v_a [m/s] - viteza de alunecare;
- v [m/s] - viteza suma;
- K_t [1/°C] - coeficientul variației vîscozității cu temperatura;
- σ_k $\left[\frac{\text{daN}}{\text{mm}^2} \right]$ - solicitarea de contact hertziană.

λ [kg cm/cm.s.°C] conductibilitate termică.

b) Niemann [N4], [N5], [O1]

Se admite că forța pe unitate de lățime w se transmite de la una la cealaltă dintre suprafețele în contact pe două căi:

- prin contact solid pe solid (w_b)
- prin intermediul uleiului (w_h)

coeficientul de frecare se obține:

$$f = f_b \frac{w_b}{w} + f_h \frac{w_h}{w} = f_b \left[1 - \left(\frac{w_h}{w} \right) \right] + f_h \left(\frac{w_h}{w} \right) \quad (2.20)$$

Pentru determinarea coeficientului de frecare se necesită cunoașterea coeficientului de frecare uscat " f_b "; iar f_h se determină astfel:

$$f_h = (1,47 + 1,83 \frac{V_a}{V}) \sqrt{\frac{QV}{W_h}} \quad (2.21)$$

iar forța transmisă hidrodinamic W_h se obține din relația (2.22):

$$W_h = \frac{W}{1 + \frac{(R_a)^{0,5} [1 + (W + \frac{V}{3})^{0,5}]}{11,6 \cdot \eta_E^{0,2} \cdot \xi \cdot \sin \alpha}} \quad (2.22)$$

în care

$\eta_E = [\text{daN}\cdot\text{s}/\text{cm}^2] = \text{vîscozitatea dinamică};$

$R_a = R_{a1} + R_{a2} = [\mu\text{m}] = \text{rugozitatea suprafețelor în contact.}$

c) Coeficientul de frecare în condițiile ungerii EHL. Diferiți cercetători prezintă formule empirice de forma: [B22]

$$f = C \eta_0^\alpha \cdot v^\beta \cdot v_a^\gamma (F/b)^\delta \quad (2.23)$$

în care

C - constantă determinată experimental;

$\alpha \dots \gamma$ - exponenți determinați experimental.

În tabelul 2.1 se prezintă valorile coeficienților $\alpha \dots \gamma$ după mai mulți autori.

Tabelul 2.1

exponentul autorul, sursa	α	β	γ	δ
Cameron	-0,115	-0,17	-0,33	0
O'Donague, Cameron [D12]	-1/8	-1/6	-1/3	0
Mishavin [M12]	-0,156	-0,208	-0,417	0
Loets [B22]	-0,186	-0,156	-0,265	0,079

În fig. 2.5 se prezintă variația coeficientului de frecare după mai mulți autori prelucrat în [D12]. În fig. 2.5 curbele sînt trasate după următorii autori:

- Misharin
- Watson
- Benedict și Kelley, respectiv Osaki, Okamura și Isogai
- Crook

Față de formula (2.23) relația propusă de Benedict și Kelley are forma (2.24) [B9]:

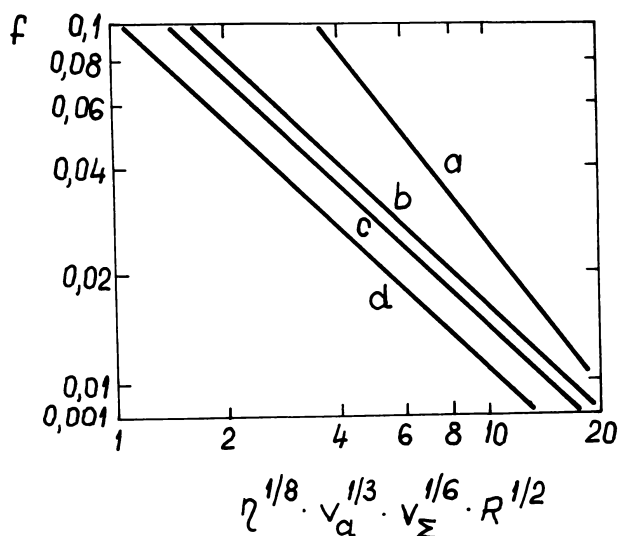


Fig. 2.5

$$f = C \log \left[\frac{K \cdot (F/b)}{\eta_0 v_a \cdot v_\Sigma^2} \right] \quad (2.24)$$

În cazul în care nu sînt asigurate condițiile unui regim EHL este absolut necesar ca în formulele cu ajutorul cărora se calculează coeficientul de frecare să apară în mod explicit și valoarea înălțimii rugozităților ca de exemplu în relația (2.15), [B22] valabilă pentru rugozități cuprinse între 6 și 35. [μin].

$$f = 1,5 \left(\frac{S+22}{35} \right) (\eta_0^{1/8} v^{1/6} v^{1/3} s^{1/2})^{-1} \quad (2.25)$$

în care s-a notat cu S rugozitatea inițială în [μin].

În fig. 2.5' este reprezentată variația coeficientului de frecare în lungul segmentului de angrenare corespunzător relației 2.24 [B9]. Relația este valabilă numai în zona în care avem alunecare relativă a flancului. Coeficientul de frecare crește spre polul angrenării. Coeficientul de frecare a fost determinat pentru roțile dințate încercate (vezi și cap. 3 și 4 din prezenta lucrare). S-a prezentat variația coeficientului de frecare pentru angrenaje antepolare, postpolare și pentru angrenaje nedepasate, toate angrenajele avînd raportul de transmitere egal cu unitatea. Coeficientul $C = 0,0127$ [B9], iar vîscozitatea uleiului considerat $\eta_0 = 1,512 \cdot 10^{-2}$ [N S m⁻²]. Coeficientul de frecare astfel determinat (pentru condiții hidrodinamice) este confirmat experimental ca alură [N13].

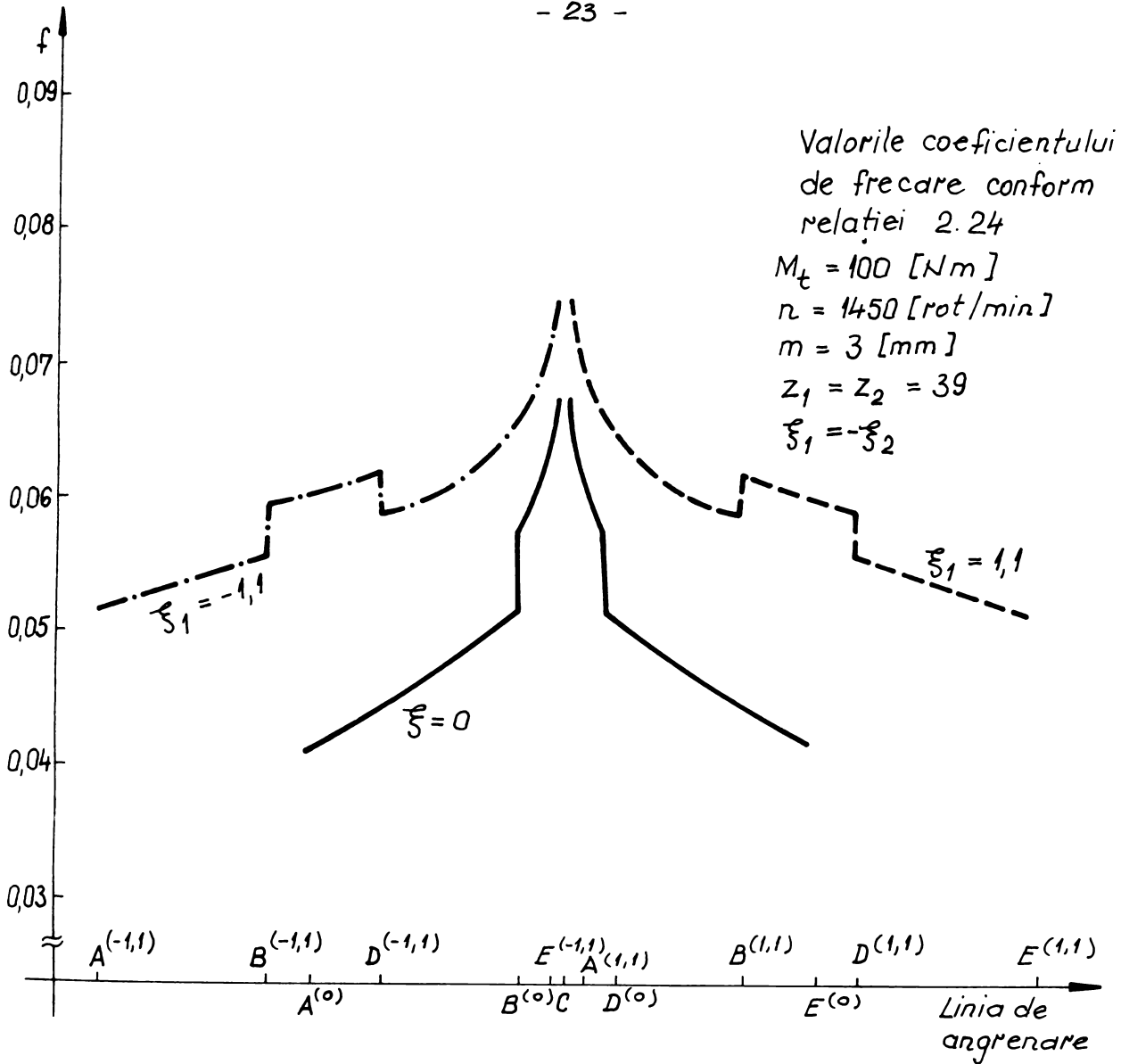
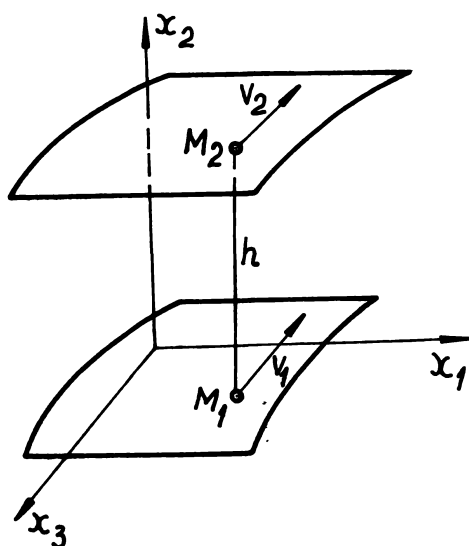


Fig. 2.5'

2.3. Lubrificația angrenajelor

2.3.1. Fundamente teoretice

Aplicarea relațiilor generale de scurgere a ecuației generalizate a lui Reynolds este dificilă în cazul angrenajelor. Considerăm două suprafețe în mișcare relativă. Se pornește inițial de la ideea că cele două suprafețe sînt în contact în punctul $M(t)$. Geometric, acest punct se definește prin aceea că avem două suprafețe tangente la momentul t în $M_1(t)$ și $M_2(t)$. Dacă avem un fluid între cele două puncte la momentul t , M_2 va fi la distanța h de M_1 și cele două suprafețe tangente la (S_1) și (S_2) sînt paralele. Raportînd triedrul $M_1 x_1 x_2 x_3$ astfel ca $M_1 x_2$ e normala comună a celor două suprafețe plane, $M_1 x_1 x_3$ e un plan tangent la S_1 în M_1 . În vecinătatea lui M_1 și într-un domeniu suficient de mic, ecuația suprafețelor poate fi obținută din dezvoltarea în serie



$$f_1 = a_1 x_1^2 + 2 b_1 x_1 x_3 + c_1 x_3^2 + \dots \quad (2.26)$$

$$f_2 = h_0 + a_2 x_1^2 + 2 b_2 x_1 x_3 + c_2 x_3^2 + \dots$$

Ecuatia geometrică ce dă grosimea filmului va avea expresia
(2.27)

$$h = f_2 - f_1 = h_0 + (a_2 - a_1) x_1^2 + 2(b_2 - b_1) x_1 x_3 + (c_2 - c_1) x_3^2 + \dots \quad (2.27)$$

Fig. 2.6 Rotind sistemul de axe în jurul lui M_1 astfel că $b_2 - b_1 = 0$; se obține:

$$h = h_0 + A x_1^2 + B x_3^2 + \dots \quad (2.28)$$

Triedrul astfel definit reprezintă triedrul axelor de contact. Scriind paraboloidul de ecuație:

$$x_2 = h_0 + A x_1^2 + B x_3^2 \quad (2.29)$$

Acest paraboloid este definit de relația (2.28) avînd un grad < 3 în raport cu x_1, x_3 . Presupunem că există curgeri la care presiunea hidrodinamică poate fi dată de relația (2.29). Cele două suprafețe între care avem o astfel de curgere ne dau un contact hertzian. Aceste curgeri sînt caracterizate doar geometric de 3 parametri: grosimea minimă h_0 a filmului și de cei doi parametri A și B legați de proprietățile celor două suprafețe în punctul de contact.

A. Curgerea plană

Aproximarea curgerii ca plană poate fi suficientă în analizarea unui mare număr de cazuri. Amplificarea calculelor a impus-o. Aceasta se bazează pe următoarele ipoteze:

a) Ipoteze geometrice

Se presupune că cele două suprafețe (S_1) și (S_2) sînt cilindri de lungime infinită sau cel puțin suficient de mari în raport cu zona de contact pentru ca efectul de capăt să fie neglijabil. Se poate admite ca plan de referință orice plan perpendicular pe axele celor doi cilindri. Ecuația geometrică ia forma:

$$h = h_0 + \frac{x_1^2}{2\varrho} \quad (2.30)$$

$$\frac{1}{\varrho} = \frac{1}{\varrho_1} + \frac{1}{\varrho_2} \quad \text{cilindrul de ecuație} \quad (2.31)$$

$$x_2 = h_0 + \frac{x_1^2}{2\varrho} \quad (2.32)$$

aproximează grosimea filmului în jurul lui M_1 cu 3 cifre exacte.

Dacă cilindrii (S_1) și (S_2) au baze circulare eroarea este de ordinul 4, se poate verifica ușor că în aceste cazuri ecuația geometrică ia forma:

$$h = h_0 + \frac{x_1^2}{2} + \frac{x_1^4}{8} \left(\frac{1}{\varrho_1^3} + \frac{1}{\varrho_2^3} \right) + \dots \quad (2.33)$$

b) Ipoteze cinematice

Ecuația lui Reynolds este scrisă pentru axe fixe. Se poate scrie și pentru axe mobile cu condiția ca vitezele în (S_1) și (S_2) să se calculeze după axele mobile. Datorită simplității se scriu ecuațiile geometrice în raport cu triedrul din punctul de contact. Presupunem că vitezele după M_1 și x_3 sînt nule.

$$V_{13} = V_{23} = 0 \quad (2.34)$$

Mișcarea lui (S_1) în funcție de triedrul de contact se reduce la o mișcare plan paralelă, este aceeași ca și mișcarea lui S_2 . Se vede că centrele instantanee de rotație a celor două mișcări sînt centrele de curbură de pe normale în punctele M_1 și M_2 . Câmpurile vitezelor sînt complet definite dacă se dau vitezele instantanee de rotație ω_1 și ω_2 . În vecinătatea punctelor de contact.

$$v_{11} = \omega_1 \varrho_1 \left(1 - \frac{x_1^2}{2\varrho_1^2} + \dots \right) \quad (2.35)$$

$$v_{21} = \omega_2 \varrho_2 \left(1 - \frac{x_1^2}{2\varrho_2^2} + \dots \right) \quad (2.36)$$

sau vitezele, de ordinul doi de exactitate.

$$v_{11} = \omega_1 \varrho_1 \quad (2.37)$$

$$v_{21} = \omega_2 \varrho_2 \quad (2.38)$$

Cîmpul vitezelor suprafețelor (S_1) și (S_2) nu depinde de coordonatele spațiului. De asemenea din punct de vedere cinematic, contactul hertzian este caracterizat de doi parametri: V_{11} și V_{21} .

c) Ecuatia lui Reynold's în acest caz devine:

$$\frac{\partial}{\partial x_1} \left(\rho' \frac{h^3}{\eta} \frac{\partial p}{\partial x_1} \right) = 6(V_{11} + V_{21}) \frac{\partial}{\partial x_1} (\rho' h) + 12 \frac{\partial}{\partial x} (\rho' h) \quad (2.39)$$

S-a notat cu ρ' densitatea fluidului.

B. Teoria hidrodinamică

Pentru simplificare apelăm numai la teoria hidrodinamică a contactelor hertziene în curgere plană, regim izoterm, fluid incompresibil și vîscozitatea definită prin relația:

$$\eta = \eta_0 e^{K_p \cdot p} \quad (2.40)$$

Ecuatia de curgere va fi:

$$\frac{\partial}{\partial x_1} \left[\left(h_0 + \frac{x_1^2}{2R} \right)^3 e^{-K_p p} \frac{\partial p}{\partial x_1} \right] = 12 \eta_0 \left(V \frac{x_1}{R_1} + \frac{dh_0}{dt} - \frac{x_1^2}{2R_e^2} \frac{d\rho'}{dt} \right) \quad (2.41)$$

în care

$$V = \frac{V_{11} + V_{21}}{2} \quad (2.42)$$

Avem deci cinci parametri independenți: h_0 , R , V , K_p , η_0 , care se adimensionalizează -

$$X = \frac{x_i}{\rho_i}; \quad H_0 = \frac{h_0}{\rho_i}; \quad \bar{p} = \frac{p}{\rho_i}; \quad \bar{t} = \omega t \quad (2.43)$$

ρ_i , ω , = mărimi de referință.

Se mai introduce funcția:

$$A(\bar{t}) = \frac{\rho_i e}{\rho_i} \quad (2.44)$$

Ecuatia (2.41) ia forma (2.45):

$$\frac{\partial}{\partial X} \left(H_0 + \frac{\bar{X}^2}{2A} \right)^3 e^{-\bar{G}\bar{p}} \frac{\partial \bar{p}}{\partial X} = N \left[\bar{X} + S \left(\frac{dH_0}{d\bar{t}} - \frac{\bar{X}^2}{2A^2} \frac{dA}{d\bar{t}} \right) \right] \quad (2.45)$$

în care

$$N = 12 \frac{\eta_0 V}{\rho_i R} \quad (2.46)$$

$$G = K_p p_i \quad (2.47)$$

$$S = \frac{W R_e}{V} \quad (2.48)$$

Dacă P este portanța filmului pe unitate de lungime după generatoare:

$$W = \int_{-\infty}^{x_s} p \, d\bar{x} \quad (2.49)$$

unde x_s este punctul în care presiunea se anulează și

$$\eta = \frac{P}{p_i \xi_i} \quad (2.50)$$

$W = f(N, G, S, A, H_0)$ este dat de ecuațiile (2.45)...(2.47)
 H_0 și A - reprezintă efectul ruperii.

W - parametrul portanței;

N și S - efect de antrenare și a celui de rupere. Pentru $S \rightarrow 0$ avem regim permanent. Dacă $S \rightarrow \infty$ efectul de antrenare se poate neglija.

Ecuația (2.45) se poate scrie acum sub forma:

$$\frac{\partial}{\partial \bar{x}} \left[\left(H_0 + \frac{\bar{x}^2}{2A} \right)^3 \frac{\partial q}{\partial \bar{x}} \right] = N \left[\bar{x} + 3 \left(\frac{dH_0}{dt} - \frac{\bar{x}^2}{2A^2} \frac{dA}{dt} \right) \right] \quad (2.51)$$

$$\text{cu } G_{\bar{p}} = - \log. \left| 1 - G_{\bar{q}} \right| \quad (2.52)$$

q avînd aceleași limite ca \bar{p} .

C. Teoria hidrodinamică în regim permanent

Se definește $S \rightarrow 0$.

Ecuația curgerii va fi:

$$\frac{\partial}{\partial \bar{x}} \left(H_0 + \frac{\bar{x}^2}{2A} \right) \frac{\partial \bar{q}}{\partial \bar{x}} = N \bar{x} \quad (2.53)$$

$$\text{fie } \frac{\partial \bar{q}}{\partial \bar{x}} = \frac{N(\bar{x}^2 - \bar{x}_s^2)}{2(H_0 + \frac{\bar{x}^2}{2A})} \quad (2.54)$$

Condițiile limită:

$$\left. \begin{aligned} q(x_s) = \frac{\partial q}{\partial \bar{x}}(\bar{x}_s) &= 0 \\ q(-\infty) &= 0 \end{aligned} \right\} \quad (2.55)$$

Integrând ecuația (2.54) prin schimbarea de variabilă:

$$\psi = \text{Arc tg } \frac{\bar{x}}{\sqrt{2A H_0}}$$

$$\bar{q} = \frac{NA \sqrt{2AH_0}}{H_0^2} (0,064 - 0,041 \psi - 0,056 \sin 2 \psi - 0,038 \sin 4 \psi) \quad (2.56)$$

abscisa de ieșire este dată de:

$$\text{tg } \psi_s = 0,475 \quad (2.57)$$

iar coeficientul de portanță

$$W = \frac{\sqrt{2A H_0}}{G} \int_{\psi_1}^{\pi/2} \frac{\log |1 - G\bar{q}|}{\cos^2 \psi} d\psi \quad (2.58)$$

Această relație a fost obținută de Grubin care a dat-o tabelar: (fig. 2.7)

$$W = W \left(\frac{NA^2}{H_0}, \frac{G}{\sqrt{2A H_0}} \right)$$

pentru lichide izovâscoase $G \rightarrow 0$,
iar

$$W = 0,408 \frac{NA^2}{H_0} \quad (2.59)$$

Scrind în variabile cu dimensiuni se obține formula lui Martin pentru contact liniar (2.60):

$$h_0 = 4,896 \frac{\eta_0 \cdot R_e \cdot V}{P} \quad (2.60)$$

sau pentru contactul punctiform, formula lui Kapitza (2.61):

$$h_0 = 113,7 \left(\frac{\eta_0 \rho^2 V}{P} \right)^2 \quad (2.61)$$

D. Teoria elastohidrodinamică

La portanță redusă, experiența confirmă teoria hidrodinamică dar la sarcini mari situația se schimbă. La încărcări mari, când filmul de lubrifiant conform teoriei hidrodinamice trebuia să fie rupt de mult, s-a evidențiat lipsa contactului metalic, efectul de antrenare și rupere nu sînt suficiente pentru explicare.

Grubin a arătat că la sarcini ridicate, conform teoriei hidro-

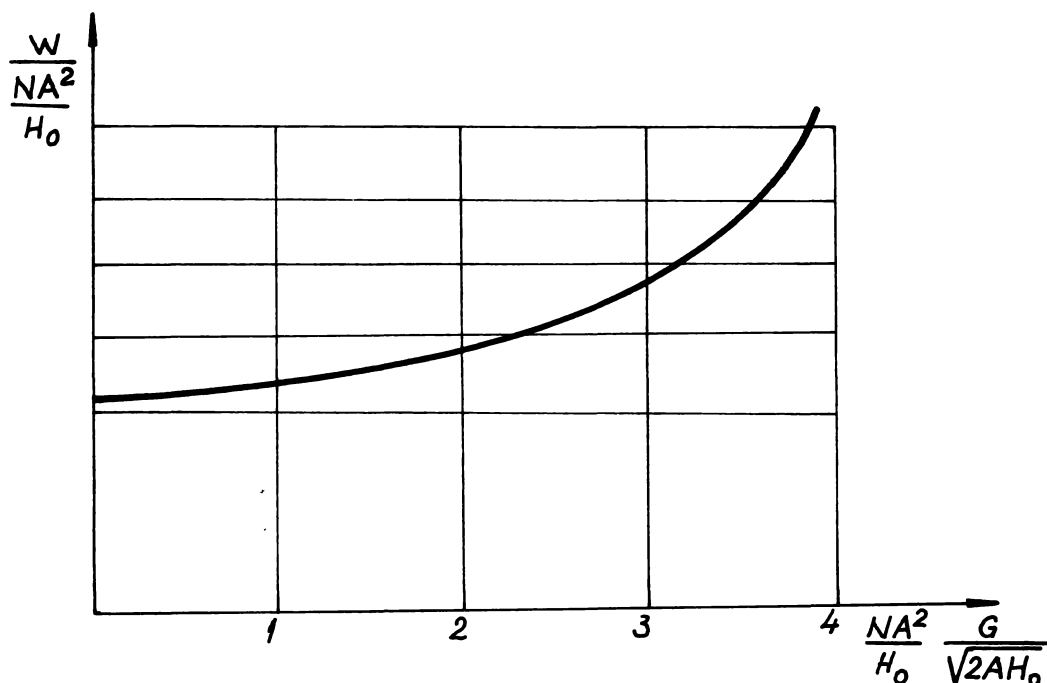


Fig. 2.7

dinamice ar apare presiuni infinite în film, ceea ce nu poate coincide cu realitatea. Astfel se admite că presiunile din film duc la deformații elastice ale suprafețelor în contact.

Filmul elastohidrodinamic are o formă specifică, aproape paralelă în cea mai mare parte a zonei de contact cu un minim pronunțat aproape de terminarea zonei de contact. Epura presiunii se suprapune parțial cu epura rezultată din teoria lui Hertz.

În dreptul grosimii minime a peliculei de lubrifiant apare însă un al doilea maxim de presiune.

Ecuția curgerii este aceeași ca și în cazul teoriei hidrodinamice:

$$\frac{\partial}{\partial x_1} \left(h^3 e^{-k} p^p \frac{\partial p}{\partial t} \right) = 12 \eta_0 \left(v \frac{\partial h}{\partial x_1} + \frac{\partial h}{\partial t} \right) \quad (2.62)$$

dar intervin deplasări elastice ale suprafețelor (S_1) și (S_2) după O_{x_2} . S-a demonstrat că se poate scrie:

$$h = h_0 + \frac{x_1^2}{2\beta} - \frac{2}{E} \int_{-\infty}^{+\infty} p(\xi) \log |x_1 - \xi| d\xi \quad (2.63)$$

$$\frac{1}{E} = \frac{1}{\mu} \left(\frac{1-\nu_1^2}{E_1} + \frac{1-\nu_2^2}{E_2} \right) \quad (2.64)$$

În ecuațiile (2.62) și (2.63) se scriu cu relațiile definite pentru teoria hidrodinamică (2.41 ... 2.50) și se ia $p_i = E$ (presiunea de referință egală cu modulul de elasticitate echivalent, obținem:

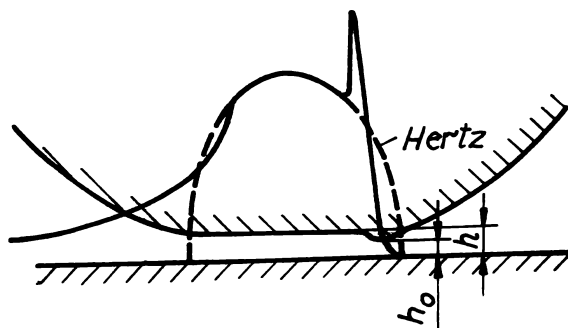


Fig. 2.8

$$\frac{\partial}{\partial x} \left[\left(H_0 + \frac{x^2}{2A} - \bar{\varphi} \right)^3 e^{-G_p} \frac{\partial p}{\partial x} \right] =$$

$$= N \left[\bar{x} - A \frac{\partial \bar{\varphi}}{\partial \bar{x}} \right] + S \left(\frac{dH_0}{dt} - \frac{x^2}{2A^2} \frac{dA}{dE} - \frac{\partial \bar{\varphi}}{\partial t} \right) \quad (2.65)$$

$$\bar{\varphi} = 2 \int_{-\infty}^{+\infty} \bar{p}(\bar{\xi}) \log |\bar{x} - \bar{\xi}| d\bar{\xi} \quad (2.66)$$

Deci soluția problemei elasto-hidrodinamice depinde de cinci parametri:

$$N = 12 \frac{\eta_0 V}{E \cdot \rho}$$

$$G = K_p E$$

$$S = \frac{\omega \cdot \rho}{V} \quad (2.67)$$

$$A = \frac{\rho}{\rho_1}$$

$$H_{\min} = \frac{h_{\min}}{\rho}$$

iar portanța are expresia

$$W = \frac{F}{E \rho} \quad (2.68)$$

Atît problema hidrodinamică, cît și cea elastohidrodinamică sînt dependente de aceiași parametri fizici, dar ultima fiind definită de o ecuație integro-diferențială care nu a fost încă rezolvată analitic.

E. Teoria elastohidrodinamică în regim permanent

Se admite că coeficientul de rupere $S = 0$. Integrînd de două ori în raport cu x și scriind că $p = 0$ cînd $x \rightarrow \infty$ avem:

$$q = NA \int_{-\infty}^{\infty} \frac{H - H_s}{H^3} \bar{s} \, d\bar{x} \quad (2.69)$$

în care $H = \frac{h}{\rho_i}$, H_s e grosimea filmului unde gradientul presiunii $\rightarrow 0$, iar presiunea este definită de relația (2.52).

Grubin printr-o soluție matematică, relativ exactă, reușește totuși să se apropie de realitate și obține o relație de forma:

$$H_0 = 0,307 \frac{(NG)^{0,727} A^{1,091}}{W^{0,091}} \quad (2.70)$$

Pentru valori mici ale lui H_0 se obțin portanțe de 100 ori mai mari ca cele rezultate din formula lui Martin.

Dowson și Higginson au obținut o relația generală printr-o metodă numerică foarte complexă:

$$H_0 = 0,277 \frac{G^{0,6} N^{0,7} A^{1,13}}{W^{0,13}} \quad (2.71)$$

Formula (2.71) se poate scrie în grupe adimensionale explicite.

$$H_{\min} = \frac{h_{\min}}{\rho} = C \frac{G_0^{0,6} v_0^{0,7}}{N_m^{0,13}} = C \frac{(k_p \cdot E)^{0,6} \left(\frac{\rho_0 v_0^2}{E} \right)^{0,7}}{\left(\frac{F/b}{E \rho} \right)^{0,13}} \quad (2.72)$$

Coeficientul C avînd valori diferite în funcție de prezența sau absența alunecării în mișcare relativă a celor două corpuri în zona contactului $[P_3]$.

$C = 1,95$ pentru cazul rostogolirii pure.

$C = 1,17$ pentru cazul rostogolirii plus alunecare.

Formule similare cu cea a lui Dowson și Higginson au prezentat și alți cercetători care diferă numai prin exponenții grupelor adimensionale și coeficientul C . Dacă se explicitază formula (2.72) și cele similare acestea se obține:

$$h_0 = CE^{\beta_1} (\eta_0 V)^{\beta_2} (K_p)^{\beta_3} (\rho)^{\beta_4} (F/b)^{\beta_5} \quad (2.73)$$

Valorile exponenților $\beta_1 \dots \beta_5$ se prezintă în tabelul 2.2.

Tabelul 2.2

autorul simbol	Grubin	Dawson Higginson	Blok	Rodermund
β_1	0,091	0,03	-0,025	0,09
β_2	0,73	0,7	0,7	0,7
β_3	0,73	0,6	0,55	0,7
β_4	0,361	0,43	0,425	0,39
β_5	-0,091	-0,13	-0,125	0,09

Din analiza valorilor tabelului 2.2 rezultă:

- Influența foarte redusă a încărcării specifice (F/b) și a modulului de elasticitate asupra grosimii minime a peliculei de lubrefiant.

- Cea mai mare influență asupra grosimii minime a peliculei de lubrefiant o are vîscozitatea inițială a lubrefiantului și viteza de rostogolire.

- Trebuie reținut, de asemenea influența razei de curbură echivalentă.

Pentru a avea regim de ungere complet elastohidrodinamic este necesar ca grosimea minimă a peliculei de lubrefiant să depășească înălțimea rugozităților [BK1] sau raportul h_{\min}/σ (σ , suma geometrică a mediilor patratice ale înălțimilor asperităților) să fie mai mare ca trei [P7], [P8].

F) Teoria elastohidrodinamică în regim nestaționar.

Intre valorile determinate ale grosimii minime ale peliculei de lubrefiant și apariția distrugerii flancului dintelui există o neconcordanță în sensul că la o grosime a peliculei determinată analitic la care filmul ar trebui să fie străpuns de mult, experiența arată că flancul rezistă încă în bune condițiuni. Această neconcordanță se poate pune îns seama neglijării luării în considerare a vitezei de apropiere a celor două suprafețe în contact, precum și faptului că teoria elastohidrodinamică a ungerii consideră contactul avînd raza de contact constantă, mișcarea este de rostogolire pură și astfel se neglijează influența alunecării. În relațiile lui Grubin-Dawson, coeficientul din expresia grosimii peliculei de lubrefiant are valori diferite.

Forța normală ce acționează pe flancul dintelui se poate împărți în două componente și anume o componentă corespunzătoare înaintării în timpul funcționării (vom folosi indicele "i") și o componentă corespunzătoare apropierei dintre cele două corpuri (se va folosi indicele "a"),

$$F_N = F_{Ni} + F_{Na} \quad (2.74)$$

și împărțind cu lățimea "b" vom avea:

$$\frac{F_N}{b} = \frac{F_{Ni}}{b} + \frac{F_{Na}}{b} \quad (2.75)$$

Apropierea celor două corpuri se face cu viteza v_a .

$$v_a = \frac{dh}{dt} \quad (2.76)$$

Se introduce parametrul vitezei

$$v_a = \frac{\eta_0 v_a}{E' \rho} \quad (2.77)$$

În cazul în care pereții sînt considerați rigizi Herebrough a stabilit grosimea minimă a peliculei de lubrefiant cu parametri adimensionali.

$$H_0 = 5,7 \left(\frac{v_a}{Nm} \right)^{2/3} \quad (2.78)$$

căreia îi corespunde o relație dimensională de forma:

$$h_0 = 5,7 \rho \left(\frac{\eta_0 v_a}{F_{Na}/b} \right)^{2/3} \quad (2.79)$$

Deci:

$$\frac{F_{Na}}{b} = 13,7 (\rho / h_0)^{3/2} \eta_0 v_a \quad (2.80)$$

Pentru cazul pereților deformabili nu s-a reușit să se găsească o rezolvare teoretică exactă care să țină seamă concomitent de creșterea vîscozității cu presiunea, deformația hertziană, efectul de capăt al contactului și creșterea presiunii în zona strangulării din suprafața deformată.

Holland [H1] pornește de la grosimea peliculei de lubrefiant de înaintare cînd pereții sînt considerați rigizi (după Martin - Gumbel) și a grosimii peliculei corespunzătoare vitezei de înaintare

(după Herebrough), precum și de la luarea în considerare a pereților elastici la vitezele de înaintare (după Dawson) și prin echivalare determină pentru materiale elastice expresia grosimii minime a peliculei de lubrefiant corespunzătoare vitezei de apropiere conform tabelului 2.3.

Tabelul 2.3

mișcare de înaintare	rigid	$H_{\min} = 4,9 \text{ U/Nm}$
	elastic	$H_{\min} = 1,6 G^{0,6} V_i^{0,7} / N_m^{0,13}$
mișcare de apropiere	rigid	$H_{\min} = 5,7 V_a^{2/3} / N_m^{2/3}$
	elastic	$H_{\min} = 1,86 G^{0,4} V_a^{0,467} / N_m^{0,0867}$

Din această relație se poate determina forța de apropiere dacă se cunoaște grosimea minimă a peliculei de lubrefiant.

$$F_{Na/b} = 1284 E' G^{6,92} V_a^{5,386} / H_{\min}^{11,53} \quad (2.81)$$

Din relația lui Dawson în aceleași condiții rezultă:

$$F_{Ni/b} = 37,17 E' G^{4,615} V_i^{5,385} / H_{\min}^{7,692} \quad (2.82)$$

Ținând seama și de relația (2.75) rezultă:

$$\frac{F_N}{b} = E' \left(37,17 G^{4,615} V_i^{5,385} / H_{\min}^{7,692} + 1,284 \cdot 10^3 G^{6,92} V_a^{5,386} / H_{\min}^{11,53} \right) \quad (2.75')$$

În general însă viteza de apropiere este necunoscută și este determinată de starea de încărcare, curbura profilelor și de viteza de înaintare. Explicând parametrul vitezei de apropiere din relația (2.75') și ținând seama de relația (2.76) se obține:

$$\frac{dh}{dt} = 0,2644 \frac{1}{b^{0,1859} E^{0,014719} K_p^{1,286}} \cdot \frac{F_N^{0,1859} \cdot h_{\min}^{2,143}}{S^{1,329}} - 0,5177 \frac{1}{(E' \cdot K_p)^{0,4284}} \frac{V_i h_{\min}^{0,7134}}{S^{0,713}} \quad (2.83)$$

Într-o problemă dată, primul termen al relației (2.83) este constantă, iar al doilea termen este variabil. Problema determinării

grosimii peliculei minime de lubrefiant se rezolvă iterativ, admitând un unghi de înaintare $d\varphi$ și ținând seama de faptul $\omega = \frac{d\varphi}{dt}$ avem:

$$\Delta h = \frac{dh}{dt} \Delta t = \frac{dh}{dt} \frac{\Delta\varphi \cdot \pi}{\omega \cdot 180} \quad (2.83')$$

și deci variația pas cu pas a grosimii peliculei de lubrefiant va avea expresia:

$$h = \frac{\pi}{180} \cdot \frac{\Delta\varphi}{\omega} \left[0,2644 \frac{1}{b^{0,1859} \cdot E^{0,4719} \cdot K_p^{1,286} \cdot \eta_0} \cdot \frac{F_N^{0,1859} h_{\min}^{2,143}}{\rho^{1,329}} - 0,2588 \frac{1}{(E' \cdot K_p)^{0,4284}} \cdot \frac{v_i h_{\min}^{0,7134}}{\rho^{0,713}} \right] \quad (2.83'')$$

Se poate determina pas cu pas grosimea minimă a peliculei de lubrefiant. Se determină grosimea minimă a peliculei de lubrefiant din relația lui Dawson și se pornește cu această valoare ca valoare inițială. Relația 2.85 este rapid convergentă și în câțiva pași de iterație (funcție de precizia de calcul propusă) se obține grosimea minimă a peliculei de lubrefiant.

Ținând seama de faptul că grosimea peliculei de lubrefiant pe această cale prezintă o creștere de minimum 50 ÷ 60% pentru reducerea timpului de calcul se poate inițializa pentru h_{\min} o valoare cu 40% mai mare ca cea rezultată din teoria elastohidrodinamică după formula lui Dawson.

2.3.2. Variația grosimii filmului de lubrefiant de-a lungul segmentului de angrenare

Formarea filmului de lubrefiant pe flancul dintelui este încă o problemă incomplet elucidată. Se cunosc determinări indirecte prin măsurarea energiei pierdute prin frecare [N15] sau măsurări directe cu ajutorul rezistenței electrice în zona de contact [L3], [D12] etc.

Din măsurătorile executate rezultă [L3]:

- 1) Formarea regimului de ungere hidrodinamic începe în zona angrenării singulare.
- 2) Creșterea vitezei periferice determină lățirea zonei ungerii lichide și prin aceasta se îngustează zona ungerii semilichide

și limită spre vârful și baza dintelui.

3) Cu creșterea în continuare a vitezei, regimurile de ungere mixt și uscat se reduc foarte lent, fapt care se explică prin creșterea temperaturilor și deformarea elastică a dinților.

În general se apreciază că regimul de ungere hidrodinamic complet nu se poate realiza de-a lungul flancului dintelui. Totuși partea de forță ce se transmite prin lichid se ridică la 60%, uneori ajungând chiar la 90 ... 95%.

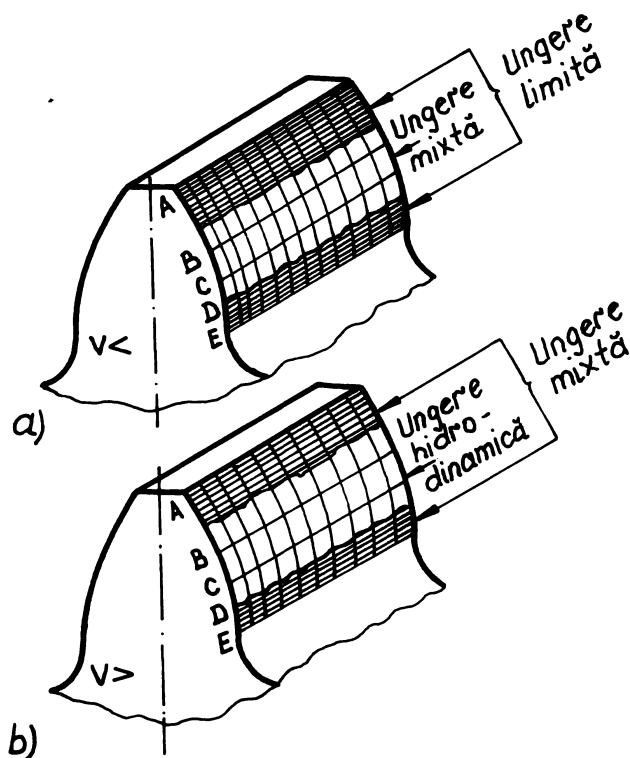


Fig. 2.9

În fig. 2.9 se prezintă după [L3] regimurile de ungere care se instalează pe flancul dinților în cazul vitezelor reduse (a) și a vitezelor mari (b).

În fig. 2.10 se prezintă după [B31] grosimea filmului absorbit chimic pe flancul dintelui în cazul folosirii aditivilor de extremă presiune.

Pentru calculul grosimii filmului de lubrefiant după relația (2.72) se prezintă în continuare programul de calcul "GROSFILM" pus la punct de autor, în colaborare.

Programul prezentat ca organigramă în fig. 2.11 după verificarea principalelor date geometrice ale angrenajului împarte linia de angrenare într-un număr de "n" segmente egale calculând în fiecare punct grosimea peliculei de lubrefiant. De asemenea se calculează grosimea filmului în polul angrenării. În fig. 2.12 se prezintă va-

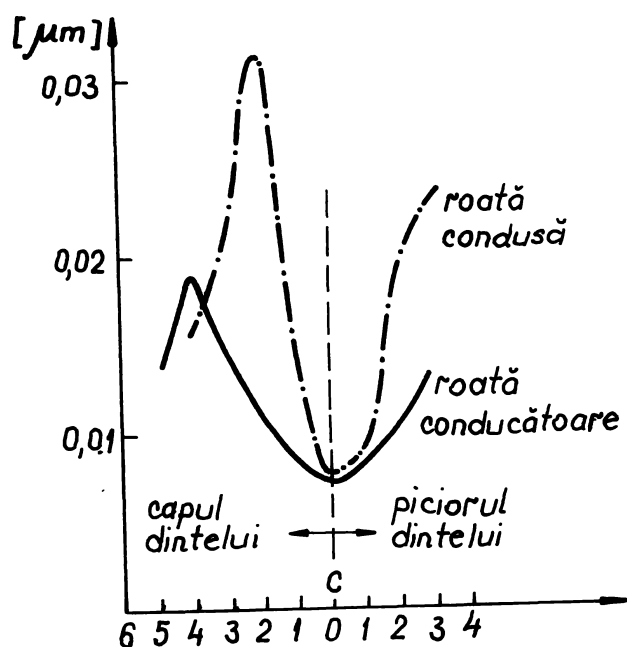


Fig. 2.10

riația grosimii filmului de lubrefiant în lungul segmentului de angrenare considerînd ca avînd geometria ideală și rigiditatea variabilă (vezi și capitolul IV al prezentei teze) pentru trei vîscozități: 10 [cP], 50 [cP] și 100 [cP].

Rezultatele prezentate corespund următoarelor date inițiale de calcul.

Încărcarea specifică $F/b = 15 \text{ [daN/mm]}$ ceea ce corespunde unei solicitări de contact $\sigma_k = 90 \left[\frac{\text{daN}}{\text{mm}^2} \right]$, distanța dintre axe $a = 117 \text{ [mm]}$, numărul de dinți $z_1 = z_2 = 39$, modulul $m = 3 \text{ [mm]}$, roți nedeplasate ($\xi_1 = \xi_2 = 0$) viteza unghiulară $\omega_1 = 151 \text{ [rad/s]}$.

S-au executat calcule și pentru deplasări de profil ($\xi_1 = -\xi_2 = 0,3; 0,5; 0,7; 0,9; 1,1$) în toate aceste cazuri grosimea peliculei de lubrefiant este practic aceeași ca și în cazul roților nedeplasate.

Din analiza rezultatelor prezentate în figura 2.12 rezultă:

- grosimea extrem de mică a peliculei de lubrefiant, astfel încît la prelucrări oricît de precise ale flancului, rugozitățile acestuia vor ajunge în timpul funcționării să se atingă și vom avea regim de ungere mixt;
- creșterea vîscozității uleiului chiar de cinci ori atrage după sine o creștere de numai trei ori a grosimii peliculei de lubrefiant, ceea ce este încă insuficient pentru îmbunătățirea ungerii;
- pentru creșterea grosimii filmului (date fiind datele inițiale de proiectare viteză, putere, rapoarte de transmitere eventual

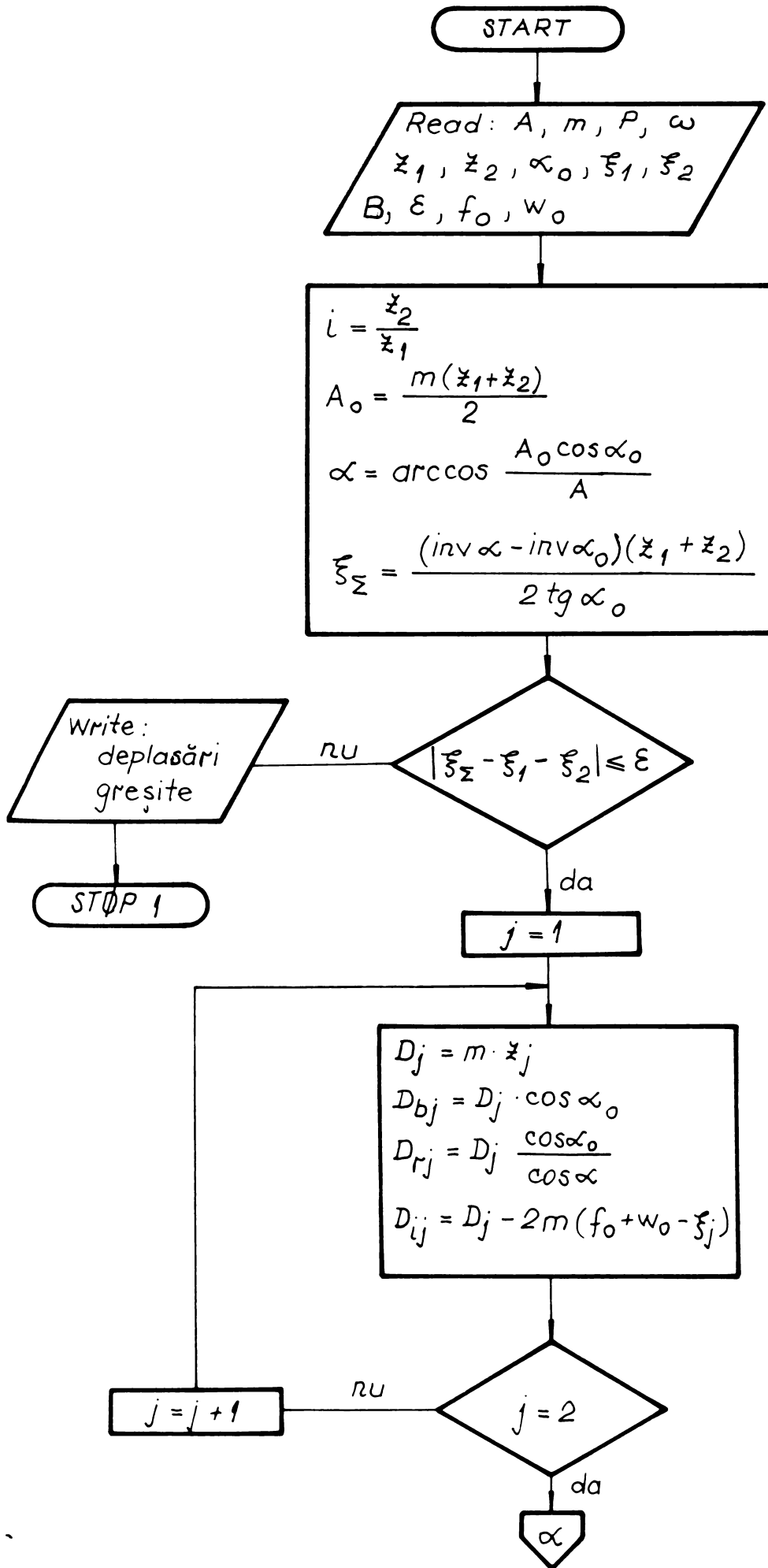


Fig. 2.11.a



$$Q = \frac{2 \cdot 10^5 \cdot P}{\omega_1 \cdot D_{r1} \cdot \cos \alpha}$$

$$D_{e1} = 2A - D_{i2} - 2w_0 \cdot m$$

$$D_{e2} = 2A - D_{i1} - 2w_0 m$$

$$K_1 S_1 = \frac{1}{2} \sqrt{D_{e1}^2 - D_{b1}^2}$$

$$K_2 S_2 = \frac{1}{2} \sqrt{D_{e2}^2 - D_{b2}^2}$$

$$K_1 K_2 = A \sin \alpha$$

$$S_1 S_2 = K_1 S_1 + K_2 S_2 - K_1 K_2$$

$$\Delta K = S_1 S_2 / 19$$

$$S_1 S_2 = K_1 K_2 - K_2 S_2$$

$$S_{1p} = \frac{D_{r1}}{2} \sin \alpha$$

$$S_{2p} = \frac{D_{r2}}{2} \sin \alpha$$

$$K \phi D = 0$$

$$K \phi D 1 = 0$$

$$n = 1$$



$$\Delta \rho = (n-1) \Delta K - S_{1p}$$

$$S_1 = S_{1p} + \Delta \rho$$

$$S_2 = S_{2p} - \Delta \rho$$

$$S_H = \frac{S_1 \cdot S_2}{S_{1p} + S_{2p}}$$



Fig. 2.11. b

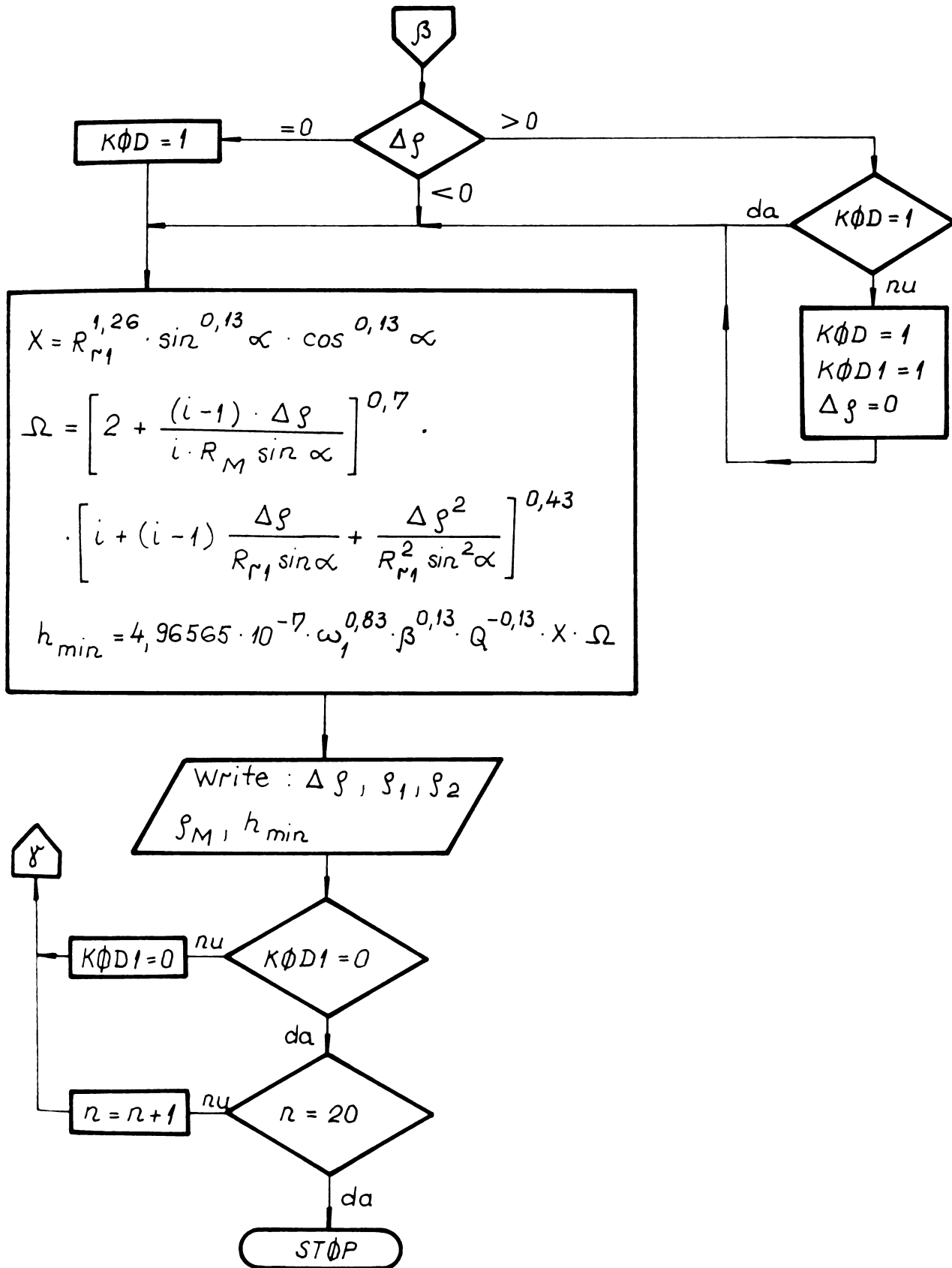


Fig. 2.11.c

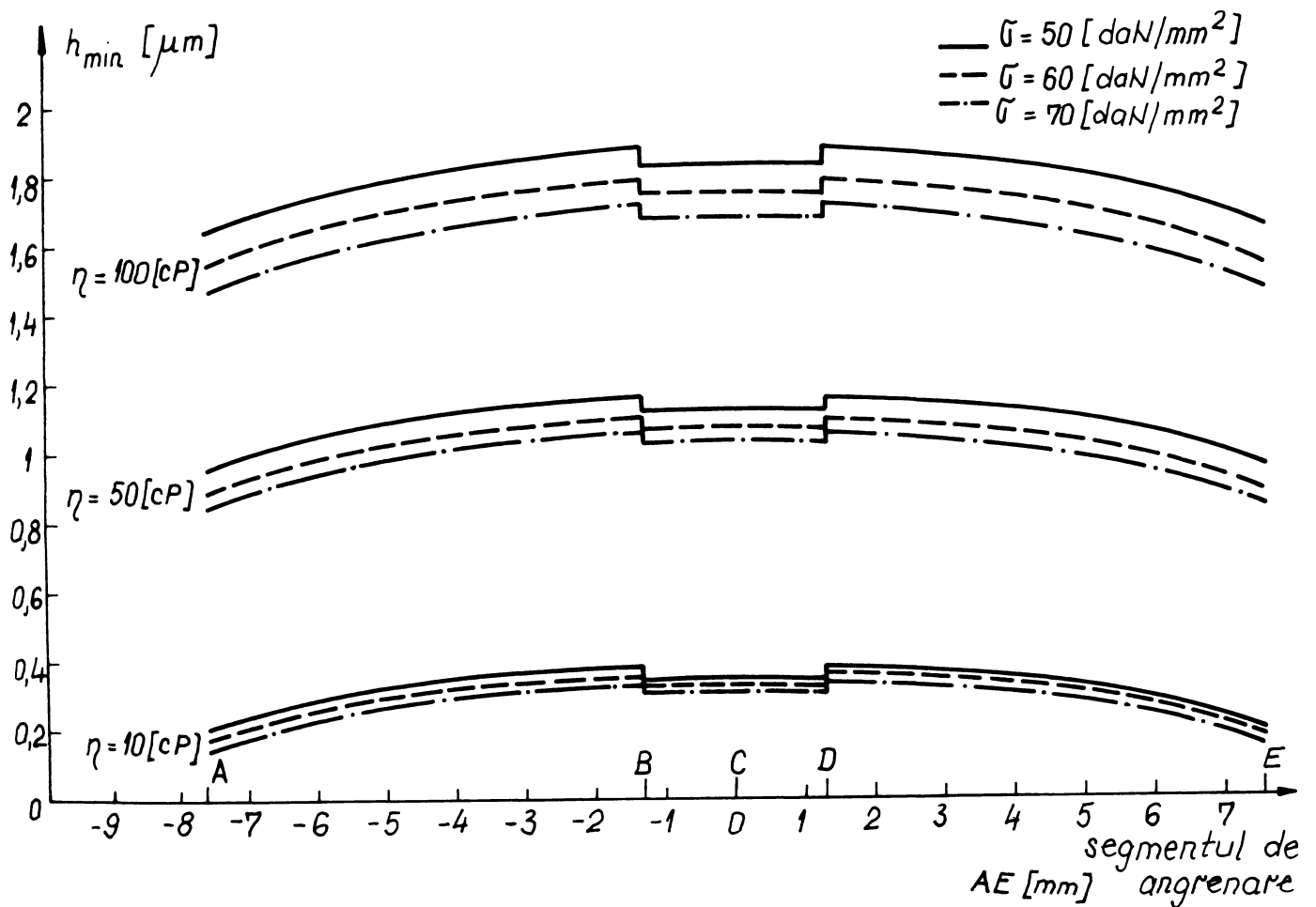


Fig. 2.12

vîscozitatea uleiului) este necesar să fie luate alte măsuri.

Contactul între roțile dințate se poate considera ca o problemă de elastohidrodinamică nestaționară. Încărcarea variază concomitent cu variația razei de curbura și cu variația vitezei determinată pentru existența filmului de lubrefiant. De asemenea variația vîscozității filmului are un rol predominant asupra capacității portante a filmului de lubrefiant.

Vîscozitatea variază concomitent cu variația temperaturii și cu variația presiunii. Trebuie remarcat că se poate considera ca hotărîtoare temperatura uleiului înainte de a ajunge în zona deformată a contactului. Influența temperaturii se poate determina prin măsurători, dar valabilitatea predicțiilor este condiționată de posibilitatea măsurării temperaturii instantanee de contact.

Mai complicat însă este determinarea dependenței vîscozității de variația presiunii, deoarece pe de o parte ea prezintă interes la depășirea unei presiuni de 10^3 bar și astăzi putem măsura variația de presiune de pînă la 10^4 bar.

Relația stabilită de Dawson pentru calculul grosimii minime a peliculei de lubrefiant este valabilă când presiunea suplimentară produsă de apropierea profilelor este neglijabilă [H1].

Teoria elastohidrodinamică a rezolvat probleme care pînă la apariția ei au fost insurmontabile. Aplicarea ei însă a evidențiat și limitele acestei teorii. Teoriei elastohidrodinamice i se poate reproșa că ea este valabilă numai în cazul în care avem stare de solicitare staționară (încărcarea și vitezele sînt constante, corpurile în contact au o mișcare pură de rostogolire, de aici rezultă că viteza de alunecare nu produce încălzirea contactului). Starea reală de solicitări, existența alunecării și a încălzirii corespunzătoare, lasă deschisă întrebarea dacă această încălzire determină o încălzire a uleiului și o reducere corespunzătoare a vîscozității sau căldura produsă de încălzire este preluată de pereții corpurilor; aceasta este evident o problemă de propagare a căldurii.

Încă Grubin și apoi și Dawson au acceptat coeficienți diferiți în formulele grosimii minime a peliculei de lubrefiant pentru cazul rostogolirii pure și pentru cazul rostogolirii cu alunecare, dar rezultatele calculelor prezic grosimii ale peliculei de lubrefiant prea reduse pentru cazul rostogolirii cu alunecare. În fig. 2.12' se prezintă după [H1] variația grosimii minime a peliculei de lubrefiant după Dawson, Rodermund și cu luarea în considerare a împingerii și a variației de temperatură. Față de fig. 2.12 în fig. 2.12' s-a neglijat variația încărcării în angrenare unipară și bipară.

Din figura 2.12' rezultă o creștere a grosimii minime a peliculei de lubrefiant $\in [60, 90] \%$ în cazul elastohidrodinamic nestaționar față de cazul în care se calculează grosimea peliculei de lubrefiant pentru regimul elastohidrodinamic permanent.

Se pare însă că nici grosimea minimă a peliculei de lubrefiant calculat cu ajutorul relațiilor stabilite de Holland prin asemănarea pereților rigizi cu luarea și cu neluarea în considerare a apropierii nu sînt confirmate de practică. În cazul în care în mod cert nu există pericolul ^{de}ciupire (deci avem o grosime suficient de mare pentru a nu exista contact solid pe solid) grosimea calculată a peliculei de lubrefiant rezultă mai redusă decît media patritică a rugozităților. Rezultă deci că este necesar în continuare intensificarea cercetărilor pentru a putea determina relații de calcul pentru grosimea minimă a peliculei care să se apropie mai mult de realitatea fizică.

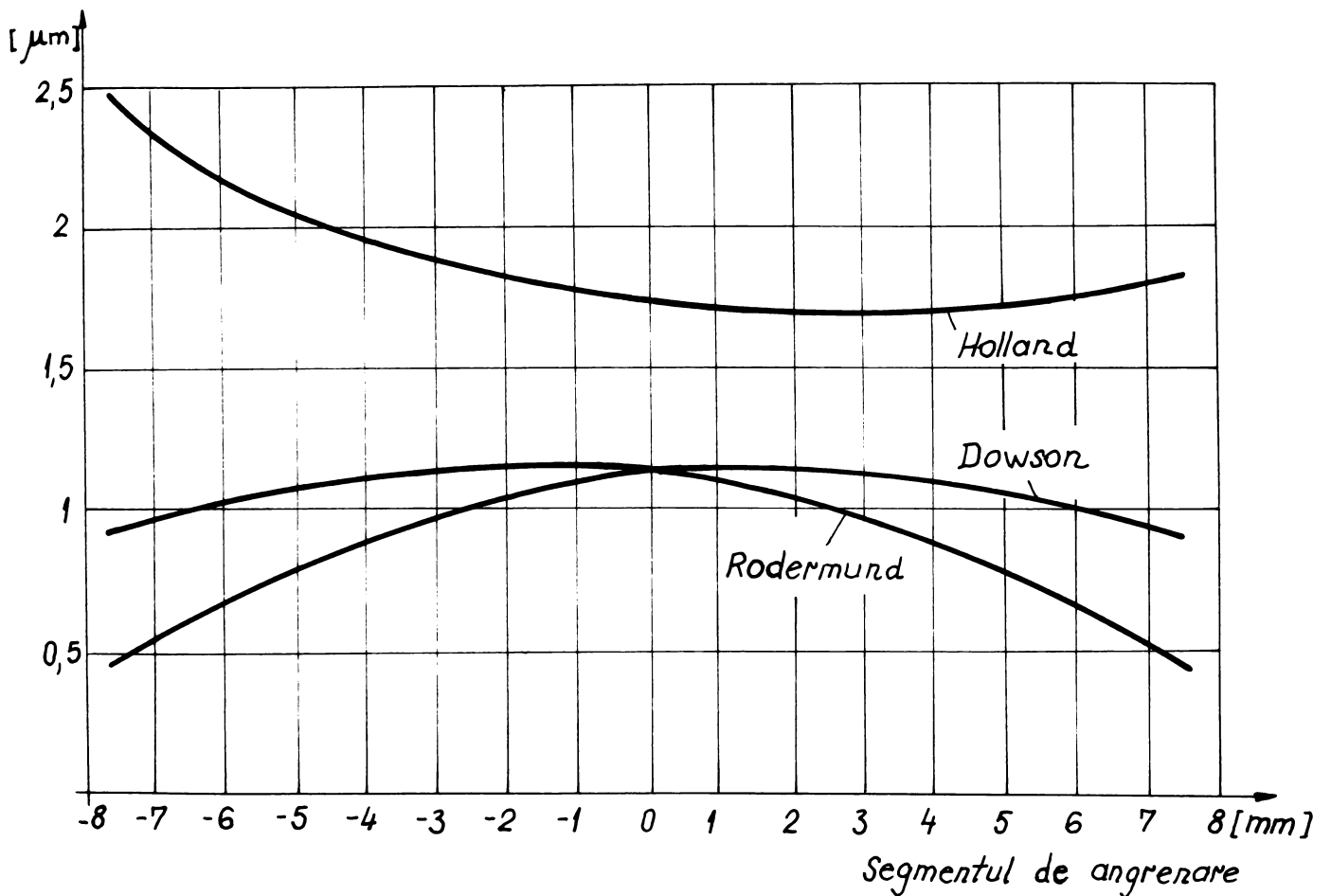


Fig. 2.12'

2.3.3. Măsurile tehnologice pentru creșterea grosimii minime a peliculei de lubrefiant

a) Influența unghiului de angrenare și a deplasărilor de profil asupra grosimii peliculei de lubrefiant.

Pornind de la relația (2.72) în [B26] se înlocuiește $h_{\min}[\mu\text{m}]$, ρ [mm], Raza de curbură echivalentă în punctul de contact, ținând seama de fig. 2.1 are expresia:

$$\frac{1}{\rho_M} = \frac{1}{\rho_{1M}} + \frac{1}{\rho_{2M}} \quad (2.84)$$

ρ_{1M} ; ρ_{2M} fiind razele de curbură în punctul curent de contact M al celor două flancuri,

$$\rho_M = \frac{(r_{c1} \sin\alpha + x)(r_{c2} \sin\alpha - x)}{(r_{c1} + r_{c2}) \sin\alpha} \quad (2.85)$$

în relația (2.85), „x” se introduce cu semnul sau rezultat din figura 2.1.

K_p [mm^2/daN], s-a admis = 0,215 [P8].

E' [daN/mm^2] modulul de elasticitate echivalent.

$$\frac{1}{E'} = \frac{1}{2} \left(\frac{1 - \nu_1^2}{E_1} + \frac{1 - \nu_2^2}{E_2} \right) \quad (2.85)$$

$E_{1,2}$ - modulele de elasticitate ale materialelor roții conducătoare, respectiv conduse, s-a admis $E_1 = E_2 = 2,15 \cdot 10^4$ [daN/mm^2].

$\nu_{1,2}$ - coeficienții de contracție ai lui Poisson pentru roata conducătoare, respectiv condusă.

$V_v = \frac{\eta V_M}{\rho_M E'} \cdot 10^{-3}$ coeficientul adimensional de viteză

η [cP], vîscozitatea dinamică s-a admis $\eta = 10$ [cP.]

V [m/s], $V = V_{1M} + V_{2M}$, viteza sumă a flancurilor roților dințate în punctul curent de contact.

$$V_{jM} = \rho_{jM} \omega_j = \left[r_{cj} \sin \alpha + (-1)^{(j+1)} x_M \right] \omega_j \quad (2.87)$$

$j \in [1, 2]$

ținînd seama de faptul că

$$\frac{r_{c2}}{r_{c1}} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = i$$

rezultă

$$V_{jM} = \omega_1 r_{c1} \sin \alpha \left[2 + \frac{(i-1)x_M}{i r_{c1} \sin \alpha} \right] \quad (2.87')$$

$N_m = \frac{Q \cos \beta}{b E' \rho_M}$ coeficientul adimensional de material.

Q [daN] forța normală pe flanc

$$Q = \frac{M_t}{r_1 \cos \alpha} = \frac{10^5 P}{r_1 \omega_1 \cos \alpha} \quad (2.88)$$

$\frac{b}{\cos \beta}$ [mm] - lățimea de contact.

Explicînd relația (2.82) cu termenii determinați (2.84 ... 2.88) rezultă:

$$h_{\min} = 6,798 \cdot 10^{-4} K_p^{0,6} E^{0,03} (b/\cos\beta)^{0,13} \omega^{0,33} \cdot \eta^{0,7} \cdot Q^{-0,13} \cdot \chi \cdot \Omega_M \quad (2.89)$$

încă funcțiile χ și Ω_M au expresia:

$$\chi = r_{c1}^{1,26} \cdot \sin\alpha^{1,13} \cdot \cos\alpha^{0,13} \quad (2.90)$$

$$\Omega = \left[2 + \frac{(i-1)x_M}{i \cdot r_{c1} \cdot \sin\alpha} \right]^{0,7} \left[i + (i-1) \frac{x_M}{r_{c1} \sin\alpha} + \frac{x_M^2}{r_{c1}^2 \sin^2\alpha} \right]^{0,43} \quad (2.91)$$

Dacă se face analiza grosimii peliculei de lubrefiant în polul angrenării ($x_M = 0$), funcția $\Omega_M = \Omega_C = \text{constant}$.

$$\Omega_C \cong 1,625 i^{0,43} \quad (2.91')$$

variabilă rămânând doar funcția χ . Menținând constantă raza de rostogolire r_{c1} și variind unghiul de angrenare α , fie prin deplasări de profil, fie prin schimbarea unghiului de angrenare de referință α_0 - (de altfel propuneri de schimbare pe bază empirică a unghiului de angrenare de referință de la 20° la 28° au mai fost făcute în străinătate - în speță, de cei de la școala de roți dințate din München și de către autorul acestei teze [B28] în anul 1979).

Partea variabilă a funcției χ pentru unghiuri uzuale de angrenare $\alpha \in [16, 28]^\circ$ este practic o dreaptă, vezi și figura (2.13).

$$\chi^* = \sin^{1,13}\alpha \cos^{0,13}\alpha \approx 5,25422 \cdot 10^{-2} \alpha - 5,12394 \cdot 10^{-2} \quad (2.90')$$

Din analiza fig. 2.13 rezultă:

- comparând două angrenaje unse cu același lubrefiant, funcționând în condiții cinematice similare, executate din materiale similare, dar având un unghi de angrenare diferit, grosimea peliculei de lubrefiant crește cu 93% la o creștere a unghiului de angrenare de la 16° la 28° :

$$\frac{h_{\min}(\alpha = 28^\circ)}{h_{\min}(\alpha = 16^\circ)} = 1,93 \quad (2.91'')$$

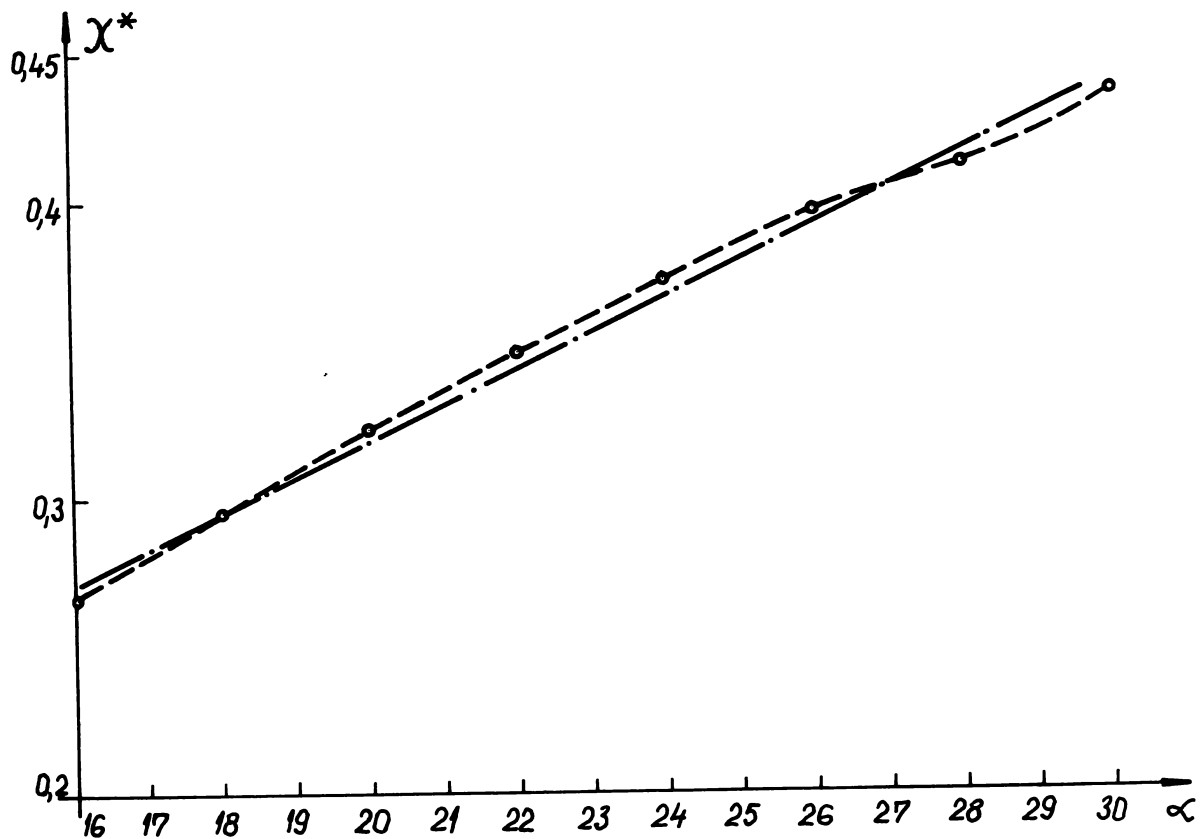


Fig. 2.13

- trecerea de la unghiul de angrenare de referință de 20° la un unghi de angrenare de referință de 28° determină o creștere a peliculei de lubrefiant cu 42%;

- din punctul de vedere al grosimii peliculei de lubrefiant se recomandă folosirea deplasărilor de profil sumă pozitive cât mai mari și evitarea deplasărilor de profil negative.

Pentru analiza variației grosimii peliculei de lubrefiant în funcție de deplasarea de profil s-a folosit programul "GROSFILM". Pentru a putea decela alte influențe s-au menținut constante următoarele caracteristici ale angrenajului:

$$z_1 = z_2 = 39; \alpha_0 = 20^\circ; f_0 = 1 \text{ [mm]}, w_0 = 0,25; a = 117 \text{ [mm]}.$$

s-au lăsat variabile deplasarea de profil și modulul, respectiv unghiul de angrenare de funcționare.

Deplasarea de profil sumă $\xi_\Sigma \in [-0,6; 1,2]$ căreia îi corespunde unghiul de angrenare $\alpha \in [17^\circ 10'; 23^\circ 55']$ respectiv modulul $m \in [2,25052; 3,03337]$.

Impărțirea deplasărilor sumă pe cele două roți s-a făcut cu ajutorul subprogramului "ALUNEG", [B32]; [B33]; [B34]; [P14]; [G10]; [K17], pus la punct de autor în colaborare, destinat să împartă deplasările de profil, suma pe cele două roți ale angrenajului, astfel ca alunecările de profil la începutul și sfârșitul angrenării să fie egale, respectiv:

$$\eta_{12} = \eta_{21} \quad (2.92)$$

Pentru o deplasare specifică sumă $\xi = \xi_1 + \xi_2$ dată, relația (2.92) este funcție de o singură variabilă deoarece $\xi_2 = \xi_\Sigma - \xi_1$;

$$\eta_1 - \eta_2 = f(\xi_1) \quad (2.93)$$

pentru rezolvarea ecuației $f(\xi_1) = 0$; s-a folosit metoda interpolării liniare.

Dacă se notează cu x_i și x_s valorile variabilei în cele două capete și cu y_1 și y_s (fig. 2.14) valorile funcției în cele două

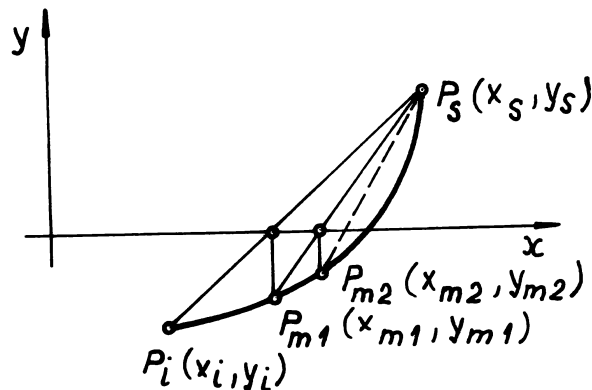


Fig. 2.14

puncte, prin interpolare se găsește punctul de intersecție x_m cu axa OX a dreptei ce unește cele două puncte (x_i, y_i) și (x_s, y_s) :

$$x_m = \frac{x_i y_s - x_s y_i}{y_s - y_i} \quad (2.94)$$

Deoarece nu se cunoaște semnul primei derivate a funcției care se rezolvă, trebuie să se testeze semnul funcției y_m în punctul găsit x_m pentru a respecta la restrângerea intervalului condiția a doua de mai sus. Iterațiile continuă astfel conform schemei logice din fig. 2.15 pînă la precizia dorită.

Pentru început, ca punct inițial și punct final se admite

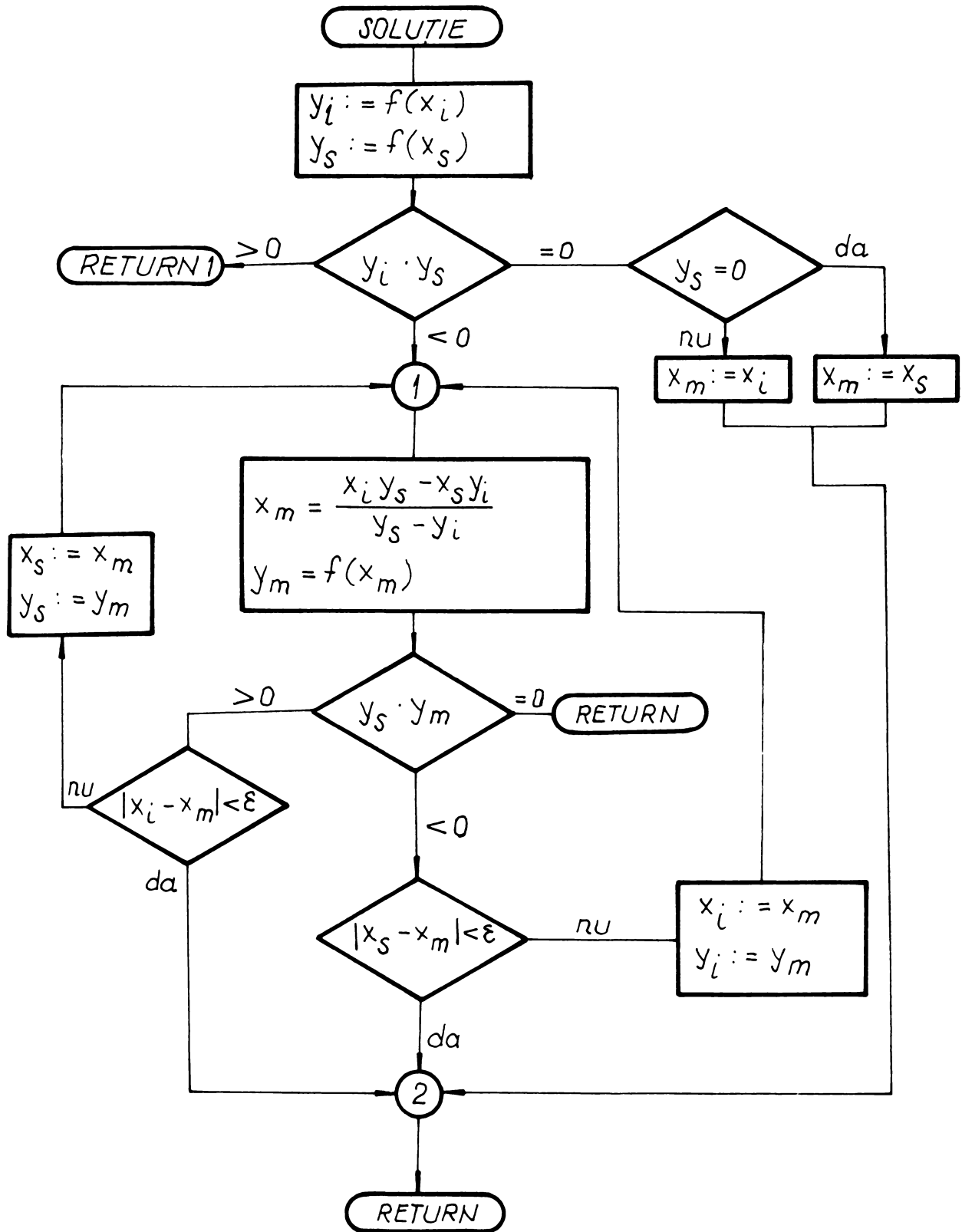


Fig.2.15. a

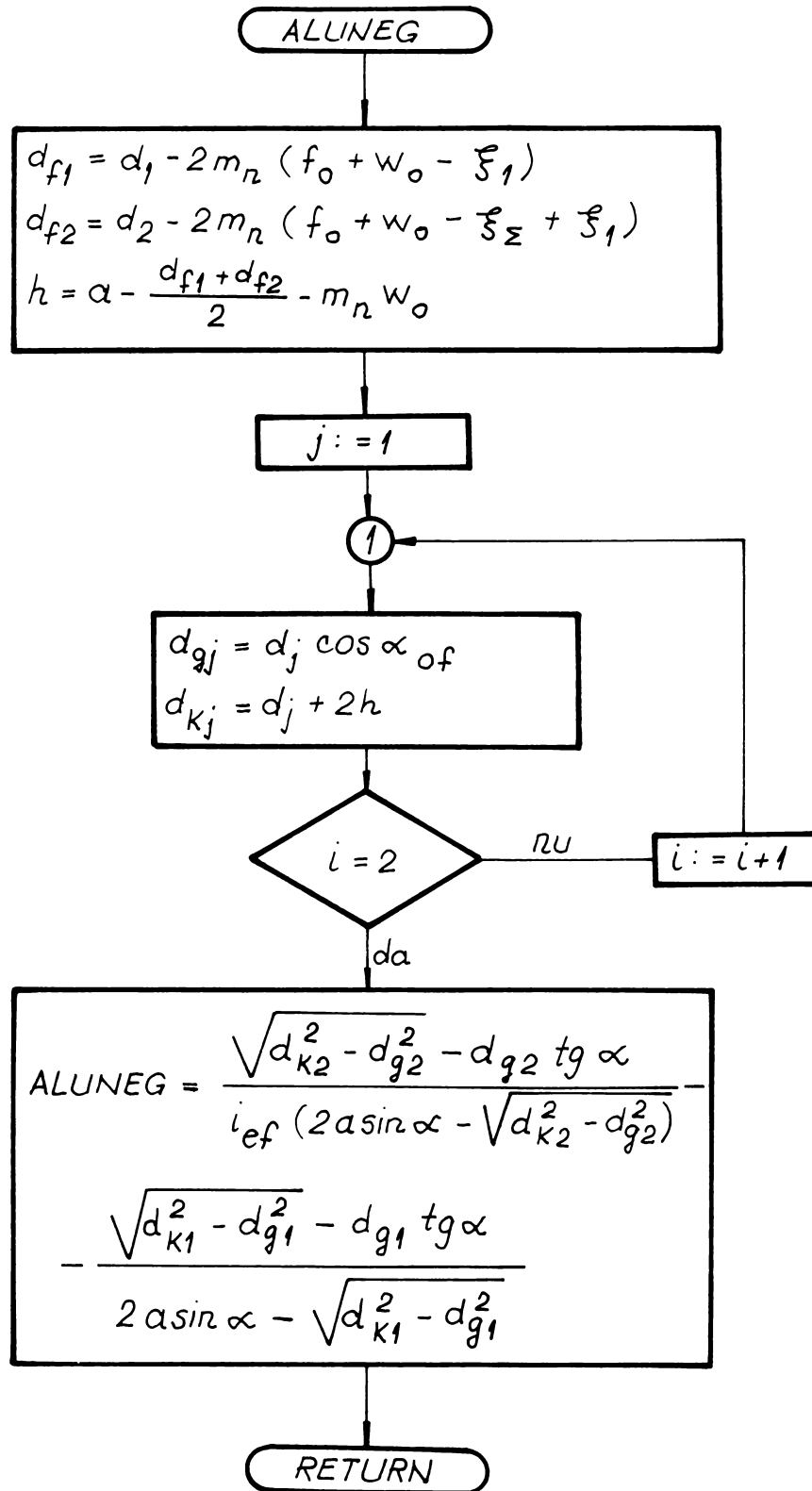


Fig. 2.15.b

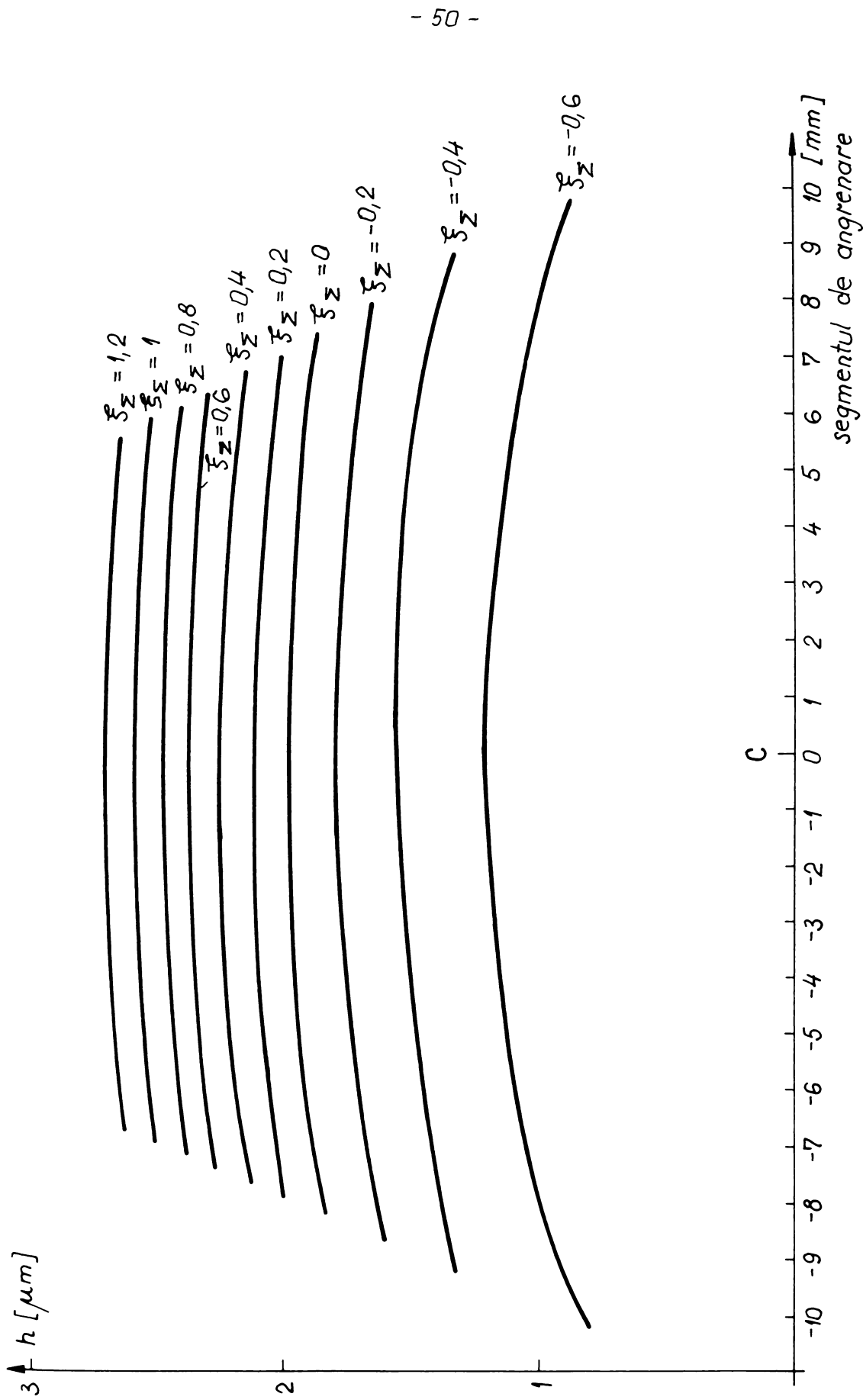


Fig. 2.16

$\xi_1 \in [0, 1]$.

Aceste valori au fost acceptate din observația făcută pe contururile de blocare [B35] de unde rezultă că $\xi_1 \in [0, 1]$ pentru curbele alunecărilor egalizate.

Relația 2.92 se rezolvă cu ajutorul subprogramului "ALUNEG" fig. 2.15 b.

Nu s-a ținut seama de repartizarea forței de-a lungul segmentului de angrenare admitând că întreaga forță acționează pe o singură pereche de dinți.

În figura 2.16 se prezintă rezultatele obținute pentru $\eta = 100$ [cP], $F = 10$ [daN] $b = 10$ [mm].

Din analiza rezultatelor, evidențiate în fig. 2.16, rezultă că creșterea deplasărilor de profil, respectiv creșterea unghiului de angrenare, determină o creștere a grosimii peliculei de lubrefiant, determinată analitic, în cazul nostru pînă la 110%.

Din rezultatele prezentate rezultă clar că creșterea unghiului de angrenare, indiferent pe ce cale (prin deplasări de profil pozitive sau prin schimbarea sculei avînd unghiul de angrenare mărit), determină creșterea grosimii minime a peliculei de lubrefiant.

În favoarea unui unghi de angrenare mai mare pledează și creșterea capacității portante a flancului dintelui. Comparînd două angrenaje avînd caracteristici geometrice identice diferind doar unghiul de angrenare, vor apare creșteri însemnate ale capacității portante. Trebuie subliniat însă că această creștere determină o scădere a gradului de acoperire.

Dacă calea schimbării unghiului de angrenare de referință este legată de schimbarea sculelor, deci de eforturi financiare deosebite, creșterea unghiului de angrenare de funcționare pe calea deplasărilor de profil pozitive, cît mai mari nu cere nici un fel de efort financiar.

Momentul de torsiune capabil al unui angrenaj după metoda DIN - ISO are expresia:

$$M = \frac{\sigma_k^2 \cdot b \cdot i \cdot d_w^2 \cdot \cos \alpha \sin \alpha}{C_\xi^2 C_F (i + 1)} \quad (2.95)$$

Notînd cu k_α raportul între momentul capabil al angrenajului avînd unghiul de angrenare " α " și momentul capabil corespunzător unghiului de angrenare de referință ($\alpha_0 = 20^\circ$) se obțin creșteri ale capacității portante pînă la 29%; rezultatele sînt evidențiate în tabelul 2.4.

Tabelul 2.4

$\alpha [^\circ]$	16	18	20	22	24	26	28
K_α	0,8244	0,9144	1	1,0807	1,1561	1,2259	1,2898

b) Influența dimensiunilor roții dințate asupra grosimii peliculei de lubrefiant.

Observație preliminară [B36], [B37] .

În cazul în care cauza principală de ieșire din uz a angrenajului o reprezintă solicitarea de contact la un angrenaj la care sînt dați parametri funcționali și de material, puterea, viteza unghiulară, raportul de transmitere și materialele folosite pentru confecționarea roților dințate - indiferent de raportul dintre lățimea de contact și distanța dintre axe ($\psi_A = b/a$) volumul roților respectiv cantitatea de material folosit este aceeași:

$$\sigma_k = \sqrt{\frac{F_t}{b \cdot d_1} \cdot \frac{1+i^3}{i}} C_F C_g C_M C \leq \sigma_{ak} \quad (2.95')$$

Ținînd seama că coeficientul de formă C_F , coeficientul geometric C_g , coeficientul de material C_M , coeficientul gradului de acoperire C_g , solicitarea de contact admisibilă σ_{ak} și raportul de transmitere sînt constante, respectiv forța tangențială F_t se poate exprima în funcție de puterea P , viteza unghiulară ω_1 și diametrul de rostogolire d_{w1} , relația (2.95') ia forma (2.96):

$$\sigma_k = k_1 \sqrt{\frac{1}{b \cdot d_{w1}^2}} = k_2 \sqrt{\frac{1}{ba^2}} = k_3 \sqrt{\frac{1}{V}} \quad (2.96)$$

În relația (2.96) s-a notat cu V volumul celor două roți dințate.

Admitem că pentru același angrenaj avem două lățimi diferite $b \neq b'$, respectiv două distanțe dintre axe $a \neq a'$ și același material $\sigma_{ak} = \sigma'_{ak}$ rezultă:

$$\frac{\sigma_{ak}}{\sigma'_{ak}} = 1 = \frac{k_3 \sqrt{\frac{1}{V}}}{k_3 \sqrt{\frac{1}{V'}}} : \quad V = V' \text{ Q.e.d} \quad (2.97)$$

Pornind de la relația (2.89) se observă că dimensiunile roților dințate intervin în expresia grosimii peliculei de lubrefiant prin lățimea roții și prin funcțiile χ (2.90) și Ω (2.91). Partea variabilă - din acest punct de vedere - a relației (2.89) va fi de forma:

$$h_{\min} = f(b^{0,13} \cdot \chi \cdot \Omega) \quad (2.98)$$

$$f(b^{0,13} \cdot \chi \cdot \Omega) = b^{0,13} \cdot r_{cl}^{1,26} \cdot \sin^{1,13} \alpha \cdot \cos^{0,13} \alpha$$

$$\cdot \left[2 + \frac{(i-1)x_M}{i r_{cl} \sin \alpha} \right]^{0,7} \left[i + (i-1) \frac{x_M}{r_{cl} \sin \alpha} + \frac{x_M^2}{r_{cl}^2 \sin^2 \alpha} \right] \quad (2.98')$$

Analizînd grosimea peliculei de lubrefiant în polul angrenării ($x_M = 0$) se observă că partea variabilă a acesteia are expresia:

$$h = b^{0,13} r_{cl}^{1,26} = r_{cl}^{1,39} \left[\frac{\psi_A(i+1)}{2} \right]^{0,13} \quad (2.99)$$

Comparînd grosimile peliculei de lubrefiant pentru doi coeficienți de lățime rezultă:

$$\frac{h_1}{h_x} = \frac{b_1^{0,13} r_{cl1}^{1,26}}{b_x^{0,13} r_{clx}^{1,26}} = \left(\frac{V_1}{V_x} \right)^{0,13} \left(\frac{r_{cl1}}{r_{clx}} \right) \quad (2.100)$$

Tinînd seama de observația preliminară ($V_{\psi_A} \Rightarrow V = ct$)

$$\frac{h_1^*}{h_x^*} = \left(\frac{r_{cl1}}{r_{clx}} \right) \quad (2.100')$$

Tinînd seama de relația (2.95'):

$$\frac{h_1}{h_x} = \frac{\sqrt[3]{\frac{k_4}{\psi_{A1} \cdot \sigma_a^2 k_1}}}{\sqrt[3]{\frac{k_4}{\psi_{Ax} \cdot \sigma_{akx}^2}}} = \sqrt[3]{\frac{\psi_{Akx}}{\psi_{Ak1}}} \quad (2.100'')$$

și în final:

$$h_x = h_1 \sqrt[3]{\frac{\psi_{Ak1}}{\psi_{Akx}}} \quad (2.101)$$

În mod uzual $\psi_A \in [0,1; 1,2]$. În fig. 2.17 se prezintă variația grosimii relative a peliculei de lubrefiant raportată la grosimea peliculei de lubrefiant corespunzătoare unui coeficient de lățime (considerat de referință) $\psi_A = 1,2$.

Rezultă posibilitatea creșterii grosimii peliculei de lubrefiant prin alegerea corespunzătoare a coeficientului de lățime ($\psi_A = b/a$ cât mai mic posibil). Aceasta implică distanțe dintre axe mai mari la angrenaje, în schimb lățimi mult mai reduse. Această alegere a roților dințate înguste și de diametre mai mari are însă

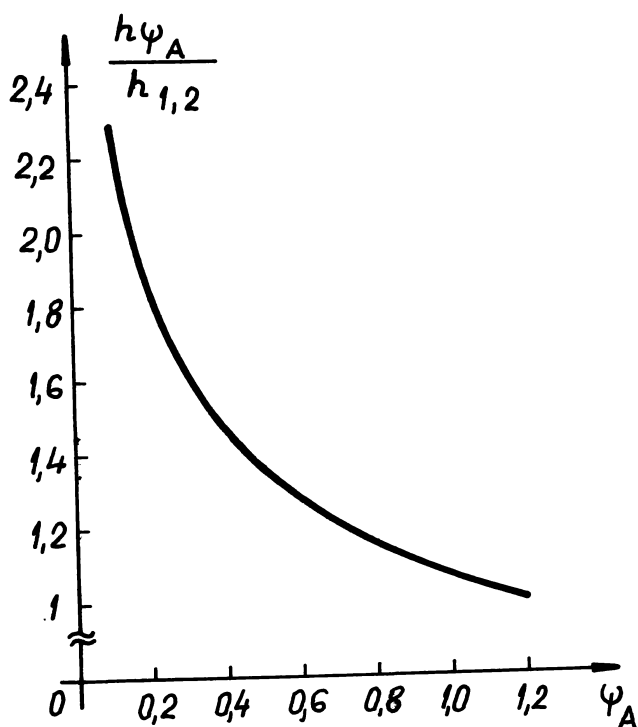


Fig. 2.17

efecte nedorite la angrenajele cu porniri și opriri dese prin aceea că prin creșterea diametrelor crește momentul de inerție cu patratul diametrelor.

2.4. Relații analitice pentru determinarea încărcării flancurilor

Deocamdată nu există o explicație clară a apariției ciupiturilor, a locului de apariție a fisurilor incipiente sub stratul sollicitat sau în stratul de contact. De asemenea justificarea apariției ciupiturilor, cu precădere pe piciorul roților dințate nedepășate sau cu deplasări uzuale nu este complet elucidată.

În general se admite ca și cauză a apariției ciupiturilor, solicitarea repetată a flancului dintelui. După un ciclu de încărcare foarte scurt urmează o perioadă relativ lungă de stare descărcată după care întreg ciclul se reia. Această solicitare pulsatorie determină formarea de fisuri pe sau/și sub suprafața de contact, care în timp determină formarea ciupiturilor.

Prima problemă care se pune este clarificarea naturii sollicitării de contact care determină apariția ciupiturilor. Dacă încă de la începutul studiului experimental al fenomenului de pitting [13] [11] s-a stabilit faptul că ciupiturile își au sorgintele în obo-

seala materialelor, în decursul anilor au apărut păreri care au negat caracterul de oboseală al fenomenului de ciupire în lucrări de notorietate ca cele ale lui Buckingham [B1], Petrușevici [P6] ș.a. De altfel în cursul anilor, Petrușevici în edițiile următoare [P5] renunță la acest punct de vedere.

S-a susținut că în diagrama Wöhler lipsește asimptota. De altfel problema existenței palierului în curba Wöhler nu se mai pune astăzi, ci problema care se pune este dacă punctul de inflexiune a curbei Wöhler, care delimitează zona durabilității limitate de zona durabilității nelimitate este la $N_c = 10^7$; $5 \cdot 10^7$; $5 \cdot 10^8$ sau chiar la $5 \cdot 10^9$; ultima valoare fiind preconizată de Henriot [H12].

În fond existența sau inexistența palierului în curba Wöhler se traduce în problema existenței durabilității nelimitate la funcționarea angrenajelor.

Problema se poate considera azi elucidată în special ținând seama de lucrările [S2], [N2], [N6], [T2] etc.

Trebuie subliniat faptul că atât în [B1], cât și în [P6] s-au extrapolat rezultatele obținute la funcționarea rulmenților și pentru cazul angrenajelor. Faptul că în cazul rulmenților lipsește durabilitatea nelimitată (asimptota în curba de oboseală) se poate pune în seama jocului mare dintre elementele componente ale rulmenților. De asemenea trebuie subliniat faptul că durabilitatea limitată la contact la rulmenți s-a obținut pentru materiale cu duritate mare $HB > 450$. În cazul oțelurilor dure $HB > 350$ se neagă chiar apariția ciupiturilor, considerând că de fapt este vorba de o exfoliere [T3]. Inșuși Tallian explicând neconcordanța dintre ideile susținute de el [T3] și experimentele lui Way [W1] și Dowson [D3], [D4], [D5] subliniază faptul, că duritățile fiind foarte diferite ($HB \leq 240$ Dowson, respectiv $HB = 700$ la Tallian), această diferență fundamentală se neglijează de foarte multe ori fără nici o justificare. Fenomenul de distrugere prin contact, respectiv mecanismul de distrugere sînt complet diferite în cele două cazuri. Consider că trebuie subliniată comportarea plastică diferită a materialelor moi și dure. Astfel în [M6] se subliniază că în cazul materialelor moi apare o curgere cumulativă paralelă cu suprafața în sensul de rulare, în timp ce la materialele dure și foarte dure această curgere lipsește parțial sau total. Evident, că acest comportament diferit al materialelor va determina și o stare reală de solicitare diferită pe suprafețele de contact sau în zona de contact a corpurilor la care contactul inițial (nedeforbat) este după o linie sau un punct de contact (denumit generic contact hertzian).

Asupra dinților acționează concomitent și solicitările dinamice provocate de schimbarea numărului de dinți care se află concomitent în angrenare, de abaterile de formă și de suprafață ale danturii, de defectele de uzinare ale danturii, de asemenea flancul dintelui este solicitat de forțele hidrodinamice care rezultă din prezența lubrefiantului lichid în zona contactului. Starea de solicitare a flancului dintelui este influențată în mare măsură de rigiditatea în angrenare a dinților [R3], [B14], [B16], etc.

În cazul angrenajelor evolventice, contactul teoretic (neîncărcat) între flancuri de-a lungul lățimii dintelui se face după o linie. În cazul în care contactul se face sub sarcină, linia de contact inițială, prin deformarea celor două flancuri în contact se transformă într-o fîșie de contact dreptunghiulară a cărei lățime se aproximează cu ajutorul relațiilor lui Hertz. Riguros, relațiile lui Hertz sînt valabile pentru următoarele ipoteze:

- materiale omogene și izotrope;
- nu se depășește limita de elasticitate (proportionalitate);
- contactul este staționar (raza de curbura echivalentă este constantă);
- în zona de contact nu există decît materialele de contact (fără oxizi și fără lubrefianți).

Practic, valabilitatea ecuațiilor lui Hertz se poate extinde și la domeniul elasto-plastic [G5]. Conform relației lui Hertz, la un angrenaj, solicitarea flancului atîta timp cît avem doar o singură pereche de dinți în angrenare este funcție doar de raza de curbura echivalentă în punctul de contact. Momentul de torsiune fiind constant și forța normală va fi constantă, respectiv caracteristicile materialului (modulul de elasticitate, coeficientul contracției transversal) sînt constante.

În cazul în care avem însă două sau mai multe perechi de dinți în angrenare, solicitarea flancului va varia în funcție de raza de curbura echivalentă și concomitent în funcție de rigiditatea dinților în angrenare și de defectele de fabricație ale angrenajului care determină repartizarea forței normale pe una sau alta din perechile de dinți care sînt în angrenare.

Solicitarea după Hertz, în zona de contact, la o încărcare normală are o epură eliptică și valoarea ei maximă se poate calcula cu relația:

$$\sigma_H = \sqrt{\frac{F_N \cdot E}{2\pi b \cdot \rho (1 - \nu^2)}} \quad (2.102)$$

în care

- F_N [daN] - forța normală;
- E $\left[\frac{\text{daN}}{\text{mm}^2} \right]$ - modulul de elasticitate longitudinal;
- b [mm] - lungimea fîșiei de contact (în cazul roților dințate cu dinți dreupți, chiar lățimea roții, iar în cazul roților cu dinți înclinați, lățimea roții raportată la cosinusul unghiului de înclinare - deci lungimea de contact a flancului dintelui)
- ν [-] - coeficientul lui Poisson.

Evident, raza de curbură în cazul unui punct curent M pe linia de angrenare (conform fig. 2.1) se calculează cu ajutorul relației 2.12.

Semilățimea epurei presiunilor va avea expresia:

$$b' = \sqrt{\frac{8(1-\nu^2)Fg}{\pi E b}} \quad (2.103)$$

Din relațiile anterioare se poate scrie simplu solicitările după axa x , respectiv y (axa x în lungul fîșiei de contact, iar axa y în latul fîșiei de contact (fig. 2.18)).

$$y = 0 \Rightarrow \begin{cases} \sigma_x = \sigma_y = \sigma_H \max \sqrt{1 - \frac{x^2}{b^2}} \\ \tau_{xy} = 0 \end{cases} \quad (2.104)$$

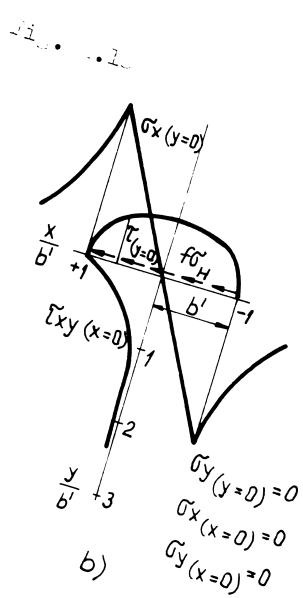
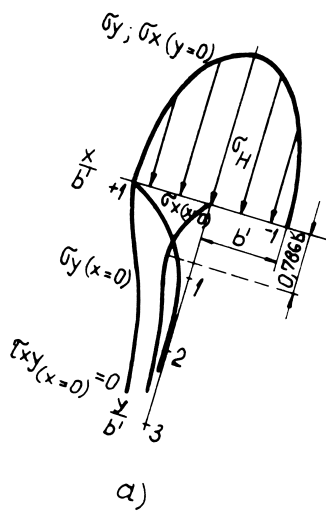
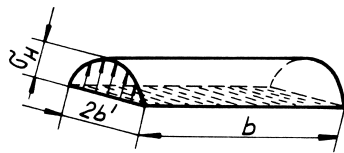
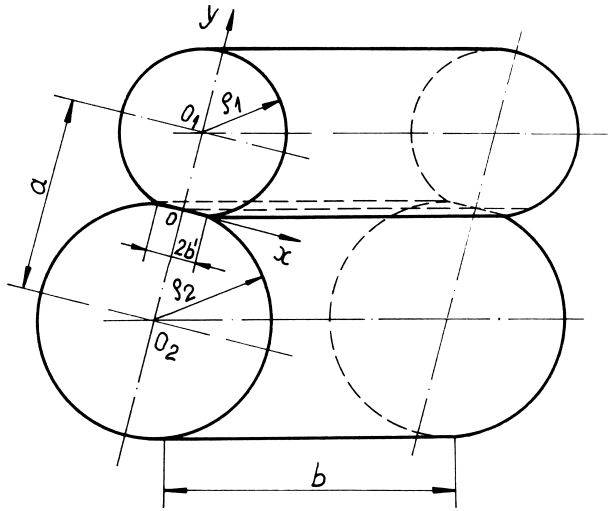
$$x = 0 \Rightarrow \begin{cases} \sigma_x = \frac{\sigma_H \max y}{b} - \frac{\sigma_H \max (b^2 + 2y^2)}{a \sqrt{b^2 + y^2}} \\ \sigma_y = - p_0 \frac{a}{\sqrt{b^2 + y^2}} \\ \tau_{xy} = 0 \end{cases} \quad (2.105)$$

Lățimea fîșiei de contact este caracterizată de relația (2.106)

$$x \in [-b'; +b'] \quad (2.106)$$

Tensiunile de-a lungul axei x și y sînt reprezentat în fig. 2.19 a. La suprafața de contact tensiunile după axele x și y au aceeași configurație ca și presiunea hertziană în contact. Înspre adîncime în schimb σ_x variază după o funcție de variabilă (în y de asemenea și σ_y variază după o alta funcție după y).

În substrat se produce o tensiune tangențială ce prezintă un



maxim la o anumită adâncime (în cazul în care solicitarea exterioară este normală, adâncimea este de $0,786 b'$, iar cu apariția și creșterea solicitării de forfecare de pe flancul dintelui maximul solicitării tangențiale sub strat se apropie spre stratul de contact). Tensiunea tangențială maximă din substrat, în cazul solicitării exterioare pur normale (contact staționar sau rostogolire pură) are direcția ce formează un unghi de 45° cu axa de simetrie.

Pavelescu [P6] citînd și pe Crudu [C3], ținînd seama de faptul că în cazul contactului sferă-plan fisurile au apărut totdeauna la marginea ariei de contact, corelează aceasta cu faptul că în centrul ariei de contact, tensiunile normale sînt maxime ($\sigma_{x=0} = \sigma_H \max$), iar pe contur tensiunile tangențiale sînt maxime ($\tau_{\max} = 0,133 \cdot p_{\max}$) care sînt determinate pentru comportarea mecanică a materialului, explicînd apariția fisurilor la marginea urmei de contact elastic. De aici se concluzionează că aceste tensiuni tangențiale pot fi o cauză a apariției fisurilor care duc la pitting.

Pentru solicitarea tangențială a flancului în contact obținem ținînd seama de faptul că $\tau_H = f \cdot \sigma_H$, următoarele expresii pentru tensiunile în lungul axelor x, respectiv y:

$$a) \quad x \in [-b', +b'] \quad (2.107)$$

$$y = 0 : \begin{cases} \sigma_x = \frac{2 f \sigma_H \cdot x}{b} \\ \sigma_y = 0 \\ \tau_{xy} = -f \sigma_H \sqrt{\frac{b'^2 - x^2}{b^2}} \end{cases} \quad (2.108)$$

$$x = 0 \quad \begin{cases} \tau_{xy} = \frac{2f \sigma_H y}{b} - \frac{f \sigma_H (b'^2 + 2y^2)}{b \sqrt{y^2 + b'^2}} \\ \sigma_x = \sigma_y = 0 \end{cases} \quad (2.109)$$

$$b) \quad \left| \frac{x}{b'} \right| > 1 \quad (2.110)$$

$$y = 0 \quad \begin{cases} \sigma_x = -\frac{2f \sigma_H}{b} (x - \sqrt{x^2 - b'^2}) \\ \sigma_y = 0 \\ \tau_{xy} = 0 \end{cases} \quad (2.108')$$

Variația tensiunilor fiind reprezentată în fig. 2.19 b se observă că tensiunea normală σ_x ($y = 0$) în lungul axei x trece de

la compresiune la întindere, trecînd prin punctul zero la $\sigma_{H_{x=0}} = \sigma_{H \text{ max}}$.

Solicitarea flancului dintelui este provocată de încărcarea normală (presiunea hertziană fig. 2.20 [F6] curba 1) peste care se suprapune efectul antrenării tangențiale în lungul flancului datorită frecării de alunecare a celor două flancuri în contact (fig. 2.20, curba 2), solicitarea termică provocată de contact și alunecarea pro-

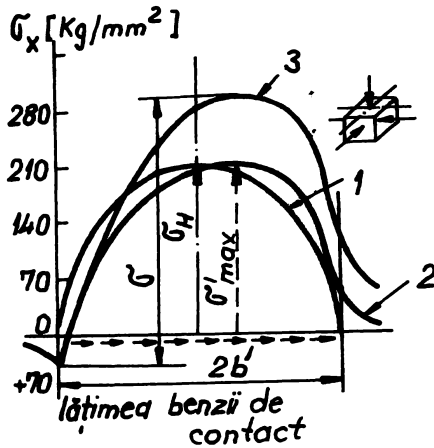


Fig. 2.20

filelor distorsionează și mai mult epura presiunii (care inițial a fost eliptică) [F6], [G2] (fig. 2.20, curba 3)

Din analiza fig. 2.20 se observă că raportat la cazul teoretic ideal (solicitarea pur hertziană), când solicitarea flancului s-a admis de compresiune, în realitate în sensul antrenării tangențiale pozitive avem la început o solicitare de compresiune și spre sfîrșitul contactului o solicitare de întindere, în timp ce în cazul antrenării tangențiale avînd sensul invers sensului mișcării de rostogolire

la început avem o solicitare de întindere și apoi o solicitare de compresiune. Pe flancul dintelui (avînd alunecare negativă) solicitarea în lungul flancului este întîi întindere și apoi compresiune, în timp ce pe capul dintelui avem întîi compresiune și apoi întindere.

În consecință tensiunea $\sigma_x (y = 0)$ produce o stare de solicitare alternantă a flancului în timpul contactului. Pe bază experimentală s-a constatat că:

$$\sigma_k(p_{01} + \epsilon)(\epsilon < 0) < \sigma_{kp_{01}} < \sigma_k(p_{01} + \epsilon)(\epsilon > 0) \quad (2.111)$$

Starea de tensiune produsă de rostogolire prezintă particularități distincte; în literatură se găsesc multe referiri la studii în această direcție [H10], [J1], [J2], [B17], [H11], [T3] etc..

Se admite că tensiunile tangențiale în cazul frecării prin rostogolire sînt cele determinate în [H10] și prezentate în fig. 2.21.

Zona hașurată reprezintă variația solicitării tangențiale pentru un raport constant dintre forța de frecare și forța normală maximă.

De asemenea este demn de remarcat un experiment simplu care evidențiază încă o fațetă a influenței sensului alunecării. Pornind

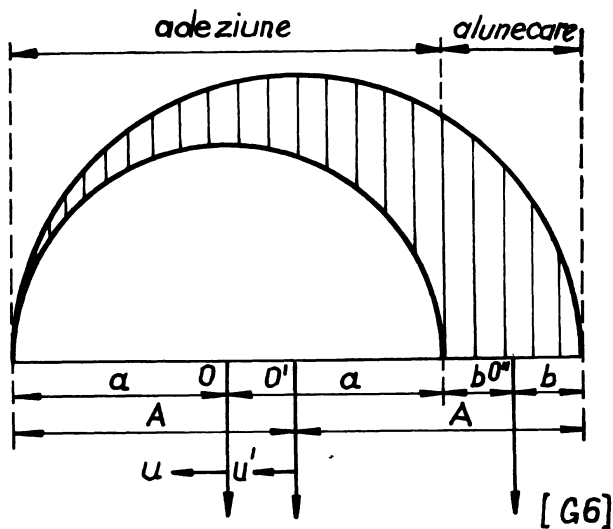


Fig. 2.21

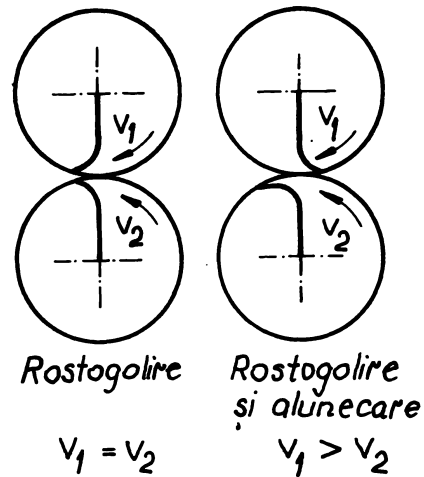


Fig. 2.22

de la o observație a lui Crook [C6] cu privire la sensul deformației suprafeței de contact la rostogolire pură ca fiind în sensul vitezei de rostogolire, iar în cazul mișcării de rostogoliri cu alunecare pe rola cu viteză mai mare (alunecare pozitivă) sensul deformației se schimbă, iar la alunecare negativă (rola cu viteză mai mică) deformația se amplifică fig. 2.22.

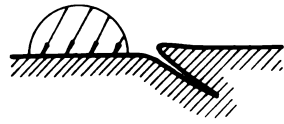
În consecință la alunecări pozitive deformațiile de rostogolire și cele datorită alunecării se scad (deci deformația totală scade) în timp ce la alunecări negative cele două deformații au același sens și deci se adună apărând o deformație mai pronunțată. De aici se poate concluziona că apariția fisurilor este influențată de starea de tensiune pe flancul dintelui, care este variabilă de-a lungul flancului din următoarele cauze:

- a) raza de curbură continuu variabilă;
- b) rigiditatea continuu variabilă cu salturi în punctele de început și sfârșit de angrenare unipară;
- c) sensul de alunecare se schimbă la trecerea prin polul angrenării.

Starea de tensiune atrage după sine formarea fisurilor care ajunse la suprafață vor fi umplute cu ulei sub presiune în timpul contactului și uleiul pompat în fisură va acționa ca un ic producând solicitări suplimentare care vor produce fisuri perpendiculare pe fisura primară. În fig. 2.23 se prezintă după Way modul de formare a ciupiturilor.

În fig. 2.24 se prezintă flancul dintelui cu o fisură principală sub un unghi caracteristic de 70° .

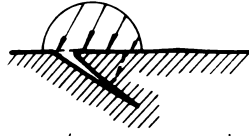
În fig. 2.25 din fundul unei ciupituri deja formate pornește o



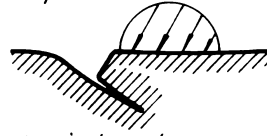
Fisura se umple
cu ulei



Fisura se comprimă pe
suprafață și împiedică
expulzarea uleiului



Creșterea presiunii
uleiului determină
desprinderea unor
particule și adin-
cirea fisurii



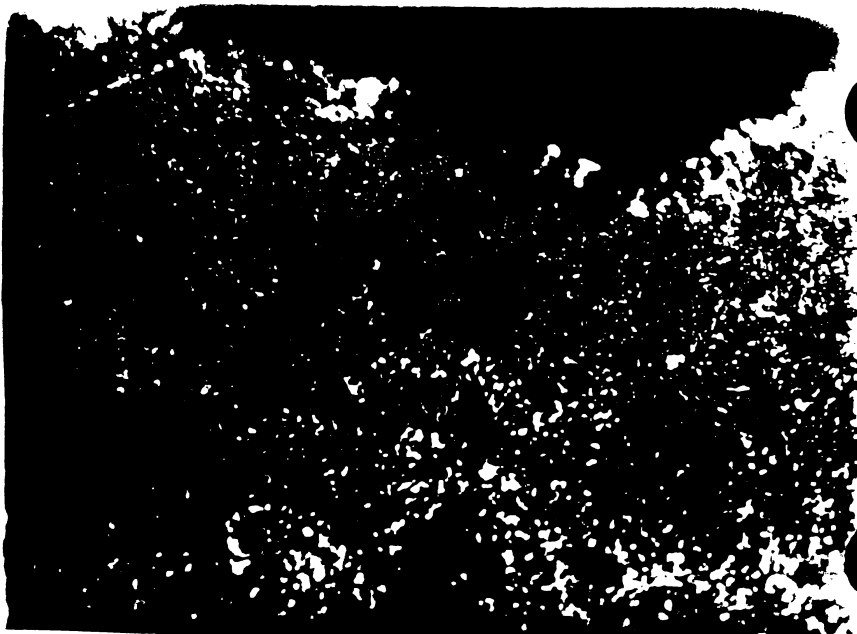
Uleiul este expulzat
din fisură

Fig. 2.23



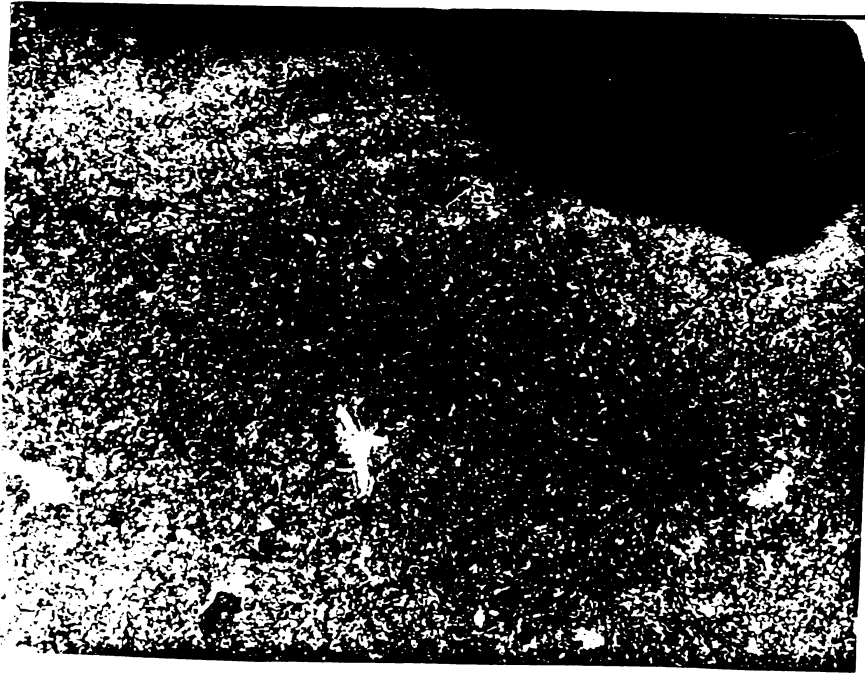
x 800

Fig. 2.24



x 1000

Fig. 2.25



x 1000

Fig. 2.26



a.



b.

x 450

Fig. 2.27. a, b



x 1000

Fig. 2.28

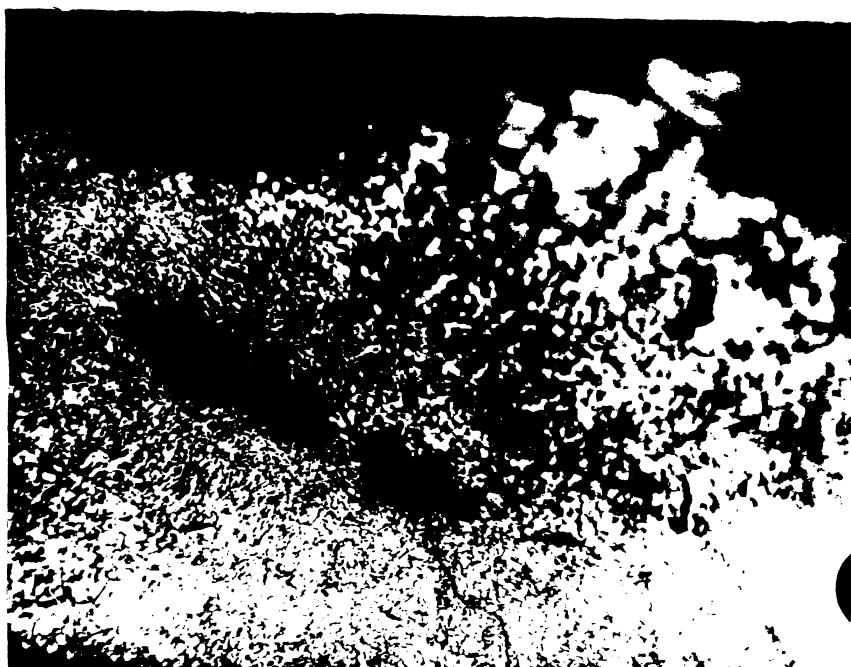


Fig.2.29

o fisură principală și perpendicular pe ea avem o fisură secundară, dar nu a ajuns încă în suprafața de contact.

În fig.2.26 din fundul unei ciupituri pornește o fisură principală din care pornesc fisuri secundare, una din aceste fisuri secundare a atins și suprafața de contact și urmează să se producă desprinderea scoicii așa cum se vede în fig.2.27 a și b.

În relativ multe cazuri, secțiunile făcute cu plane frontale în roți dințate care au funcționat timp îndelungat (mai mare ca $2 \cdot 10^8$ cicluri) la sarcini ce depășesc cu puțin ($10 \sim 15\%$) încărcarea limită au apărut ciupituri la care fundul acestora nu mai este de 90° , ci mai puțin. În fig.2.28 se prezintă o astfel de desprindere încă incomplet desprinsă având un unghi la vîrf de $\sim 40^\circ$.

Demn de remarcat că în niciuna din figurile prezentate în literatura de specialitate (consultată de autor) și nici în secțiunile văzute de autor la microscop nu a fost surprinsă nici o fisură substrat care să aibă înclinația caracteristică unei fisuri principale care să nu fi avut legătură cu exteriorul. Deci confirmarea vizuală a pornirii fisurilor din interior spre exterior - cel puțin pînă la momentul actual - nu este realizată. Merită subliniat totuși faptul, că pornirea fisurilor din interior, din zona tensiunilor tangențiale maxime care se repetă pulsatoriu determină formarea de dislocații în substrat, trebuie reținută ca o posibilă cauză de formare a fisurilor incipiente.

În fig.2.29 se prezintă o fisură care are legătură cu exteriorul pe de o parte, iar pe de altă parte se continuă între două incluziuni nemetalice. Ocolind incluziunea nemetalică cea mai mică fisură continuă spre corpul dintelui. Pe parcursul fisurii între incluziunea nemetalică și exterior se vede o curbă închisă, foarte ase-

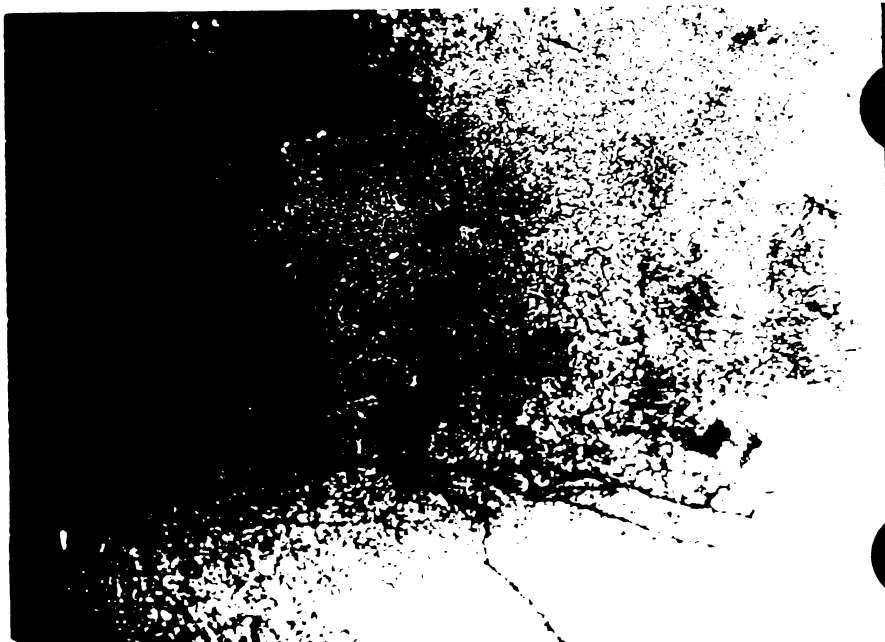


x 1000

44 . 3 . 79



x 400

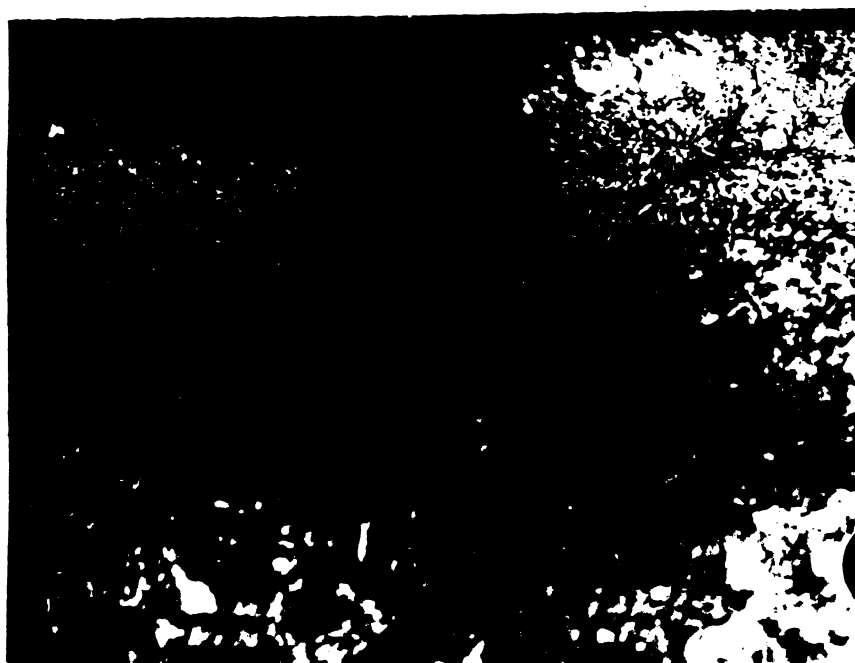


x 1000

mănătoare sau chiar o sursă de dislocație Frank-Read.

În orice caz, cele mai multe fisuri văzute la microscop cuprind în parcursul lor (sau chiar pornesc din) incluziuni nemetalice așa cum se vede și în fig. 2.30 sau fig. 2.31, iar din incluziunile nemetalice fisurile își schimbă direcția sau direcțiile.

Fisurile în latul dintelui de obicei sînt paralele sau quasi paralele cu flancul dintelui fig. 2.33.



x 800

Fig. 2.33

Duritatea flancului încercat crește substanțial față de flancul nesolicitat, respectiv față de starea inițială a flancului. În fig. 2.34 se prezintă măsurătorile durității flancului. Se observă o creștere prin ecrusare a durității flancului activ de la 14HRC la 19HRC în pol, de la 15HRC la 20HRC la 1 [mm] de vîrf și de fundul dintelui.

În concluzie formarea ciupiturilor pe flancul roților dințate se poate accepta ca un fenomen tipic de oboseală care pe parcursul evoluției sale are două faze distincte care se repetă în timp și spațiu.

1) Starea de încărcare pe flancul dintelui atrage după sine solicitări tangențiale maxime, atît în stratul de contact ($\sigma_{\max} = 0,133 \sigma_{H \max}$), cît și în substratul de contact ($\sigma_{\max} = 0,3 \sigma_{H \max}$). Solicitarea tangențială de pe suprafață va produce fisuri incipiente pe conturul de contact, iar solicitarea tangențială din substratul de contact, poate fi cauza unor dislocații care de asemenea vor produce fisuri incipiente. Fisurile care se produc sînt determinate de depășirea unei stări energetice limită care se crează prin depășirea repetată a unei stări de ten-

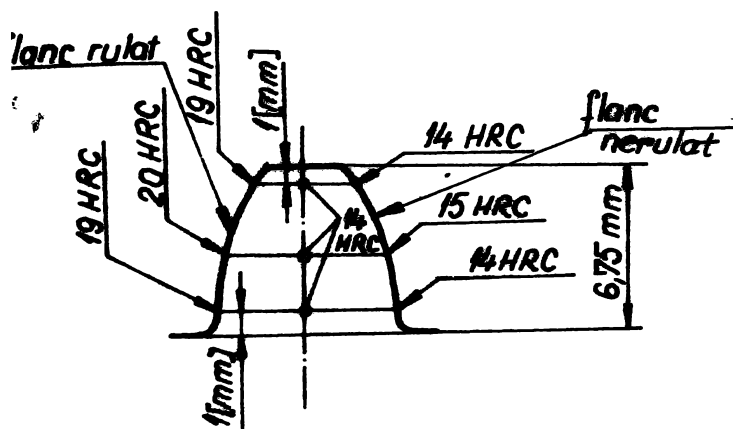


Fig. 2.34

sură are rol de pană. Acest rol este cu atât mai accentuat cu cât viteza de contact este mai mare decât viteza de relaxare a uleiului.

După trecerea contactului, materialul roții dințate este deja descărcat în timp ce uleiul se află încă sub presiune acționând asupra pereților fisurii. Se produc fisuri secundare de foarte multe ori perpendiculare pe fisura principală. Repetat, procesul determină până la urmă formarea de ciupituri prin desprinderea de material.

După ce s-a format ciupitura, procesul continuă pe două căi și anume la ciupitura deja formată în fisura principală se pompează ulei care atrage după sine formarea fisurilor secundare și pe urmă desprinderea sub formă de scoică, pe de altă parte tensiunea tangențială de sub strat formează noi dislocații, noi microfisuri care se deschid spre exterior și procesul de distrigere continuă. Cu cât suprafața este mai neuniformă (mai rugoasă) cu atât aria efectivă de contact scade. Forța fiind aceeași și aria pe care acționează fiind mai scăzută cu atât tensiunea efectivă crește și vom avea condiții mai prielnice pentru formarea și dezvoltarea fisurilor, respectiv pentru desprinderea de material.

Perioadele de stagnare a dezvoltării ciupiturilor sesizată la urmărirea fenomenului coincid cu formarea și dezvoltarea fisurilor careia îi urmează perioada de explozie a ciupiturilor. Acest fenomen de altfel, stă la baza metodei rapide concepută pentru determinarea limitei la ciupire a flancurilor roților dințate descrisă în capitolul III.

siune. Odată formate microfisurile care sînt deschise pe suprafața flancului, începe faza a doua a procesului.

2) Fisurile formate, pe piciorul dintelui au direcția opusă sensului de mișcare, iar pe capul dintelui au deschiderea în sensul mișcării flancului. Se pompează uleiul, care pătrunzînd în fi-

3. INSTALATIA EXPERIMENTALA

3.1 Clasificarea instalațiilor experimentale

Multitudinea factorilor care determină ieșirea din uz a angrenajelor și imposibilitatea decelării acestor factori au determinat apariția diverselor tipuri de standuri de încercare. În general standurile fiind astfel concepute încât fie să evidențieze influența unui factor sau a unui grup de factori asupra durabilității angrenajelor fie să reproducă un regim de funcționare cât mai apropiat cu regimul real de funcționare. În cazul primului grup de standuri se încearcă elucidarea fenomenului în intimitatea sa în timp ce în cazul celui de al doilea grup de standuri, este vorba de încercări de ansamblu respectiv de garantarea unei durabilități.

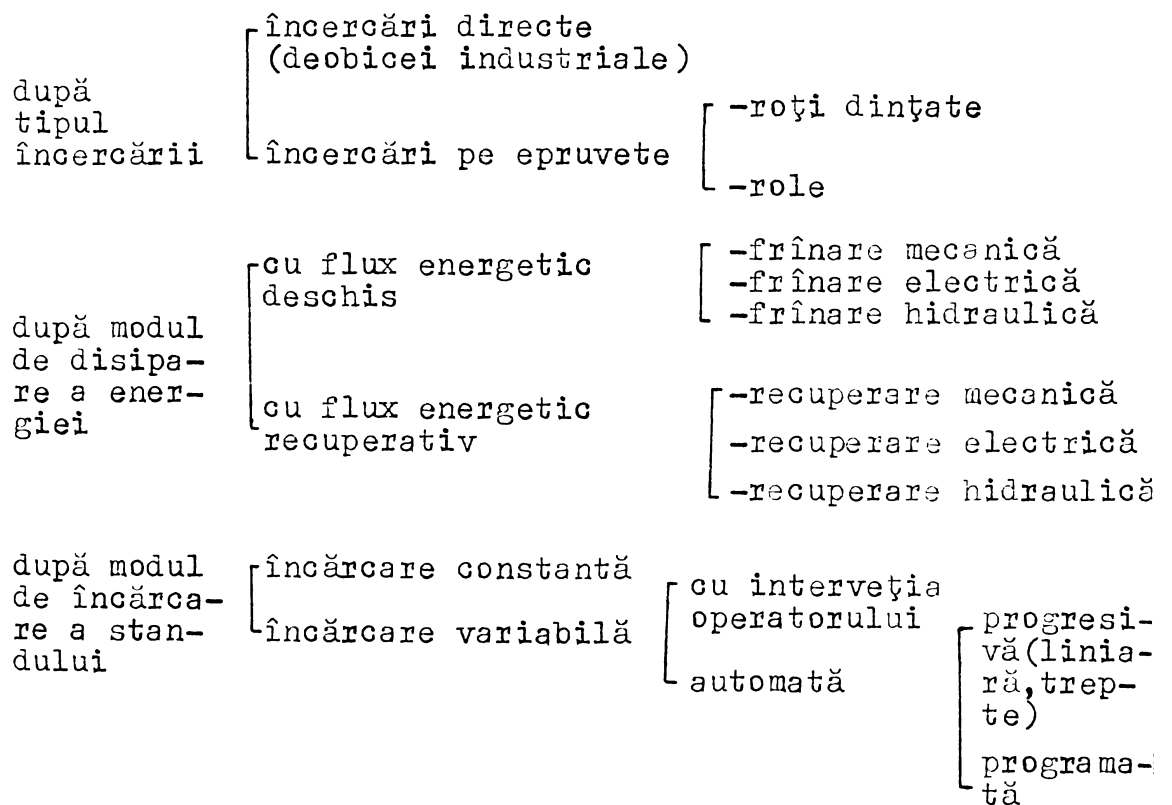
Solicitarea unui punct pe flancul dintelui este o solicitare repetată dar de durată extrem de scurtă $\in [10^{-4}, 10^{-9}]$ [s] în schimb de o intensitate deosebit de mare, ceea ce determină de fapt o solicitare de impact repetată. Starea de tensiune este însă mai complicată ca în cazul unei solicitări simple de impact, datorită condițiilor speciale de funcționare. Peste solicitarea normală și tangențială se suprapune antrenarea uleiului, creșterea bruscă a temperaturii schimbarea continuă a razei de curbură al flancurilor dinților, variația condițiilor de ungere de la un regim semifluid până la un regim complet elastohidrodinamic ceea ce determină o variație pronunțată a coeficientului de frecare, variația torsorului de forțe exterioare ca mărime, direcție și sens.

O influență hotărâtoare asupra comportării în timp a unui angrenaj încercat o are și caracteristica dinamică proprie a standului. Trebuie remarcat că în literatură, la prezentarea rezultatelor experimentale se neglijează practic acest ultim aspect în special datorită complexității sale și a greutăților ce intervin la determinarea numerică a dinamicității standului, excepție făcând unele studii care se preocupă de dinamicitatea angrenajelor. Reproducibilitatea rezultatelor evident suferă din această cauză. De asemenea, dinamicitatea aceluiași stand variază în funcție de încercare, precizia roților, uzura roților dințate, uzura lagărelor, uzura cuplajelor etc.

Încercările de oboseală, indiferent dacă este vorba de încercarea la oboseală a flancului dintelui sau de oboseală bazei dinte-

lui, sînt de foarte lungă durată. Pentru reducerea consumului de energie pe de o parte și pe de altă parte pentru eliminarea dificultăților ce apar în disiparea energiei de frînare se folosesc cu precădere standurile cu circuit energetic închis (cu recuperarea energiei). În figura 3.1 se prezintă schema principială a unui stand în circuit mecanic închis, fluxul energetic și nivelul de încărcare.

În tabelul 3.1 se propune o clasificare a standurilor experimentale:



Alegerea standului de încercare este determinată în primul rînd de reducerea cheltuelilor de încercare, de gradul de reproducibilitate a rezultatelor și în ultimul rînd de fiabilitatea proprie a standului.

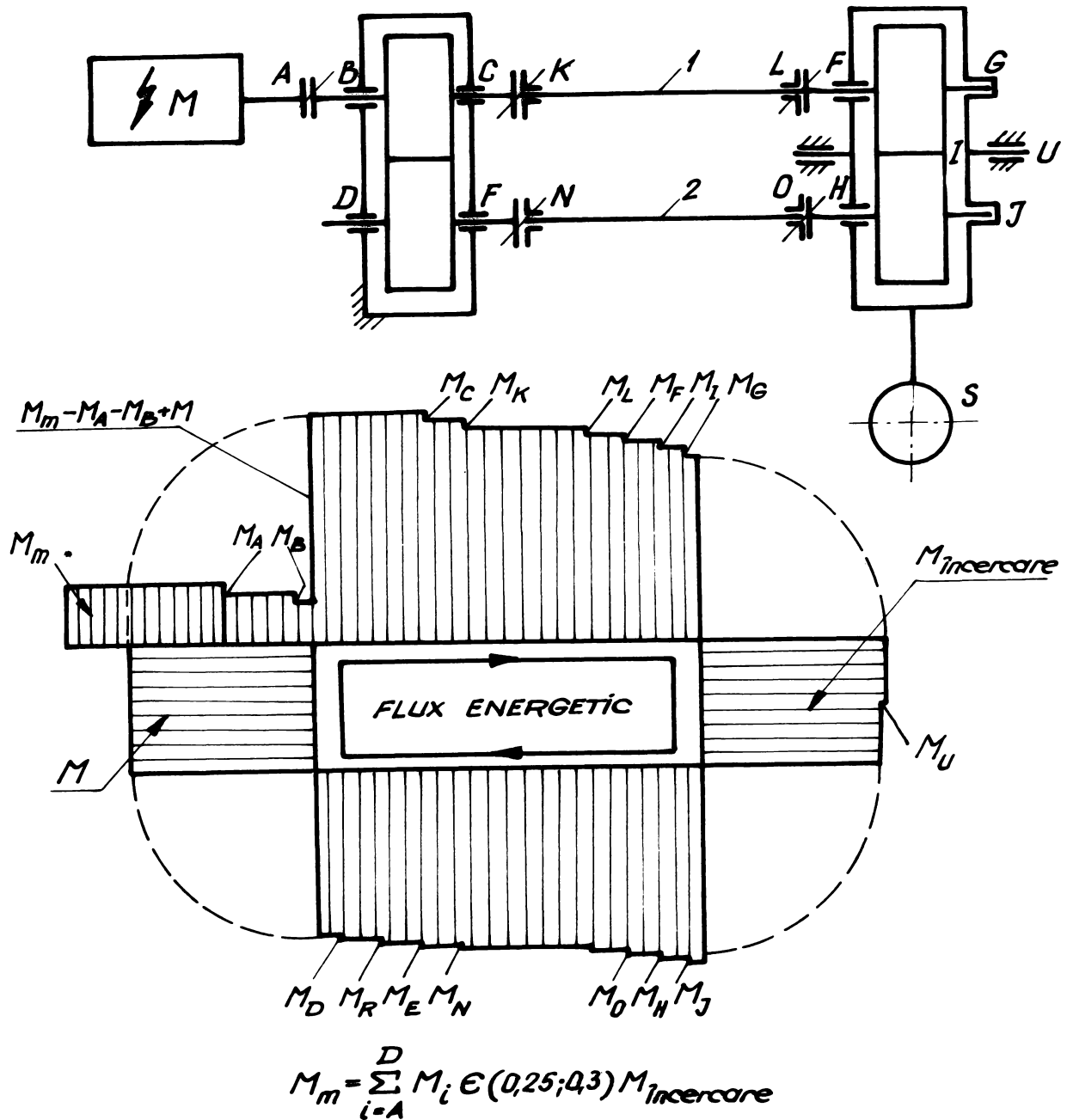


Fig.3.1

3.2 Standul de încercare cu role

Încercările au fost executate pe epruvete role pe un stand cu patru piste de încercare cu acționare concomitentă prin angrenare atât a arborelui rolei superioare cât și a rolei inferioare de la același motor electric. Vitezele unghiulare ale rozelor în contact sînt riguros egale deci și vitezele de rostogolire ale acestora, în schimb vitezele de alunecare s-au putut varia prin împerecherea rozelor de dimensiuni diferite, prin aceasta s-a modelat segmentul de angrenare real al unei familii de angrenaje cu distanța dintre axe de 4x117 [mm] și unghiul de angrenare de referință de 20°, rezultînd

distanța dintre axe de 160 mm. Schema standului cu role este prezentată în fig.3.2.

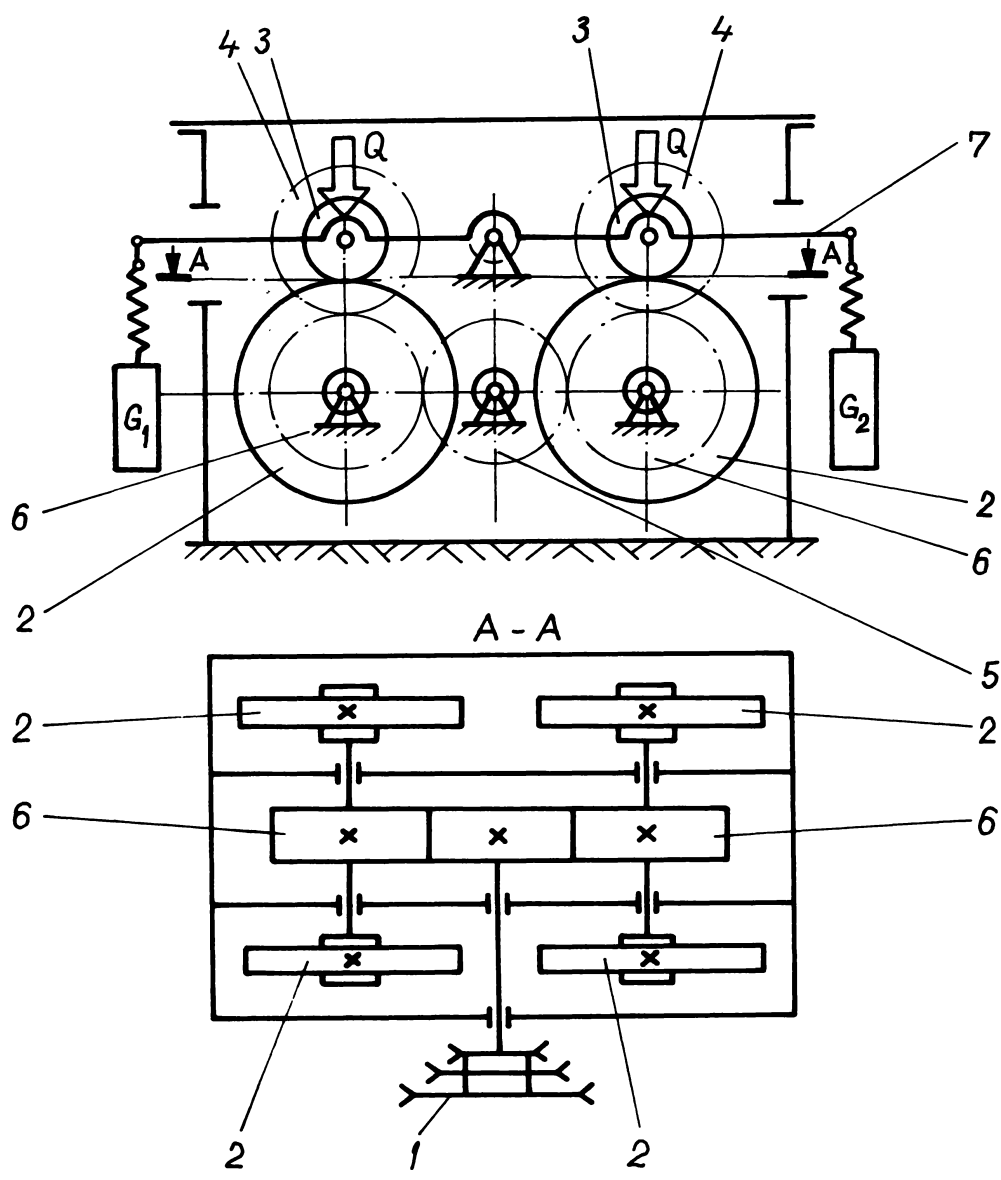


Fig.3.2

În fig.3.2 s-a notat cu:

- 1 - set de roți de curea de schimb pentru varierea vitezei unghiulare
- 2,3 - role de încercare inferioare respectiv superioare;
- 4 - roți dințate de antrenare a rotelor superioare;
- 5 - roata dințată centrală;
- 6 - roți dințate de antrenare a rotelor inferioare;
- $G_1 \dots G_4$ - greutăți pentru încărcarea individuală a perechilor de role;

7 - braț de încărcare,

Viteza unghiulară a motorului electric 152 [rad/s]. Încărcarea rozelor s-a realizat cu ajutorul brațului (7) și cu greutatea calculându-se forța redusă în zona de contact a rozelor. În aceste calcule forțele de apăsare au fost considerate aplicate static; pentru amortizarea vibrației greutăților de încărcare, acestea au fost aplicate prin intermediul unor arcuri a căror frecvență proprie a fost mult diferită de frecvența mișcării oscilatorice a brațului de încărcare (7).

3.3 Standuri de încercare a angrenajelor

Încercarea pe epruvete roți dințate a fost executată pe trei standuri de tip Kudreavțev, având fluxul energetic mecanic închis. Astfel se elimină necesitatea disipării energiei de încărcare, prin refolosirea acesteia în circuitul de încărcare. Pe această cale se asigură economii importante de energie electrică (de la rețea se absoarbe doar energia corespunzătoare pierderilor prin frecare). În principiu standurile folosite pentru determinarea capacității portante a angrenajelor conform fig.3.3 se compune din :

- 1 - Motor electric trifazat
- 2 - Cuplaj elastic cu bolțuri
- 3 - 3' - Angrenajul de închidere a circuitului energetic (de obicei cu cel puțin o clasă de precizie mai bună decât roțile de încercat în cazul încercărilor de față s-au folosit roți de clasa IV-a de precizie după DIN).
- 4 - Cutia de returnare
- 5 - Lagăre de rostogolire
- 6 - Inregistrator de rotații
- 7 - 7' - Roțile dințate de încercare
- 8 - Cuplaj cardanic
- 9 - Arbore
- 10 - Cutia de încercare
- 11 - Braț de încărcare
- 12 - Doza de măsură a momentului
- 13 - Arbore
- 14 - Sistem de legătură
- 15 - Axa de rotire a cutiei de încercare.
- 16 - Surub de reglare pentru menținerea unghiului $\alpha = 0$
- 17 - Cuțit
- 18 - Amortizor hidraulic
- 19 - Greutatea de încărcare.

Incărcarea sistemului mecanic închis compus din roțile de în-

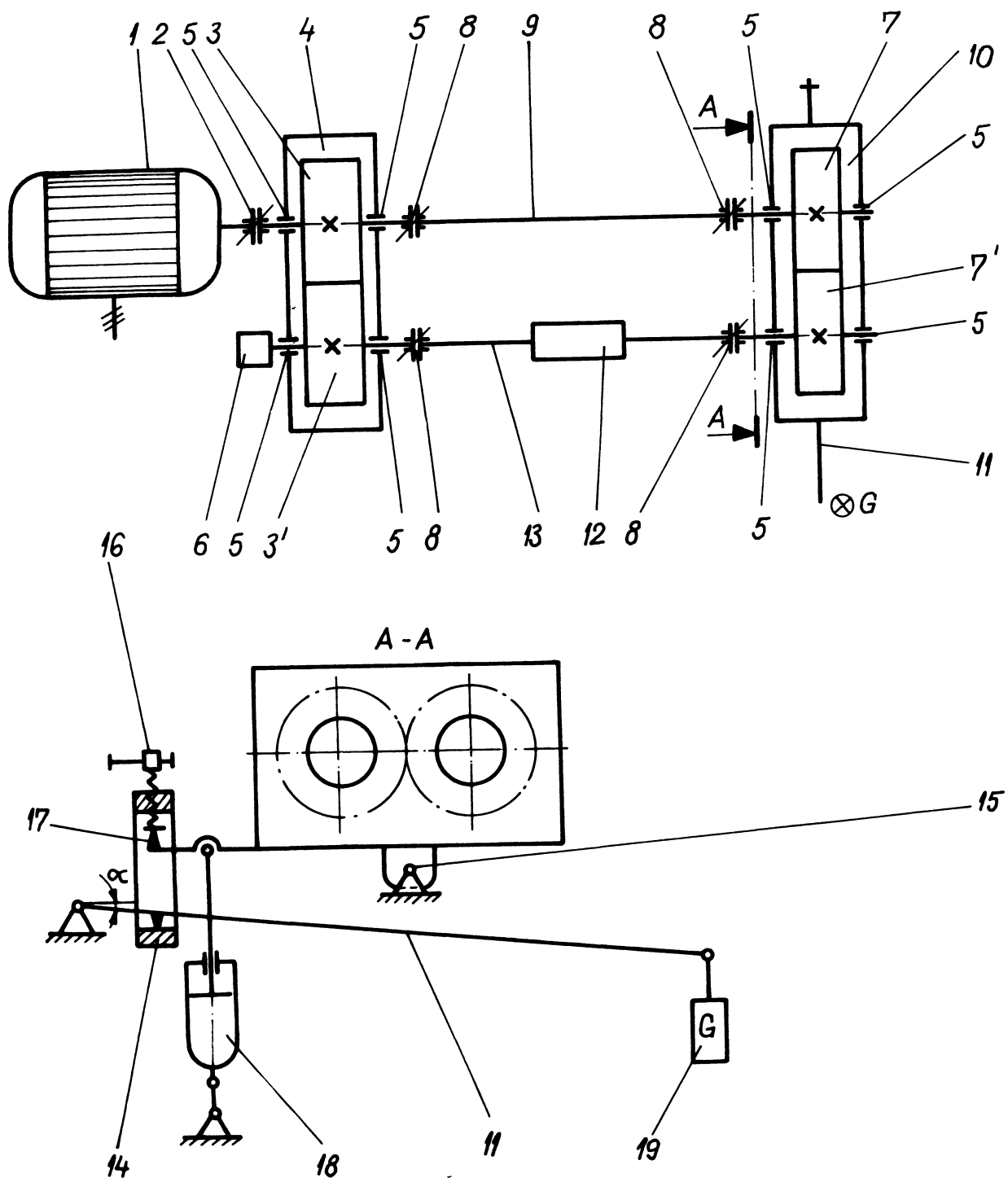


Fig.3.3

Cercare 7-7' arborii 9-13 și angrenajul de returnare 3-3' se face prin bascularea cutiei de încercare 10 în jurul unei axe fixe, paralele cu axa roților de încercat, amplasată la baza cutiei de încercare. Aceste tipuri de standuri prezintă avantajul unei construcții relativ compacte și posibilitatea încărcării în timpul funcționării.

Acest ultim avantaj micșorează șocul la pornire, ceea ce determină o creștere substanțială a reproductibilității rezultatelor experimentale. Sistemul de încărcare se realizează printr-un sistem de pârghii (fig.3.2). Cu ajutorul șurubului (16) brațul (11) se poate menține în poziție orizontală sau în poziția în care a fost etalonat standul. În toate cazurile energia pierdută prin frecare se compensează de către motorul electric (1). Aceasta prezintă avantajul unei reproductibilități mărite [S10],[M1],[M2], prin stăpânirea mai corectă a încărcărilor. Variația încărcării a fost făcută prin schimbarea greutății G poz.(19).

Încercările au fost făcute pe 3 standuri de încercare RD2,RD3 și RD4:

Standul RD2 (fig.3.4), antrenat de un motor electric avînd



Fig.3.4

turația asincronă de 1450 [rot/min]. Antrenarea standului făcîndu-se printr-un cuplaj elastic cu bolțuri.

Standul RD3 antrenat de un motor electric avînd o turație asincron de 1450 [rot/min]. Antrenarea standului făcîndu-se printr-o transmisie amplificatoare cu cureaua trapezoidală cu raport de transmisie $i=0,617$ și $i=0,558$, corespunzător turațiilor efective de antrenare ale standului de 2350 rot/min și 2650 rot/min [H4],[H5].

Standul RD4 fig.3.5, principial asemenea cu standurile RD2 și RD3 în schimb încărcarea poate fi automatizată, sarcina crescînd după o lege liniară [H2][H3].

Circuitul principal închis se compune din reductorul de încerca-

re (1), reductorul de returnare (2) arborii intermediari (13) legați de arborii reductoarelor prin intermediul cuplajelor cardanice (14).

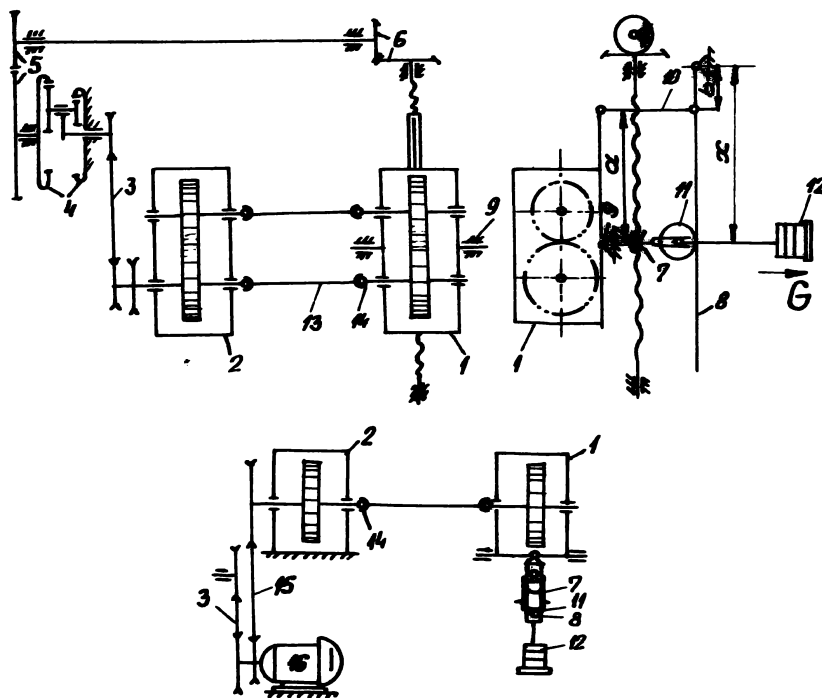


Fig. 3.5

Încărcarea circuitului se face prin bascularea reductorului (1) față de batiu prin intermediul lagărului (9). Circuitul principal este antrenat de motorul (16) prin intermediul transmisiei prin curele (15). Același motor electric (16) prin intermediul transmisiei prin curele (3) antrenează sistemul secundar pentru varierea încărcării compuse din: reductor planetar ($i = 5041$) care antrenează roțile de schimb (5) - în acest mod se asigură un raport de transmitere $i \in (1; 5,5)$ cu rația de 1,38 în 11 trepte - cu care se antrenează angrenajul conic (6); ($i_{con} = 3$). Roata dințată condusă conică este în consolă, arborele ei între lagăre este filetat, pe acesta se mișcă piulița (7), rigid de această piuliță este legat sistemul de furcă-rolă (11) care culisează. Punctul de aplicație a forței G (12) și prin creșterea distanței (X) dintre punctul de aplicare a forței și punctul de reazem se crește în mod continuu încărcarea în sistemul energetic mecanic închis a angrenajelor încercate. Această creștere prin raportul (x/b) prin intermediul unui sistem de cuțite (10) acționează asupra cutiei de încercare (1) care se rotește în jurul lagărului (9). Motorul de antrenare are o turație de 960 [rot/min] iar în circuitul

principal datorită transmisiei prin curele turatia nominală este de 880 [rot/min].

3.4 Sistemul de ungere al angrenajelor

Ungerea angrenajelor din cutiile de încercare se poate face fie prin barbotare fie prin injectare sub presiune. Alimentarea electrică a standurilor este astfel concepută încât pornirea standului în cazul ungerii prin injecție să se poată face numai după pornirea instalației de pompare.

Instalația de pompare fig.3.6 și fig.3.7 se compune din: rezervorul principal de ulei (1), filtru mecanic (2), filtru magnetic (3) sorb și pompă (4), sistemul de reglare a cantității de ulei care unge angrenajul de încercare (5), termistor (6), sistemul de măsurare și reglare a temperaturii uleiului (7), manometru (8), diuză pentru împăștierea uleiului (9), limitator de temperatură reglabil (10), întrerupător pentru scurt circuitarea limitatorului de temperatură (11), disjuncteur principal (12), cutia de încercare (13), disjuncteur pentru alimentarea încălzirii uleiului (14), rezervorul uleiului de încălzire (16), rezistențe capsulate pentru încălzirea uleiului (17), limitatorul de temperatură din uleiul de încălzire (18), miliampermetru (19), etalonat în °C pentru măsurarea temperaturii din rezervorul de ulei de încălzire (16).

Încălzirea uleiului din circuitul de ungere s-a făcut prin intermediul unui alt ulei (BP320 cu temperatura de inflamabilitate 320°C) pentru evitarea degradării uleiului de ungere prin contact direct cu rezistențele de încălzire capsulate.

În cursul experimentărilor s-a încercat o metodă de apreciere a cantității de metal uzat prin aplicarea unui câmp magnetic pe conducta de revenire a uleiului în baia de ulei. S-a dovedit experimental ca oricât a fost crescut câmpul magnetic particulele foarte fine uzate care se află ca suspensie în ulei nu au putut fi separate. Se pare că efectul câmpului ce se formează în jurul particulelor extrem de mici este mult mai puternic decât efectul câmpului magnetic și în consecință particulele foarte mici de material metalic sînt antrenate de ulei. Din acest motiv înainte de sorbul pompei de ulei s-a introdus pe lînga filtrul electric, destinat sa rețină particulele mai mari produse ale uzării, și un filtru mecanic care să rețină particulele metalice sau nemetalice care au scăpat prin filtrul magnetic.

3.4.1. Reglarea și măsurarea temperaturii uleiului de ungere.

Sistemul de măsurare și reglare a temperaturii, de construcție

originală [F1] , a cărei schemă de principiu este prezentată în fig.3.8. In care: T - termistor, P₁ - potențiomtru etalonat în grade Celsius, R_p - releu polarizat, R_e - releu de ieșire ,L₁,L₂ - lămpi de semnalizare, B - buton pentru măsurarea temperaturii.

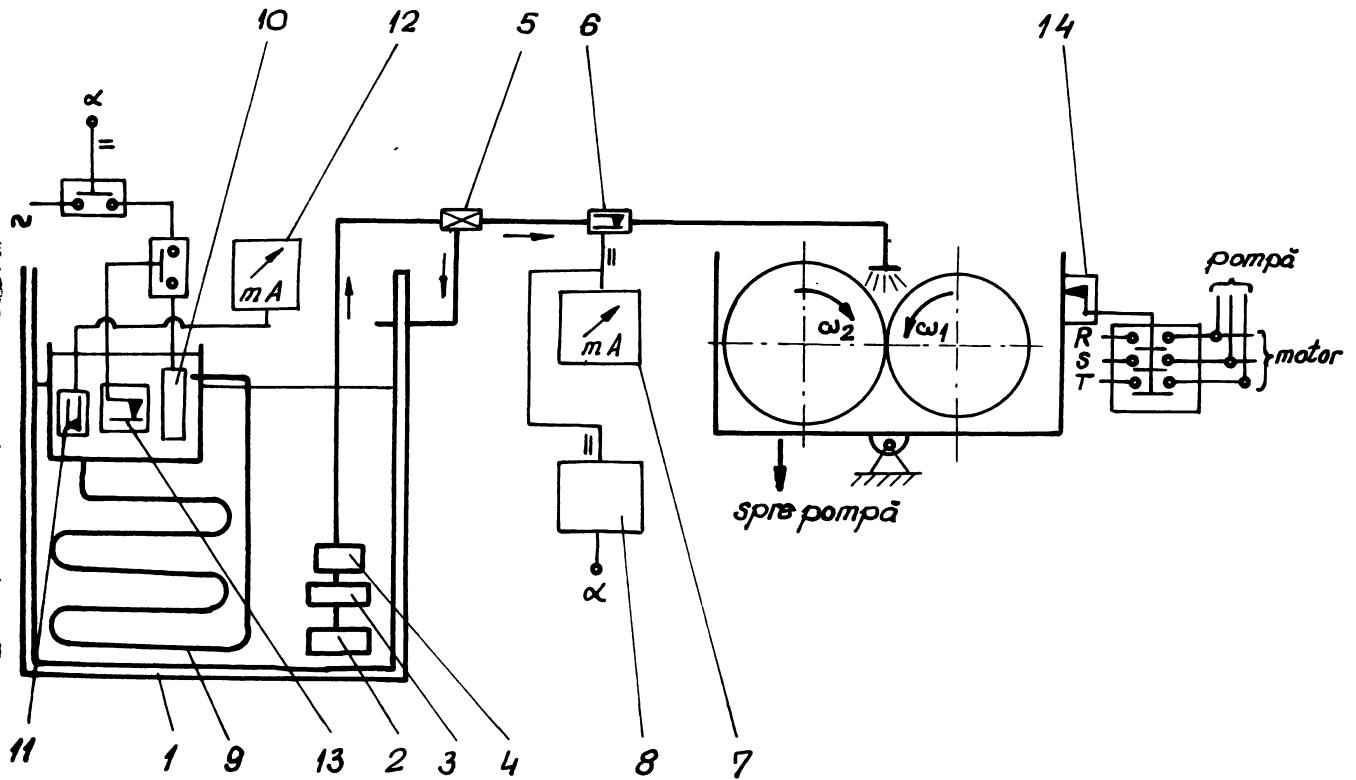


Fig.3.6

Aparatul permite reglarea temperaturii baid de ulei în domeniul $\in [20, 125][^{\circ}\text{C}]$ cu o precizie mai mare de $\pm 1[^{\circ}\text{C}]$. Controlul și reglarea automată a temperaturii se face cu ajutorul unui montaj în punte, unul din brațele acesteia fiind realizat cu ajutorul unui termistor [F2], [E2] de tipul bară cilindrică de 6 [mm] lungime cu rezistența nominală de $2,3 \text{ k}\Omega$, fixat în circuitul de presiune a uleiului foarte aproape de diuza de împrăștiere a uleiului și protejat cu un capac cu orificii [G3]. Programarea temperaturii se face cu potențiomtrul R₁. Amplificarea semnalului de dezechilibru se realizează cu detectorul de fază, echipat cu tranzistorul EFT 125. Comanda releului de ieșire R_e se efectuează cu ajutorul releului polarizat R_p. Lămpile de semnalizare L₁, L₂ indică funcționarea sau starea de repaus a elementului de încălzire. Temperatura efectivă a uleiului poate fi citită pe cadranul potențiomtrului P₁, după apăsarea butonului B

și rotirea potențiometrului pînă la stingerea lămpilor de semnalizare L_1 și L_2 . Pentru menținerea constantă a temperaturii de încercare elementul de încălzire funcționează în mod intermitent în funcție de comanda primită.

Limitele de variație a temperaturii s-au admis $\pm 2^\circ\text{C}$. Reducerea acestei limite pînă la cea posibilă prin schema realizată (respectiv $\pm 1^\circ\text{C}$) determină un număr prea mare de anclanșare-declanșare și atrage după sine distrugerea contactelor electrice ale disjuncteurului de închidere a sistemului de încălzire.

3.5. Probleme de dinamicitate a standurilor.

3.5.1. Etalonarea standurilor de încercare.

Măsurarea cuplului de încărcare în circuitul energetic mecanic închis s-a făcut dinamic pe cale tensometrică cu ajutorul unui sistem de măsură fără contact de fabricație Philips.

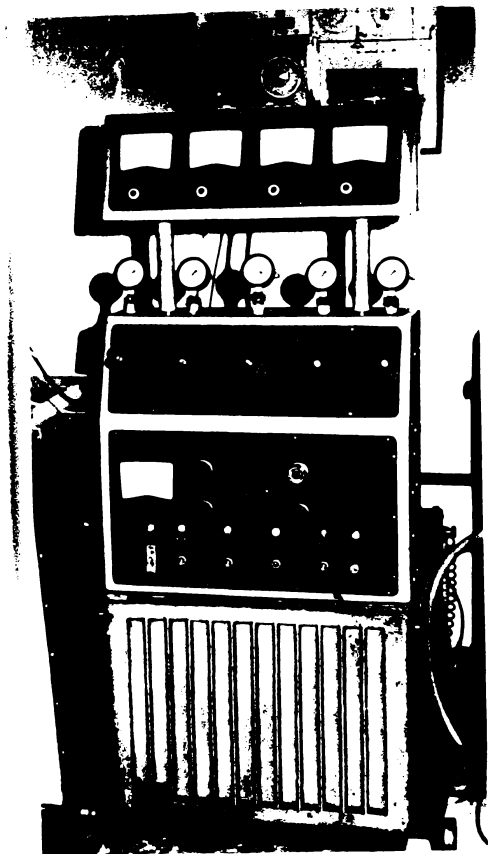


Fig. 3.7

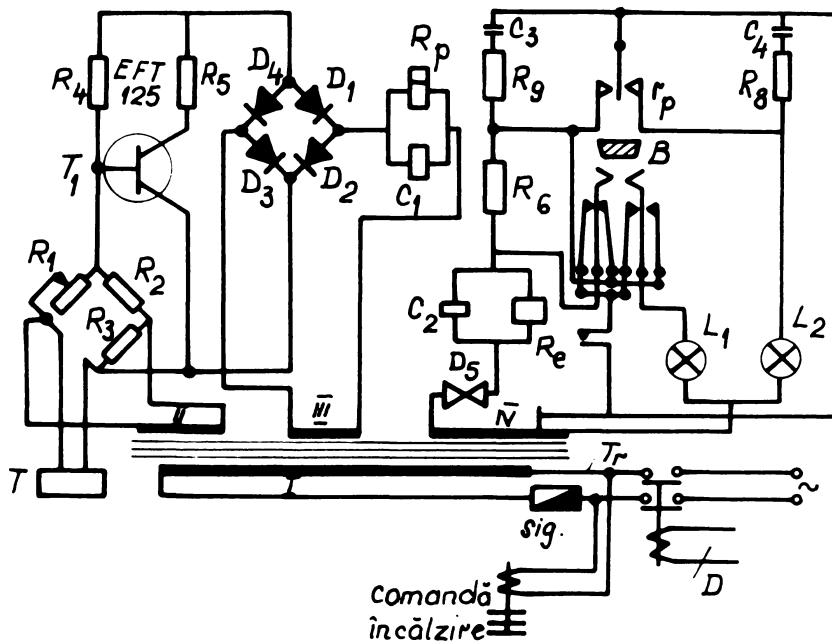


Fig. 3.8

În fig. 3.9 se prezintă schema de principiu a instalației de măsură

compusă din : oscilator LF-MF tip PR 9918(1), caseta cu baterii tip

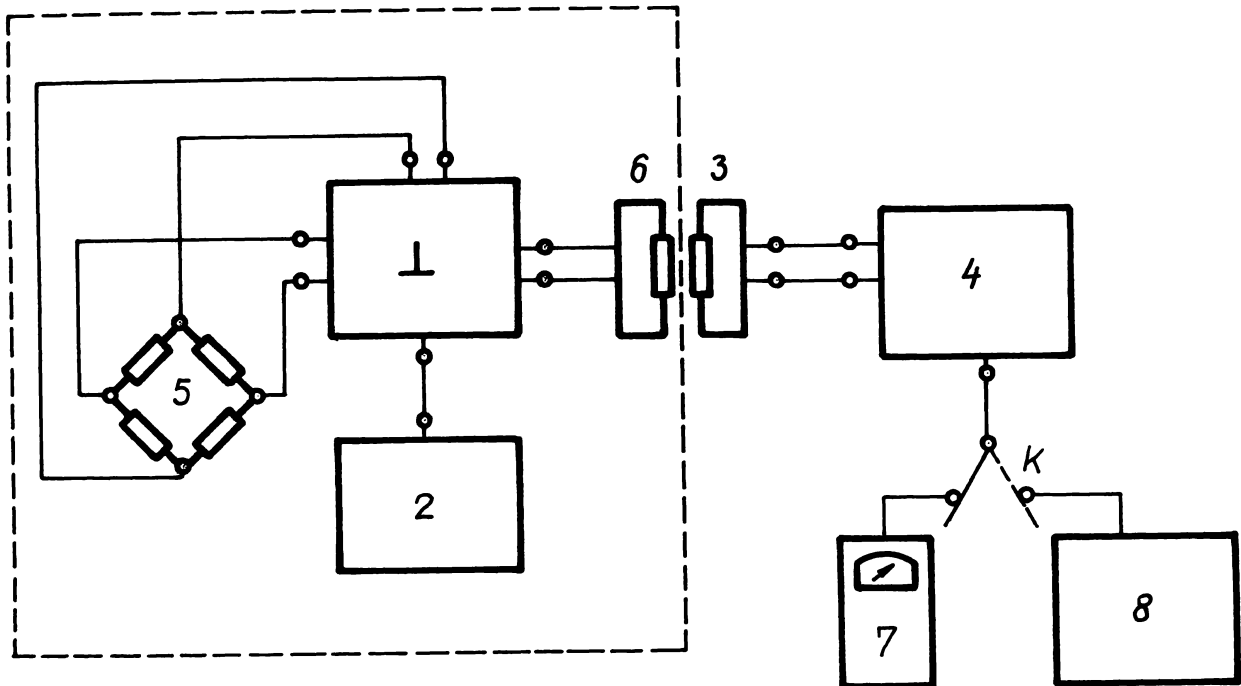


Fig.3.9

PR 9912 (2), bobina de recepție tip PR 9913(3), discriminator LF-MF tip PR 9914 (4), punte completă cu timbre tensometrice (5), bobina de transmitere (6), aparat de măsură (7), înregistrator tip 12 LST-RFT (8).

Timbrele sînt aplicate pe arborele cardanic de închidere al circuitului energetic (poz.12 din fig.3.2) care servește ca element elastic, arbore pe care se montează întregul sistem mobil așa cum rezultă din fig. 3.10 și 3.11.

Alimentarea sistemului mobil se face cu o tensiune de 9[V].c.c. de la caseta de baterii. Oscilatorul LF-MF are o frecvență centrală de oscilație de 6,75 [kHz], generînd la aceasta frecvență o tensiune de 2,9[V] avînd puterea de 70 [m W]. Cu această tensiune se alimentează puntea tensometrică. Torsionarea arborelui determină variația rezistenței timbrele tensometrice, ceea ce duce la modificarea frecvenței oscilatorului. Oscilatorul permite deviații ale frecvenței în limita de $\pm 30\%$ față de frecvența centrală. Această tensiune modulată în frecvență este trimisă la bobina de emisie. Bobina de emisie este formată din 12 spire din sîrmă de cupru emailată cu un diametru de $\phi 1$ [mm]. In fig.3.10 timbrele tensometrice și bobina de emisie nu se văd, fiind protejate prin matisare cu fir de bumbac impregnat cu lac

electroizolant și scoperite cu bandă adezivă împotriva deteriorării mecanice și eventual a desprinderii datorită forțelor centrifuge.

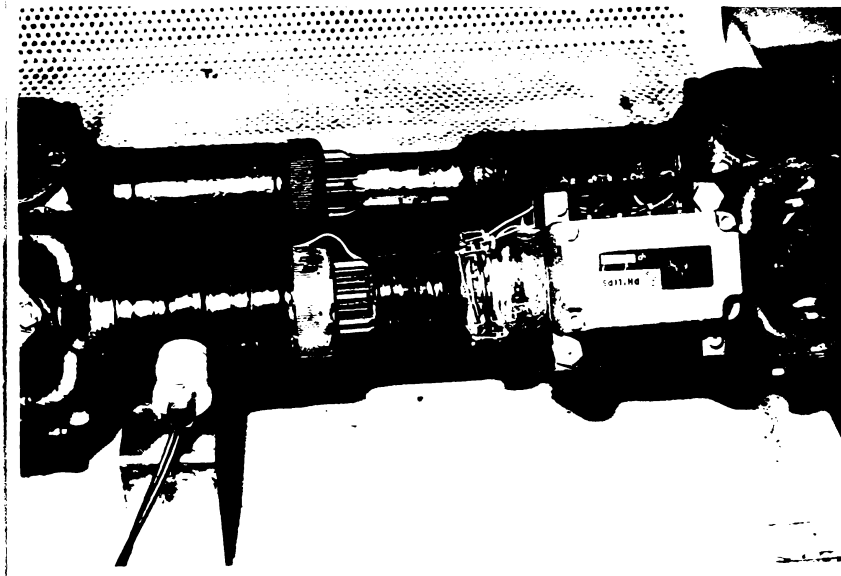


Fig.3.10

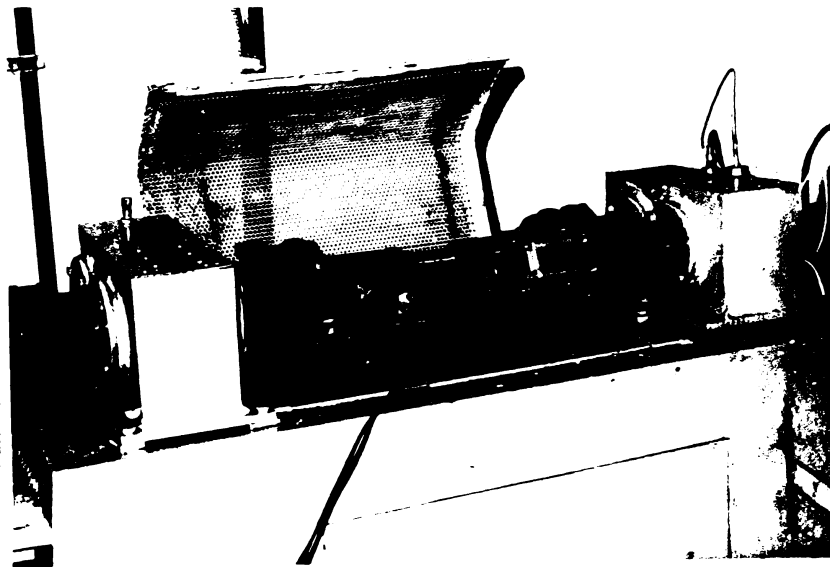


Fig.3.11

Preluarea semnalului modulată în frecvență de la sistemul mobil se realizează cu ajutorul bobinei de recepție. Bobina de recepție se fixează de batiul standului pe un suport, poziționată în dreptul bobinei de transmitere la o distanță de 5 - 10 [mm]. Semnalul captat se transmite discriminatorului pentru demodularea semnalului modulată în frecvență convertindu-l într-o tensiune continuă de valoare proporțională cu gradul de modulare în frecvență. Această tensiune se poate măsura cu un aparat de măsură cu ac indicator, se poate vizualiza la osciloscop sau înregistra cu un înregistrator (fig.3.12).

Etalonarea sistemului de măsură s-a făcut static. Arborele carda-

nic cu sistemul mobil de măsură s-a demontat de pe stand, s-a fixat rigid la un capăt iar la celălalt s-au aplicat momente de torsiune cunoscute prin intermediul unui braț cu platou pentru greutateți. Prin intermediul aparatului 7 s-a determinat valoarea tensiunii corespunzătoare fiecărei încărcări. Pe baza diagramei de etalonare s-a trasat diagrama de etalonare $u = u(M)$ pentru fiecare arbore cardanic corespunzător celor trei standuri de încercare. In fig.3.13 se prezintă

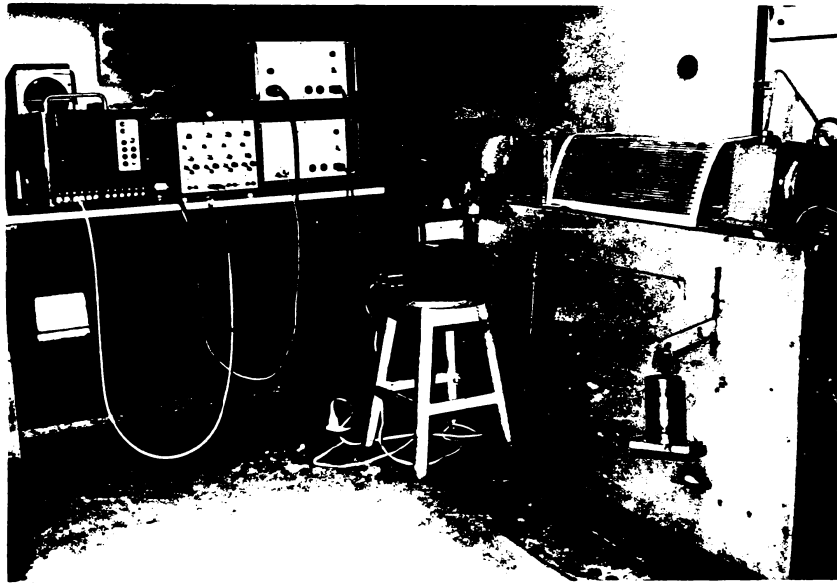


Fig.3.12

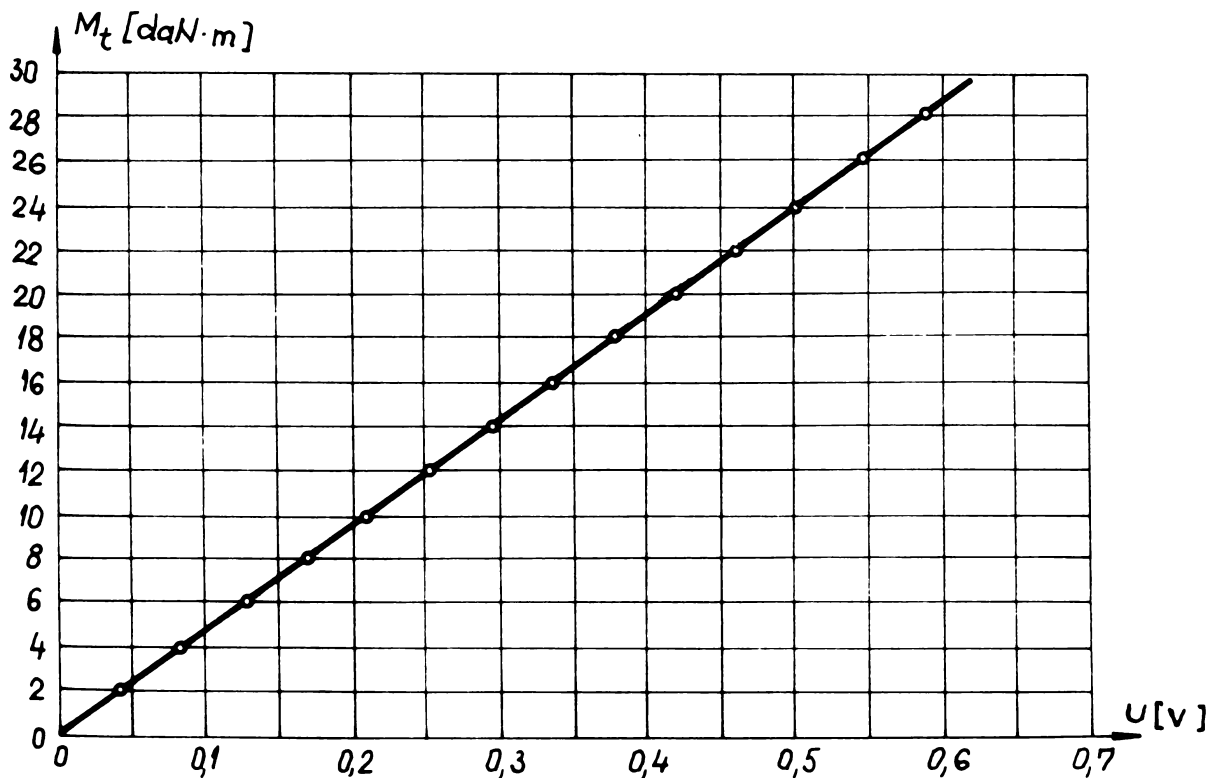


Fig.3.13

o diagramă caracteristică pentru arborele cardanic al standului RD2.

Comparînd rezultatele etalonărilor pentru cei trei arbori cardanici s-a observat că panta curbei este practic aceeași pentru cei trei arbori, rămînînd în domeniul de dispersie. Din diagrama de etalonare se observă că la valori mici ale momentului $M_t \leq 10$ [kgfm] abaterile măsurătorilor sînt relativ mari $\Delta u \leq 13\%$; cu creșterea momentului aceste abateri scad ajungînd în domeniul momentului maxim $M_t = 30$ [daNm] la $\Delta u \leq 3\%$. Ingustarea cîmpului de dispersie se datorează faptului că arborii cardanici folosiți rezistă la un moment maxim de 120 [daNm].

Diagrama de etalonare s-a utilizat la prelucrarea înregistrărilor efectuate în regim dinamic cu ajutorul înregistratorului 8 (fig.3.9). Semnalul livrat de discriminator se folosește la alimentarea buclei înregistratorului (bucula fiind un galvanometru în tijă miniaturizat). Înregistrarea s-a făcut pe hîrtie sensibilă la raze ultraviolete, iluminarea buclelor făcîndu-se cu o lampă de tip HBO 10 avînd o emisiune puternică în gama undelor ultraviolete.

Studiile vibrațiilor cutiei în care se montează angrenajul de încărcare a fost făcută experimental cu ajutorul unui accelerometru Brüel și Kjaer de tip 4332, un milivoltmetru Tesla tip MB 384 folosit ca și amplificator, un osciloscop cu două spoturi de tip ORION-EMG și înregistratorul tip 12 LS-1 RFT. Vizualizările și înregistrările efectuate au indicat că amplitudinea maximă a accelerației are loc pe cutia de încercare la extremitatea cutiei în partea superioară la distanța maximă față de axa de rotire a cutiei de încercare (15 fig.3.3) și la distanța maximă de punctul de aplicare a încărcării pe brațul cutiei cu șurubul de reglare (16 fig.3.3).

Determinat fiind punctul cu accelerația maximă pe cutie s-a trecut la măsuri pentru micșorarea acestor vibrații. Definînd coeficientul de amortizare al accelerației vibrațiilor ca un raport între suma accelerațiilor medii (fără amortizor plus amortizor) și diferența acelorași accelerații medii prin amplasarea unui amortizor hidraulic cilindric, în care lichidul de amortizare a avut o vîscozitate marită prin amestecarea cu unsoare consistentă, amplasat după fig.3.2 s-a obținut un coeficient de amortizare $\zeta \in [2,1; 2,3]$.

$$\zeta = \frac{a_{\text{med fără amortizor}} + a_{\text{med cu amortizor}}}{a_{\text{med fără amortizor}} - a_{\text{med cu amortizor}}} \quad (3.1)$$

Se subliniază faptul că amplitudinea accelerației practic a

rămas aceeași și ca valoare foarte foarte mică. Raportul

$$\frac{a_{amp}}{a_{med}} = 0,09 \div 1 \quad \text{fără amortizor} \quad (3.2)$$

$$\frac{a_{amp}}{a_{med}} = 0,23 \div 0,28 \quad \text{cu amortizor} \quad (3.3)$$

$$\frac{a_{amp \text{ fără amortizor}}}{a_{amp \text{ cu amortizor}}} = 1 \div 1,02 \quad (3.4)$$

3.5.2. Etalonarea standurilor

Coeficientul dinamic, definit ca raportul dintre forța ce acționează pe dinte ($Q_{st} + Q_{din}$) și forța statică ce se transmite prin angrenare (Q_{st}) determinată prin calcul din momentul de torsiune pe care îl transmite angrenajul, este funcție printre altele de caracteristicile sursei energetice, ale angrenajului de încercat și cele ale angrenajului de închidere a circuitului energetic, de rigiditatea arborilor și carcasi ș.a.

În cazul standurilor cu circuit energetic mecanic închis problema se complică prin faptul că închiderea circuitului energetic se face prin angrenajul de returnare ale cărui caracteristici geometrice și cinematice vor acționa ca niște forțe perturbatoare apărând solicitări dinamice suplimentare. De asemenea, folosirea celor patru cuplaje cardanice introduc alte solicitări dinamice suplimentare care însumate vor determina o comportare quasialeatorie a sistemului.

Exprimând coeficientul dinamic ca un raport dintre momentul total și momentul static putem scrie relația :

$$K_d = \frac{M_{st} + M_{din}}{M_{st}} \quad (3.5)$$

Momentul static s-a determinat cu standul oprit pentru un număr de minimum 15 încărcări între 0 și 30 [daNm]. Pentru aceleași încărcări s-au făcut și determinări ale momentului dinamic. Drept moment dinamic se acceptă momentul maxim ce apare la treapta respectivă de încărcare.

Comparând valoarea medie a momentului înregistrat cu momentul static M_{st} pentru diferite încărcări se observă că abaterea este sub 5%.

În consecință coeficientul dinamic va avea expresia:

$$K_d = \frac{M_{din}}{M_{st}} = \frac{M_{max}}{M_{med}} = \frac{M_{max}}{\frac{M_{max} + M_{min}}{2}} = \frac{2}{1 + \frac{M_{min}}{M_{max}}} \quad (3.6)$$

și rezultă $K_d \in (1,2)$.

S-a ridicat curba experimentală pentru fiecare stand $K_d = f(M_{st})$ în următoarele condițiuni:

- Roțile dințate din cutia de returnare avînd același modul și inversul numărului de dinți cu roțile dințate de încercare, corespund clasei de precizie IV după DIN, călite și rectificate avînd duritatea flancului 45 ± 2 [HRC]. Abaterea maximă a pasului de bază $\pm 1,5$ [μ m]. Lățimea roților 50 [mm];

- Roțile dințate din cutia de încercare cu durități $\in [180, 260]$ [HB] avînd abaterea maximă a pasului de bază $\Delta p_b \pm 2,7$ [μ m]. După o perioadă de rodare corespunzătoare la $5 \cdot 10^5$ cicluri din care: primele $2 \cdot 10^5$ cicluri funcționare fără încărcare, următoarele $1,5 \cdot 10^5$ cicluri funcționînd cu o încărcare ce corespunde la $\sigma_{k static} = 22$ [daN/mm²] și în final $1,5 \cdot 10^5$ cicluri la o solicitare $\sigma_{k static} = 44$ [daN/mm²].

Pentru manevrarea ușoară a coeficientului dinamic (acesta fiind o funcție de momentul static) conform curbei experimentale s-a stabilit drept funcție un polinom de gradul 5 de formă:

$$K_d = a_5 M_{st}^5 + a_4 M_{st}^4 + a_3 M_{st}^3 + a_2 M_{st}^2 + a_1 M_{st} + a_0 \quad (3.7')$$

și un polinom de gradul 3 de formă

$$K_d = a_3 M_{st}^3 + a_2 M_{st}^2 + a_1 M_{st} + a_0 \quad (3.7)$$

Pentru determinarea coeficienților în ecuațiile de ^{mai} înainte s-a folosit metoda celor mai mici pătrate care permite găsirea unui polinom de grad j ce trece printre cele n puncte cunoscute ($n > j$) cu o eroare medie pătratică minimă. Deoarece ecuația de grad 3 a prezentat o precizie suficientă (abaterea medie pătratică maximă $\leq 4\%$) s-a considerat suficientă această precizie. În tabelul 3.2 se prezintă valorile calculate pe calculatorul Felix 256 cu programul „REZ” pus la punct de autor.

În calculul solicitării angrenajului s-a considerat valoarea dinamică a momentului de torsiune, a forței tangențiale circumferențiale și a forței normale pe flanc care acționează de-a lungul liniei de angrenare și rezultă din valoarea momentului transmis.

$$M_{din} = K_d M_{st} = a_3 M_{st}^4 + a_2 M_{st}^3 + a_1 M_{st}^2 + a_0 M_{st} \quad (3.8)$$

Tabelul 3.2

Coefficienții stand	$a_3 \cdot 10^4$	$a_2 \cdot 10^3$	$a_1 \cdot 10^2$	a_0
RD2 n=1450 rot/min	-2,133635	9,633386	-14,39371	1,827743
RD3 n=2350 rot/min	-0,5017871	2,953835	-0,108707	1,489643
RD4 n=880 rot/min	-0,2891755	1,22913	-217,7261	1,311654
RD3 n=2600 rot/min	1,7094017	-3,2051282	-1,4535897	1,4535897

Ca și solicitare de contact de calcul se va considera sollicitarea de contact corespunzătoare polului angrenării. Pentru raportul de transmitere egal cu unitatea și caracteristicile roților încercate ($z_1 = z_2 = 39$, $m = 3$, $f_0 = 1$, $\alpha_0 = 20$) sollicitarea de contact are valoarea:

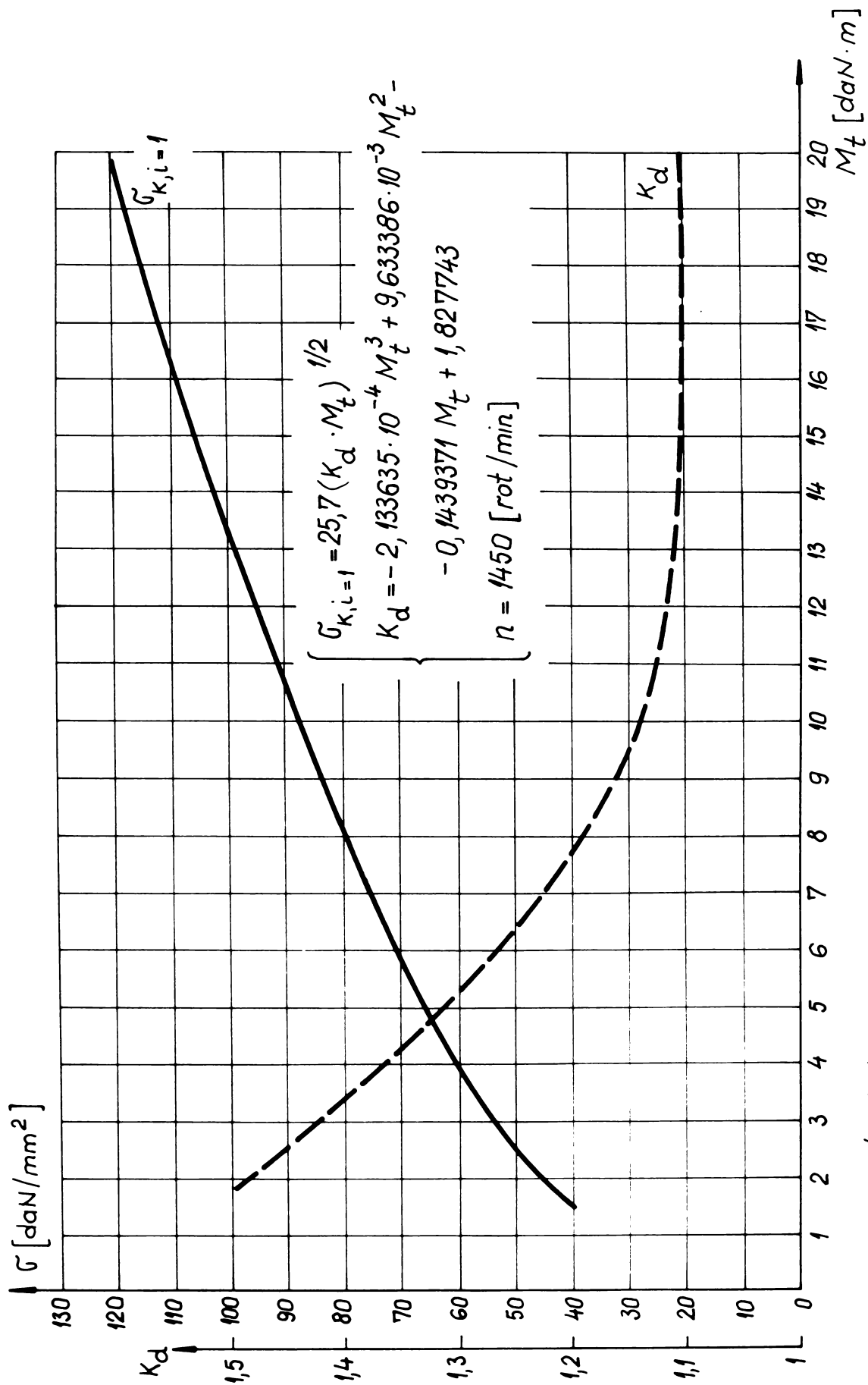
$$\sigma_{k,i=1} = 25,7 \sqrt{M_d} \quad [\text{daN/mm}^2] \quad (3.9)$$

M_d se va introduce în [daNm]. Pentru alte valori ale raportului de transmitere vom putea scrie relația aproximativă 3.10, pentru care abaterea maximă nu va depăși 3,4%.

$$\sigma_{k,i} = (0,3275 i + 0,6725) \sigma_{k,i=1} \quad (3.10)$$

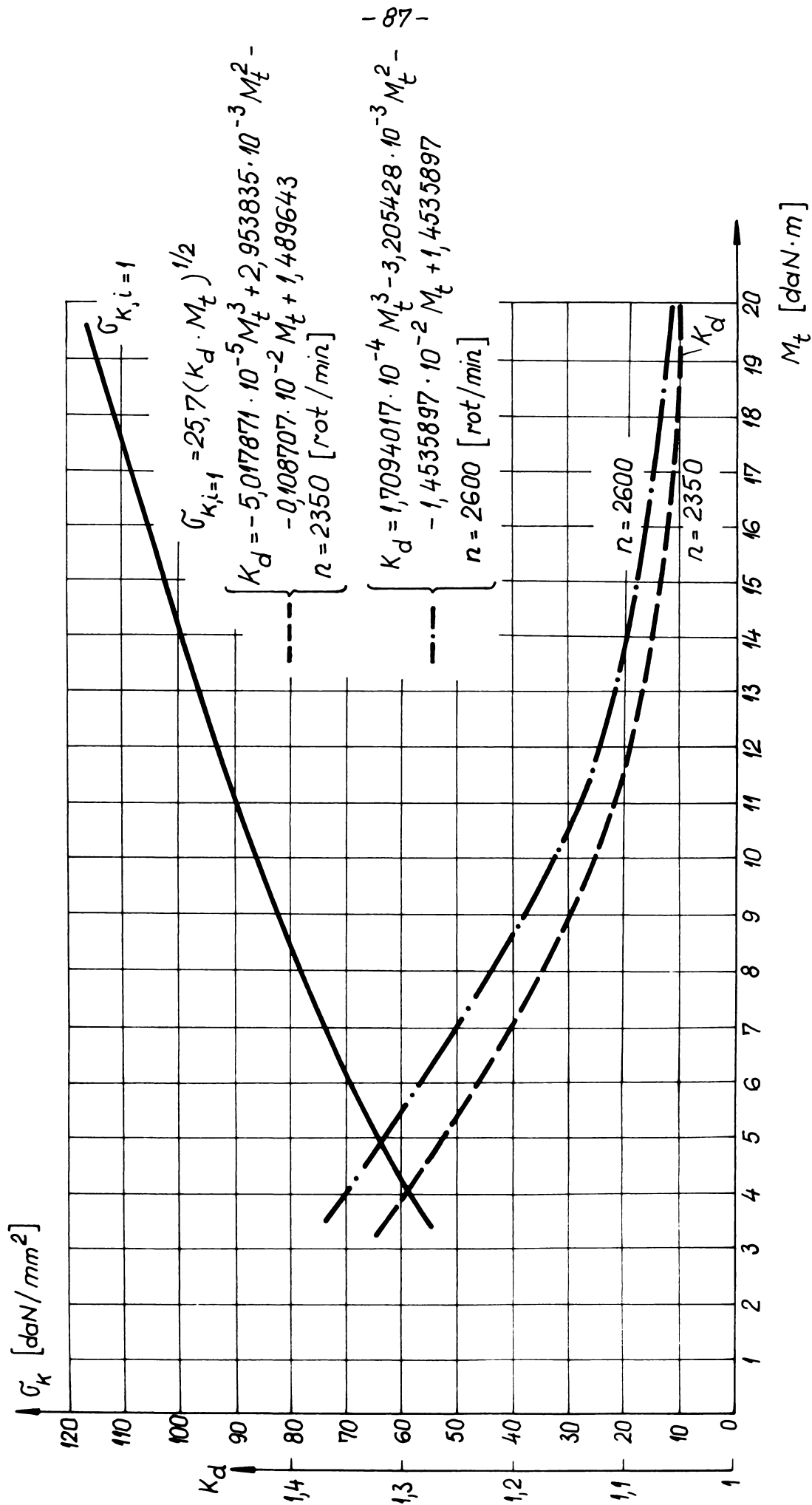
În fig.3.14; 3.15 și 3.16 se prezintă variația coeficientului dinamic (conform relației 3.7) și sollicitarea de contact hertziana pentru $i=1$ în polul angrenării conform relației (3.9) pentru standurile RD2, RD3 și RD4 iar în fig.3.17 se prezintă comparativ variația coeficientului dinamic pentru cele 3 standuri; din analiza diagramei comparative 3.17 rezultă următoarele concluzii:

a) Cu creșterea încărcării conturului energetic mecanic închis de încercare, coeficientul dinamic scade pentru fiecare stand în parte; ceea ce se poate explica prin faptul că prin creșterea încărcării se elimină jocurile din angrenare, din cuplaje etc. După depăși-



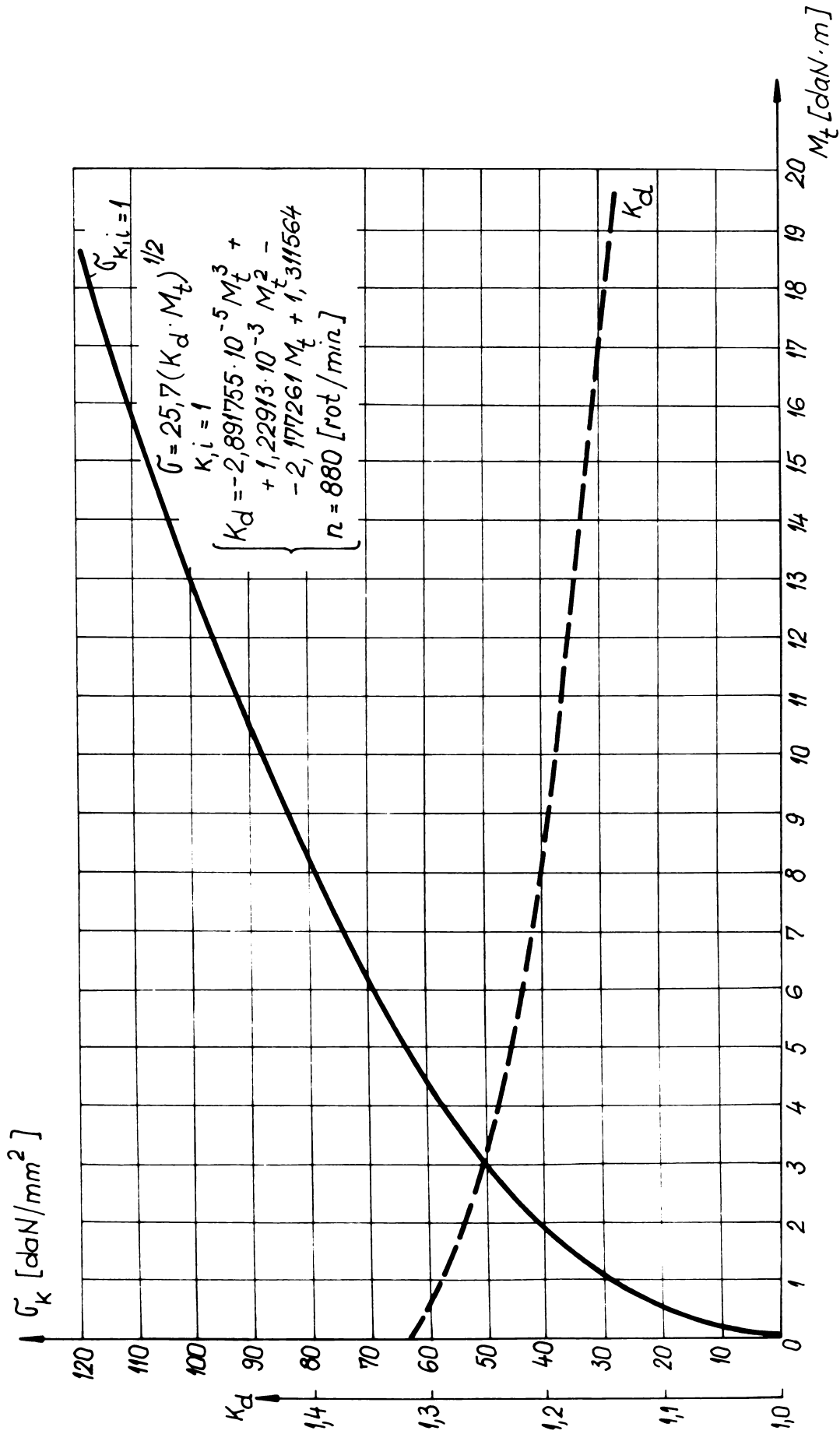
Caracteristicile standului RD 2

Fig. 3.14



Caracteristicile standului RD3

Fig. 3.15



Caracteristicile standului RD4

Fig. 3.16

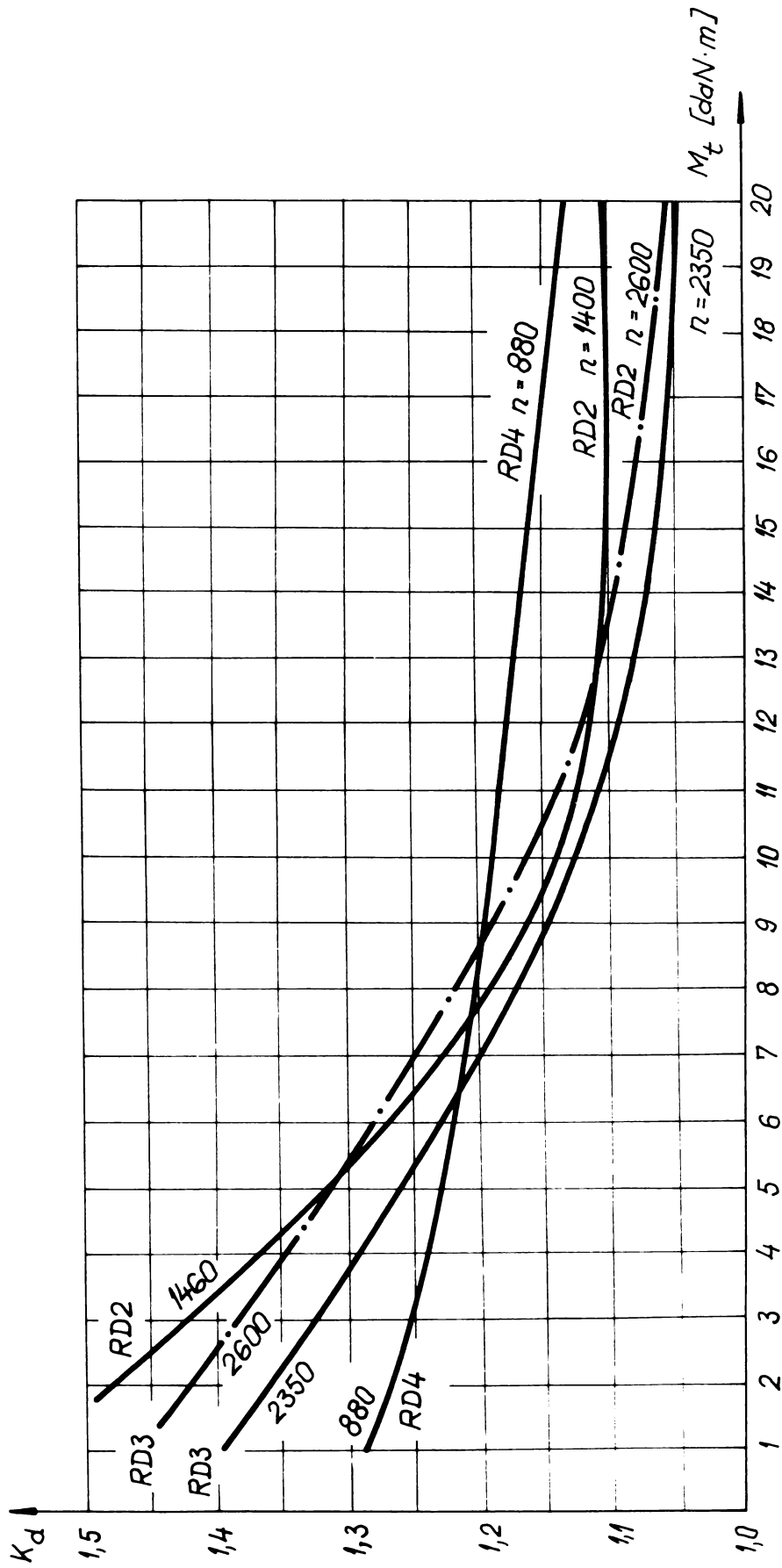


Fig. 3.17

rea unei anumite încărcări, caracteristică fiecărui stand, scăderea coeficientului dinamic devine practic nesemnificativă ceea ce confirmă ipoteza avansată;

b) Cu cât viteza standului este mai mică cu atât și panta variației $K_d = f(M_{st})$ este mai lină.

Trebuie subliniat faptul că măsurarea dinamicității a fost făcută pentru conturul energetic închis și nu numai pentru angrenajul de încercare. În consecință rezultatele măsurărilor cu toate că reproductibilitatea este foarte bună nu pot fi extrapolate pentru alte standuri de încercare.

3.6 Epruvete încercate

3.6.1. Role folosite în standul de încercare.

Standul cu role avînd distanța dintre axe $a = 160$ mm (vezi și subcapitolul 3.1) suma razelor rozelor este de 160 mm. Distanța de 160 mm a rezultat ca un multiplu ale liniei de angrenare a angrenajului avînd $z_1 = z_2 = 39$; $m = 3$ [mm]; $\alpha_0 = 20^\circ$ și $f_0 = 1$. Lungimea liniei de angrenare K_1K_2 (conform fig.2.1) este

$$\begin{aligned} \rho_{1M} + \rho_{2M} &= \rho_{1C} + \rho_{2C} = (r_1 + r_2) \sin \alpha_0 = \left(\frac{mz_1}{2} + \frac{mz_2}{2} \right) \sin \alpha_0 = \\ &= \left(\frac{3 \cdot 39}{2} + \frac{3 \cdot 39}{2} \right) \sin 20^\circ = 40,01634 \text{ [mm]} \end{aligned}$$

S-au modelat punctele A(E) de început respectiv de sfîrșit de angrenare, punctele angrenării singulare B(D), polul angrenării (C) două puncte în zona angrenării bipare M_1, M_2 și un punct în zona angrenării unipare M_3 . Razele rozelor ce modelează puncte de pe segmentele de angrenare se prezintă în fig.3.18.

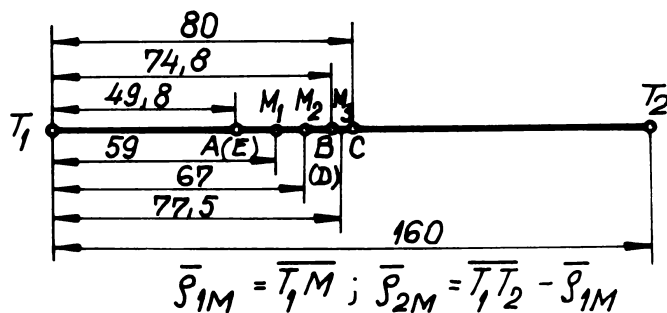


Fig.3.18

Rolele de diametru mic au fost executate cu o lățime de 12 [mm] în timp ce rolele cu diametrul mare au fost executate cu o lățime de 10 [mm], deci lățimea de contact 10 [mm].

In tabela 3.3 se prezintă caracteristicile geometrice ale ro-
lelor folosite.

Tabelul 3.3

	razele [mm]		razele de curbură echivalen- te [mm]	vitezele [m/s]		Aria de contact		
	rolei mari	rolei mici		rostogo- lire	alune- care	rola mare	rola mică	Tota lă [mm ²]
A (E)	110,2	49,8	34,3	18,85	7,12	3462	1564	5026
M ₁	101	59	37,24	18,85	4,95	3173	1853	5026
M ₂	93	67	38,94	18,85	3,06	2921	2105	5026
B(D)	85,2	74,8	39,83	18,85	1,23	2676	2350	5026
M ₃	82,5	77,5	39,96	18,85	0,59	2592	2434	5026
C	80	80	40,0	18,85	0	2513	2513	5026

3.6.2. Epruvete roți dințate folosite la încercări.

Distanța dintre axe fiind la toate cele trei standuri de în-
cercare aceeași și anume 117 [mm] roțile dințate au fost concepute
corespunzător. Roțile dințate au fost executate cu sculă standardi-
zată (respectiv $\alpha_0 = 20^\circ$, $f_0 = 1$, $W_0 = 0,25$) cu modulul de 3 [mm].

Modulul de 3 a fost ales din trei motive :

a) este unul din cele mai folosite module în fabricație și în
cercetarea angrenajelor;

b) am preluat ideea din [N2] conform căreia modulul 3 este
modulul optim de cercetare, de asemenea, permite compararea rezulta-
telor proprii cu cele obținute de alți cercetători;

c) La standurile folosite (distanța dintre axe 117 [mm]) roțile
executate pot fi încercate fără deplasare de profil.

Reducerea costurilor de încercare pe de o parte și posibilita-
tea de a încerca două roți dințate identice ca geometrie, duritate
precizie de execuție și poziție față de arbore a dus la conceperea
unor roți dințate cu două piste. Trecerea de pe o pistă pe cealaltă
se face fără demontarea roților ci prin schimbarea poziției relative
a roților de încercare pe arborii pe care sînt montați. Prin schimba-
rea sensului de rotire a arborilor rolul roților se schimbă din roa-
ta conducătoare în roata condusă și invers din roata condusă în roa-
ta conducătoare. Schimbarea sensului de rotire în cazul standurilor

noastre introduce o variație a coeficientului dinamic K_d mai mică decât +5% ceea ce asigură o reproductibilitate corespunzătoare. Roțile folosite au fost nedepasate sau zero depasate ($\xi_1 \doteq -\xi_2 = 0 \vee \neq 0$). Depasările folosite $\pm 0,3$; $\pm 0,5$; $\pm 0,7$; $\pm 0,9$; $\pm 1,1$ (ultimele roți fiind extrapolare).

În fig. 3.19 se prezintă roțile dințate folosite, iar în tabelul 3.4 caracteristicile geometrice ale roților dințate.

3.7 Metodologia de încercare a roților și angrenajelor

Distrugerea flancului prin ciupire așa cum s-a arătat și în § 2 este un fenomen tipic de oboseală a stratului de contact prezentând o serie de analogii și deosebiri față de fenomenul clasic de rupere prin oboseală a materialelor.

Dintre aceste analogii și deosebiri remarcăm :

a) analogii

- primele forme de oboseală apar după un număr de cicluri de solicitare (în cazul nostru $5 \cdot 10^4 \dots 5 \cdot 10^5$ cicluri);
- reprezentarea distrugerilor roților $\sigma_{lim} = f(\log N)$ ne prezintă o diagramă clasică de tip Wöhler (cu domeniu de funcționare cu durabilitate limitată, și cu domeniu de funcționare cu durabilitate nelimitată);

- intersecția celor două drepte (reprezentând durabilitatea limitată cu cea nelimitată) corespunde unui număr de cicluri de solicitare $\in [10^7; 2,5 \cdot 10^8]$.

b) deosebiri

- fenomenul de ciupire apare în general numai în prezența lubrefiantului lichid, care acționează ca o pană în fisurile de oboseală ale stratului, determinând desprinderi de particule în formă de scoică conică cu vârful spre zona de substrat a materialului;

- ciupirea pe lângă solicitarea normală de contact de tip hertzian este influențată de vâscozitatea uleiului, forțele de frecare ale flancurilor dinților care determină forțe de întindere-compresiune pe flanc, de temperatura instantanee de contact, etc.

Metoda de încercare a angrenajelor cu sarcina constantă pentru obținerea unei curbe de tip Wöhler este de durabilitate ridicată și costul experimentului este foarte ridicat. În acest sens există încercări de a concepe metode rapide pentru determinarea limitei de ciupire ale flancurilor roților dințate [N2]; [H2]; [H3]; [R2]; [N12]; [B12]; [W2]; [N11]; [S6] etc.

Datele geometrice principale ale roților dințate încercate

numărul de dinți $z_1 = z_2 = 39$; Diametrele de divizare și de referință $d = d_w = 117$ [mm]
 $m = 3$ [mm] ; Diametrele de bază $d_g = 109,94404$ [mm]

Nr. crt.	Denumirea	Simbol	angrenaj nedepasat	Angrenaje zero deplasate				post polare
				$0,3/-0,3$	$0,5/-0,5$	$0,7/-0,7$	$0,9/-0,9$	
1.	Deplasarea de profil	ξ_1/ξ_2	%					$1,1/-1,1$
2.	Diametrele de fund	df_1/df_2	$109,5/109,5$	$112,5/106,5$	$113,7/105,3$	$114,9/104,1$		$116,1/102,9$
3.	Diametrele de cap	dk_1/dk_2	$123/123$	$124,8/121,2$	$127,2/118,8$	$128,4/117,6$		$129,6/116,4$
4.	Gradul de acoperire: 1) total 2) al piciorului 3) al capului	ξ	1,7086	1,67132	1,63420	1,582405834		1,51375
		ξ_1	0,8543	1,21569	1,35253	1,485230863		1,61479
		ξ_2	0,8543	0,45563	0,28185	0,0717497058		-0,10104
5.	Grosimea dintelui pe cercul de cap	d_{K1}	2,27649*	1,89567	1,70028	1,181111924		1,23894
		d_{K2}	2,27649	2,493	2,53077	2,53742		2,53724

* S-au folosit și roți dințate (nedepasate) la care grosimea dintelui a fost subțiată cu $\delta \in [0,2;1]$ [mm] vezi și figura 4.20. In cazul subțierii maxime adică $\delta = 1$ [mm] grosimea roții subțiate pe cercul de cap este de 1,27649 [mm] respectiv o grosime raportată la modul egală cu 0,425.

Față de încercările la oboseală de rupere a epruvetelor rotunde

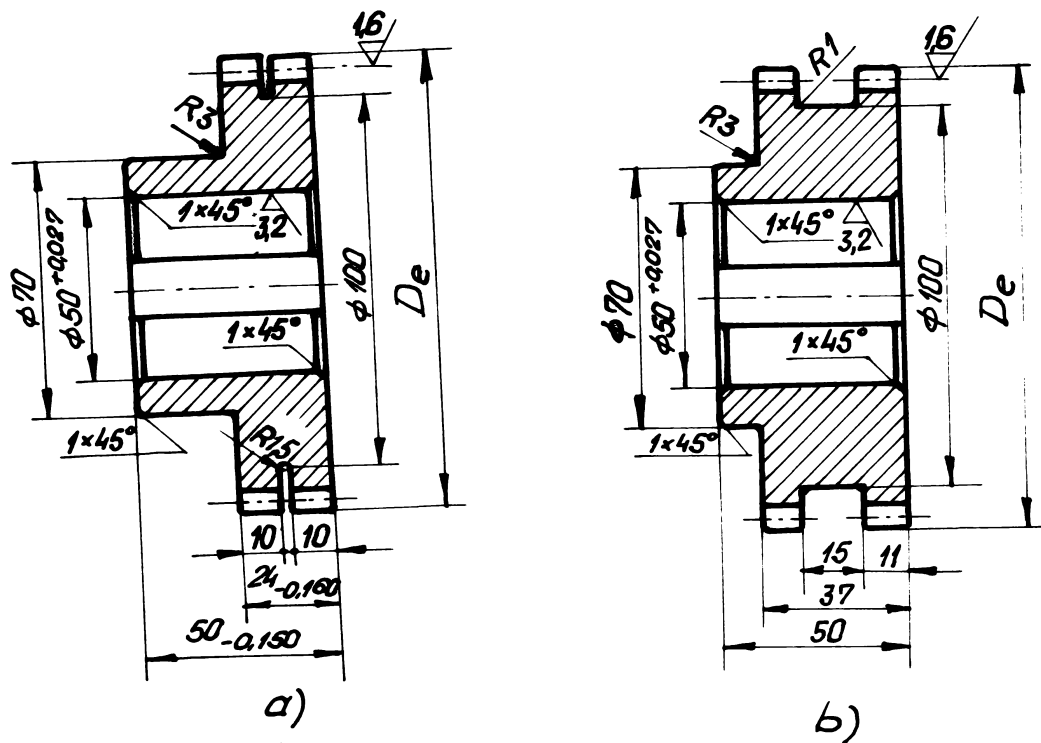


Fig.3.19

(încercări clasice) sau de piese mai complicate cum ar fi de exemplu și ruperea bazei dinților prin încovoiere repetată, determinarea deteriorării flancului prin oboseală introduce o necunoscută nouă. În primul caz ieșirea din uz este clară, se rupe piesa; în cazul al doilea însă trebuie să se determine apriorii care este limita suprafeței contaminate la care se consideră că angrenajul, respectiv rolele nu mai pot funcționa. Părerile sînt multe și controversate. În principiu se profilează două idei:

a) se consideră că flancul este deteriorat cînd pe flanc se obțin un număr minim de ciupituri;

a₁) uniform repartizate [T2] , [O3] ;

a₂) se sumează numărul de ciupituri pe flancurile unei roți (de obicei ale roții conducătoare) se echivalează ciupiturile mari cu un număr de ciupituri mici, se împarte la numărul flancurilor și la

depășirea unui număr de ciupituri pe flanc (la unii 50 la alții mai multe ciupituri) se consideră roata distrusă [B7],[E1],[K13] etc.;

a₃) se sumează numărul de ciupituri, echivalând ciupiturile mari cu 2, 4, 8 ciupituri mici, se experimentează pînă la 10⁷ cicluri (deobicei se opresc experimentele la 10⁷ cicluri ținînd seama de timpul lung și costul ridicat al experiențelor) se compară numărul de ciupituri din diferite experimentări și se trag concluzii cu privire la numărul de ciupituri apărute în timp la o anumită încercare [K4],[K5],[H2],[H3];

b) Se măsoară suprafața contaminată pe o roată se sumează și se raportează la suprafața activă totală a roții dințate se procedează asemănător și pentru roata conjugată și suma acestor raporturi se limitează la un procentaj admisibil peste care se consideră că roata este distrusă [N2],[M4] ș.a.

Autorul propune ca criteriu de apreciere a distrugerii flancului raportul dintre suprafața totală contaminată pe flancurile celor două roți raportată la suprafața de contact activă a celor două roți [B13],[B14]. Același criteriu se poate aplica și în cazul încercărilor pe role. Ca limită de ciupire s-a admis o suprafață contaminată de 2%. Primii care admit această limită sînt cei de la FZG München sub conducerea prof.G.Niemann [N2]. Tot metoda scurtată de încercare FZG o admite și D.Matieșan [M4] în încercarea durabilității angrenajelor din fontă.

Numărul de cicluri limită care odată atins fără să apară ciupituri se poate admite că nu vor mai apare ciupituri, s-a admis a fi cuprins între 5.10⁶ și 25.10⁶ cicluri. Pentru materiale foarte moi (HB < 160) se poate admite 3.10⁶ cicluri pentru materiale moi HB ∈ (160, 260) se poate admite 5.10⁶ cicluri iar la materiale avînd duritatea HB ∈ (260, 350) numărul limită se poate considera 10.10⁶ cicluri.

Pentru reducerea timpului de experimentare s-au conceput metode rapide pentru executarea acestora [N2];[H3];[H4];[B13];[B14]. Reducerea timpului de încercare se poate obține pe două căi [R2]:

a) prin supraîncărcare

După Odling și Weibull curba de durabilitate se poate reprezenta ca o funcție hiperbolică de formă:

$$(\sigma - \sigma_{-1})^m N = \text{const.} \quad (3.11)$$

unde σ reprezintă tensiunea la care s-a produs distrugerea probei după N cicluri de solicitare.

În cazul durabilității limitate avem

$$\sigma^m N = \text{const.} \quad (3.12)$$

Problema cea mai dificilă este determinarea exponentului m . Astfel în literatură se găsesc valori ale lui $m \in [4, 12]$; [R2] consideră pentru materiale îmbunătățite $m = 6$; [H2] admite $m = 9$; în cadrul experimentărilor autorul a găsit o împrăștiere relativ ridicată la angrenaje similare, funcționând în condiții dinamice și de ungere similare, $m \in [5; 9,5]$, ceea ce duce la rezultate insuficient de concludente, cel puțin până acum.

Dacă se scurtează timpul de încercare de 10 ori putem scrie:

$$\left(\frac{\sigma_{sc}}{\sigma_{lim}} \right)^m = \frac{N_{lim}}{N_{sc}} \quad (3.13)$$

unde prin indicii

- s_c s-a notat experimentul cu solicitarea crescută și lungime a experimentului scurtat
- σ_{lim} limită (solicitarea limită la care angrenajul sau rolă a funcționat numărul limită de cicluri).

Dacă se dorește o scurtare de 10 ori (vezi și [R2]) a timpului experimental se obține (de remarcat că o reducere a timpului cu mai mult de zece ori nu este recomandabilă având în vedere că extrapolarea rezultatelor cu mai mult de 10 ori este prea riscantă reducând în mod cert reproductibilitatea rezultatelor).

$$\sigma = \sigma_{lim} \sqrt[m]{10} \quad (3.13')$$

În tabelul 3.5 se prezintă variația raportului σ/σ_{lim} pentru $m \in [5, 10]$ respectiv variația raportului $M_t/M_{t lim}$.

Tabelul 3.5

m	5	6	7	8	9	10
σ/σ_{lim}	1,588	1,467	1,389	1,334	1,293	1,259
$M_t / M_{t lim}$	2,52	2,15	1,93	1,78	1,67	1,59

În cadrul acestei metodologii de încercare un colectiv de cercetare între care și autorul [H3], [H4], au aplicat metoda sarcinii progresive cu viteză de creștere constantă de tip Prot, pentru prima dată la nivel mondial la încercarea angrenajelor la ruperea prin încovoiere a bazei dinților și la distrugerea flancurilor prin ciupire.

Dacă viteza u este viteza de creștere constantă a sarcinii ten-

siunea la încărcarea progresivă va fi

$$\sigma = \sigma_{in} + u_n \quad (3.14)$$

în care σ_{in} este tensiunea inițială care se admite egală cu σ_{lim} (deci este necesară să fie determinată apriorii) iar n înseamnă un număr de cicluri oarecare s-a admis ca criteriu de deteriorare cel al lui Miner [N11]

$$\int_{in}^n \frac{dn}{N} = 1 \quad (3.15)$$

și s-a aplicat un rezultat al lui Henri [B15]

$$\sigma_u^{m+1} = (m+1) K_u \quad (3.16)$$

Intr-un sistem de coordonate $\log u_k - \log \sigma_u$; relația (3.16) devine o dreaptă (fig.3.20).

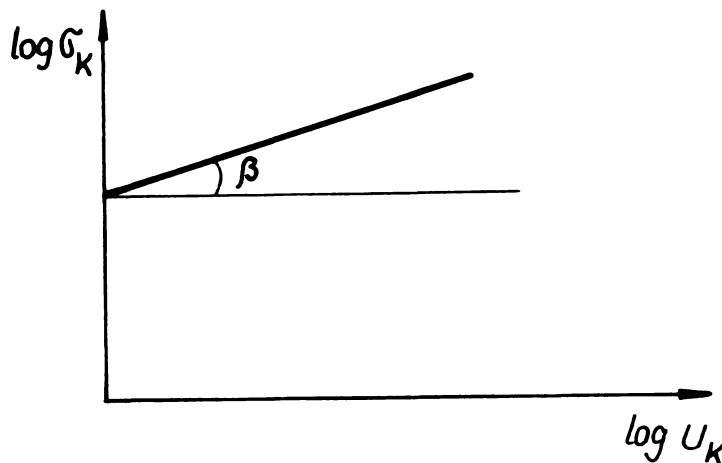


Fig.3.20

coeficientul unghiular este în cazul încovoierii

$$\text{tg } \beta = \frac{1}{m+1} \quad (3.17)$$

respectiv exponentul "m" rezultă din construirea experimentală a diagramei

$$m = \text{ctg } \beta - 1 \quad (3.17')$$

Determinarea splicitării limită (în cazul încovoierii solicitarea de rupere) se obține prin logaritizarea expresiei (3.16).

$$\log \sigma_1 = \frac{1}{1 - \operatorname{tg} \beta} [\log \sigma - \operatorname{tg} \beta (\log N_1 + \log \cdot \operatorname{ctg} \beta)] \quad (3.16')$$

în care

$\log \sigma$ - este ordonata la origine a dreptei din fig.3.20

N_1 - numărul de cicluri luat ca baza încercărilor

σ_1 - tensiunea de rupere corespunzătoare lui N_1 admis

$\operatorname{tg} \beta$ - panta dreptei din fig.3.20.

În cazul solicitării de contact (σ_k), deoarece viteza de încărcare nu este constantă relațiile stabilite anterior trebuie adaptate corespunzător.

La un angrenaj dat, între solicitarea de contact hertziană și solicitarea de încovoiere se poate scrie o relație de forma [H2] ;

$$\sigma_k = c_1 \sqrt{\sigma_i} \quad (3.18)$$

deci ținând seama de relația (3.14)

$$\sigma_k = c \sqrt{n} \quad (3.19)$$

făcînd diferențiala totală a ultimei relații avem

$$d \sigma_k = \frac{c}{2\sqrt{n}} dn \quad (3.20)$$

acum se poate obține viteza momentană de încărcare în funcție de numărul de cicluri realizat pînă la momentul dat.

$$u_k = \frac{d \sigma_k}{dn} = \frac{c}{2\sqrt{n}} dn \quad (3.21)$$

Se observă cu variația lui " u_k " în funcție de turația n este hiperbolică, " c " depinde de încărcarea σ_k .

Din relațiile (3.12), (3.15) și (3.18) se deduce expresia pentru tensiunea de contact la sarcina progresivă.

$$\sigma_{k_u}^{m+2} = c^2 K_k \frac{m+2}{2} \quad (3.22)$$

Relația (3.22) logaritmată determină o dreaptă în sistemul de coordonate $c - \sigma_{ku}$.

$$\log \sigma_{ku} = \frac{2}{m+2} \log c + \frac{1}{m+2} \log K_k \frac{m+2}{2} \quad (3.23)$$

Coeficientul unghiular al acestei drepte este (fig.3.20) în cazul solicitării flancului :

$$m = 2 (\operatorname{ctg} \beta_k - 1) \quad (3.24)$$

Determinarea caracteristicii $\tilde{k}_u = f(N)$ se face în mod similar ca în cazul determinărilor la solicitarea de încovoiere.

Aplicarea metodei sarcinii progresive la încercarea angrenajelor a dat rezultate foarte bune în cazul în care cauza principală a ieșire din uz o reprezintă ruperea bazei dintelui prin oboseală de încovoiere. În schimb la încercarea durabilității flancurilor rezultatele au fost nesemnificative și nereproductibile. Această nereușită se poate explica prin acumularea corespunzătoare a energiei de distrugere în materialul roților. Deci există o contradicție între încărcarea riguros liniară pe de o parte și apariția și dezvoltarea ciupiturilor doar aproximativ liniară pe de altă parte.

3.7.1. Metoda scurtată pentru determinarea durabilității suprafețelor solicitate la contact.

Variația suprafeței contaminate cu numărul de cicluri nu este riguros liniară dar în anumite limite se poate admite liniaritatea sau liniarizarea ei.

În fundamentarea testelor se pornește de la observația unanim confirmată în literatură că primele ciupituri apar pe flancuri după o perioadă de incubație (de acumulare a energiei de rupere) care reprezintă minimum $5 \cdot 10^4 - 5 \cdot 10^5$ cicluri de solicitare. Evetualele gropițe ce apar mai devreme nu au caracter progresiv (adică nu se dezvoltă în continuare) ci au caracter staționar influențând în prea mică măsură funcționarea angrenajului.

Primele ciupituri cu caracter progresiv apar pe roata conducătoare. Menținându-se constantă încărcarea, după un interval de timp pe flancul roții conducătoare se produce o stagnare sau quasi stagnare a acestor ciupituri, fapt explicabil prin necesitatea unei noi perioade de acumulare de energie de rupere care să producă noi microfisuri respectiv mărirea ciupiturilor deja existente. În timpul stagnării apariției ciupiturilor pe suprafața roții conducătoare, încep să apară ciupituri pe roata conjugată. Creșterea ciupiturilor pe roata condusă este mult mai redusă decât pe roata conducătoare, chiar atunci când duritatea flancului roții conduse poate este mult mai redusă decât duritatea flancului roții conducătoare. După o perioadă de timp se instalează o quasi-stagnare sau stagnare totală pe flancul roții conduse în timp ce pe flancul roții conducătoare începe o perioadă de

explozie de ciupituri noi și mărire a ciupiturilor formate anterior, perioadele repetându-se în timp. Lungimea perioadelor de stagnare și explozie sînt aleatorii și nereproductibile, în timp ce legitatea variației în timp a perioadelor de explozie și stagnare (sau quasistagnare) are o reproductibilitate pronunțată. Se poate întîmpla însă că în cazul unor roți la care duritatea flancurilor roții conduse mai mare ca duritatea flancurilor roții conducătoare, să nu se formeze ciupituri pe flancurile roților conduse. În acest caz pe flancurile dinților roții conduse perioadele de explozie și stagnare se succed similar ca în cazul anterior. Dacă se cumulează distrugerile pe flancurile dinților și se reprezintă într-o diagramă $\log \Delta G\% = f(\log N)$ liniaritatea este relativ bună. În fig. 3.21 se prezintă o desfășurare tipică a creșterii distrugerii flancurilor [B14].

Analizarea separată a suprafeței contaminate pe roata conducătoare, respectiv pe roata condusă nu este deci semnificativă pentru determinarea limitei de ciupire.

Apariția ciupiturilor pe flancurile omoloage este un fenomen aleatoriu. Pentru bazele testului COMT-B B.14 pus la punct de autor s-a considerat ca criteriu de ciupire raportul dintre suma ariei medii ciupite pe un dinte pe roata conducătoare cu aria similară a roții conduse raportată la suma ariei medii de contact a roții unu respectiv a roții doi.

$$G\% = (A_{G1}/z_1 + A_{G2}/z_2) / (A_{f1}/z_1 + A_{f2}/z_2) = (iA_{c1} + A_{c2}) / (iA_{f1} + A_{f2}) \cdot 100$$

în care s-a notat cu

$A_{c1,2}$ = aria contaminată a roții conducătoare respectiv a roții conduse

$A_{f1,2}$ = aria flancurilor active pe roata 1 respectiv roata 2.

La o scurtare de 10 ori a încercării se obține o deteriorare a suprafeței flancului de 0,2%

$$\Delta G\% = G\% \frac{N_{csc}}{N_{clim}} = 2\% \frac{1}{10} = 0,2\% \quad (3.26)$$

S-a limitat extrapolarea la maximum de 10 ori rezultatul experimental. Din acest motiv se consideră pentru fiecare treaptă de încărcare un multiplu între (f_{NG}) al perioadei minime.

$$(N_{c \min} = \frac{N_{c \lim}}{10} = 5 \cdot 10^5 \text{ cicluri})$$

S-a admis că determinant pentru ieșirea din uz a angrenajului din punct de vedere al ciupirii este solicitarea de contact hertziană.

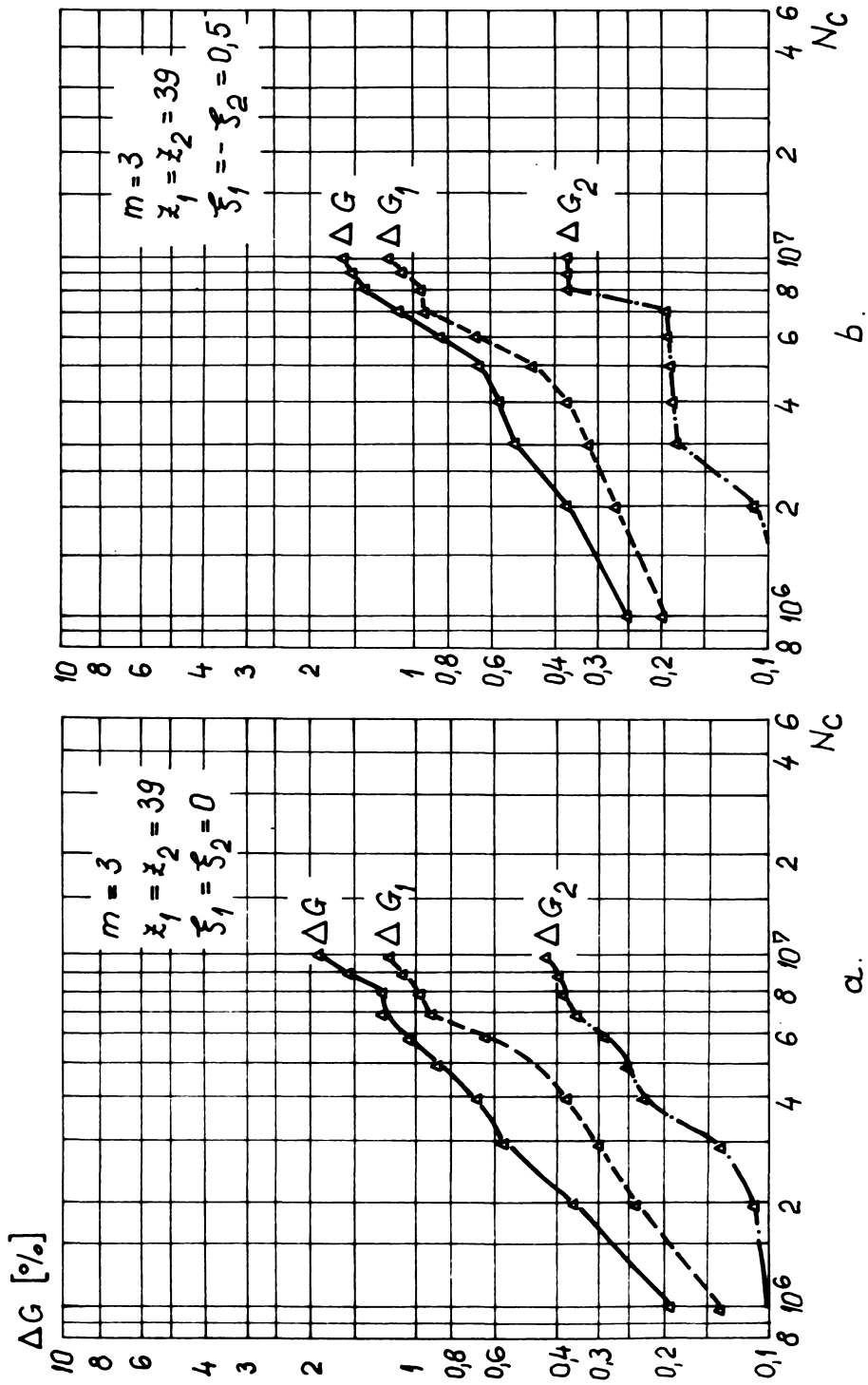


Fig. 3.21

$$\sigma_k = \sqrt{\frac{k \cdot Q}{b} \cdot \frac{1}{\pi \left(\frac{1-\nu_1^2}{E_1} + \frac{1-\nu_2^2}{E_2} \right)} \cdot \frac{\rho_1 + \rho_2}{\rho_1 \cdot \rho_2}} \quad (3.27)$$

Limitele solicitării pentru care iese din uz angrenajul variază în general între 40 - 120 [daN/mm²]. S-a conceput testul COMT-B pentru limite mai largi adică de la 20 la 160 [daN/mm²] în trepte cu rația 2^{1/10} conform relației:

$$\sigma_{kn} = 20 \cdot 2^{n/10}$$

în care $n \in (0, 30)$ reprezintă indicele treptei de încărcare.

După 10 trepte de încărcare solicitarea nominală a flancului se dublează.

Se subliniază că o problemă de cea mai mare importanță în elaborarea și folosirea testului o reprezintă determinarea coeficientului dinamic pentru fiecare treaptă de încărcare și stare de degradare a suprafeței. Dacă nu se determină corect acest coeficient dinamic întregul test este compromis, reproductibilitatea rezultatelor foarte redusă. De altfel toate încercările care se execută fără a ține seama de dinamicitatea standului sau țin seama numai de dinamicitatea teoretică pot fi puse sub semnul întrebării.

Chiar la standuri de încercare de același tip, coeficienții dinamici sînt mult diferiți ca și valoare și alură de variație, vezi și § 3.5. Cu atît mai mult vor fi influențate încercările executate pe standuri de concepție diferită.

În testul conceput se pornește de la treapta de încărcare $n=18$ (TI-18) la care solicitarea de contact $\sigma_{k18} \approx 70$ [daN/mm²].

Se acceptă 4 nivele de degradare a suprafețelor nivelul I la care degradarea medie a suprafeței nu atinge 0,2% din suprafață, nivelul II de degradare la care suprafața nou degradată este egală sau mai mare de 0,2% dar inferioară unei degradări de 0,4%, nivelul III de degradare la care suprafața nou degradată este egală sau mai mare decît 0,4% dar mai mică decît 0,8% și nivelul IV la care degradarea nouă este egală sau mai mare de 0,8%.

Dacă la un nivel de încărcare degradarea suprafeței este relativ mică se trece la o încărcare mai mare sau se menține încărcarea pentru a verifica dacă timpul pentru perioada de incubație și explozie a fisurilor a fost considerat corespunzător sau prea mic. Dacă degradarea este de nivelul II la primele trepte din test se menține

încărcarea constantă sau se scade cu una maximum două trepte de încărcare, din treapta 11-a testului pentru nivelul 2 de degradare se crește încărcarea cu cîte două trepte de încărcare.

La nivelul 3 de degradare în primele zece trepte din test urmează reducerea treptei de încărcare cu două sau trei trepte de încărcare iar din treapta a 11-a o creștere cu cîte 2 trepte de încărcare.

La nivelul IV de încărcare se consideră pînă la treapta 10 (Y_{10}) din test că încărcarea anterioară a fost prea mare producînd o degradare mult prea pronunțată deci se va reduce încărcarea cu două pînă la patru trepte de încărcare. După treapta a 10-a de încărcare și încărcarea va crește cu cîte două trepte. In tabelul 3.6 se prezintă programul pentru testul COMT-B.

Tabelul 3.6

Încărcarea	σ_k [daN/mm ²]	Încărcarea	σ_k [daN/mm ²]	Încărcarea	σ_k [daN/mm ²]	Încărcarea	σ_k [daN/mm ²]
T _i -0	20,00	T _i -8	34,82	T _i -16	60,63	T _i -24	105,56
T _i -1	21,43	T _i -9	27,32	T _i -17	64,98	T _i -25	113,14
T _i -2	22,97	T _i -10	40,00	T _i -18	69,64	T _i -26	121,26
T _i -3	24,62	T _i -11	42,87	T _i -19	74,64	T _i -27	129,96
T _i -4	26,39	T _i -12	45,95	T _i -20	80,00	T _i -28	139,29
T _i -5	28,28	T _i -13	49,25	T _i -21	85,74	T _i -29	149,25
T _i -6	30,31	T _i -14	52,78	T _i -22	91,90	T _i -30	160,00
T _i -7	32,49	T _i -15	56,57	T _i -23	98,49		

In continuare se prezintă desfășurarea unei încercări după testul COMT-B. Rezultatele obținute sînt prezentate în tabelul 3.8 și în fig. 3.22 se prezintă rezultatele comparative cu încercări clasice de determinare a curbei Wöhler pentru un angrenaj nedeplasat (vezi tabelul 3.3).

Testul începe cu treapta de încărcare TI-13, avînd coeficientul de ciclu $f_{NC} = 1$ deci $N_c = f_{NC} \cdot N_c = 1.5 \cdot 10^5 = 5 \cdot 10^5$ cicluri.

Tabelul 3.7

Treapta test	Incărcarea ^{x)}	Coeficient ciclu ^{xx)}	Nivelul de încărcare: $G\%$ ^{xxx)}			
			$\in [0; 0,2]$	$\in [0,2; 0,4]$	$\in [0,4; 0,8]$	$> 0,8$
Y ₁	Tİ-10	1	Y ₄	Y ₃	Y ₂	Y ₂
Y ₂	-3	1	-Y ₃	-Y ₃	-Y ₂	-Y ₂
Y ₃	0	1	Y ₄	Y ₃	Y ₅	Y ₆
Y ₄	+2	3	Y ₄	Y ₇	Y ₈	Y ₅
Y ₅	-3	1+3	Y ₇	Y ₈	Y ₉	Y ₅
Y ₆	-4	2+3	Y ₇	Y ₈	Y ₉	Y ₅
Y ₇	-1	2+10	Y ₁₃	Y ₇	Y ₈	Y ₁₀
Y ₈	-2	2+10	Y ₁₂	Y ₇	Y ₈	Y ₁₀
Y ₉	-3	2+10	Y ₁₁	Y ₇	Y ₈	Y ₁₀
Y ₁₀	-3	2+10	Y ₇	Y ₈	Y ₉	Y ₁₀
Y ₁₁	1	10	Y ₁₂	Y ₁₄	Y ₁₅	Y ₁₆
Y ₁₂	1	10	Y ₁₃	Y ₁₄	Y ₁₅	Y ₁₆
Y ₁₃	1	10	Y ₁₄	Y ₁₅	Y ₁₅	Y ₁₆
Y ₁₄	2	7	Y ₁₄	Y ₁₅	Y ₁₅	Y ₁₆
Y ₁₅	2	3	Y ₁₅	Y ₁₅	Y ₁₆	Y ₁₆
Y ₁₆	2	1	Y ₁₆	Y ₁₆	TERMINAT	

x) 3 = înseamnă creșterea încărcării cu trei trepte

-2 = înseamnă scăderea încărcării cu două trepte

xx)

-1+3 - înseamnă o perioadă de liniștire, ciupiturile se vor număra însă nu vor fi trecute în diagramă și urmează trei perioade de funcționare al cărui rezultat va fi evidențiat în diagramă.

xxx) - treapta test cu semnul (-) se numără dar nu este punct.

Se numără ciupiturile, se determină $\Delta G\% \in (0,2; 0,4)$ și deci con-

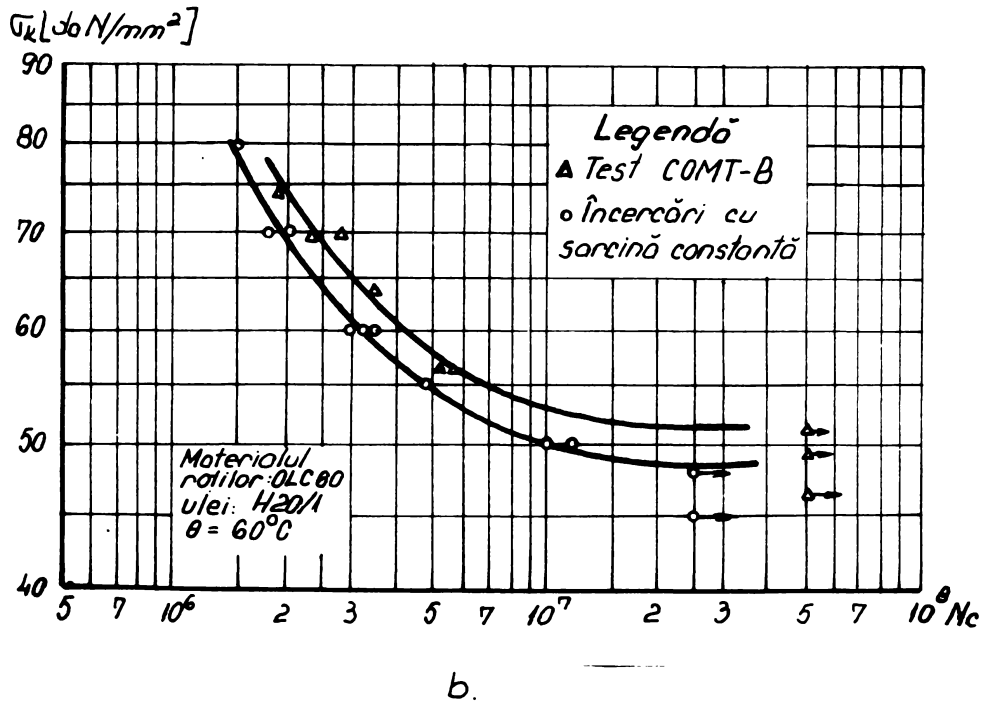
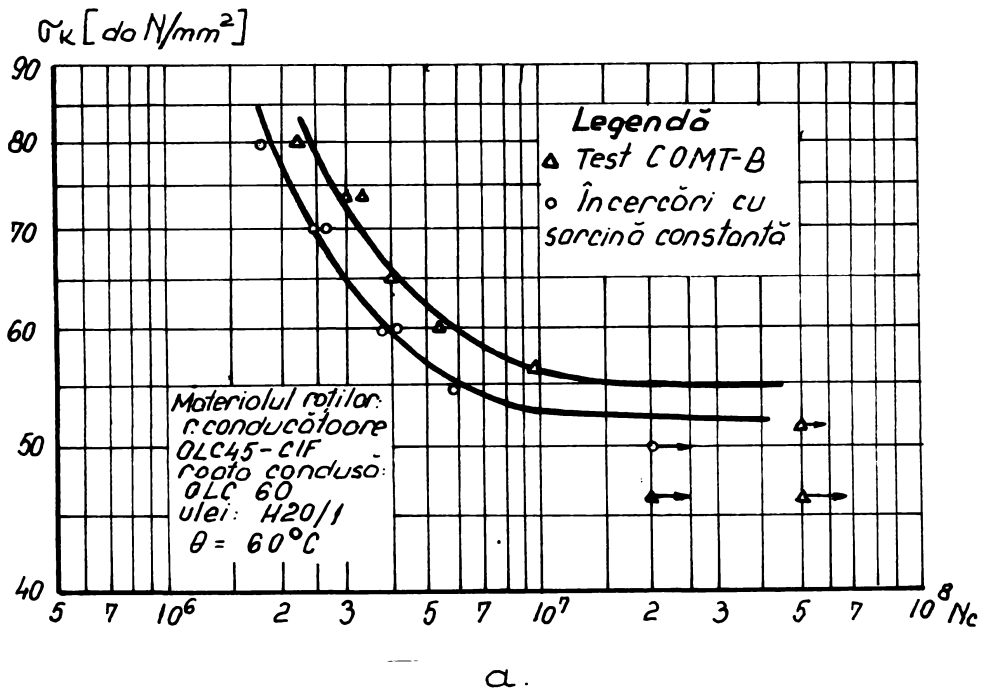


Fig.3.22. a, b

form tabelului 3.7 urmează treapta Y_3 , numărul de cicluri la care ar fi apărut $\Delta G = 2\%$ este $2,841 \cdot 10^6$ cicluri.

La treapta Y_3 se menține solicitarea TI-18 și se va rula $5 \cdot 10^5$ cicluri ($f_{Nc} = 1$) se numără ciupiturile $\Delta G = 0,415\%$ și conform tabelului se trece la treapta Y_5 . Treapta Y_5 asigură o încărcare cu trei nivele mai mici deci TI-15 conform tabelului 3.6. Treapta

Y_5 se compune dintr-o perioadă de liniștire ($f_{N_c}=-1$) la care $\Delta G = 0,2.10\%$ nu este punct după care încărcarea se păstrează pe un interval de $1,5.10^6$ cicluri ($f_{N_c}=3$) pentru care a rezultat o creștere a suprafeței contaminate $\Delta G = 0,585\%$, rezultă un număr de cicluri echivalente $N_c = 5,122.10^6$. Deoarece $\Delta G \in (0,4; 0,8)$ conform tabelului 3.7 urmează Y_9 respectiv o scădere a sarcinii cu 3 trepte (T_i-12) , fiind o scădere a solicitării flancului avem o perioadă de liniștire ($f_{N_c}=-2$) perioadei căreia îi corespunde un $C=0,102\%$ care nu este un punct de încercare, după care urmează perioadă de încercare propriu-zisă cu $10 f_{N_c}$ căreia îi corespunde o creștere a degradării suprafeței $\Delta G = 0,115\%$. Numărul de cicluri corespunzător este mai mare decât de zece ori numărul de cicluri rulat, se consideră că la 5.10^7 cicluri nu se produce degradarea de 2% admisă ca limita inițială. Deoarece $\Delta G \in (0; 0,2)\%$ conform tabelului 3.7 urmează treapta Y_{11} la care avem o creștere a sarcinii cu o treaptă (T_i-13). La această încărcare $N_c \lim$ depășește limita de extrapolare ($\Delta G = 0,137\%$ rezultă $N_c \lim > 10 N_c$ deci nici la această încărcare deteriorarea nu ajunge la 2% . Avînd $\Delta G \in (0; 0,2)\%$ se trece la Y_{12} adică creșterea încărcării cu o treaptă (T_i-14) căreia îi corespunde o deteriorare $\Delta G = 0,191\%$ respectiv $N_c \lim > 10 N_c$, deci din nou o încărcare sub limita de producere a ciupiturilor. Deoarece $\Delta G \in (0; 0,2)\%$ conform tabelului 3.7 se trece la treapta Y_{13} adică creșterea cu o treaptă (T_i-15) căreia îi corespunde o degradare a suprafeței $\Delta G = 1,463\%$; rezultă numărul de cicluri limită la care ar apare 2% din flancul activ contaminat, $N_c \lim = 6,836.10^6$ cicluri.

Deoarece $\Delta G \in 0,8\%$ conform tabelului 3.7 se trece la treapta 16, adică o creștere cu două nivele a încărcării (T_i-17); rezultă o contaminare $\Delta G = 0,301\%$ căreia îi corespunde $N_c \lim = 3,321.10^6$ cicluri. Deoarece $\Delta G \in (0,2; 0,4)$, rezultă din nou treapta Y_{16} , adică o creștere cu două nivele a solicitării (T_i-19) la care se obține o deteriorare prin ciupire $\Delta G = 0,512\%$ căreia îi corespunde un număr de cicluri limită. $N_c \lim = 1,954.10^6$ cicluri. Deoarece în treapta 16 s-a ajuns la $\Delta G > 0,4\%$ încercarea s-a terminat. Desfășurarea testului este prezentată în tabelul 3.8.

Comparînd rezultatele obținute prin testul COMT-B cu încercările de lungă durată s-a observat că în încercările prin test rezultatele acestuia sînt în mod constant cu $10 - 20\%$ mai mari ca cele obținute prin încercările clasice.

Tabelul 3.8

Treapta test	Încărcarea		f_{Nc}	$\frac{N_c}{10^6}$	$\Delta G\%$	$\Delta G\%$	$N_c \text{ lim}/10^6$	Obs.
	ni-vel	$\left[\frac{daN}{mm^2} \right]$						
Y ₁	11-18	69,64	1	0,5	0,352	0,352	$2.0,5/0,352 = 2,841$	urmează Y ₃
Y ₃	TI-18	69,64	1	0,5	0,767	0,415	$2.0,5/0,415 = 2,412$	urmează Y ₅
Y ₅	TI-15	56,57	-1	0,5	0,977	0,210	liniştire	urmează Y ₉
			3	1,5	1,562	0,585	$2.1,5/0,585 = 5,122$	
Y ₉	TI-12	45,95	2	1	1,664	0,102	liniştire	solicitarea nu produce ciupire urmează: Y ₁₁
			10	5	1,779	0,115	$2.5/0,115 = 87 \cdot 10,5$	
Y ₁₁	TI-13	49,25	10	5	1,916	0,137	$2.5/0,137 = 73,2 \cdot 10,5$	Idem Y ₁₂
Y ₁₂	TI-14	52,78	10	5	2,107	0,191	$2.5/0,191 = 55,39 \cdot 10,5$	Idem Y ₁₃
Y ₁₃	TI-15	56,57	10	5	3,57	1,463	$2.5/1,463 = 5,836$	urmează Y ₁₆
Y ₁₆	TI-17	64,98	1	0,5	3,871	0,301	$2.0,5/0,301 = 3,321$	urmează Y ₁₆
Y ₁₆	TI-19	74,64	1	0,5	4,383	0,512	$2.0,5/0,512 = 1,954$	terminat

Deci extrapolarea rezultatelor testului COMT-B pentru proiectare se poate face micşorînd valorile obţinute cu 20%;

Comparînd testul COMT-B cu testul FZG [N2] la care sînt rezultatele testului sînt cu aproximativ 25% mai mari ce cele obţinute la încercări clasice se pot concluziona următoarele :

- Prioritatea încercărilor prin test în trepte cu perioade de creştere şi coborîre a încărcării aparţine testului FZG.

- In testul FZG sînt 5 nivele de încărcare ($0 \div 0,1$; $0,1 \div 0,2$;

0,2 ÷ 0,4; 0,4 ÷ 1,0 ; > 1,0) dintre care cel puțin primele nivele, adică cel corespunzător unei degradări între 0 și 0,1% respectiv între 0,1 și 0,2% sînt foarte înguste. În testul COMT-B primul nivel de degradare este 0 pînă la 0,2 iar următoarele nivele de degradare reprezintă dublul domeniului de degradare a nivelului anterior.

- În testul FZG ca și criteriu de ieșire din uz se folosește încărcarea specifică B.

$$B = \frac{F_1}{b \cdot d_1} \quad (3.28)$$

în care

$$F = \frac{2 M_{t1}}{d_1} = \text{forța tangențială}$$

b = lățimea roții

d₁ = diametrul de rostogolire al roții conducătoare.

Această încărcare specifică este practic aceeași indiferent de valoarea raportului de transmitere.

În testul COMT-B se consideră ca și hotărîtor starea de tensiune a flancului, σ_k , conform relației (3.27) calculată în polul angrenării (punctul rostogolirii pure). Avînd în vedere că dinamicitatea standului de încercare variază pronunțat cu încărcarea, testul COMT-B propus de autor ține seama de această variație prin introducerea coeficientului dinamic și pe această cale se elimină un factor perturbator care la alte încercări avea o influență negativă asupra reproductibilității rezultatelor.

Este necesar a se sublinia că încercările prin testul COMT-B sînt valabile numai în cazul în care solicitarea de încovoiere a bazei dintelui nu depășește 65 - 70% din solicitarea admisibilă la încovoiere a bazei dintelui.

4. CERCETAREA EXPERIMENTALA A CAPACITATII PORTANTE
A ROTILOR DINTATE UNSE CU LUBRIFIANTI CU VISCO-
ZITATE REDUSA

Obiectul prezentului capitol îl constituie studiul comportamentului angrenajelor în condițiile ungerii acestora cu lubrifianți cu vîscozitate scăzută. Analiza experimentală s-a axat pe următorii factori ce influențează acest comportament:

- Influența calității flancului asupra capacității portante a angrenajului;
- Influența vitezei de alunecare asupra limitei la ciupire;
- Influența durităților celor două flancuri asupra capacității portante a angrenajului;
- Rigiditatea dintelui și influența sa asupra capacității portante a angrenajelor;
- Influența vîscozității scăzute și a vitezei periferice tangențiale.

4.1. Influența rugozității suprafețelor asupra limitei de ciupire

Încercările au fost executate cu role din OLC 45 îmbunătățit cu duritatea flancului $\in (220, 232)$ HB și rugozitățile flancurilor active $\in [2, 10]$ [μm]. Ungerea s-a făcut cu un ulei hidraulic H20/1, avînd vîscozitate de $2.51 \cdot 10^{-3}$ Pa·s la 50° respectiv 20 [μP]. Dimensiunile rolor a fost în toate cazurile: $\varnothing 118$ mm, respectiv $\varnothing 202$ [mm] modelînd punctul M_1 din fig. 3.18.

Vitezele de alunecare constante pentru toate aceste încercări $v_{a1} = 4,95$ [m/s] și viteza sumă $v_1 + v_2 = 13,85$ [m/s]. Rezultatele experimentale sînt evidențiate în tabelul 4.1, fig. 4.1 și fig. 4.2.

Tabelul 4.1

Nr. crt.	Duritatea rolei HB		Rugozitatea flancului [μm]		Solicita- rea de contact limită [daN/mm ²]	Grosimea filmului [μm]	Procent grosime film χ_h [P7]	Grosime relativă film [B22]
	mici	mari	mici	mari				
0	1	2	3	4	5	6	7	8
1	220	225	2,2	2,2	65	1,21	0,41	0,275
2	220	223	3,8	4,1	61	1,23	0,22	0,1557
3	231	222	5,2	4,8	58	1,24	0,18	0,124
4	224	227	6,7	7,1	54	1,26	0,13	0,0913

Tabelul 4.1 (contin.)

0	1	2	3	4	5	6	7	8
5	224	223	10	9,8	45	1,33	0,095	0,0617
6	232	225	10	2,1	55	1,26	0,12	0,1041
7	226	229	3,2	7,9	57	1,25	0,15	0,1126

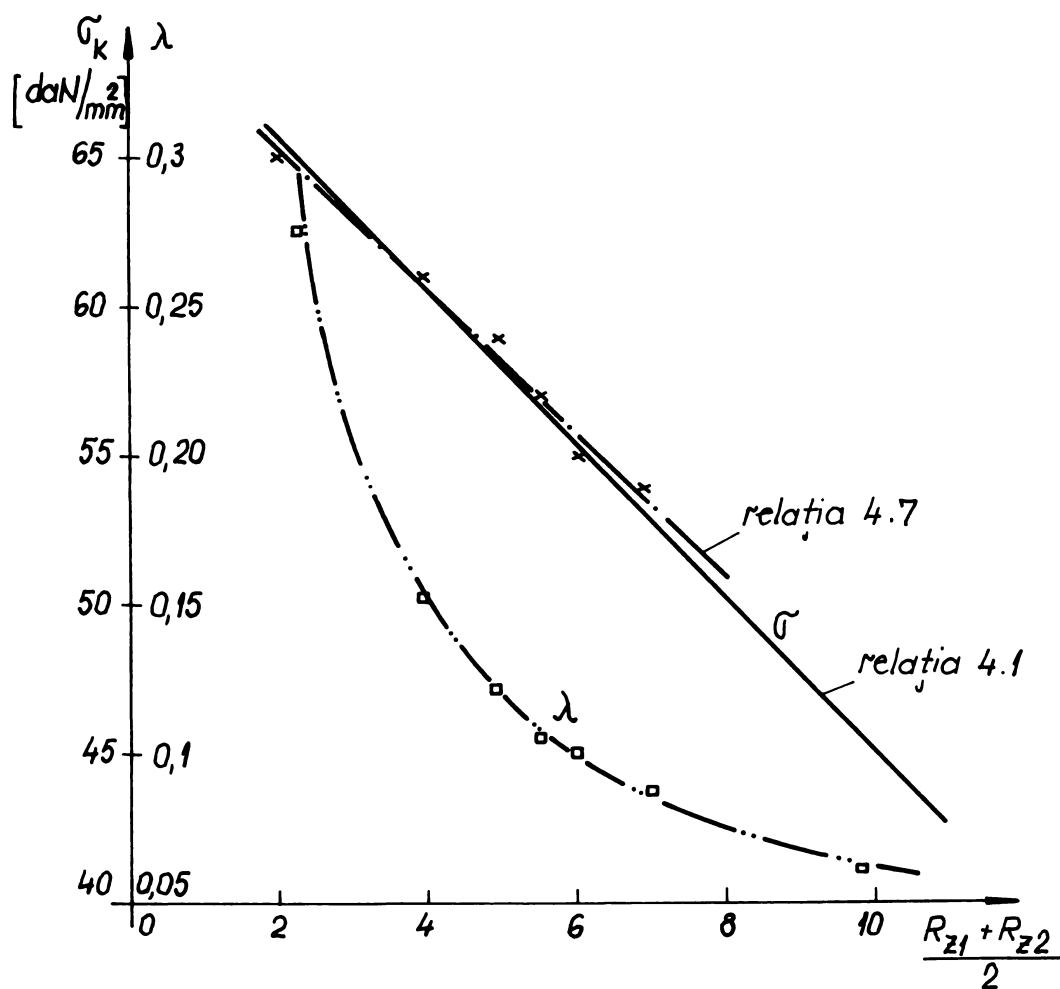


Fig. 4.1

Prelucrând datele experimentale evidențiate în fig. 4.1 în care s-a reprezentat variația lui σ_{ak} ca o funcție de media aritmetică a rugozității flancurilor se obține o relație de forma:

$$\sigma_k = - 2,5612 R_z + 70,8628 \quad (4.1)$$

Sau în cazul în care se cunoaște solicitarea limită admisibilă pentru o anumită rugozitate (σ_k, R_z) atunci se poate determina solicitarea limită admisibilă σ_{kx} corespunzătoare unei anumite rugozități R_{zx} :

$$\sigma_{kx} = \sigma_k \frac{27,68 - R_{zx}}{27,68 - R_z} \quad (4.2)$$

Calculînd radicalul sumei restului:

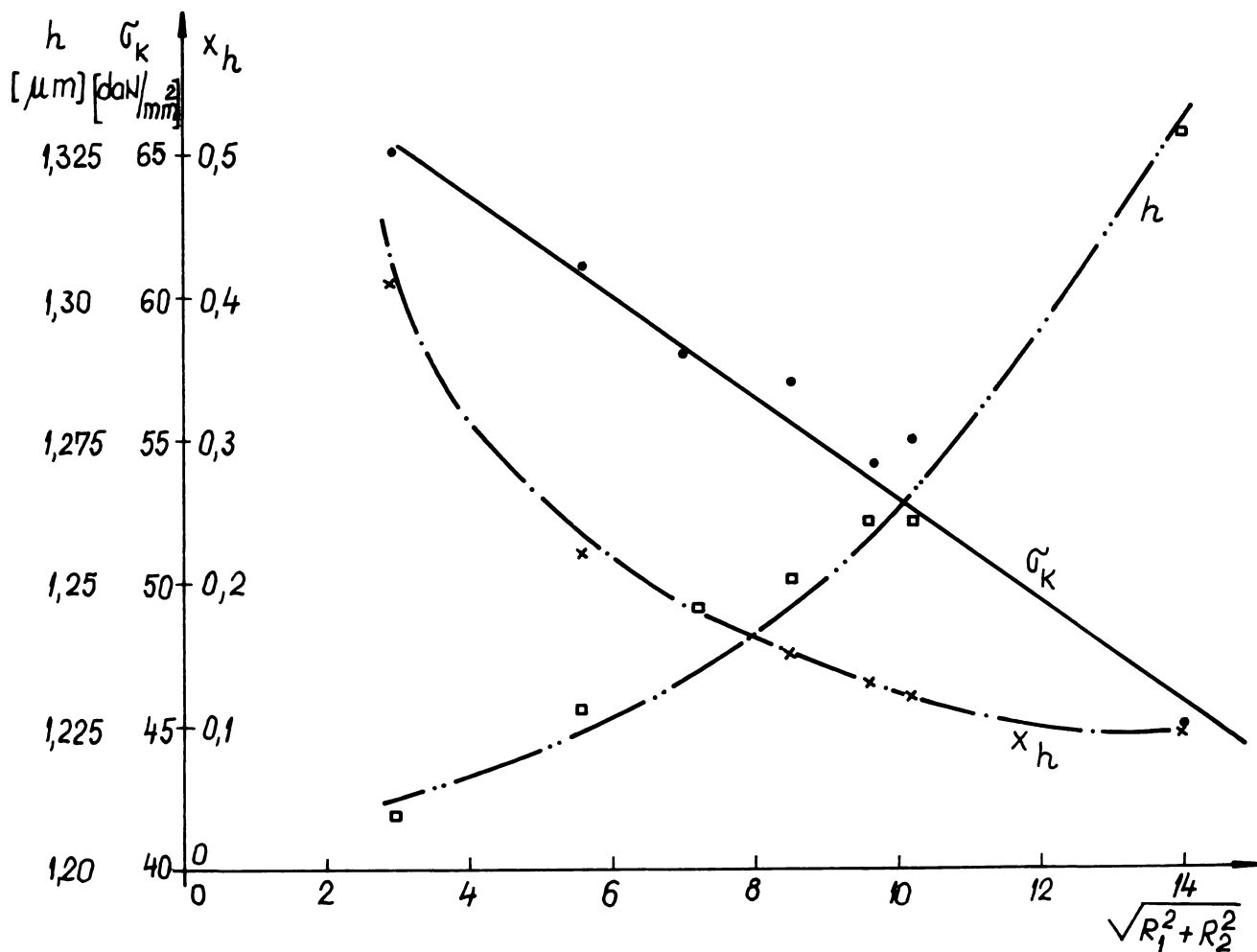


Fig.4.2

$$QRS = \sum [\sigma_j - (-2,5612 R_z + 70,88628)]^2 \quad (4.3)$$

și funcția de corelație prin coeficientul de corelație

$$r = \frac{\sum \sigma_i R_{zj} - \frac{1}{n} \sum \sigma_i \cdot \sum R_{zj}}{\sqrt{[\sum R_{zj}^2 - \frac{1}{n} (\sum R_{zj})^2][\sum \sigma_j^2 - \frac{1}{n} (\sum \sigma_j)^2]}} \quad (4.4)$$

în cazul valorilor prezentate se obține un $QRS = 0,45878$ și un coeficient de corelație $r = -0,9968698$ ceea ce asigură pentru 7 încercări o siguranță de peste 99,9%.

În fig.4.2 se prezintă variația solicitării de contact σ_k , grosimea minimă a peliculei de lubrefiant h și parametrul filmului x_h . Solicitarea de contact σ_k s-a calculat din relația lui Hertz. Grosimea filmului s-a calculat cu ajutorul relației 2.83" care ia forma (4.5).

$$\Delta h = \frac{\pi}{180} \frac{\Delta \varphi}{\omega} \left\{ 0,3657 \frac{\sigma^{0,3718} h_{\min}^{2,143}}{E^{0,6578} K_p^{1,286} \cdot \eta_o \cdot \varphi^{1,1431}} - 0,2588 \frac{v_i h_{\min}^{0,714}}{(EK_p)^{0,4284} \cdot \varphi^{0,713}} \right\} \quad (4.5)$$

Relația 4.5 este valabilă numai în cazul în care toate valorile sînt introduse în același sistem de unități de măsură, de exemplu E , σ [daN/m²]; K_p [m²/daN]; η_o [daNs/m²]; h , φ [m], v [m/s], ω [rad/s]; în aceste condiții Δh va rezulta în [m].

Prelucrînd rezultatele experimentale se obține o dependență liniară de forma :

$$\sigma_i = 70,86377 - 1,742179 R_z \quad (4.6)$$

unde cu R_z s-a notat media patritică a rugozităților. Rezultă un coeficient de corelație $r = -0,98382555$ mai slab ca în cazul anterior și un radical al sumei restului $QRS = 1,03947$, deci avînd o abatere mult mai mare de la liniaritate, decît în cazul anterior.

Din acest motiv s-a preferat corelarea solicitării admisibile de contact cu media aritmetică a rugozității flancurilor. Merită evidențiat faptul că relația stabilită verifică și rezultatele experimentale stabilite de alți autori.

Astfel Rădulescu [R4] executînd încercări pe epruvete roți dințate confecționate din 41 MoC 11 obține rezultate care confirmă cu o foarte bună aproximație relațiile 4.1 respectiv 4.2. Această confirmare este cu atît mai remarcabilă cu cît aceste experiențe au fost executate cu uleiuri mult mai vîscoase, folosite la ungerea angrenajelor în general. Deci formulele 4.1, respectiv 4.2 se dovedesc a fi generalizabile la orice tip de contact liniar din oțel, indiferent de vîscozitatea uleiului.

De asemenea, formula propusă este confirmată și de experiențele lui Niemann [N12] la roți dințate executate din St 70 (după DIN). Abaterea rezultată între rezultatele experimentale și cele calculate nu depășește 9%.

În fig.4.2 s-a reprezentat și variația grosimii filmului de ulei cu ajutorul relației 4.6.a. Analiza comparativă a grosimii minime a filmului de ulei și a solicitării de contact admisibile pe flancul dintelui nu a permis evidențierea corelației dintre acestea. Trebuie relevat că s-a calculat și coeficientul filmului x_h și s-a comparat cu diagrama SKF [P7] din care rezultă că regimul de ungere corespunde unui regim limită.

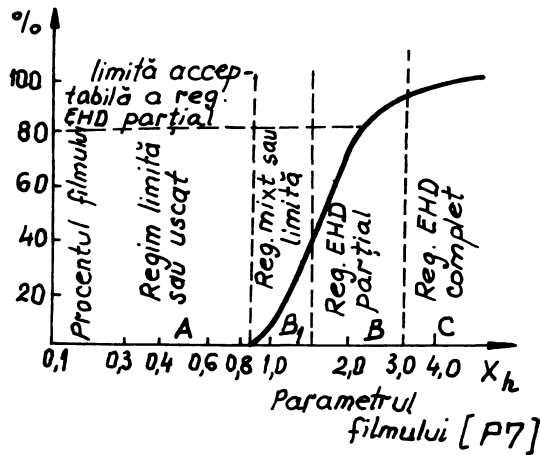


Fig. 4.3

Dacă se pornește de la ideile lui Dowson, prelucrate de Block [B22], după care o predicție cu privire la apariția ciupirii se poate face prin compararea grosimii filmului EHL și suma rugozităților (figura 4.4) în funcție de numărul de cicluri. În cazul încercărilor noastre (vezi și tabelul 4.1) rezultă:

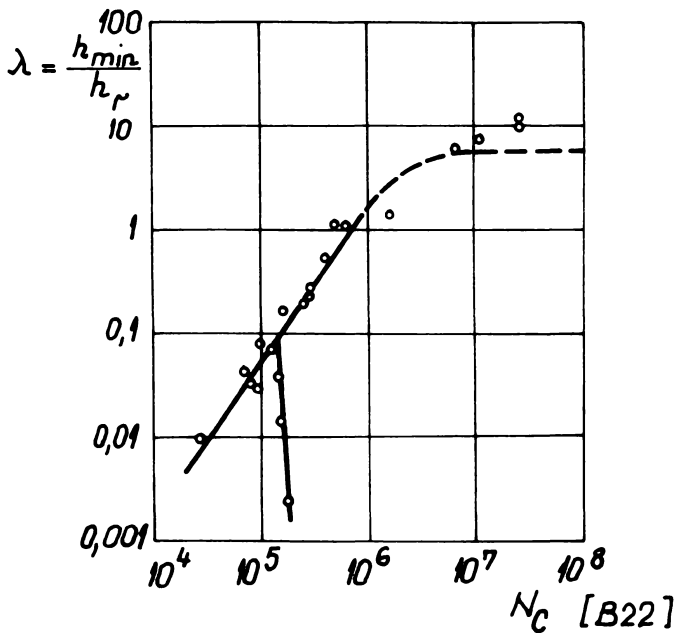


Fig. 4.4

- Doar experiența 5, $\lambda = 0,0617$ intră în domeniul incertitudinii apariției ciupiturilor, în cazul experiențelor noastre însă, acest experiment nu a prezentat abateri cît de cît sensibile față de experimentele pentru care se admite o variație liniară certă a dependenței $\lambda - N_c$.

- Dacă în prelucrarea rezultatelor experimentale se elimină experimentele la care există incertitudinea apariției pittingului progresiv se obține o corelație de forma:

$$\sigma_k = 70,36506323 + 2,434751412 R_z \quad (4.7)$$

respectiv

$$\sigma_{kx} = \sigma_k \frac{20,2}{28,9 - R_z} \quad (4.7')$$

Se observă că diferențele între relația 4.1 și 4.7, respectiv 4.2 și 4.7' sînt complet nese semnificative. În fig. 4.1 s-a reprezentat cu linie punct relația 4.7.

Scăderea limitei admisibile a solicitării de contact cu creșterea rugozității flancului se poate explica, conform ipotezei energetice de rupere a legăturilor interatomice făcută în capitolul 2 al prezentei teze, conform căreia încălzirea instantanee pe suprafețe mici produce solicitări împiedicate pronunțate care repetate în timpul funcționării angrenajului determină acumulări de energie sub stratul de contact și în stratul de contact peste care se suprapune vârful solicitărilor tangențiale din substrat determinându-se apariția fisurilor incipiente care se vor dezvolta în continuare spre exterior și interior.

Trebuie remarcat însă faptul că nu rugozitatea unei suprafețe ci suma, respectiv semisuma rugozităților este elementul hotărâtor. Astfel încercările au fost executate cu suprafețe la care raportul rugozităților R_{z1}/R_{z2} , respectiv $R_{z2}/R_{z1} \in (1; 4,78)$ și totuși rezultatele sînt foarte bine aliniate pe dreapta $\sigma_k = f(\frac{R_{z1} + R_{z2}}{2})$. Trebuie remarcat însă că în cazul în care raportul rugozităților este apropiat de unitate ciupiturile de la început pînă la 1/2, uneori chiar pînă la 2/3 din suprafața totală contaminată sînt de dimensiuni mici și deci relativ dese, (cazul încercărilor 1, 2, 3). La încercarea 4 cînd rugozitățile pe ambele role au fost pronunțate ciupiturile au avut o perioadă foarte scurtă de dimensiuni reduse după care au predominat ciupiturile de dimensiuni mari. În cazul experienței 5 numărul ciupiturilor de la început pînă la sfîrșit a fost redus în schimb dimensiunile acestora au fost pronunțate. Interesant de remarcat la experiența a 6-a cu o diferență pronunțată de rugozitate procentul de contaminare pe flanc a fost foarte puțin diferit doar că la roata mică ciupiturile au fost de dimensiuni mari, dar puține în timp ce pe roata mare numărul ciupiturilor a fost relativ mare, dar de dimensiuni foarte mici. Continuînd experiențele pînă la $2,2 \cdot 10^8$ cicluri, după $2 \cdot 10^8$ cicluri a apărut o degradare foarte pronunțată a suprafeței cu rugozitate mare.

4.2. Influența vitezei de alunecare asupra limitei la ciupire

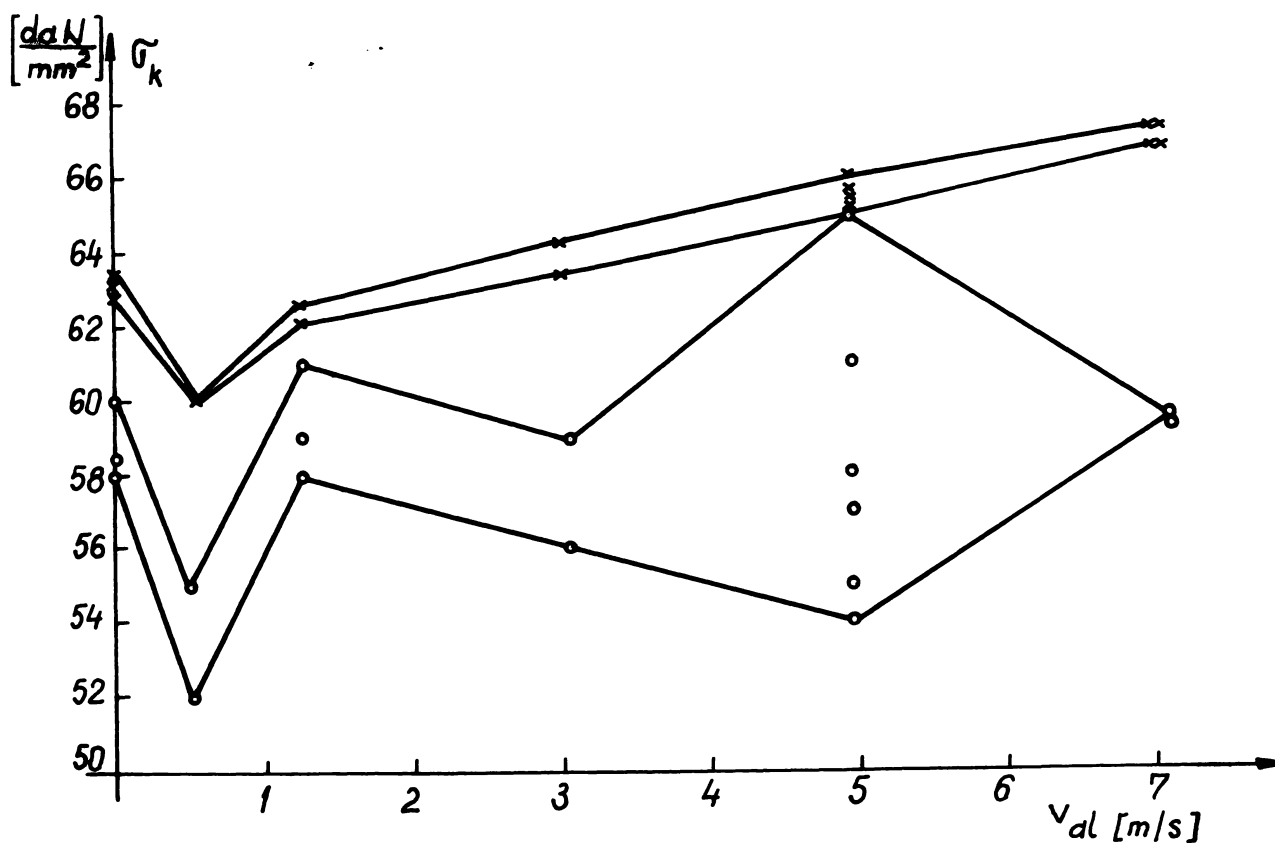
Pentru determinarea influenței vitezei de alunecare s-au executat încercări pentru cele șase puncte simulate pe segmentul de angrenare. Încercările au fost executate de asemenea ca și în cazul anterior cu role din OLC 45 îmbunătățit.

În tabelul 4.2 se prezintă rezultatele obținute. Se subliniază că la reprezentarea rezultatelor în figura 4.5 s-au inclus și rezultatele evidențiate în tabelul 4.1.

Tabelul 4.2

Nr. crt.	Razele rozelor [mm] ρ_1/ρ_2	Duritatea HB ₁ /HB ₂	Rugozitatea R _{z1} /R _{z2} [μm]	Viteza [m/s] (val/v _Σ)	Solicitarea de contact [daN/mm ²]	
					rezultată pt. ΔG = = 2%	redușă pt. (R _{1z} + R _{2z})/2 = 2 [μm]
0	1	2	3	4	5	6
1	49,8	224	5,2	<u>7,12</u>	59	66,66
	110,2	231	4,7	18,85		
2	49,8	222	3,8	<u>7,12</u>	59,5	67,37
	110,2	230	6,2	18,85		
3	67	227	4	<u>3,06</u>	56	63,4
	93	231	3,5	18,85		
4	67	231	2,2	<u>3,06</u>	59	64,2
	93	221	6	18,85		
5	74,8	228	2,8	<u>1,23</u>	58,5	62
	85,2	223	4,1	18,85		
6	74,8	232	2,2	<u>1,23</u>	61	62,2
	85,2	227	2,8	18,85		
7	74,8	226	3,3	<u>1,23</u>	58	62,5
	85,2	220	4,3	18,85		
8	77,5	223	5,4	<u>0,59</u>	52	60
	82,5	230	5,7	18,85		
9	77,5	224	4,1	<u>0,59</u>	55,5	60
	82,5	232	3,8	18,85		
10	80	225	2,3	<u>0</u>	58,5	62,8
	80	226	5,2	18,85		
11	80	228	2,4	<u>0</u>	60	63,1
	80	223	4,1	18,85		
12	80	222	4,8	<u>0</u>	58	63,4
	80	227	3,6	18,85		

Reprezentarea din figura 4.5 ne arată o dispersie relativ mare, pînă la 30%, în cazul în care nu se ține seama de variația rugozității suprafeței. În cazul în care se prelucreează rezultatele experimentale pentru o rugozitate medie de $2[\mu\text{m}]$ (evident putîndu-se alege orice rugozitate de referință) se obține o dispersie nesperat de mică. De aici apare o concluzie deosebit de importantă pentru proiectare: indicarea solicitării de contact limită fără a se preciza rugozitatea medie a suprafețelor pentru care aceasta a fost determinată poate vicia serios rezultatele.



o valori determinate
 x valori echivalente pentru
 $R_z^* = 2 \mu\text{m}$.

Fig. 4.5

Analizînd rezultatele din fig. 4.5 rezultă că la o viteză de alunecare relativ mică între flancuri apare o scădere mai pronunțată a limitei de ciupire (în cazul nostru $v_{al} = 0,59$ [m/s]) la viteze de alunecare mai mari (peste 1,5 m/s în cazul nostru) apare o creștere liniară a limitei la ciupire conform relației:

$$G_{ak_{R_z=2}} = 0,84 v_{al} + 60,82; \quad v_{al} \geq 1,5 \text{ m/s} \quad (4.3)$$

4.3. Influența durității flancului asupra capacității portante

Influența durității asupra capacității portante a flancului nu se poate decela, după cum se va vedea în continuare, de deplasarea de profil a flancului. Incercările au fost executate pe roți dințate confecționate din OLC 45 îmbunătățit avînd durități cuprinse între 220 și 230 HB, respectiv călite prin CIF la dublă frecvență de 8 și 70 kHz (dublă călire așa cum se arată în [H5] asigură o durabilitate sporită a acestor roți dințate). În tabelul 4.3 se prezintă rezultatele experimentale după testul COMTB. Valoarea solicitării limită corespunde unei degradări a flancului de 2% la 10^7 cicluri de solicitare. Ungerea s-a executat cu un ulei hidraulic H20.

Tabelul 4.3

Nr. crt.	Duritatea		Deplasarea de profil		σ_k [daN/mm ²]	OBSERVATII
	HB ₁ / HRC ₁	HB ₂ / HRC ₂	ξ_1	ξ_2		
0	1	2	3	4	5	6
1	225	220	0	0	58	
2	228	218	0,3	-0,3	58,5	
3	224	223	0,5	-0,5	58	
4	228	225	0,7	-0,7	58	
5	227	221	0,9	-0,9	60,4	
6	225	224	1,1	-1,1	64	
7	218	228	-0,3	0,3	57	
8	223	224	-0,5	0,5	55	
9	225	228	-0,7	0,7	55	
10	221	227	-0,9	0,9	53	
11	224	225	-1,1	1,1	50	
12	/58	226	0	0	53,6	Ciupirea a apărut pe flancul roții conduse exceptînd experiențele 20, 21, 22 cînd au apărut ciupituri și pe flancul roții conducătoare
13	/58	225	0,3	-0,3	53,5	
14	/58	225	0,5	-0,5	52	
15	/59	227	0,7	-0,7	50	
16	/59	226	0,9	-0,9	49	
17	/58	228	1,1	-1,1	46	
18	/58	225	-0,3	0,3	54	
19	/59	222	-0,5	0,5	55	

Tabelul 4.3 (contin.)

0	1	2	3	4	5	6
20	/59	228	-0,7	0,7	56,5	
21	/58	225	-0,9	0,9	56	
22	/58	226	-1,1	1,1	58	
23	226	/58	0	0	54	Ciupiturile au apărut doar pe flancul roții conducătoare, excep-tînd experiențele 32 și 33 cînd au apărut puține corespunzător la 0,13% respectiv 0,46% de ciupituri pe flancul roții conducătoare
24	225	/58	-0,3	0,3	53	
25	225	/58	-0,5	0,5	52	
26	227	/59	-0,7	0,7	50	
27	226	/59	-0,9	0,9	49	
28	228	/58	-1,1	1,1	47	
29	225	/58	0,3	-0,3	55	
30	222	/59	0,5	-0,5	55,5	
31	228	/59	0,7	-0,7	55	
32	225	/58	0,9	-0,9	56	
33	226	/58	1,1	-1,1	57	

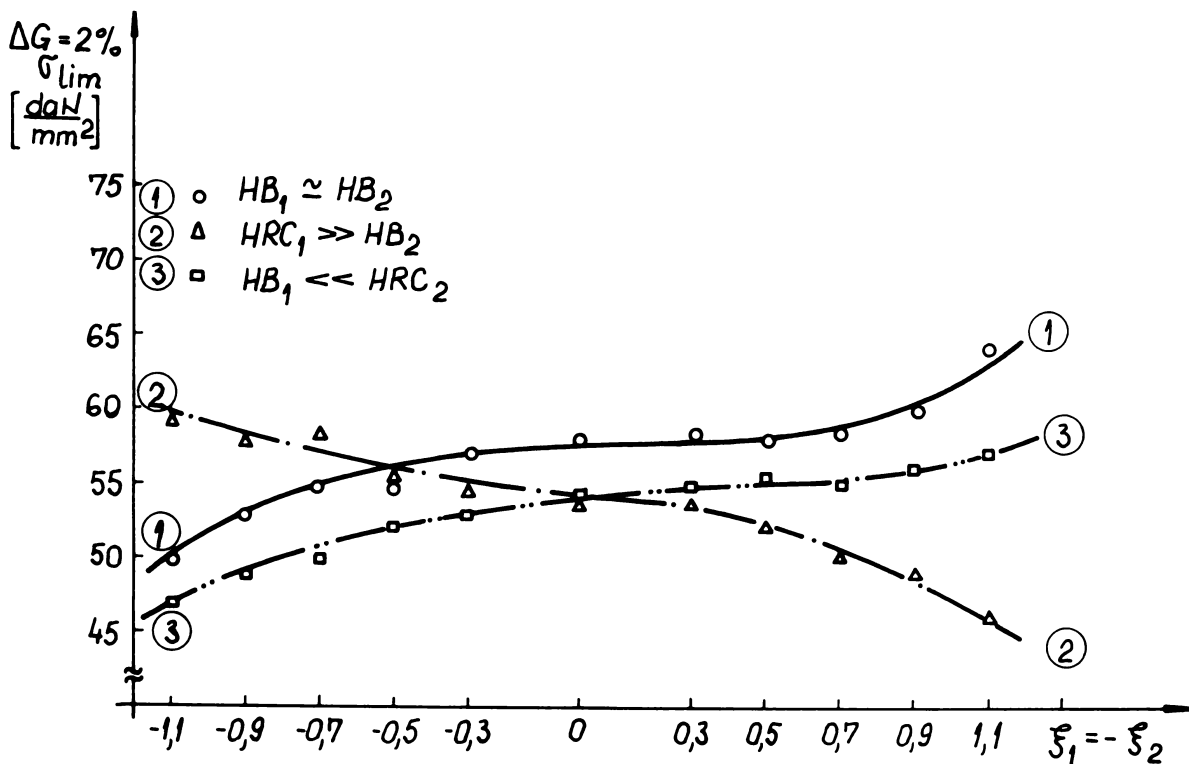


Fig. 4.6

Analizând rezultatele experimentale prezentate în tabelul 4.3 și fig. 4.6 rezultă următoarele:

a) Creșterea deplasării de profil la roata conducătoare; dacă aceasta practic are aceeași duritate ca și roata condusă sau dacă roata conducătoare are duritatea sensibil mai redusă decât cea pe care o are roata condusă, duce la creșterea solicitării limită. Această tendință coincide cu părerea din literatură [G2],[K1],[T2] etc. cu privire la faptul că în cazul în care dintele este format numai din cap (cazul deplasărilor de profil pozitive pronunțate), capacitatea portantă a acestuia este sensibil mărită. Astfel în [K1] se apreciază o creștere de până la 2,25 ori în cazul roților dințate cu dinți înclinați și de 1,75 ori în cazul dinților drepți;

b) În experiențele noastre dacă duritățile celor două flancuri sînt sensibil egale, creșterea este de 10% raportată la o pereche de roți dințate cu roți nedeplasate sau de 28% dacă se raportează la o pereche dinți cu roata conducătoare puternic deplasată negativ ($\xi_1 = -1,1$);

c) În cazul în care roata conducătoare este confecționată din material cu duritate mai scăzută și roata condusă din material mult mai dur creșterea capacității portante a perechii la care roata conducătoare (din oțel mai moale) este puternic deplasată pozitiv ($\xi_1 = 1,1$) este de 5,5% față de perechea de roți cu dantura nedeplasată și de 21% față de cazul în care roata conducătoare (din oțel mai moale) este puternic deplasată negativ ($\xi_1 = -1,1$);

d) În cazul roților dințate la care roata conducătoare este din oțel dur, respectiv roata condusă se confecționează din oțel moale, capacitatea portantă maximă se obține cînd roata condusă se deplasează puternic pozitiv ($\xi_2 = 1,1$) creșterea este de 8% față de perechea de dinți nedeplasată și de 26% față de cazul în care roata conducătoare este puternic deplasată pozitiv ($\xi_1 = 1,1$), respectiv roata condusă confecționată din oțel moale este puternic deplasată negativ ($\xi_2 = -1,1$);

e) Imperecherea roților dințate confecționate cu flancuri dure, respectiv flancuri moi s-a dovedit mai puțin potrivită, deoarece apare o scădere a capacității portante $\in [6,14][\%]$ față de cazul în care s-au folosit roți dințate confecționate din același material și aproximativ aceeași duritate, relativ scăzută. Această scădere a capacității portante se poate explica prin faptul că creșterea diferenței de duritate în cazul frecării de alunecare determină o micșorare a uzării de alunecare [B28] dar creșterea uzării scade tendința de ciupire pe de o parte, iar pe de altă parte, datorită faptului că un flanc în con-

tact este mai dur decît flancul conjugat, de formațiile de întindere a straturilor de suprafață ale flancurilor moi vor fi mult mai pronunțate decît în cazul în care ambele flancuri sînt executate din oțeluri moi (practic în cazul în care duritățile flancurilor sînt foarte diferite întreaga deformație produsă de alunecarea relativă se cumulează pe roata cu duritatea superficială a flancului mai redusă).

Rezultatele prezentate confirmă recomandările cuprinse în normele americane AGMA, respectiv sovietice GOST, care prevăd diferențe reduse de duritate între roțile conducătoare și cele conduse, în schimcontrazic luările de poziție a lui Buckingham [B1] și A.K.Thomas [T6] care susțin că diferența mare de duritate între roata conducătoare și roata condusă ar avea un efect favorabil asupra creșterii capacității portante a angrenajului prin faptul că pe flancul mai moale în contact cu flancuri mai dure se produce o ecrusare care determină o creștere a capacității portante ale acestuia.

Pornind de la ipotezele lui A.Tross [T1], [T2] cu privire la fenomenul de distrugere ca o consecință a acumulărilor de energie care duc la distrugerea rețelei cristaline, distrugerea mai rapidă a angrenajelor la care roțile dințate au durități foarte diferite se poate explica prin faptul că deformațiile fiind practic concentrate pe flancurile roții avînd duritate mult mai mică se ajunge mai rapid la nivelul de energie internă ce produce fenomenul de dislocație decît în cazul în care deformația se repartizează pe ambele flancuri, deci nivelele energetice necesare pentru a produce distrugerea flancurilor se vor atinge mult mai tîrziu sau deloc.

4.4. Cu privire la starea de solicitare pe flancul dintelui (angrenare ideală, fără abateri) de-a lungul segmentului de angrenare

Starea de tensiune pe flancul angrenajelor în timpul contactului este determinată, în principal, de momentul ce se transmite, de viteza unghiulară a roților dințate, de rigiditatea angrenajului (rigiditatea dinților și rigiditatea sistemului - arbori, lagăre, carcasă) și de capacitatea portantă a peliculei de lubrifiant.

Neglijarea luării în considerare a rigidității dinților (admiterea rigidității infinite a dinților) duce la concluzii eronate cu privire la starea de încărcare, respectiv a stării de tensiune pe flancul dintelui în domeniul angrenării bipare (duble) la începutul și sfîrșitul segmentului de angrenare.

Dacă se admite rigiditatea infinită și o geometrie ideală a danturării (fără abateri) în zona angrenării bipare, forța normală pe

flancul unei perechi de dinți este constantă și reprezintă 50% din forța normală nominală care se transmite, respectiv solicitarea de contact este de $2^{-0,5}$, mai mică decât cea corespunzătoare punctului, respectiv pe segmentul de angrenare dacă va fi în contact o singură pereche de dinți (fig. 4.7).

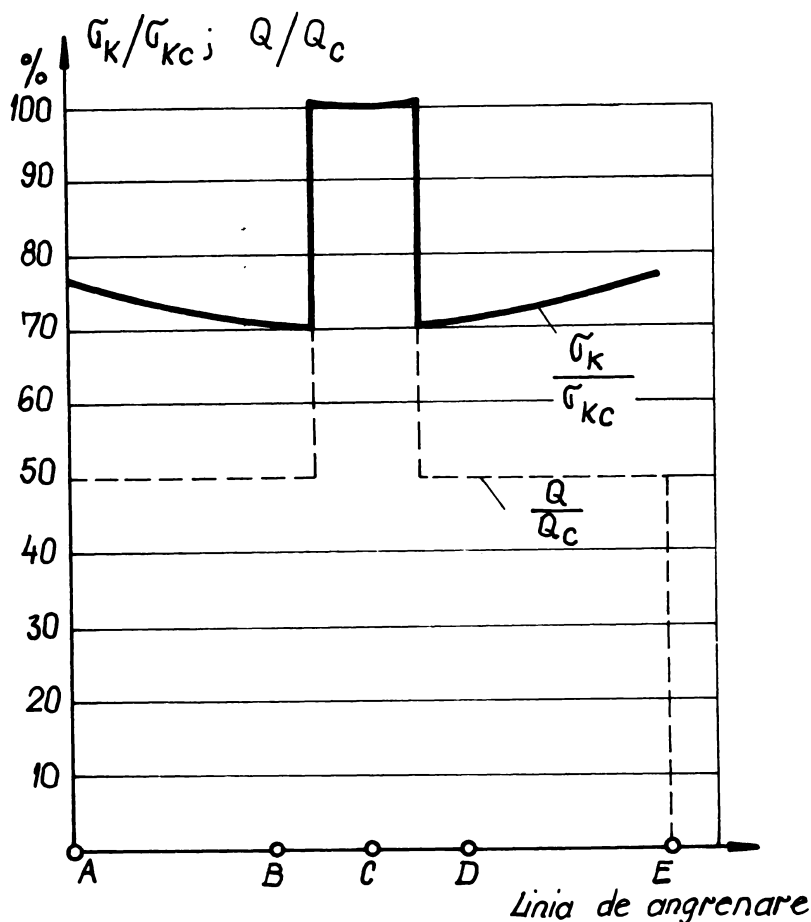


Fig. 4.7

Dacă se ține seama de rigiditatea reală a dinților, pe de o parte repartizarea forței pe cele două perechi de dinți în angrenare și pe de altă parte, variația stării de tensiune pe flancuri diferă substanțial de cazul în care se admite că dinții au rigiditate infinită.

Metodologia de determinare a rigidității angrenajului ideal pornește de la rela-

țiile de calcul stabilite de Weber și Banaschek [44] pentru deformațiile dintelui și porțiunii de încastrare $w_{1(2)}$ și deformația hertziană w_H :

$$\begin{aligned}
 w_{1,2} = & \frac{B}{E} \cos^2 \alpha_M \left[10,92 \int_0^{y_p} \frac{y_p - y}{8x^3} dy + \right. \\
 & + 3,1(1 + 0,294 \operatorname{tg}^2 \alpha_M) \int_0^{y_0} \frac{dy}{2x} + 5,2 \left(\frac{y_p}{s} \right)^2 \\
 & \left. + \frac{y_p}{s} + 1,4(1 + 0,294 \operatorname{tg}^2 \alpha_M) \right] \quad (4.9)
 \end{aligned}$$

respectiv

$$w_H = \frac{B}{E} \frac{2(1-\nu^2)}{\pi} \left[\ln \frac{h_1 h_2}{2\varrho(1-\nu^2)} - \frac{\pi E}{B} - \frac{\nu}{1-\nu} \right] \quad (4.10)$$

în care elementele ce nu sînt notate în fig. 4.8 reprezintă
 B - încărcarea normală raportată la lungimea liniei de contact
 (lăţimea dintelui) [daN/mm];
 E - modulul de elasticitate longitudinal [daN/mm²];
 ν - coeficientul de contracţie transversal.

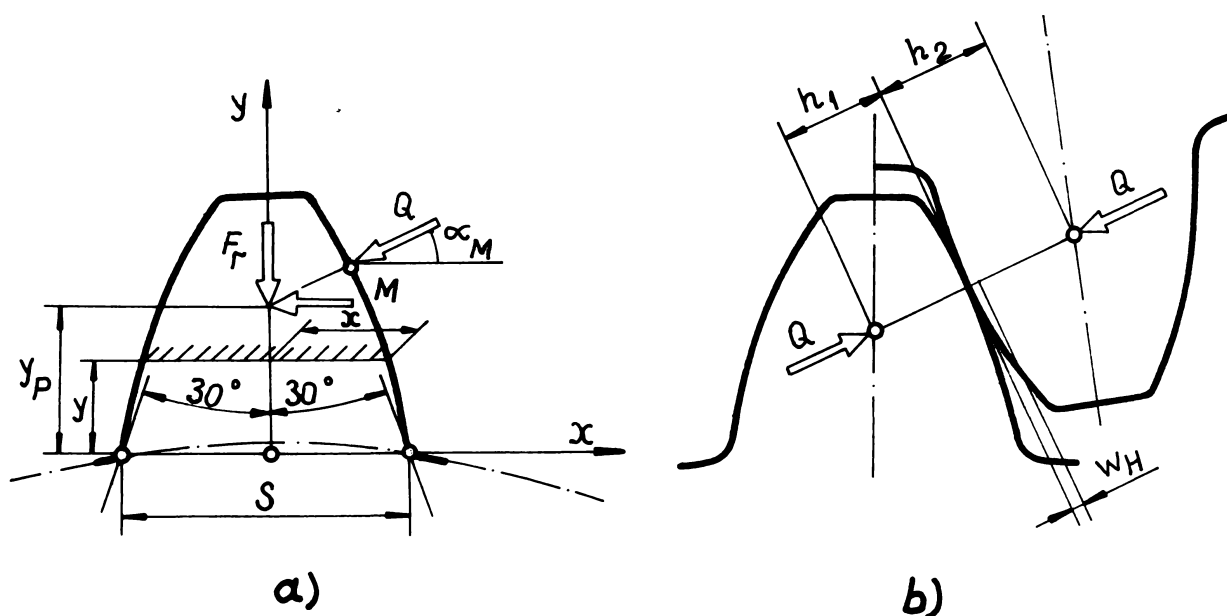


Fig. 4.8. a, b

Determinarea deformațiilor cu relațiile 4.9 și 4.10 este foarte laborioasă, mai ales datorită celor două integrale din relația 4.9 în care x este o funcție de y. Din acest motiv în [1.4] se determină grafic aceste integrale, mai târziu [K3] aproximează flancul dintelui cu o parabolă ce trece prin două sau trei puncte considerate semnificative pe flancul evolventic. Evident atât prima, cât și a doua metodă introduc aproximații și inexactități relativ grosolane. Această soluție o folosesc o serie de cercetători sovietici [A1]; [K12].

În continuare se prezintă o metodă numerică de calcul pusă la punct de autor în colaborare, a deformațiilor și a repartiției sarcinii pe dinte pe întregul segment de angrenare [B25], [P10], [P11].

Metodologia de calcul este prezentată în organigrama din fig. 4.9 după care s-a realizat un program de calcul în limbaj FORTRAN IV

Pentru început se calculează toate măsurile geometrice necesare determinării rigidității. Pentru a putea studia variația rigidității de-a lungul liniei de angrenare, se împarte segmentul de angrenare

re în mai multe părți egale (considerăm că 20 de intervale asigură o precizie satisfăcătoare) și se calculează în fiecare punct astfel determinat, luat drept punct de contact, rigiditatea totală.

Pentru fiecare punct considerat se determină natura angrenării - unipară sau bipară, și cu ajutorul variabilelor de control IC1, IC2, IC3 și K01 se calculează rigiditatea pentru punctul considerat.

În cazul angrenării bipare se consideră că cele două perechi de dinți în angrenare formează două sisteme elastice legate în paralel fig. 4.10.

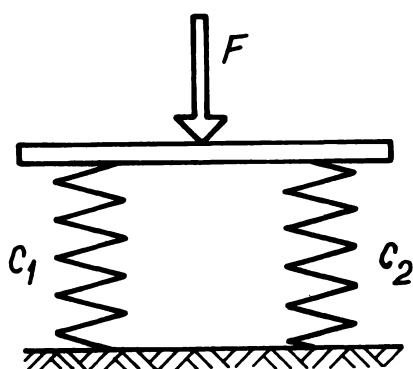


Fig. 4.10

În cazul unor astfel de sisteme rigiditatea totală este suma rigidităților parțiale.

$$C = \sum_{i=1}^n C_i \quad (4.11)$$

Din relația 4.11 și din condiția ca suma forțelor normale pe cele i perechi de dinți în angrenare Q_i este egală cu forța normală totală Q

$$Q = \sum_{i=1}^n Q_i \quad (4.12)$$

rezultă forța normală Q_i pe fiecare pereche de dinți în angrenare.

Pentru determinarea punctelor de început și de sfârșit de angrenare bipară se folosește subprogramul "ATRIB" fig. 4.11.

Tinând seama de faptul că deformația hertziană (4.10) este o funcție transcendentă, aceasta se rezolvă iterativ. Metoda de calcul se prezintă în subprogramul FORTE (fig. 4.12).

Drept valori inițiale pentru calculul iterativ se iau numai deformațiile dinților neglijându-se deformația hertziană. Cu valorile obținute pentru forțele pe cele două perechi de dinți în angrenare se calculează deformațiile hertziene, care introduse în relațiile de deformație duc la o nouă repartitie a forței totale. Procedura se repetă pînă cînd diferența între valorile calculate la doi pași consecutivi de iterație ale deformației este mai mică decît o valoare admisă, de programator, „ ϵ ”.

Pentru calculul deformației trebuie să se calculeze valorile integralelor din relația (4.10). Rezolvarea integralelor se face printr-o schimbare de variabile.

Se exprimă atît x cît și y în funcție de unghiul α fig. 4.13.

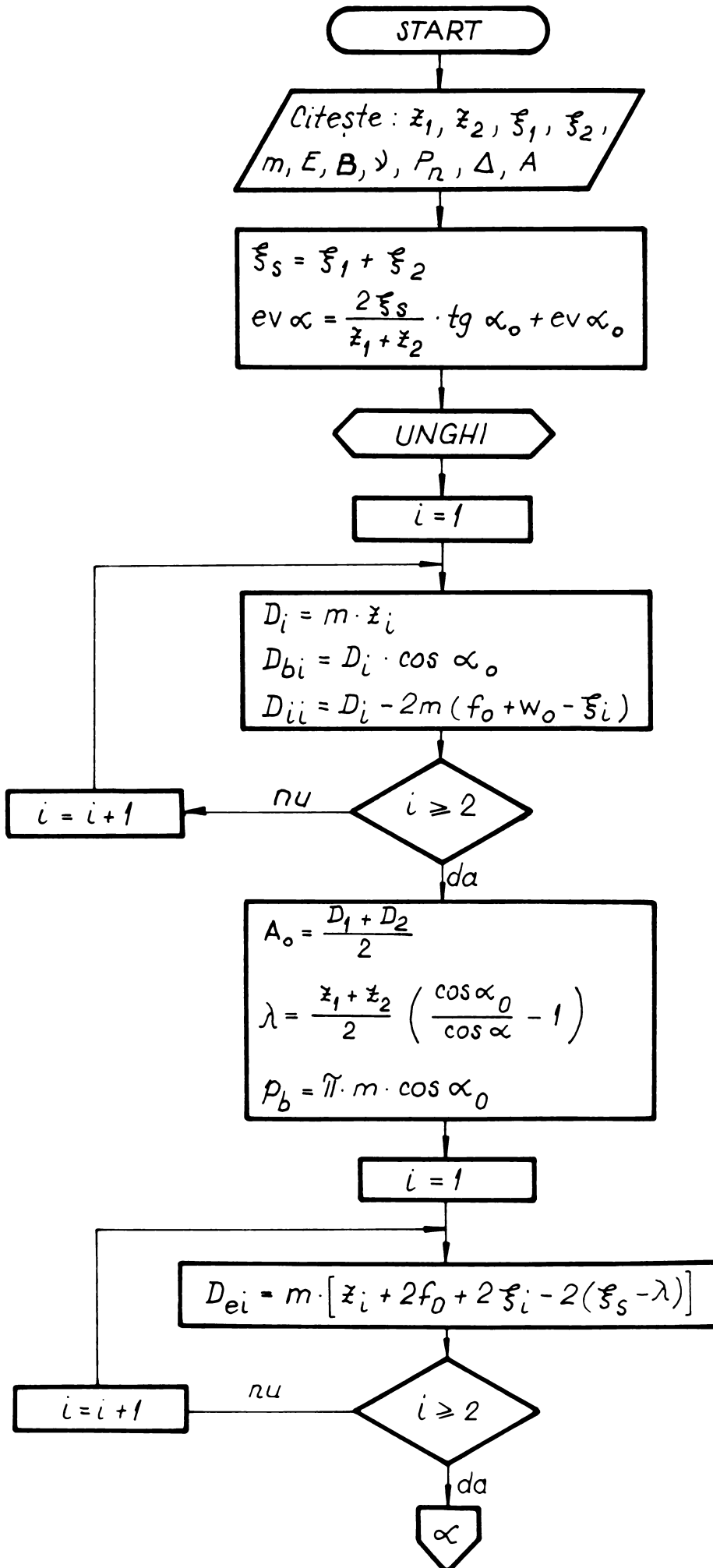


Fig. 4.9. a

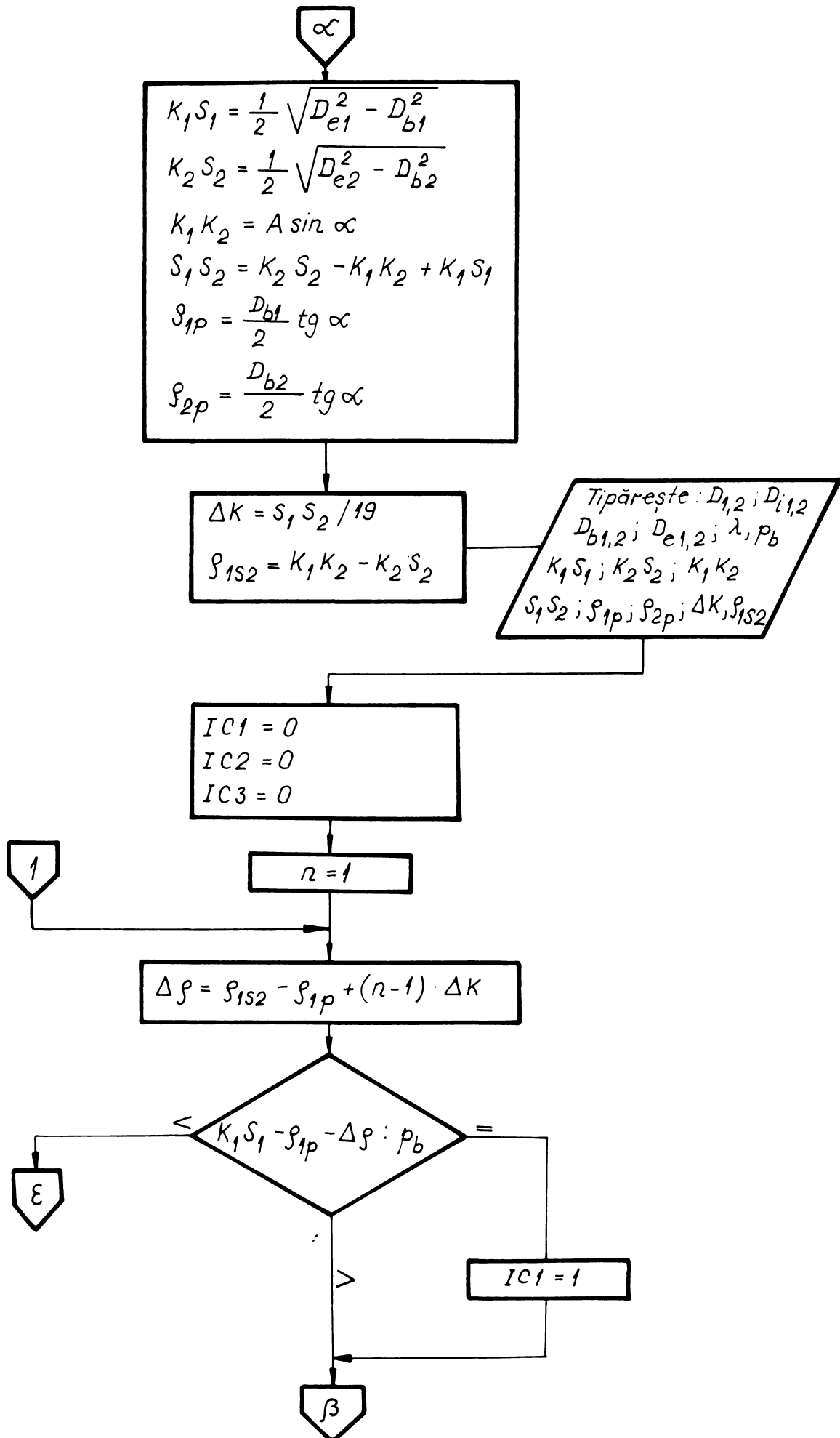


Fig. 4.9. b

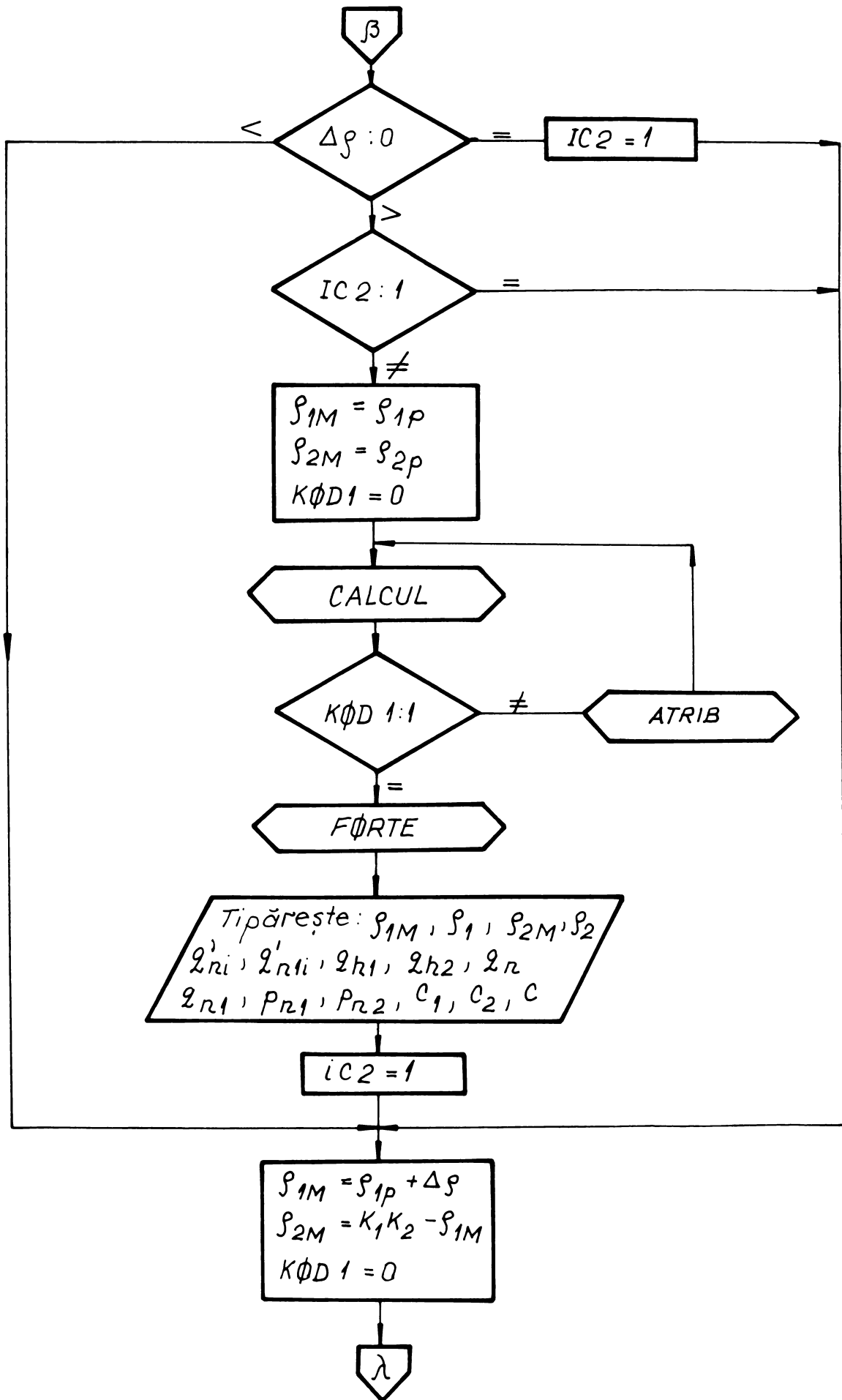


Fig. 4.9.c

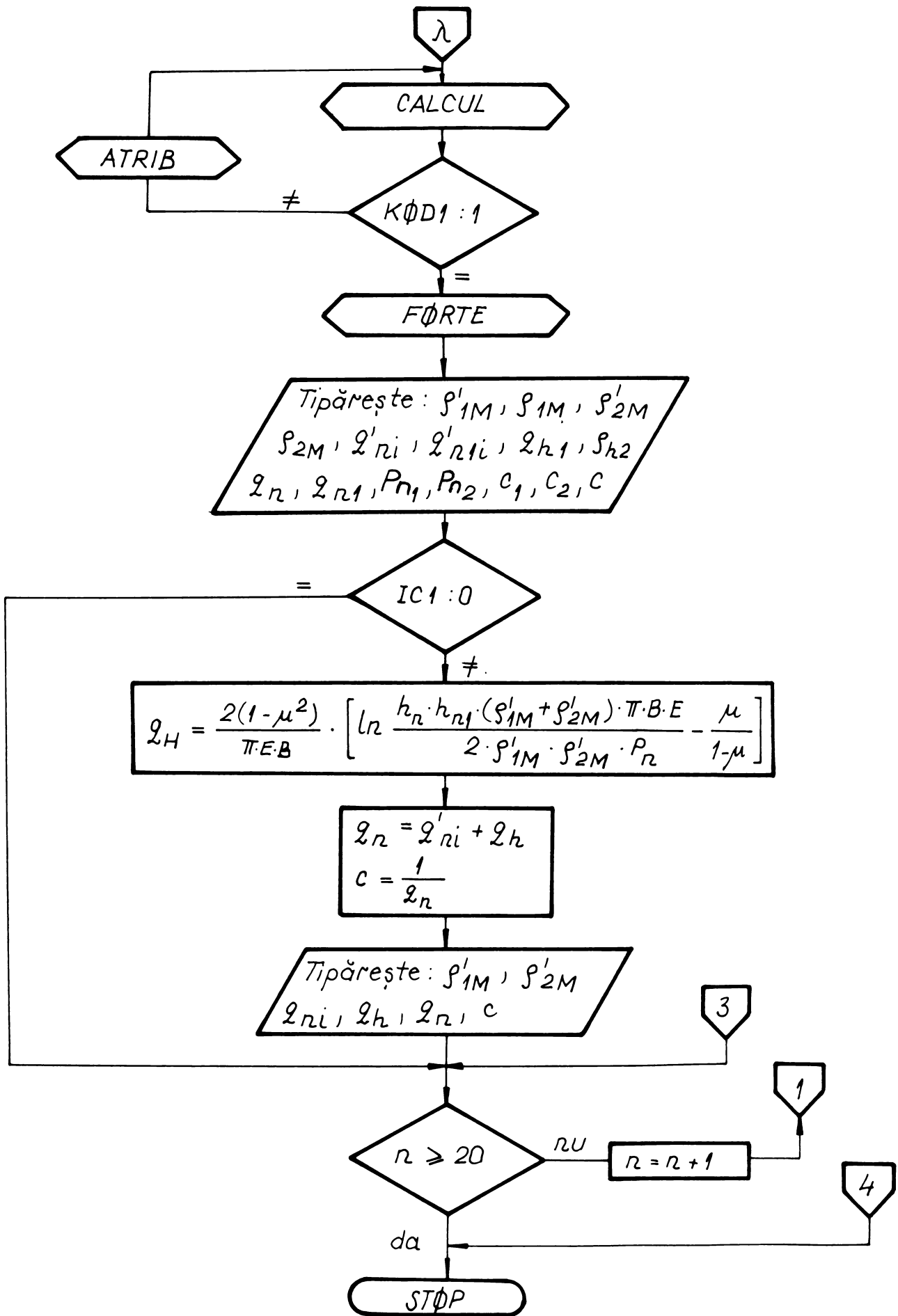


Fig 4.9. d

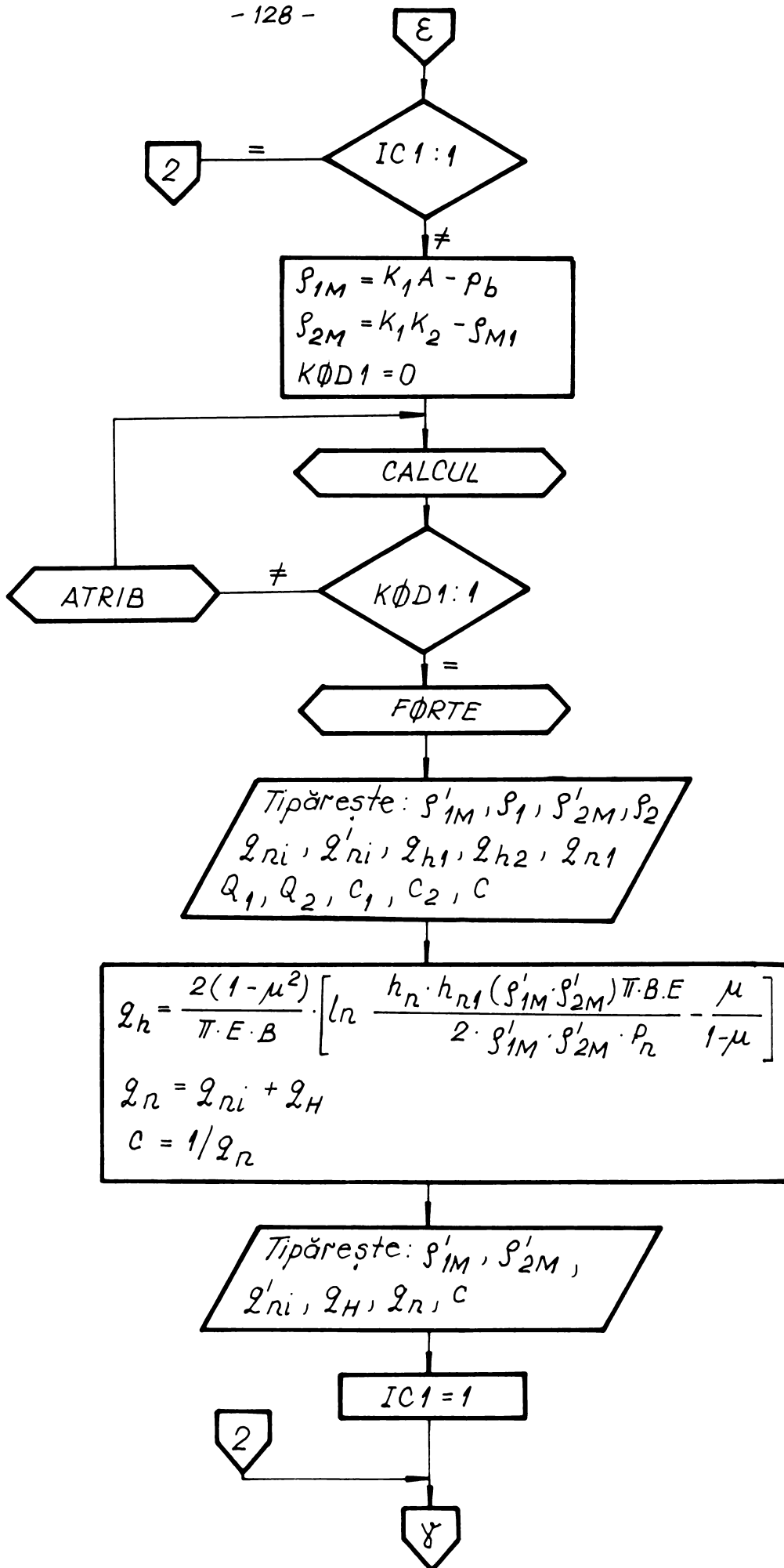


Fig 4.9. e

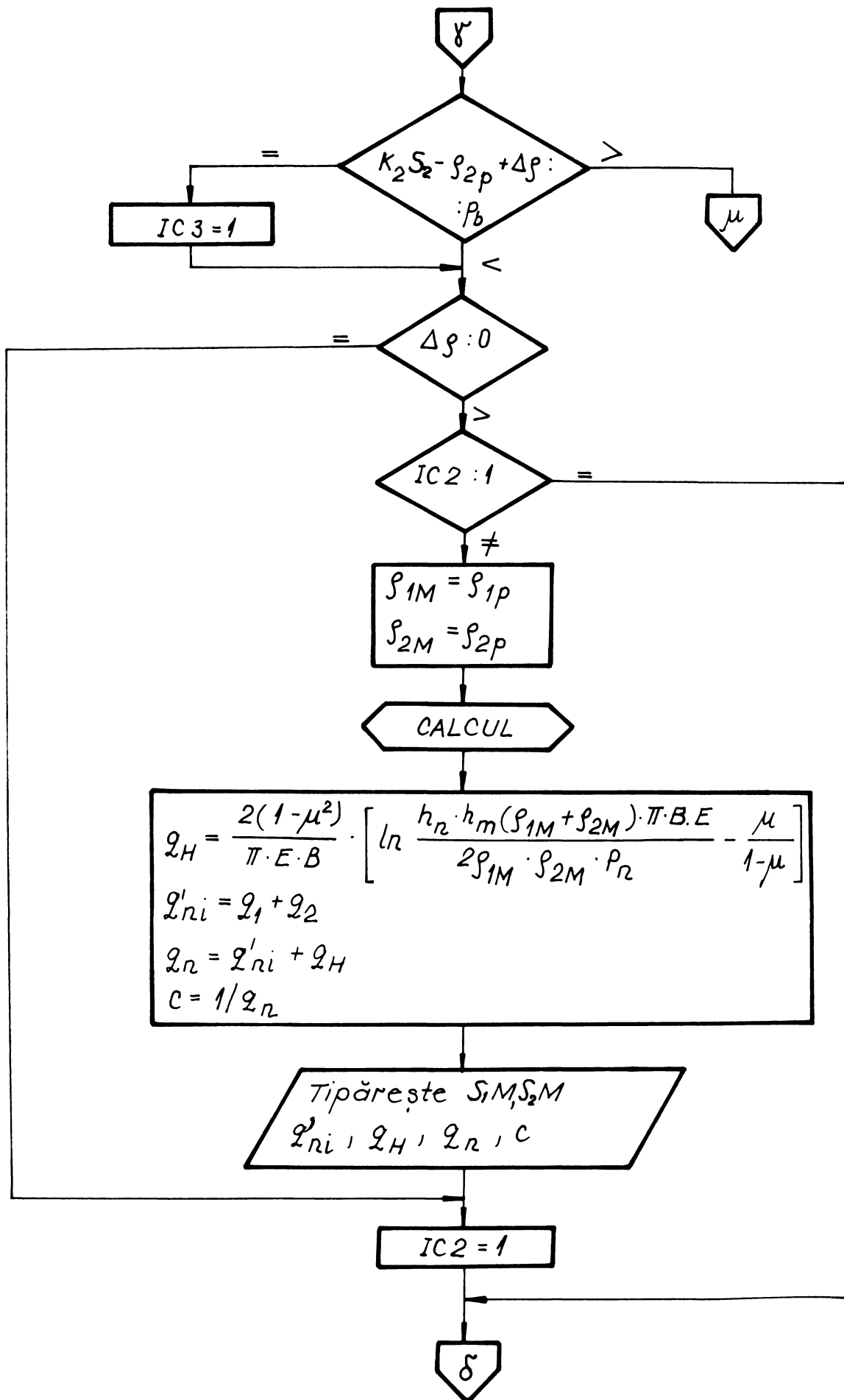


Fig. 4.9.f

- 130 -

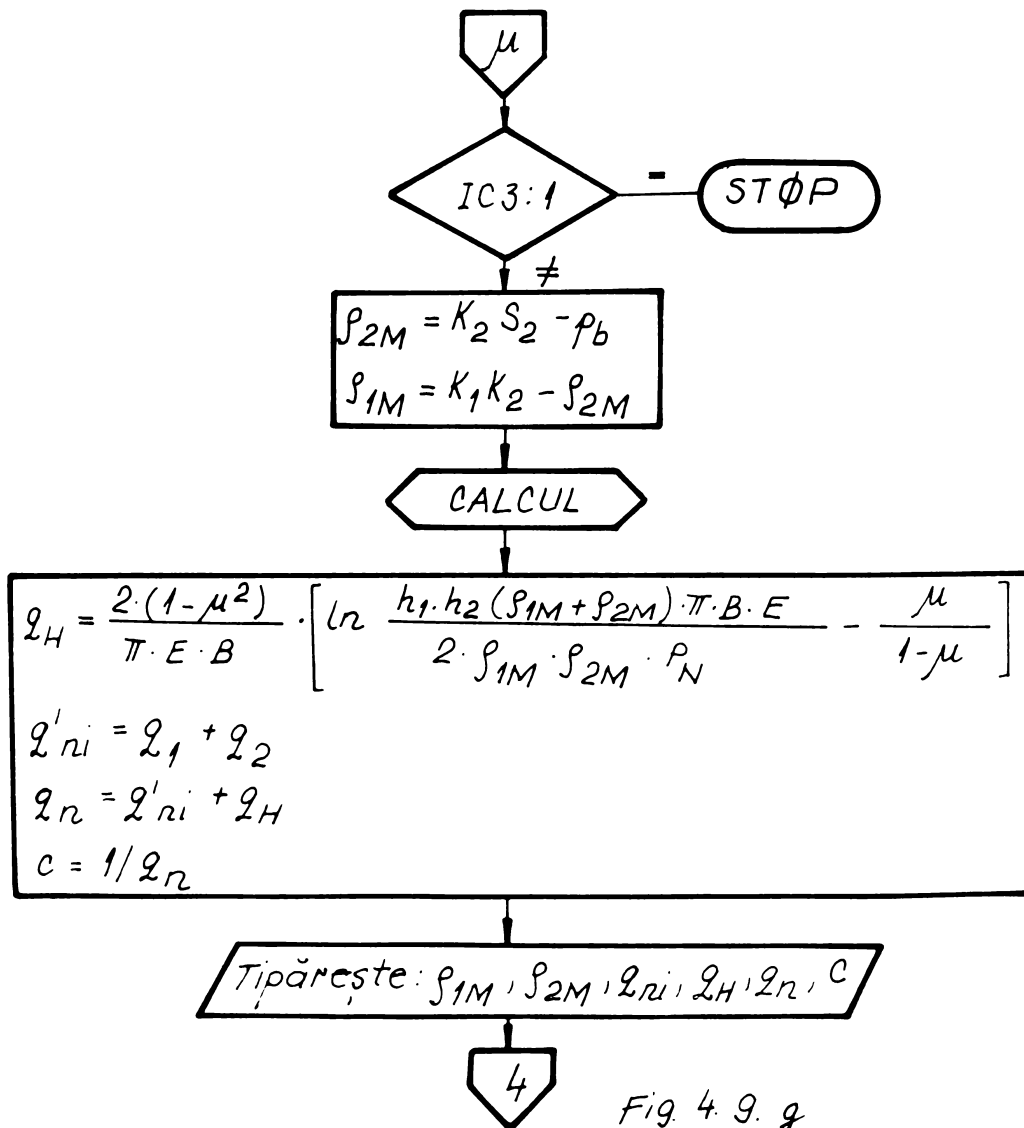
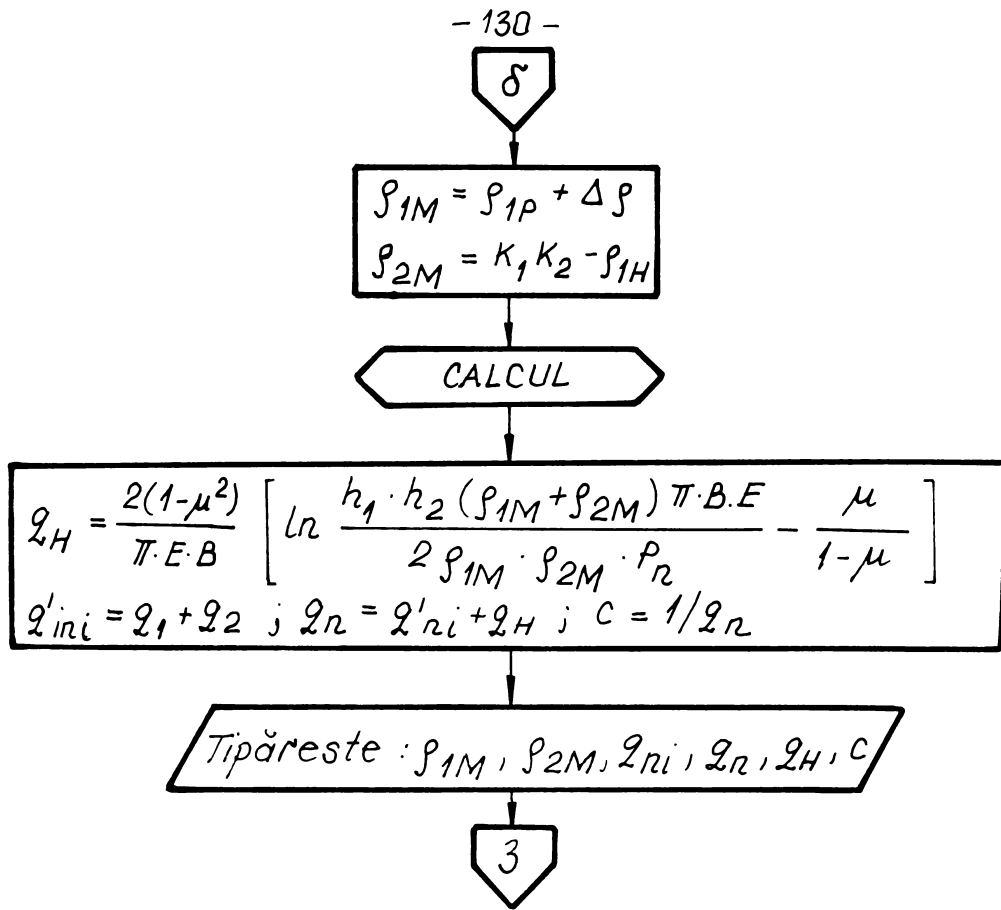


Fig. 4.9. g

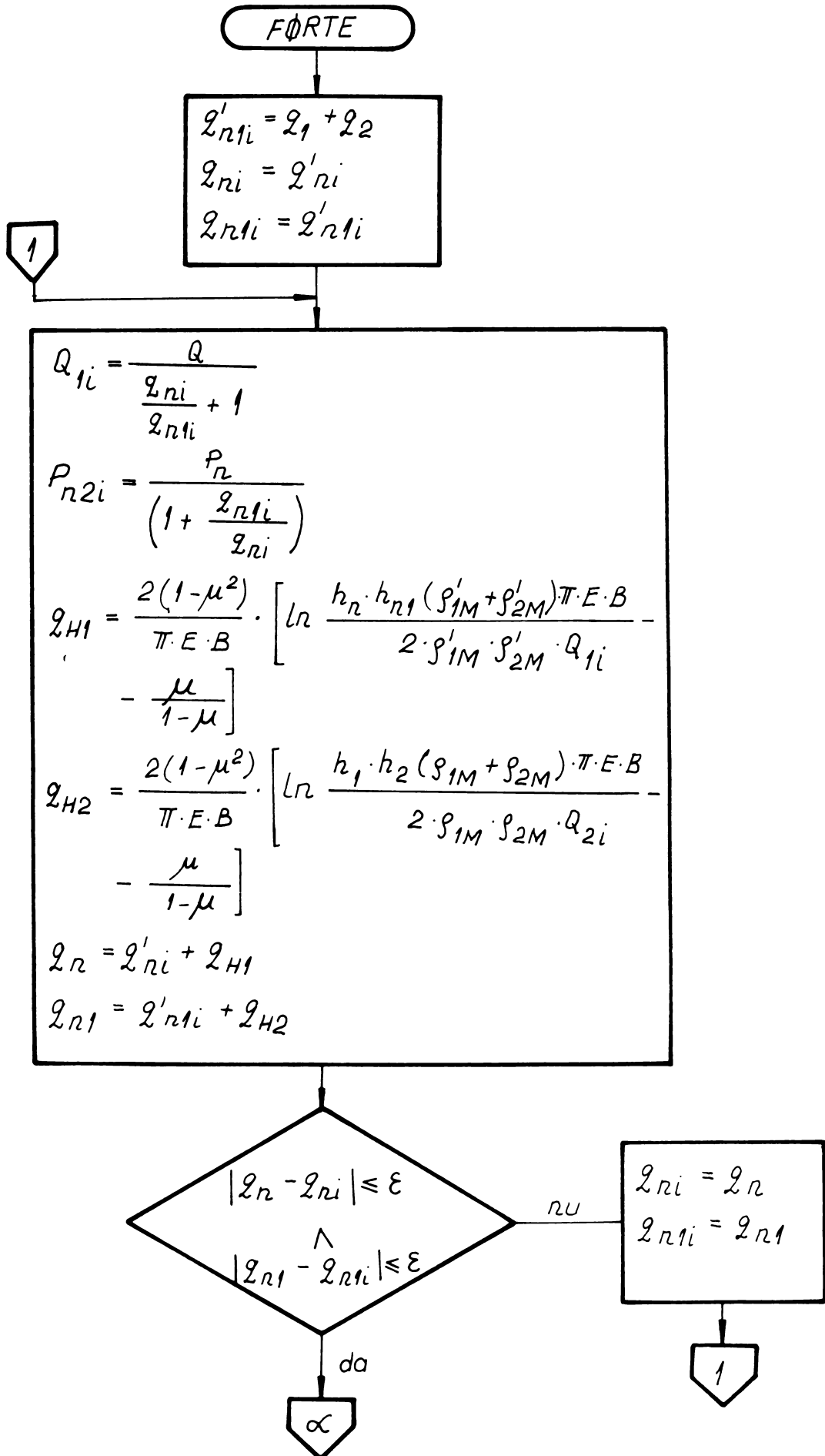


Fig. 4.12. a

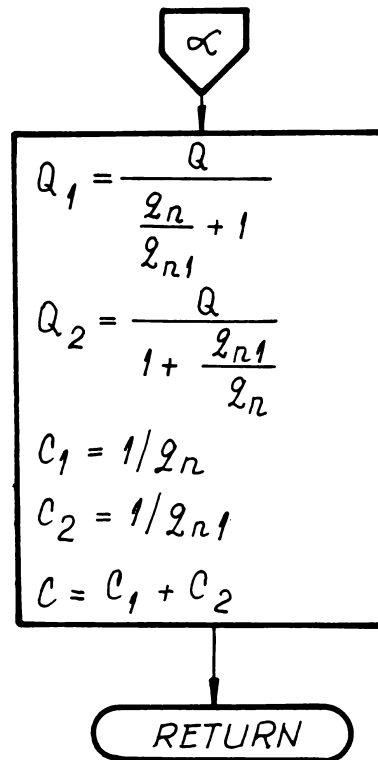


Fig. 4.12.a

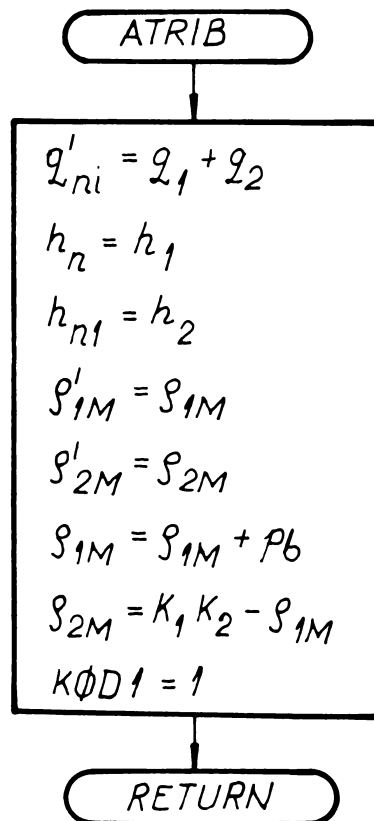


Fig. 4.11

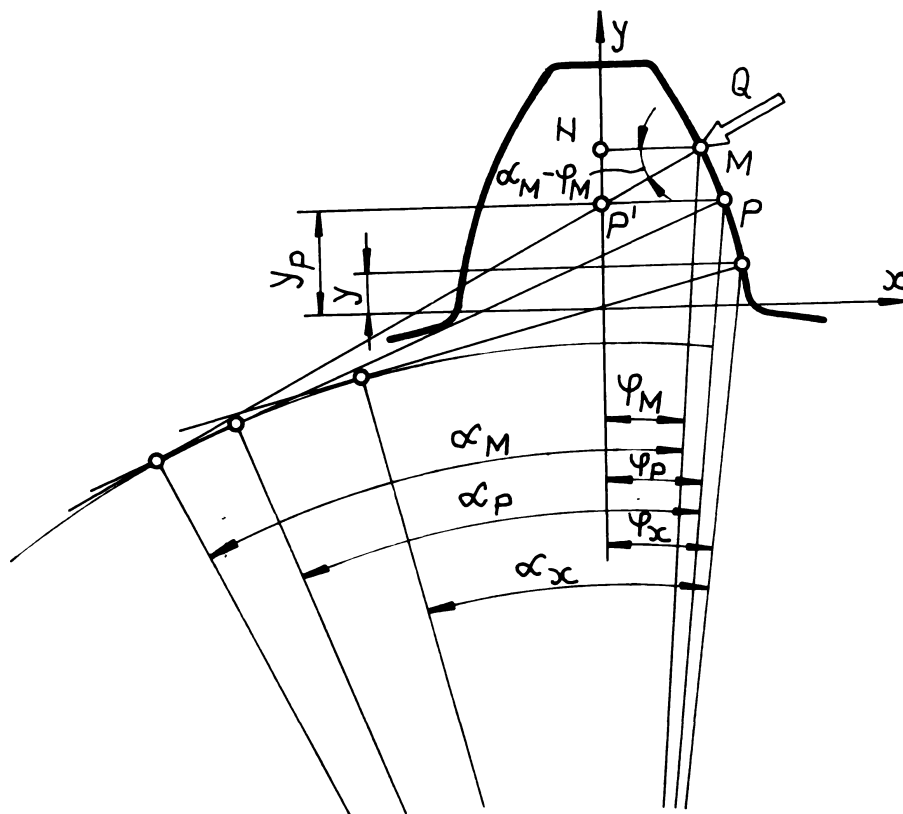


Fig. 4.13

În acest caz cele două integrale iau forma

$$I_1 = \int_0^{y_p} \frac{(y_p - y)^2}{(2x)^3} dy = \int_{\alpha_i}^{\alpha_p} \frac{[y_p - y(\alpha_x)]^2}{[2x(\alpha_x)]^3} y'(\alpha_x) d\alpha_x \quad (4.13)$$

respectiv

$$I_2 = \int_0^{y_p} \frac{dy}{2x} = \int_{\alpha_i}^{\alpha_p} \frac{y'(\alpha_x)}{2x(\alpha_x)} d\alpha_x \quad (4.14)$$

în care $y(\alpha_i) = 0$ și $y(\alpha_p) = y_p$

Limitele de integrare rezultă din fig. 4.13 în felul următor:

$$\alpha_i = \arccos \frac{R_o}{R_i} \quad (4.15)$$

iar α_p se obține iterativ prin rezolvarea cu metoda Newton-Raphson a ecuației transcendente

$$f(\alpha_p) = \frac{m_z \cos \alpha_o}{2 \cos \alpha_p} \cos \left[\frac{1}{z} \left(\frac{\pi}{2} + 2 \xi \operatorname{tg} \alpha_o \right) + \operatorname{inv} \alpha_o - \operatorname{inv} \alpha_p \right] - \operatorname{CP}' \quad (4.16)$$

În acest scop se determină prima derivată a funcției $f(\alpha_p)$.

$$f'(\alpha_p) = \frac{mz \cos \alpha_0 \sin \alpha_p}{2 \cos^2 \alpha_p} \cos \left[\frac{1}{z} \left(\frac{\pi}{2} + 2 \operatorname{tg} \alpha_0 \right) + \operatorname{inv} \alpha_0 - \right. \\ \left. - \operatorname{inv} \alpha_p \right] - \frac{mz \cos \alpha_0}{2 \cos \alpha_p} \cdot \sin \left[\frac{1}{z} \left(\frac{\pi}{2} + 2 \xi \operatorname{tg} \alpha_0 \right) + \right. \\ \left. + \operatorname{inv} \alpha_0 - \operatorname{inv} \alpha_p \right] \left(1 - \frac{1}{\cos^2 \alpha_p} \right) \quad (4.17)$$

O valoare impunătoare a unghiului $\alpha_{p_{j+1}}$ se obține din valoarea α_{p_j} din relația:

$$\alpha_{p_{j+1}} = \alpha_{p_j} - \frac{f(\alpha_{p_j})}{f'(\alpha_{p_j})} \quad (4.18)$$

procedeu se repetă pînă cînd diferența

$$|\alpha_{p_{j+1}} - \alpha_{p_j}| \leq \varepsilon_1 \quad (4.19)$$

în care

ε_1 - exprimă precizia cu care trebuie să se calculeze unghiul α_p .

Drept valoare inițială în procesul iterativ se adoptă unghiul α_M (fig. 4.13) care se poate calcula în funcție de poziția punctului curent M .

Tot din fig. 4.13 rezultă și segmentul OP'

$$OP' = R_M \cos \varphi_M - R_M \sin \varphi_M \operatorname{tg}(\alpha_M - \varphi_M) \quad (4.20)$$

Cele două integrale se calculează numeric prin metoda Simpson.

Organigrama "CALCUL" pentru determinarea unghiului α_p și a integralelor I_1 și I_2 se evidențiază în fig. 4.14.

Subprogramul "CALCUL" folosește subprogramul INS LM din biblioteca matematică a calculatorului Felix C-256. Unul din parametrii subprogramului INS LM fiind funcția de integrat. S-au scris funcțiile FON (fig. 4.15) și FON 1 (fig. 4.16) ce corespund celor două integrale I_1 și I_2 .

În cazul în care diametrul de bază este mai mare ca diametrul exterior, subdiametrul de bază evolventa se înlocuiește cu o dreaptă radială; pentru acest caz s-au scris subprogramele FON 2 (fig. 4.17) respectiv FON 3 (fig. 4.18).

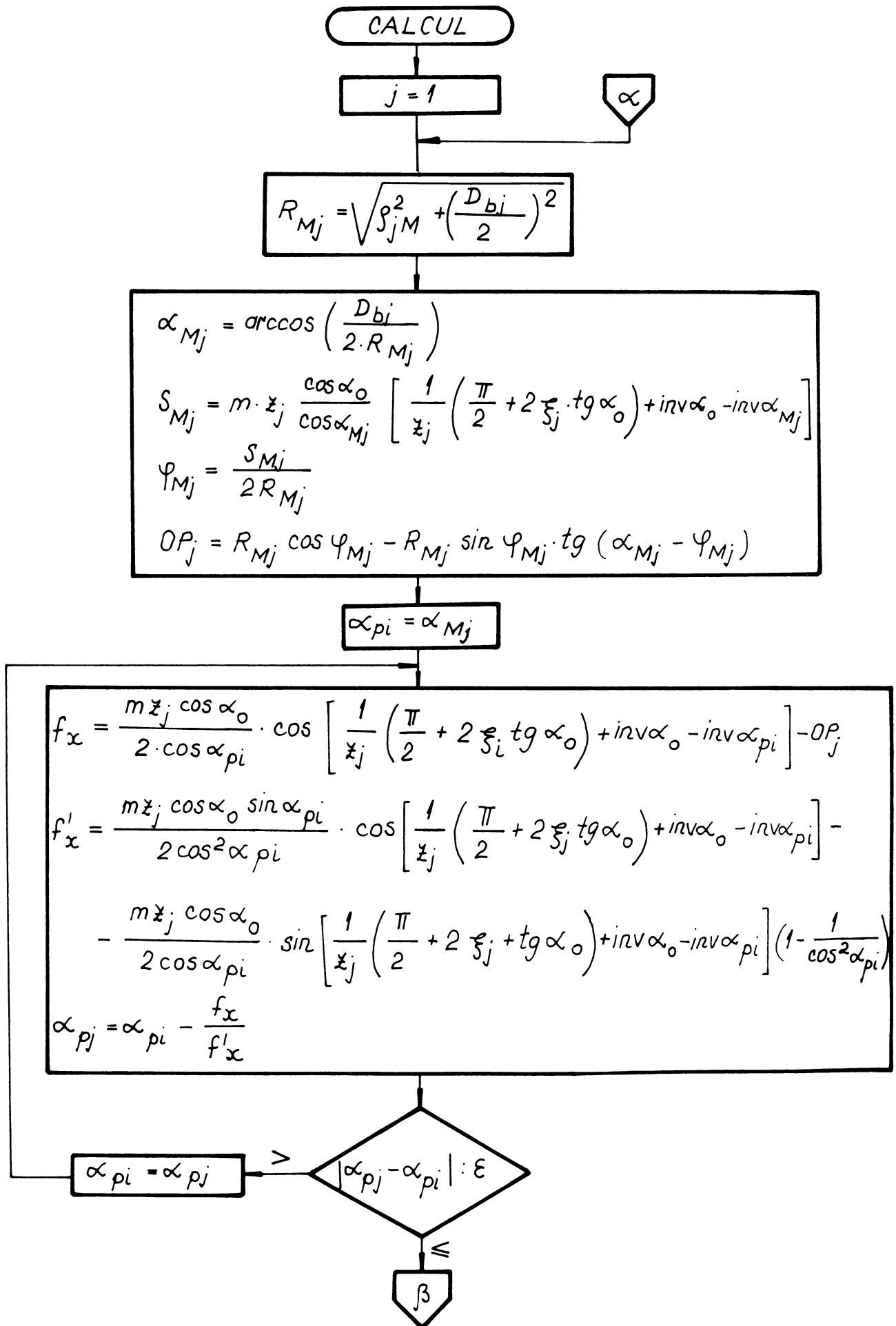


Fig. 4. 14. a

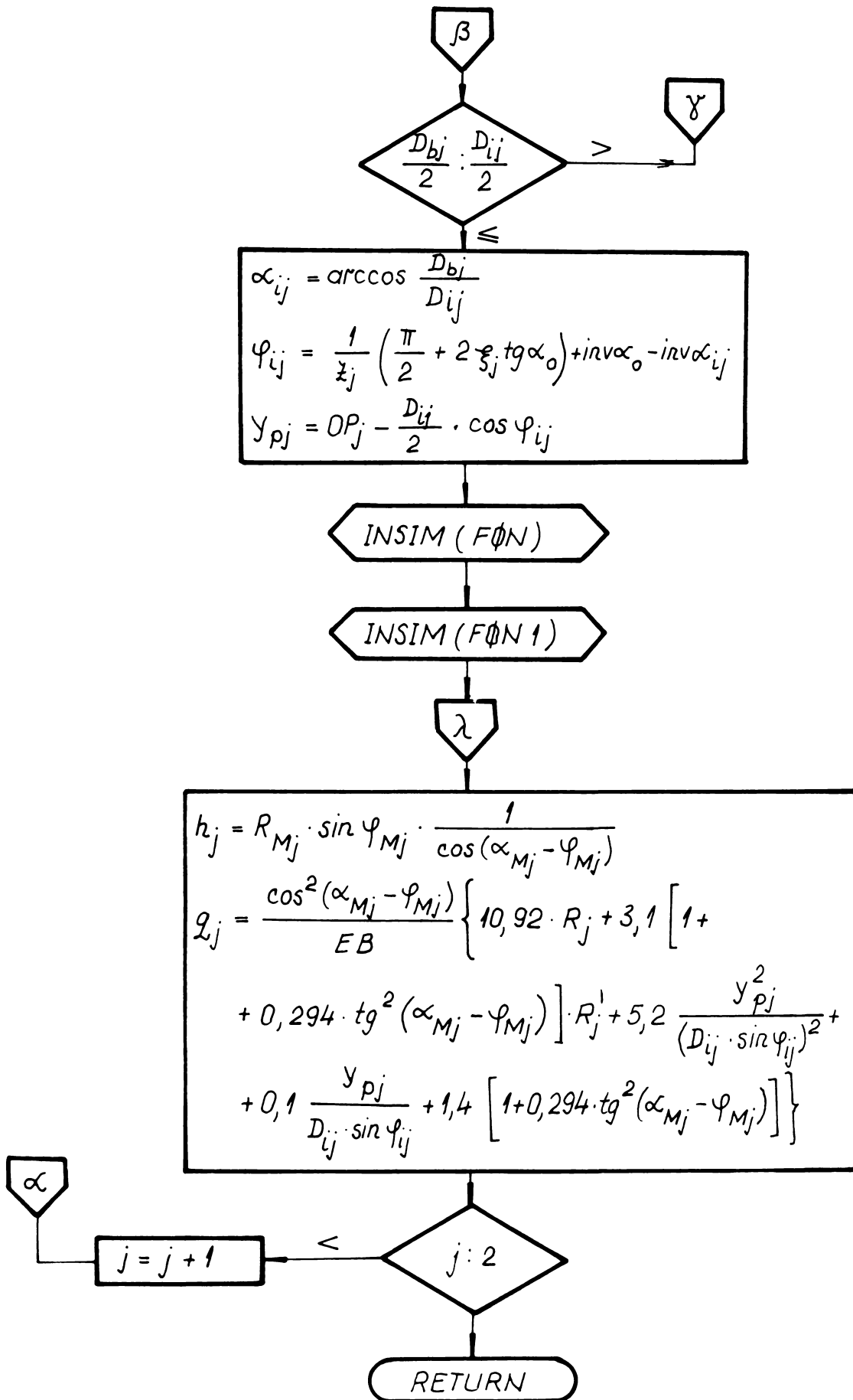


Fig. 4.14.b

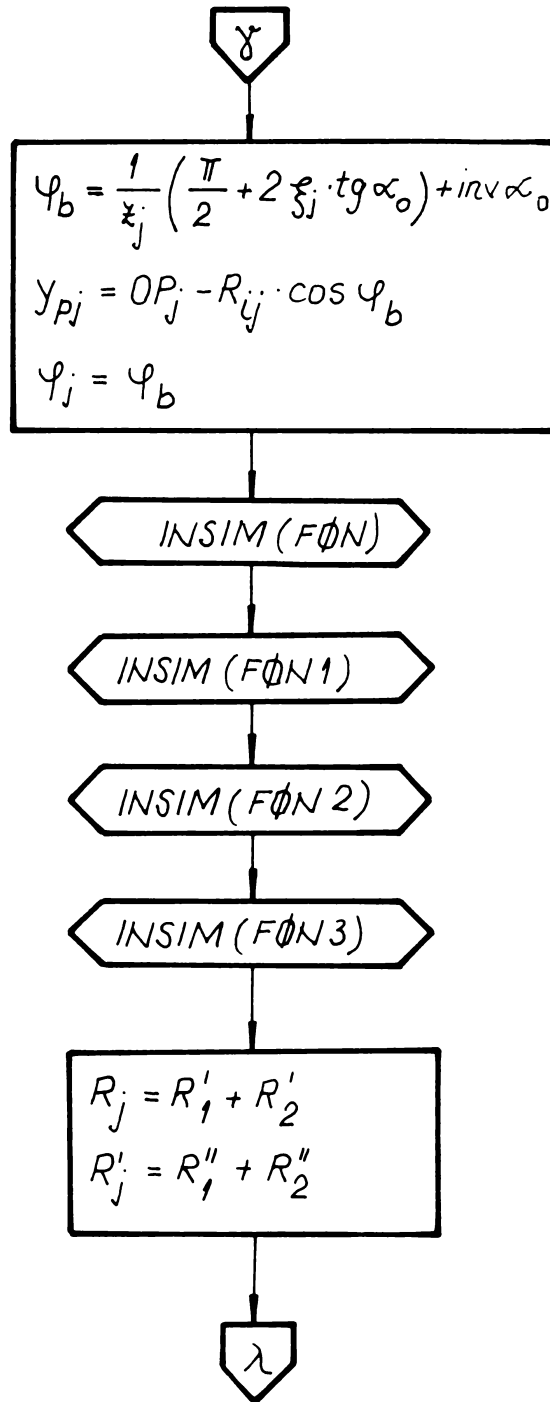


Fig. 4.14. c

FON

$$y = \frac{m z_j \cdot \cos \alpha_0}{2 \cos \alpha_x} \cdot \cos \left[\frac{1}{z_j} \left(\frac{\pi}{2} + 2 \xi_j \operatorname{tg} \alpha_0 \right) + \operatorname{inv} \alpha_0 - \operatorname{inv} \alpha_x \right] - R_{ij} \cos \varphi_i$$

$$y' = \frac{D_{bj} \sin \alpha_x}{2 \cos^2 \alpha_x} \cos \left[\frac{1}{z_j} \left(\frac{\pi}{2} + 2 \xi_j \operatorname{tg} \alpha_0 \right) + \operatorname{inv} \alpha_0 - \operatorname{inv} \alpha_x \right] -$$

$$- \frac{D_{bj}}{2 \cos \alpha_x} \sin \left[\frac{1}{z_j} \left(\frac{\pi}{2} + 2 \xi_j \operatorname{tg} \alpha_0 \right) + \operatorname{inv} \alpha_0 - \operatorname{inv} \alpha_x \right] \left(1 - \frac{1}{\cos^2 \alpha_x} \right)$$

$$x = \frac{m z_j \cos \alpha_0}{2 \cos \alpha_x} \sin \left[\frac{1}{z_j} \left(\frac{\pi}{2} + 2 \xi_j \operatorname{tg} \alpha_0 \right) + \operatorname{inv} \alpha_0 - \operatorname{inv} \alpha_x \right]$$

$$FON = \frac{(y_p - y)^2 \cdot y'}{(2x - \Delta)^3}$$

RETURN

Fig. 4.15

FON 1

$$y' = \frac{D_{bj} \sin \alpha_x}{2 \cos^2 \alpha_x} \cdot \cos \left[\frac{1}{z_j} \left(\frac{\pi}{2} + 2 \xi_j \operatorname{tg} \alpha_0 \right) + \operatorname{inv} \alpha_0 - \operatorname{inv} \alpha_x \right] -$$

$$- \frac{D_{bj}}{2 \cos \alpha_x} \sin \left[\frac{1}{z_j} \left(\frac{\pi}{2} + 2 \xi_j \operatorname{tg} \alpha_0 \right) + \operatorname{inv} \alpha_0 - \operatorname{inv} \alpha_x \right] \left(1 - \frac{1}{\cos^2 \alpha_x} \right)$$

$$x = \frac{m z_j \cos \alpha_0}{2 \cos \alpha_x} \sin \left[\frac{1}{z_j} \left(\frac{\pi}{2} + 2 \xi_j \operatorname{tg} \alpha_0 \right) + \operatorname{inv} \alpha_0 - \operatorname{inv} \alpha_x \right]$$

$$FON 1 = \frac{y'}{2x - \Delta}$$

RETURN

Fig. 4.1

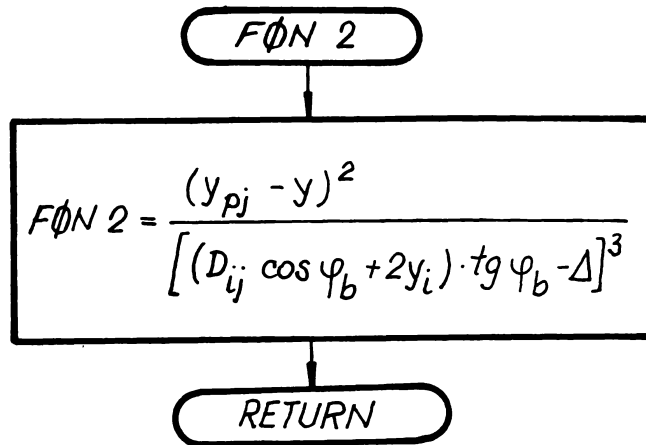


Fig. 4.17

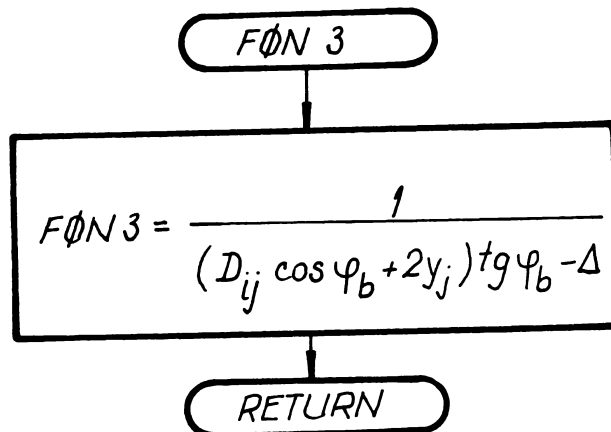


Fig. 4.18

Se prezintă în continuare rezultatele prelucrate ale repartiției încărcării pe dinții în angrenare avînd următoarele caracteristici: $z_1 = z_2 = 39$, $m = 3$, $\xi_1 = -\xi_2$; $\xi_1 = 0$; $\pm 0,3$; $\pm 0,5$; $\pm 0,7$; $\pm 0,9$; $\pm 1,1$ pentru roțile dințate cu deplasarea $\xi_1 = -\xi_2 = 0$ s-au calculat și roți subțiate cu $\delta = 0,2$; $0,4$; $0,6$; $0,8$; 1 [mm]. Subțierea se execută pe flancul inactiv prin rectificare pe o singură parte a dintelui, prin aceasta se obține la o geometrie constantă o variație relativ mare a rigidității.

În figura 4.19 se prezintă modul de subțiere a dintelui pe flancul inactiv.

O altă modalitate de subțiere a dinților constă în frezarea pe flancul inactiv a unei părți din dinți după un plan radial care conține axa roții. În fig. 4.19 a, se prezintă roata dințată normală ($s_d = 4,51231 \pm 0,02934$), în fig. 4.19 b, roata dințată subțiată; subțierea s-a realizat prin menținerea formei dintelui, frezîndu-se o cantitate de $0,9$ [mm] ($s_d = 3,5123 \pm 0,02934$); în fig. 4.19 c, se prezintă

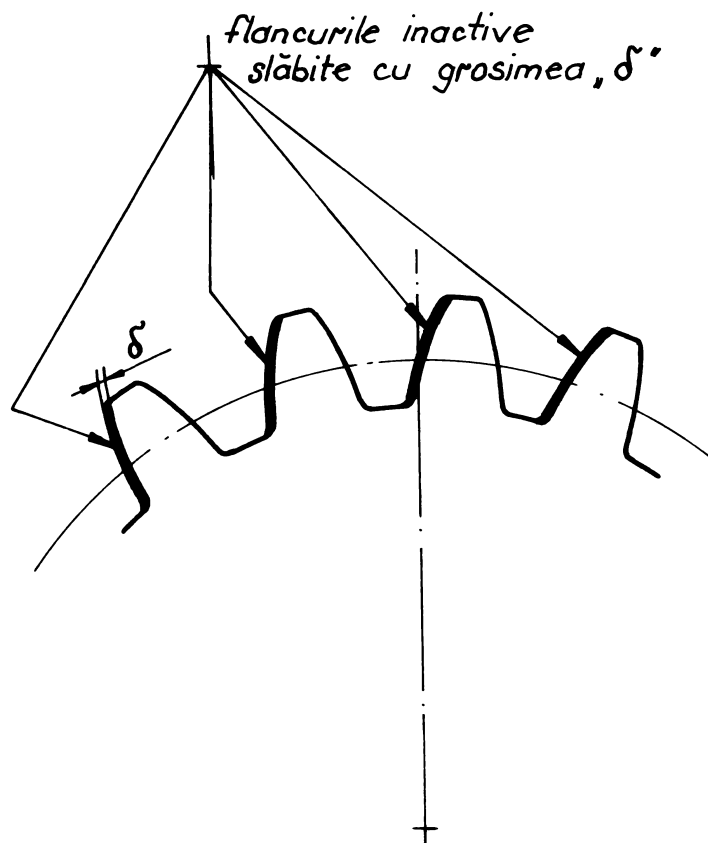


Fig. 4.19

roți dințate frezate radial la care grosimea, pe diametrul de divizare are valoarea $s_d = 3,31179$ [mm].

S-au efectuat calculele pentru 3 valori ale forței normale $Q = 195; 165; 10$ [daN]. Avînd în vedere că exprimînd adimensional (prin raportare la polul angrenării a valorii forței și a valorii solicitării de contact) diferențele pentru un același punct pe segmentul de angrenare variază cu mai puțin de 0,5%, se prezintă rezultatele corespunzătoare unei încercări nominale $Q = 10$ [daN].

În tabelele 4.4 ... 4.9 și în figurile 4.20 ... 4.21 se evidențiază aceste rezultate.

Din analiza rezultatelor prezentate rezultă următoarele:

1) Variația forței, respectiv a stării de tensiune de-a lungul segmentului de angrenare diferă fundamental în cazul luării în considerare a rigidității finite a dinților față de modelul în general acceptat al angrenării la care se admite o rigiditate infinită a dinților;

2) La intrarea în angrenare în toate cele 33 cazuri analizate forța care revine pe perechea de dinți are o valoare redusă reprezentînd 20 pînă 41,7% din forța normală ce acționează pe linia de angrenare;

Forța crește quasi liniar în perioada angrenării duble ajun-gînd ca în punctul în care începe angrenarea unipară (pctul B) perechea de dinți să preia între 58,3% și 80% din forța totală. Deci saltul de încărcare în pctul B este mai redus decît cel admis în cazul în care se acceptă modelul avînd rigiditatea infinită a dinților. Evident, același lucru se întîmplă și în zona de ieșire din angrenare. Respectiv, în punctul D în care începe să intre în angrenare o nouă pereche de dinți, saltul de descărcare este deci mult mai redus decît cel admis în general.

$$\xi_1 = -\xi_2 = 0$$

Tabelul 4.4/1

Punctul	ρ_{1M} [mm]	$\delta = 0$			$\delta = 0,2$		
		Q_1 [daN]	σ_{k1} [$\frac{\text{daN}}{\text{mm}^2}$]	$\frac{\sigma_k}{\sigma_{k_c}}$ [%]	Q_1 [daN]	σ_{k1} [$\frac{\text{daN}}{\text{mm}^2}$]	$\frac{\sigma_k}{\sigma_{k_c}}$ [%]
A=1	12,44237	3,058	36,18	59,74	2,89	35,17	58,07
2	13,238077	3,5	38,07	62,86	3,36	37,31	61,6
3	14,03517	3,98	40,03	66,13	3,89	39,58	66,35
4	14,83157	4,5	42,06	69,38	4,45	41,82	69,06
5	15,62798	5,03	44,02	72,70	5,04	44,06	74,02
6	16,42438	5,56	45,90	75,83	5,62	46,15	76,2
7	17,22076	6,08	47,69	78,72	6,18	48,08	79,39
8	18,01717	6,56	49,3	81,37	6,7	49,82	82,26
B	18,71758	6,94	50,56	83,49	7,11	51,17	84,5
		10	61,69	100,21	10	60,69	100,21
9	18,81357	10	60,67	100,18	10	60,67	100,18
10	19,60997	10	60,57	100,02	10	60,57	100,02
C	20,00816	10	60,56	100	10	60,56	100
11	20,40637	10	60,57	100,02	10	60,57	100,02
12	21,20277	10	60,67	100,18	10	60,67	100,18
D	21,29877	10	60,69	100,21	10	60,69	100,21
		6,94	50,56	83,49	7,11	51,17	84,5
13	21,99918	6,56	49,3	81,37	6,7	49,82	82,26
14	22,79558	6,08	47,69	78,72	6,18	48,08	79,39
15	23,59196	5,56	45,90	75,83	5,62	46,15	76,2
16	24,38837	5,03	44,02	72,70	5,04	44,06	74,02
17	25,18477	4,5	42,06	69,38	4,45	41,82	69,06
18	25,98117	3,98	40,03	66,13	3,89	39,58	66,35
19	26,77757	3,5	38,07	62,86	3,36	37,31	61,6
20	27,44237	3,06	36,17	59,74	2,89	35,17	58,07

$$\xi_1 = -\xi_2 = 0$$

Tabelul 4.4/2

Pctul.	f_{1M} [mm]	$\delta = 0,4$			$\delta = 0,6$		
		Q_1 [daN]	σ_k [$\frac{daN}{mm^2}$]	$\frac{\sigma_k}{\sigma_{kc}}$ [%]	Q_1 [daN]	σ_k [$\frac{daN}{mm^2}$]	$\frac{\sigma_k}{\sigma_{kc}}$ [%]
A=1	12,44237	2,7	34	56,14	2,5	32,71	54,08
2	13,238077	3,21	36,46	60,20	3,04	35,48	58,59
3	14,03517	3,78	37,13	61,31	3,65	38,34	63,31
4	14,83157	4,39	41,54	68,59	4,32	41,21	68,05
5	15,62798	5,04	44,06	72,75	5,04	44,06	72,75
6	16,42438	5,68	46,39	76,60	5,75	46,68	77,08
7	17,22076	6,3	48,54	80,22	6,43	49,04	80,98
8	18,01717	6,86	50,41	82,79	7,03	51,03	84,26
B	18,71758	7,3	51,85	85,62	7,5	52,56	86,79
		10	60,69	100,21	10	60,69	100,21
9	18,81357	10	60,67	100,18	10	60,67	100,18
10	19,60997	10	60,57	100,02	10	60,57	100,02
C	20,00816	10	60,56	100	10	60,56	100
11	20,40637	10	60,57	100,02	10	60,57	100,02
12	21,20277	10	60,67	100,18	10	60,67	100,18
D	21,29877	10	60,69	100,21	10	60,69	100,21
		7,3	51,85	85,62	7,5	52,56	86,79
13	21,99918	6,86	50,41	82,79	7,03	51,03	84,26
14	22,79558	6,3	48,54	80,15	6,43	49,04	80,98
15	23,59196	5,68	46,39	76,60	5,75	46,68	77,08
16	24,38837	5,04	44,06	72,75	5,04	44,06	72,75
17	25,18477	4,39	41,54	68,59	4,32	41,21	68,05
18	25,98117	3,78	37,13	61,31	3,65	38,34	63,31
19	26,77757	3,21	36,46	60,20	3,04	35,48	58,59
E=20	27,44237	27	34	56,14	2,5	32,71	54,08

$$\xi_1 = -\xi_2 = 0$$

Tabelul 4.4/3

Punctul	ρ_{1M} [mm]	$\delta = 0,8$ mm			$\delta = 1$ mm		
		Q_1 [daN]	$\sigma_{k1} \left[\frac{daN}{mm^2} \right]$	$\frac{\sigma_k}{\sigma_{k_c}}$ [%]	Q_1 [daN]	$\sigma_{k1} \left[\frac{daN}{mm^2} \right]$	$\frac{\sigma_k}{\sigma_{k_c}}$ [%]
A=1	12,44237	2,27	31,17	51,47	2,0	29,26	48,32
2	13,238077	2,84	34,3	56,64	2,62	32,94	54,39
3	14,03517	3,51	37,59	62,07	3,35	36,73	60,65
4	14,83157	4,26	40,92	67,57	4,17	40,49	66,86
5	15,62798	5,05	44,11	72,84	5,05	44,11	72,84
6	16,42438	5,84	47,04	77,68	5,93	47,40	78,23
7	17,22076	6,57	49,57	81,85	6,74	50,21	82,91
8	18,01717	7,23	51,75	85,45	7,46	52,57	88,46
B	18,71758	7,73	53,36	88,11	8,0	54,29	89,65
		10	60,69	100,21	10	60,69	100,21
9	18,81357	10	60,67	100,18	10	60,67	100,18
10	19,60997	10	60,57	100,02	10	60,57	100,02
C	20,00816	10	60,56	100	10	60,56	100
11	20,40637	10	60,57	100,02	10	60,57	100,02
12	21,20277	10	60,67	100,18	10	60,67	100,18
D	21,29877	10	60,69	100,21	10	60,69	100,21
		7,73	53,36	88,11	8,0	54,29	89,65
13	21,99918	7,23	51,75	85,45	7,46	52,57	88,46
14	22,29558	6,57	49,57	81,85	6,74	50,21	82,91
15	23,59196	5,84	47,04	77,68	5,93	47,4	78,23
16	24,38837	5,05	44,11	72,84	5,05	44,11	72,84
17	25,18477	4,26	40,92	67,57	4,17	40,49	66,86
18	25,98177	3,51	37,59	62,07	3,35	36,73	60,65
19	26,77757	2,84	34,3	56,64	2,62	32,94	54,39
E=20	27,44237	2,27	31,17	51,44	2,0	29,26	48,32

$$\xi_1 = -\xi_2 = 0,3$$

Tabelul 4.5

Petul.	ρ_{1M} [mm]	Q_1 [daN]	σ_k [$\frac{daN}{mm^2}$]	$\frac{\sigma_k}{\sigma_{kc}}$ [%]
A=1	14,51274	3,34	36,39	72,74
2	15,30296	3,77	38,28	76,51
3	16,09317	4,25	40,28	80,51
4	16,88339	4,77	42,33	84,61
5	17,67361	5,3	44,39	88,75
6	18,46382	5,85	46,4	92,74
7	19,25404	6,35	48,31	96,56
C	20,00816	6,82	50,03	100
8	20,04425	6,84	50,11	100,16
B	20,67046	7,21	51,45	102,84
		10	60,59	121,11
9	20,83447	10	60,61	121,14
10	21,62469	10	60,76	121,45
11	22,41490	10	61,00	121,93
12	23,20512	10	61,35	122,63
D	23,36914	10	61,43	122,79
		6,66	50,14	100,22
13	24,15936	6,23	48,84	97,68
14	24,94957	5,75	47,38	94,7
15	25,73979	5,23	45,73	91,41
16	26,53001	4,70	43,92	87,79
17	27,32022	4,17	41,99	83,93
18	28,11044	3,65	39,99	79,93
19	28,86456	3,13	38,06	76,07
E=20	28,90065	3,15	37,97	75,89
		2,79	36,37	72,7

$$\xi_1 = -\xi_2 = 0,5$$

Tabelul 4.6

Punctul	ρ_{1M} [mm]	Q_1 [daN]	σ_k [$\frac{daN}{mm^2}$]	$\frac{\sigma'_k}{\sigma'_{k_c}}$ [%]
A=1	15,97316	3,52155	36,69	77,75
2	16,75218	3,94158	38,54	81,67
3	17,55120	4,40648	40,51	85,84
4	18,31023	4,90895	42,59	90,25
5	19,08925	5,43675	44,70	94,72
6	19,89827	5,97433	46,81	99,19
C	20,00816	6,07068	47,19	100
7	20,67729	6,50583	48,88	103,58
8	21,42632	7,01820	50,86	107,78
B	21,91818	7,32875	52,08	110,36
		10	60,84	123,92
9	22,20534	10	60,93	129,12
10	22,98436	10	61,24	129,77
11	23,76338	10	61,66	130,66
12	24,54240	10	62,18	131,77
D	24,82956	10	62,40	132,23
		6,47845	50,23	106,44
13	25,60858	6,05842	49,10	104,05
14	26,38760	5,59352	47,79	100,64
15	27,16662	5,09105	46,27	98,05
16	27,94564	4,56325	44,57	94,45
17	28,72466	4,02567	42,69	90,64
18	29,50368	3,49417	40,67	86,18
19	30,2827	2,9818	38,54	81,67
E=20	30,77455	2,67125	37,14	78,70

$$\xi_1 = -\xi_2 = 0,7$$

Tabelul 4.7

Pctul.	ρ_{lm} [mm]	R_1 [daN]	G_k [$\frac{daN}{mm^2}$]	$\frac{G_k}{G_{k_c}}$ [%]
A=1	17,51222	3,7256	37,26	85,30
2	18,27394	4,12484	39,04	89,38
3	19,05566	4,57122	40,99	93,84
4	19,79738	5,06025	43,08	98,63
C	20,00816	5,20198	43,68	100
5	20,55910	5,58273	45,27	103,64
6	21,32082	6,12590	47,50	108,75
7	22,08253	6,67619	49,75	113,9
8	22,84425	7,22396	52,0	119,05
B	23,12849	7,42751	52,84	120,97
		10	61,31	140,36
9	23,60597	10	61,57	140,96
10	24,36769	10	62,05	142,06
11	25,12943	10	62,65	142,77
12	25,89114	10	63,36	145,05
D	26,36862	10	63,87	146,22
		6,2744	50,6	115,34
13	27,13034	5,87516	49,67	113,71
14	27,89206	5,42878	48,55	111,15
15	28,65378	4,93975	47,2	108,06
16	29,4155	4,41727	45,61	104,42
17	30,17722	3,8741	43,77	100,21
18	30,93894	3,32381	41,69	95,44
19	31,70066	2,77604	39,32	90,02
E=20	31,9349	2,57249	38,36	87,82

$$\xi_1 = -\xi_2 = 0,9$$

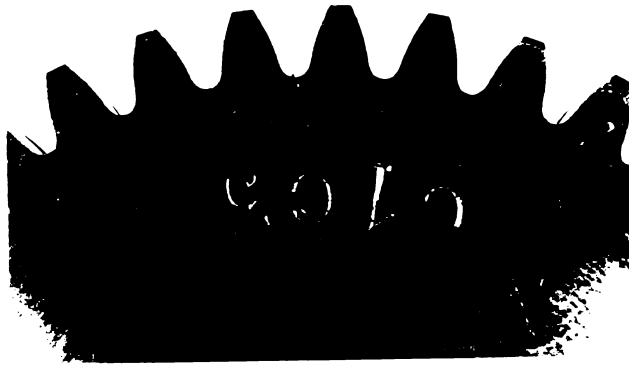
Tabelul 4.8

Petula	ρ_{LM} [mm]	Q_1 [daN]	σ_k [$\frac{daN}{mm^2}$]	$\frac{\sigma_k}{\sigma_{k_c}}$ [%]
A=1	19,14737	3,94103	38,05	94,86
2	19,88498	4,31870	39,8	99,23
C	20,00316	4,38678	40,11	100
3	20,62256	4,74773	41,75	104,09
4	21,36020	5,22701	43,89	109,42
5	22,09781	5,75132	46,18	115,13
6	22,83542	6,31268	48,61	121,19
7	23,57303	6,90451	51,14	127,5
B	24,30556	7,52927	53,81	134,16
		10	62,01	154,6
8	24,31064	10	62,01	154,6
9	25,04825	10	62,58	156,02
10	25,78586	10	63,26	157,72
11	26,52347	10	64,05	159,69
12	27,26108	10	64,98	162,00
13	27,99869	10	66,06	164,7
D	28,00377	10	66,07	164,72
		6,05897	51,42	128,2
14	28,7363	5,6813	50,73	126,48
15	29,47391	5,25227	49,82	124,21
16	30,21152	4,77299	48,64	121,27
17	30,94913	4,24868	47,15	117,55
18	31,68672	3,68732	45,29	112,91
19	32,42435	3,09549	42,97	107,13
E=20	33,16195	2,47073	33,95	99,6

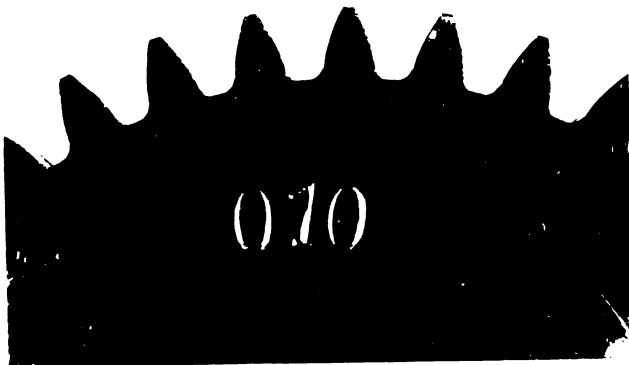
$$\xi_1 = -\xi_2 = 1.1$$

Tabelul 4.9

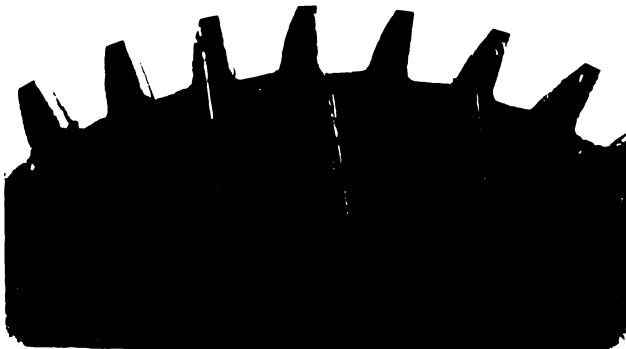
Pctul.	ρ_{1M} [mm]	Q_{1M} [daN]	σ_k [$\frac{daN}{mm^2}$]	σ_k / σ_{kc} [%]	
				$Q = Q_c$	$Q = Q_{nominal}$
A=1	20,90314	4,1717	39,16	107,91	64,66
2	21,60872	4,53529	40,92	112,76	67,57
3	22,31429	4,95767	42,93	118,3	70,89
4	23,01987	5,44254	45,19	124,52	74,62
5	23,72545	5,99251	47,71	131,47	78,78
6	24,43102	6,61402	50,50	139,16	83,39
7	25,13660	7,34166	53,68	147,92	88,64
B	25,45268	7,74495	55,39	152,63	91,46
		10	62,94	173,44	103,93
8	25,84216	10	63,31	174,46	104,54
9	26,54774	10	64,08	176,58	105,81
10	27,2533	10	64,97	179,03	107,28
11	27,95889	10	66,00	181,87	108,98
12	28,66447	10	67,17	185,09	110,91
13	29,37006	10	68,53	188,84	113,16
D	29,75954	10	69,36	191,13	114,53
		5,8283	52,92	145,91	87,43
14	30,0755	5,46471	51,8	142,74	85,34
15	30,78118	5,04233	51,03	140,62	84,26
16	31,48676	4,55745	49,31	135,88	81,42
17	32,19234	4,00749	48,33	133,18	79,31
18	32,89792	3,38598	46,08	126,98	76,09
19	33,6035	2,65834	42,54	117,22	70,24
E=20	34,30908	2,25505	41,12	113,31	67,9
C	20,00816	3,59176	36,29	în afara segmentului de angrenare	



a.



b.



c.

Fig. 4.13 a, b, c

3) Starea de tensiune are un minim la începutul intrării în angrenare care crește în perioada angrenării bipare. Alura curbei de creștere este când concavă, când convexă. În punctul B când se trece la angrenarea unipară se produce un salt, similar cu saltul de la forța normală. Dacă se consideră ca valoare de referință, valoarea stării de tensiune din pol, în punctele de început și sfârșit al angrenării unipare, starea de tensiune este cu ceva mai mare decât starea de tensiune din polul angrenării, în cazul roților nedepășate sau puțin deplasate, astfel încât polul angrenării să fie în zona angrenării unipare. În cazul angrenajelor puternic deplasate, astfel ca polul angrenării să fie uneori chiar în afara angrenării unipare, creșterea stării de tensiune este continuă. În cazul în care roata conducătoare este deplasată pozitiv creșterea stării de tensiune din punctul de trecere de la angrenare unipară la cea bi-

pară, respectiv punctul D, creșterea stării de tensiune ajunge pînă la 1,9 ori față de starea de tensiune efectivă din pol sau la o creștere de 15% față de starea de tensiune în care se admite în pol o angrenare unipară.

Același lucru se întâmplă când roata conducătoare este puternic deplasată negativ, numai că în acest caz punctul în care solicitarea este maximă este punctul de început al angrenării singulare. Aceste

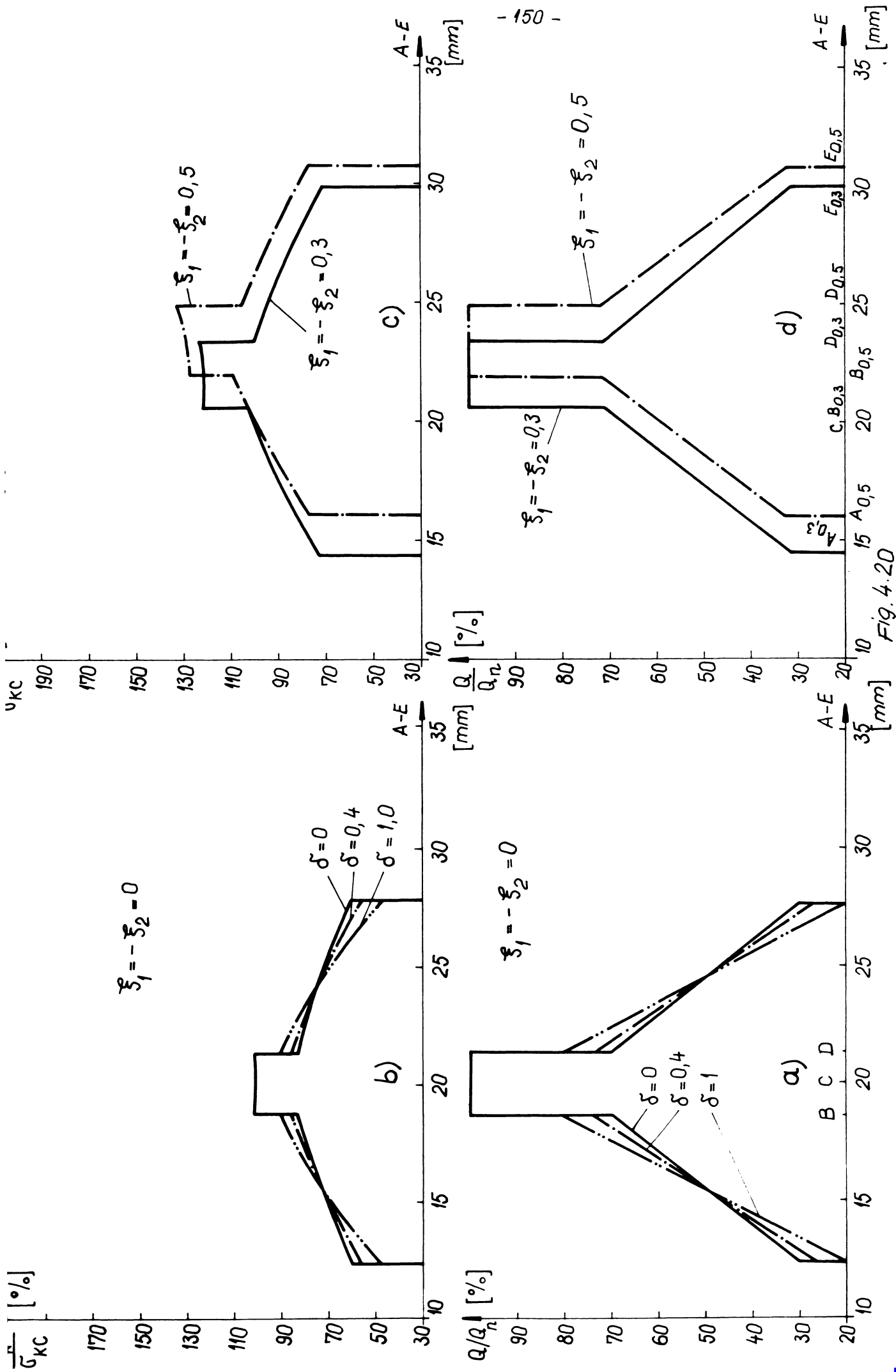


Fig. 4.20

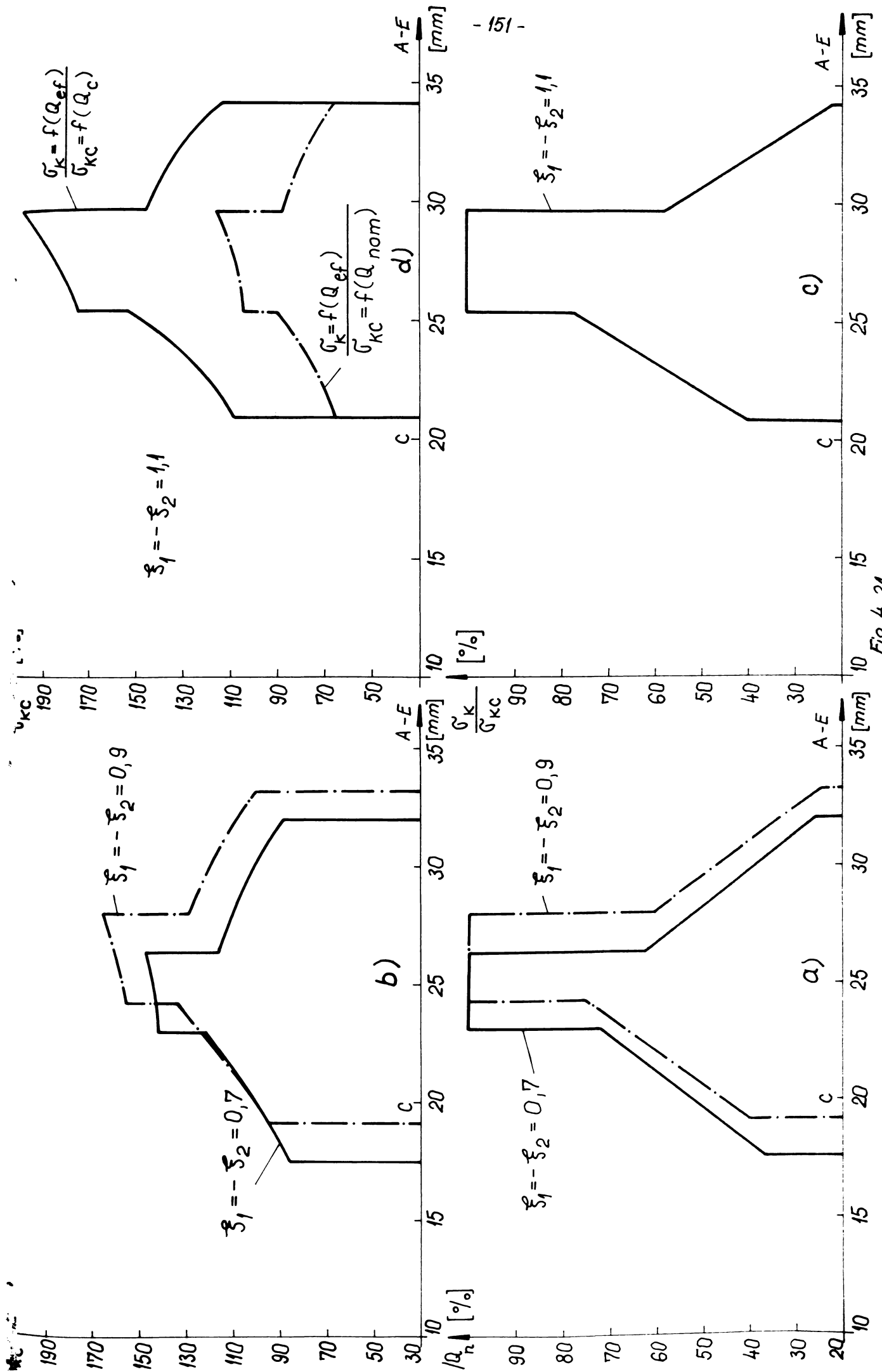


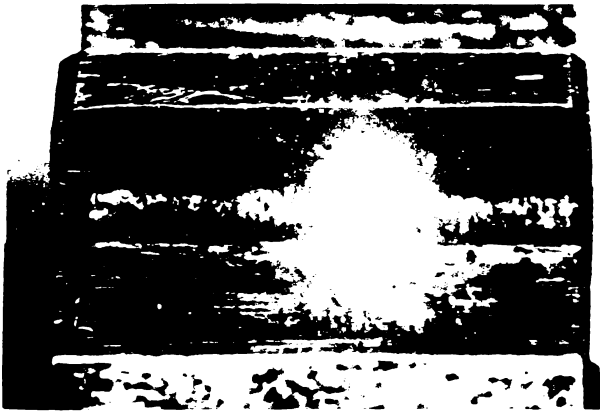
Fig. 4.21

rezultate impun ca în cazul proiectării angrenajelor să se poate considera ca insuficient calculul stării de solicitare în pol și să fie necesar, cel puțin în faza de verificare după proiectare, calculul stării de tensiune în punctul de trecere de la angrenarea unipară la cea bipară sau invers, punct în care nivelul stării de tensiune este mai ridicat.

În cazul roților dințate puternic deplasate negativ în cazul experiențelor s-a remarcat o deplasare pronunțată a apariției ciupiturilor spre vârful roții dințate în zona rigidității minime. La roțile dințate slăbite prin subțierea lor cu $\delta \geq 0,4$ s-a observat un fenomen asemănător. De asemenea, în [K5] unde s-au executat încercări cu subțierea din doi în doi dinți s-a constatat o deplasare a ciupiturilor spre vârful dinților, zonă în care scăderea rigidității dinților este maximă.

Subțierea dinților determină o slăbire a rezistenței flancurilor dinților în contra ciupirii, în special când subțierea este aplicată roților conducătoare, ținând seama că pe flancul dinților se formează o stare de tensiune de întindere pe piciorul dintelui și compresiune pe vârful dintelui - ciupiturile apar cu precădere pe piciorul dintelui, deci în zona solicitărilor de întindere [G2] - prin subțierea dintelui rigiditatea dinților scade și apare o deformare mai pronunțată a vârfului dintelui care determină o întindere suplimentară a flancului având ca și consecință micșorarea tensiunii de compresiune sau chiar dispariția ei și apariția și creșterea solicitării de întindere pe flanc și în substratul de contact. De asemenea, tensiunile tangențiale suplimentare pe de flancul dintelui provocate de deformarea mai puternică a flancului, prin scăderea rigidității, atrag după sine o deschidere a fisurilor ajunse la suprafață, respectiv se facilitează pătrunderea uleiului sub presiune în aceste microfisuri și solicitarea suplimentară în consecință a pereților fisurilor și o mărire a tendinței spre formarea ciupiturilor.

În fig.4.21 a, b și c se prezintă fotografiile unor dinți ciupiți care au funcționat un număr de cicluri corespunzător unei degradări de 2%. În fig. 4.21 d pe un dinte una dintre ciupituri s-a dezvoltat foarte mult. În fig.4.21 d, e, f, se prezintă dinții unor roți dințate care au funcționat (2,2 - 2,6) 10 cicluri. Ciupiturile s-au dezvoltat și unit creînd zone întregi de desprindere de material, practic în aceste cazuri nu mai putem vorbi de un profil geometric portant al flancului dintelui.



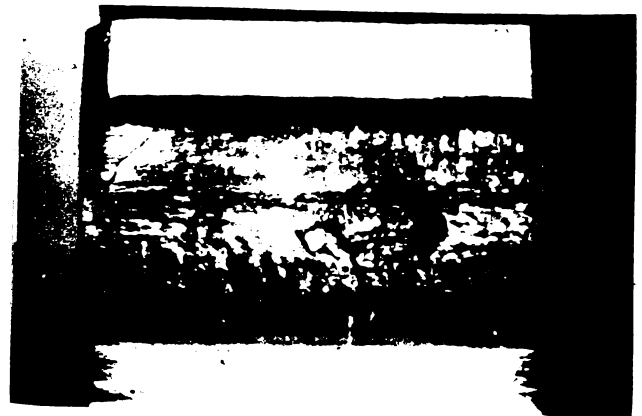
a.



b.



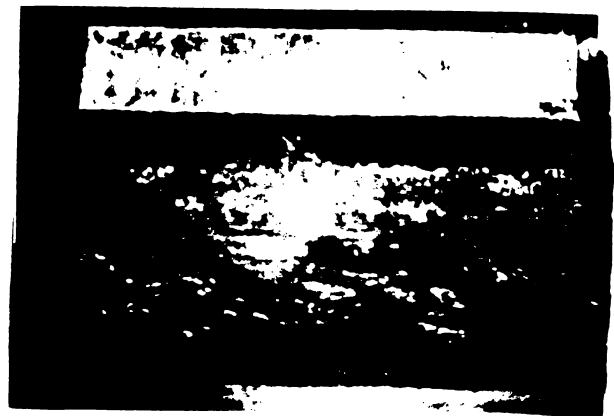
c.



d.



e.



f.



g.

Fig.4.21 a ... e

$$\xi_1 = \xi_2 = 0$$

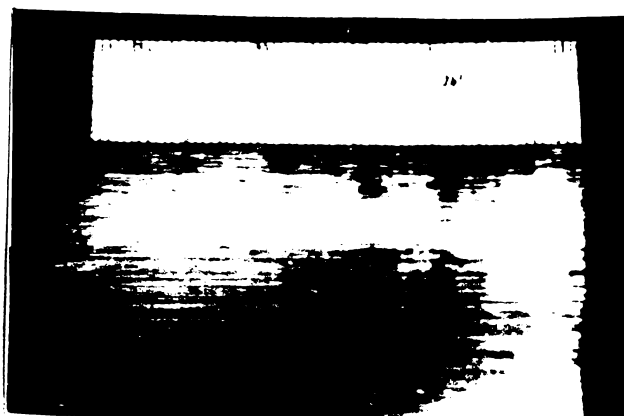
$$m = 3 \text{ [mm]}$$

$$z_1 = z_2 = 50$$

$$c = 10 \text{ [mm]}$$



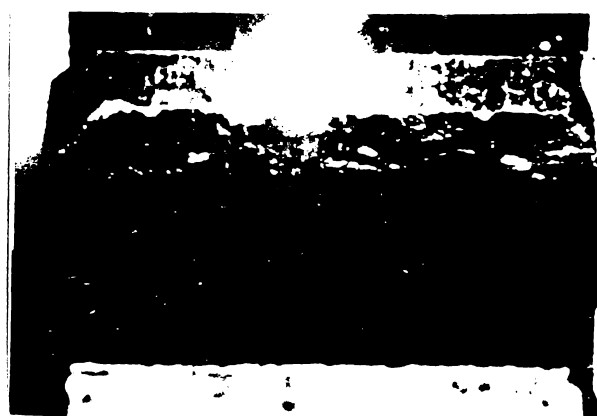
h.



i.



j.



k.

Fig.4.21 h ... k

Fotografiile prezentate în fig.4.21 h și i sînt executate pe flancurile dinților unor roți dințate deplasate negativ ($\xi = -1,1$); se observă ciupiturile în vîrfurile dintelui. Fig.4.21 j, k sînt fotografii ale dinților unor roți dințate, slăbită fiind grosimea dintelui prin frezare pe flancul inactiv al dintelui cu $\delta = 0,9$ [mm]. Se observă clar distrugerea prin pitting în zona vîrfului dintelui.

4.5. Influența vîscozității uleiului și a vitezei tangențiale (periferice) asupra capacității portante a flancurilor roților dințate

În mod uzual, ungerea roților dințate se face cu uleiuri cu vîscozitatea medie $\nu \in [40, 100]$ [cSt] sau uleiuri cu vîscozitate mare $\nu > 100$ [cSt], recomandate fiind uleiuri aditivare cu aditivi antișpananți, de antiuzură, de extremă presiune (EP) etc. Aditivarea se recomandă în special în cazul în care există condiții grele de funcționare: - viteze relativ reduse și încărcări mari cînd filmul de ulei (între flancurile dinților în zona de contact, se formează în condiții mai

dificile pe de o parte și pe de altă parte, în cazul vitezelor foarte mari și a încărcărilor mari când avem încălziri pronunțate ale uleiurilor de ungere care determină expulzarea acestuia din zona de contact, în ambele situații intervine o distrugere a flancului fie prin uzura abrazivă, fie prin gripare. În această situație, folosirea aditivilor (există un optim al concentrațiilor de aditivi, care depășite fiind limitează influența acestora asupra durabilității angrenajelor [B4], [B5], [T8] etc.). Aditivarea uleiului, prin stratul chemisorbit pe flancuri, asigură o eliminare totală sau parțială a contactului metal pe metal. Folosirea aditivilor necesari și cantitățile recomandate pentru evitarea gripării poate avea efecte negative și există în literatura de specialitate suficient de multe indicații cu privire la rolul ambiguu al folosirii aditivilor, în cazul roților dințate amenințate de ciupire [N2], [R6] etc. sau de limitarea cantității de aditiv introdus în ulei [B4] pentru a nu se scădea limita la ciupire a angrenajului. În cazul în care angrenajul va funcționa în cutii de viteză în care sînt montate cuplaje electromagnetice (și astfel de cutii de viteză se răspîndesc tot mai mult, avînd în vedere dezvoltarea producției de cuplaje electromagnetice, în țara noastră pe de o parte și pe de altă parte ținînd seama de avantajele acestor cuplaje față de cuplajele acționate mecanic sau hidraulic) pretențiile față de uleiuri se schimbă comparativ cu cazul reductoarelor obișnuite sau al cutiilor de viteză clasice, în care s-au montat cuplaje acționate mecanic sau hidraulic. Constructorii de cuplaje electromagnetice prescriu ab ovo folosirea unor lubrefianți cu vîscozitate redusă $\nu \in [1,5; 3]^\circ\text{E}$, neaditivați [C9], [C10] etc. Dacă nu se respectă această condiție impusă, cuplajele electromagnetice vor funcționa în condiții necorespunzătoare, va crește în mod nepermis consumul de energie electrică prin creșterea momentului rezidual (prin moment rezidual se înțelege momentul transmis prin frecare de cuplajul electromagnetic în poziție deschis, prin pelicula de ulei) acest moment determină mișcarea unui arbore care ar trebui să nu se rotească, respectiv o încălzire a uleiului și a cuplajului putînd duce - experiența a arătat că duce foarte des - la distrugerea cuplajului și la aprinderea și distrugerea cutiei de viteză [G11].

În acest context rezultatele experimentale ale altor cercetători cu privire la influența vîscozității uleiurilor asupra capacității portante a uleiurilor, de exemplu: *Trubin* [T2] recomandă uleiuri vîscoase peste 40 [cSt], *Niemann* [N2] [N6] și *Scoala de la München* în general [R6], [N10] corelează vîscozitatea cu capacitatea portantă a flancurilor cu o relație de formă (4.20) în care solicitarea admiși-

bilă la contact variază aproximativ cu un radical de ordinul 3 al vîscozității

$$\frac{\sigma_{ak, \eta_1}}{\sigma_{ak, \eta_2}} \approx \sqrt[3]{\frac{\eta_1}{\eta_2}} \quad (4.21)$$

Incercările au fost efectuate cu șase sortimente de uleiuri, patru tipuri de uleiuri cu vîscozitate scăzută recomandate pentru funcționarea cuplajelor electromagnetice C9 și două uleiuri cu vîscozitate mare și puternic aditivate, folosite în mod obișnuit pentru ungerea angrenajelor, ca uleiuri de comparație.

Tabelul 4.10

Uleiul Caracteristică	T _e 12 (302)	H12	H20	T19 (Tb5003)	LDE	T90 P2
Densitate relativă la 15°C max.	0,900	0,900	0,900	0,890	0,920	0,915
Vîscozitatea convențională la 50°C [°E]	6...12	2,0...2,3	2,8...3,2	2,64...3,1	18,17...20	min.40
Vîscozitatea efectivă măsurată la 50°C [°E]	4,73	1,8	2,51	2,7	19,63	16,23
Densitatea măsurată	0,880	0,887	0,879	0,876	0,924	0,911
Vîscozitatea echivalentă [cSt]	151	9,66	16,8	13,5	619,31	496,62

Cercetarea uleiurilor cu vîscozitate scăzută a fost executată atît pentru determinarea uleiului cu calități acceptabile pentru ungerea angrenajelor, cît și pentru determinarea influenței modului de ungere (barbotare, ungere sub presiune la temperatură riguros controlată) și influența vitezei periferice la diferite calități ale uleiului.

În fig. 4.22 se prezintă desfășurarea testului COMT-B pentru cele 6 sortimente de uleiuri, ungerea executîndu-se prin barbotare, viteza tangențială 8,83 [m/s], duritatea flancurilor ∈ [220, 230] [HB].

Din analiza rezultatelor experiențelor evidențiate în fig. 4.22 se pot trage următoarele concluzii:

- Angrenajele unse cu lubrefianți cu vîscozitate ridicată (T90 EP2 și LDE) au capacitatea portantă pronunțat mai ridicată decît cele cu vîscozitate scăzută creșterea fiind ∈ [16, 38] [%];

- Angrenajele unse cu uleiuri cu vîscozitate scăzută ∈ [1,80; 2,7] [°E] au capacitatea portantă mult mai ridicată decît cea care

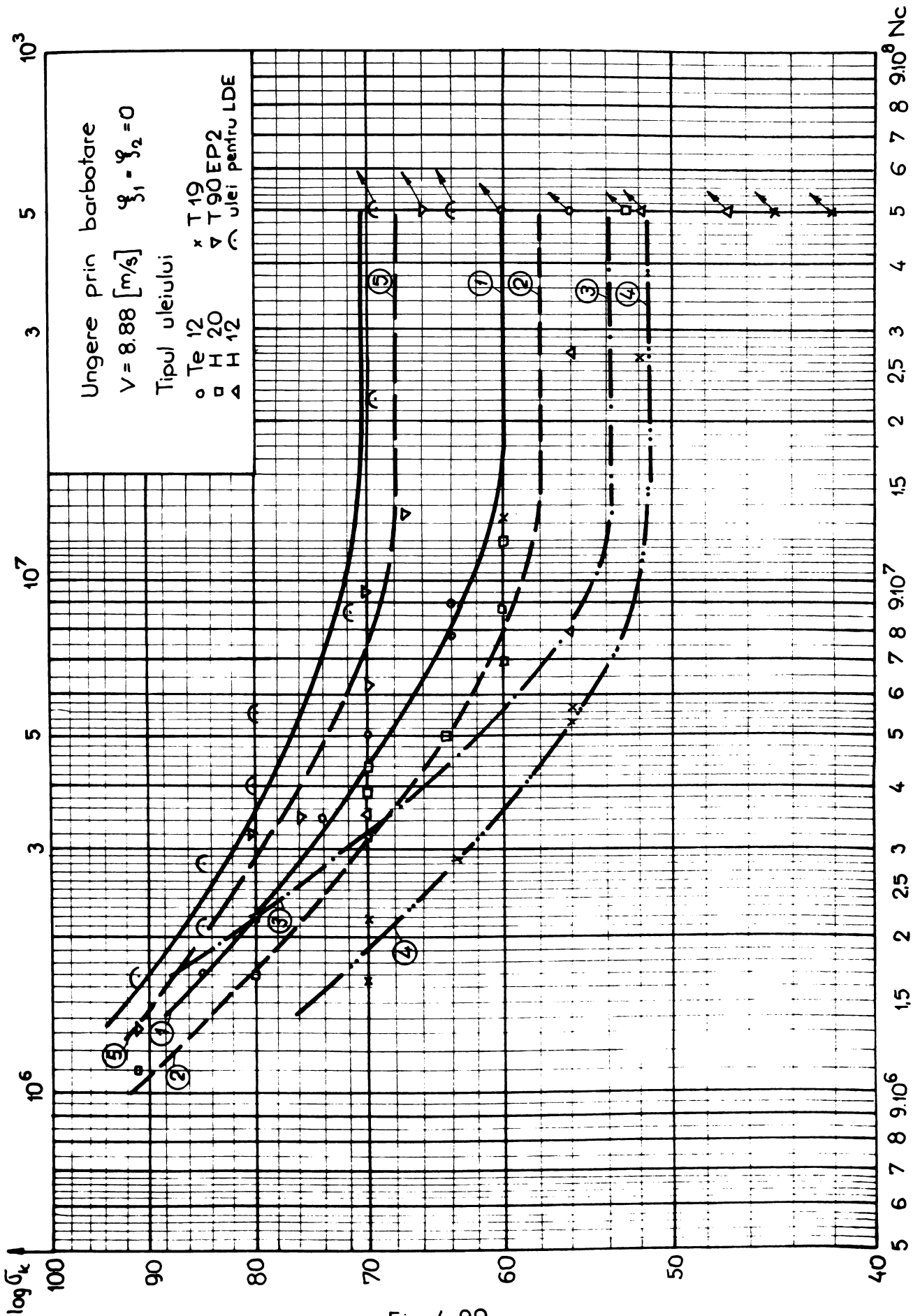


Fig. 4.22.

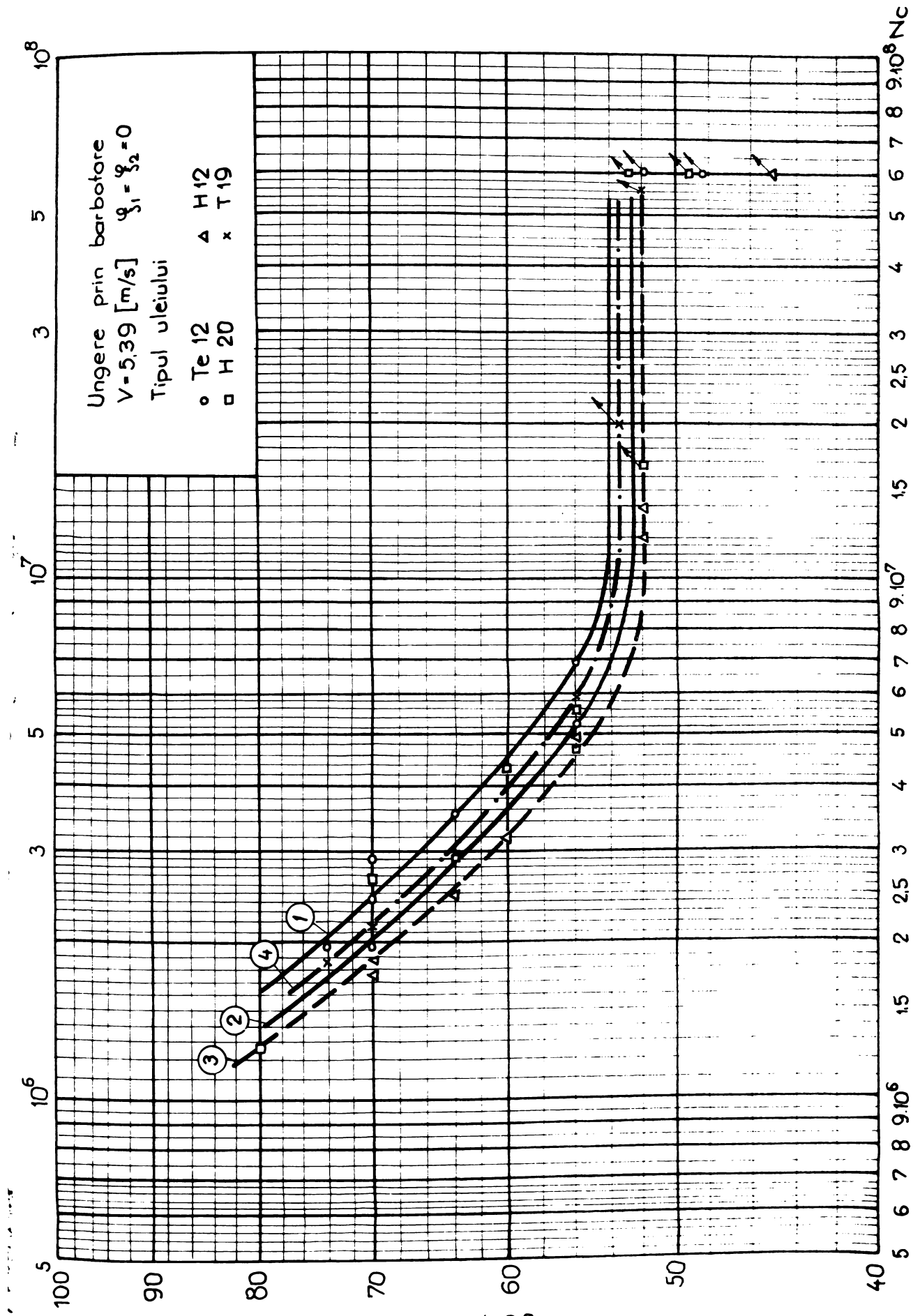


Fig. 4. 23.

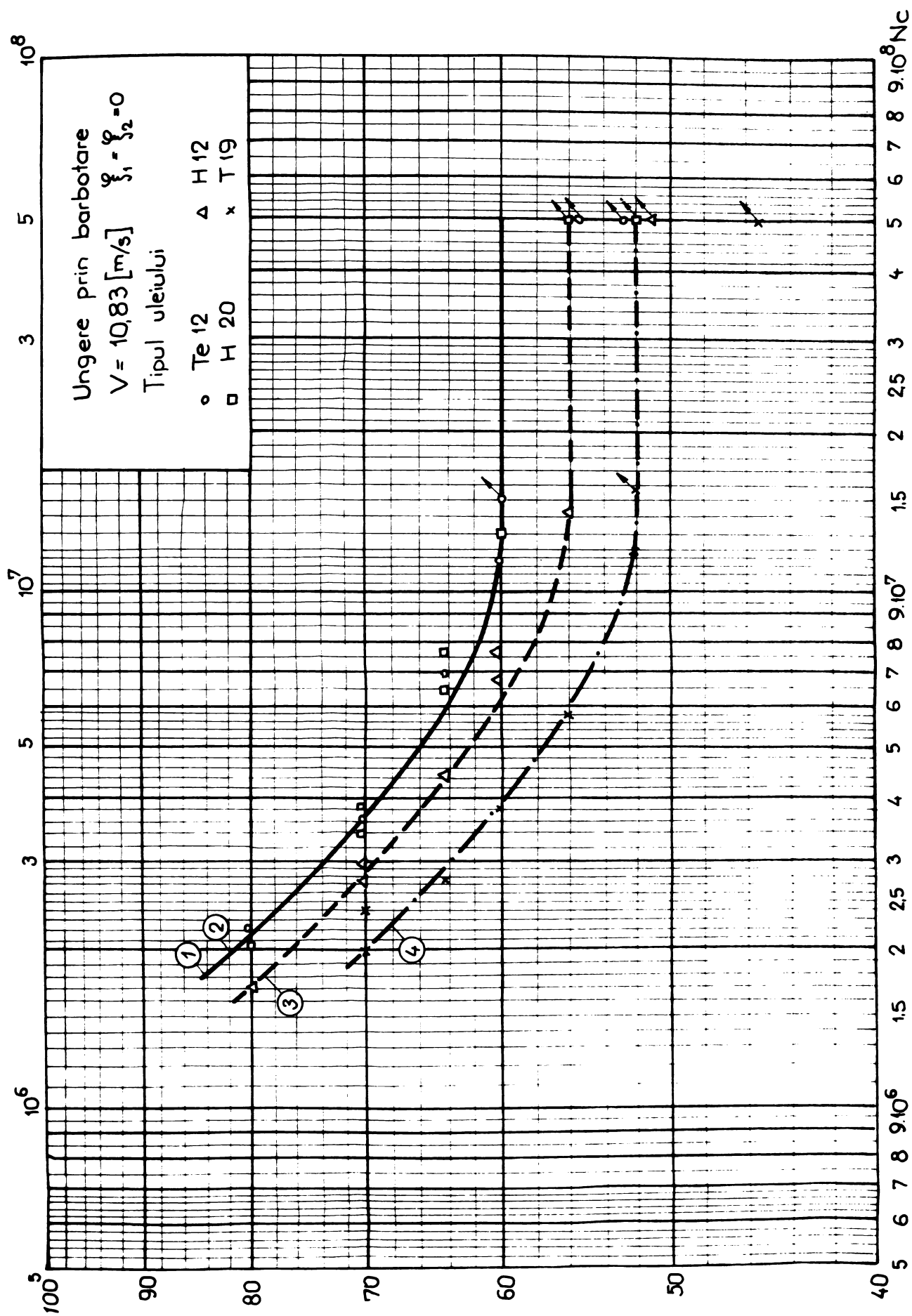


Fig. 4.24.

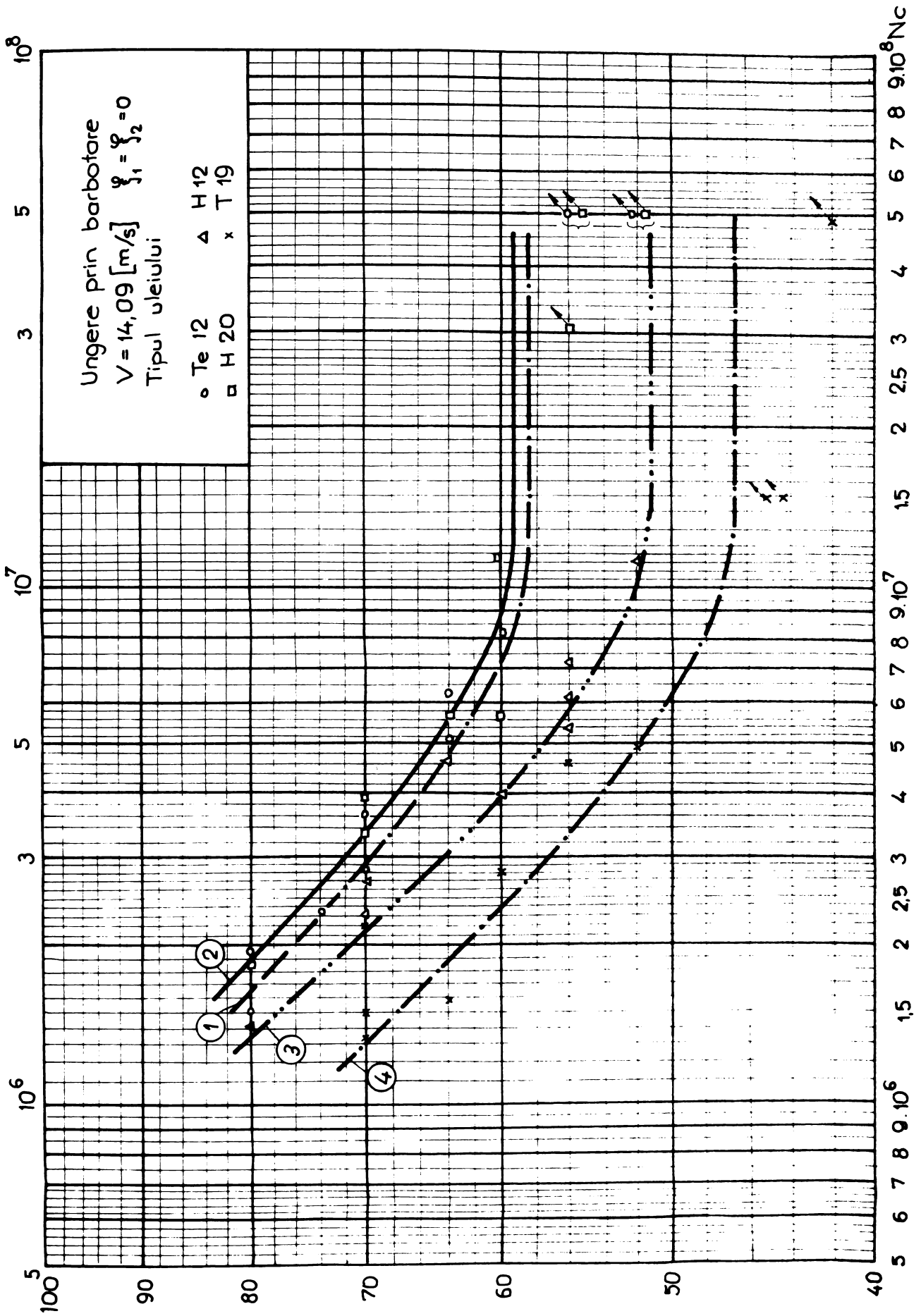


Fig. 4. 25.

s-ar fi prezis ținând seama de vîscozitățile atît de reduse.

Rezultatele cele mai bune în cazul uleiurilor cu vîscozitate scăzută s-au obținut cu uleiul Te 12, iar cele mai slabe cu uleiul de turbină T19.

În fig. 4.23 se prezintă rezultatele încercărilor angrenajelor unse cu uleiuri cu vîscozitate redusă. Ungerea se face prin barbotare, viteza periferică tangențială $v = 5,39$ [m/s].

Analizînd rezultatele prezentate în fig. 4.23 se observă pe de o parte o restrîngere a dispersiei rezultatelor (pe o plajă de 2 [daN/mm²]) și pe altă parte o restrîngere a capacității portante a angrenajelor unse cu cele 4 sorturi de ulei.

De asemenea o descreștere a capacității portante, față de viteza de 3,88 [m/s] prezentată în fig. 4.22 exceptînd angrenajul uns cu uleiul de turbină T19 la care apare o ușoară creștere a acesteia.

Tendința de creștere a capacității portante a angrenajelor, unse cu uleiuri cu vîscozitate scăzută, cu creșterea vitezei tangențiale a fost experimentată executînd încercările la încă două viteze tangențiale:

- $v = 10,89$ [m/s], raportul de transmitere $i = 45/30 = 1,6$, roți dințate nedeplasate (fig. 4.24);
- $v = 14,09$ [m/s] raportul de transmitere $i = 39/39 = 1$, roți nedeplasate, fig.(4.25).

Tendința de creștere a capacității portante cu creșterea vitezei tangențiale sesizate și în [N2] este confirmată și în cazul nostru, la viteza de 10,89 [m/s] în general, iar în cazul uleiului Te12 valoarea capacității portante este aceeași ca și în cazul vitezei periferice de 3,88 [m/s].

Creșterea în continuare însă a vitezei tangențiale pînă la 14,09 [m/s] a determinat însă în toate cazurile scăderi ale capacității portante, mai puțin semnificative la uleiul H20 și mai semnificative la uleiurile H12 și în special la uleiul T19. Această scădere a capacității portante este explicabilă prin desprinderea datorită forței centrifugale a uleiului de pe flancul dintelui încă înainte de a ajunge dintele în contact. Ca o confirmare a acestei explicații o constituie și faptul că în cadrul încercărilor la încărcarea de 30 [daN/mm²] (treaptă de încărcare atinsă la uleiurile T12, H20 și H12) au apărut forme incipiente de gripare. Aceste încercări au fost repetate pe stand aplicîndu-se răcirea forțată a cutiei de încercare printr-un ventilator montat în exterior.

În tabelul 4.11 se prezintă un centralizator al cercetărilor cu privire la ungerea angrenajelor cu vîscozitate scăzută, ungerea execu-

tîndu-se din baia de ulei prin barbotare roțile fiind nedepasate. Ca valoare de comparație se ia capacitatea portantă a angrenajului uns cu T90EP2 la viteza periferică 8,88 [m/s] $\sigma_{kaP} = 68$ [daN/mm²].

Tabelul 4.11

Tip ulei	Solicitare admisibilă raportată la pol	Viteza periferică [m/s]			
		5,39	8,88	10,83	14,09
Te 12	σ_{ak} [daN/mm ²]	54	60	60	58,6
	$\frac{\sigma_{ak}}{\sigma_{akc}}$ [%]	79,41	88,23	88,23	86,17
H 20	σ_{ak} [daN/mm ²]	52,7	58	60	59,2
	σ_{akc} [%]	77,5	85,29	88,23	87,06
H 12	σ_{ak} [daN/mm ²]	52	54	56	51,2
	σ_{akc} [%]	76,47	79,41	82,35	75,29
T 19	σ_{ak} [daN/mm ²]	53,6	51,4	52	47,5
	σ_{akc} [%]	78,82	75,59	75,47	69,85

În fig. 4.26 se prezintă variația raportată (procentuală) a solicitării de contact la ungere prin barbotare pentru toate cele 4 sorturi de ulei, precum și valoarea rezistenței de contact a uleiurilor de comparație.

Influența modului de ungere s-a studiat pe angrenaje acționate cu o viteză periferică $v = 8,88$ [m/s]. Pentru toate cele patru sortimente de uleiuri menținându-se temperaturi riguros controlate ($\pm 2^\circ\text{C}$) 50°C respectiv 85°C . În figurile 4.27 și 4.28 se prezintă desfășurarea testului.

În tabelul 4.12 se prezintă valorile solicitării de contact corespunzătoare unei degradări de 2%. Din analiza rezultatelor evidențiate și reprezentate în figura 4,29 (s-au reprezentat valorile solicitării de contact raportate la valoarea solicitării de contact admisibile unse cu același lubrefiant când ungerea se face prin barbotare) se observă că la temperatura de injecție de 60°C valorile prezintă abateri mai mici de $\pm 2,5\%$ în schimb la temperatura de injecție de 85°C apare o creștere substanțială a capacității portante $\in [5,2; 12,7]$ [%]. Acest rezultat nu este în concordanță cu unele păreri din literatura de specialitate după care variația temperaturii uleiului din baia de ulei nu influențează formarea ciupiturilor [N2] sau și mai

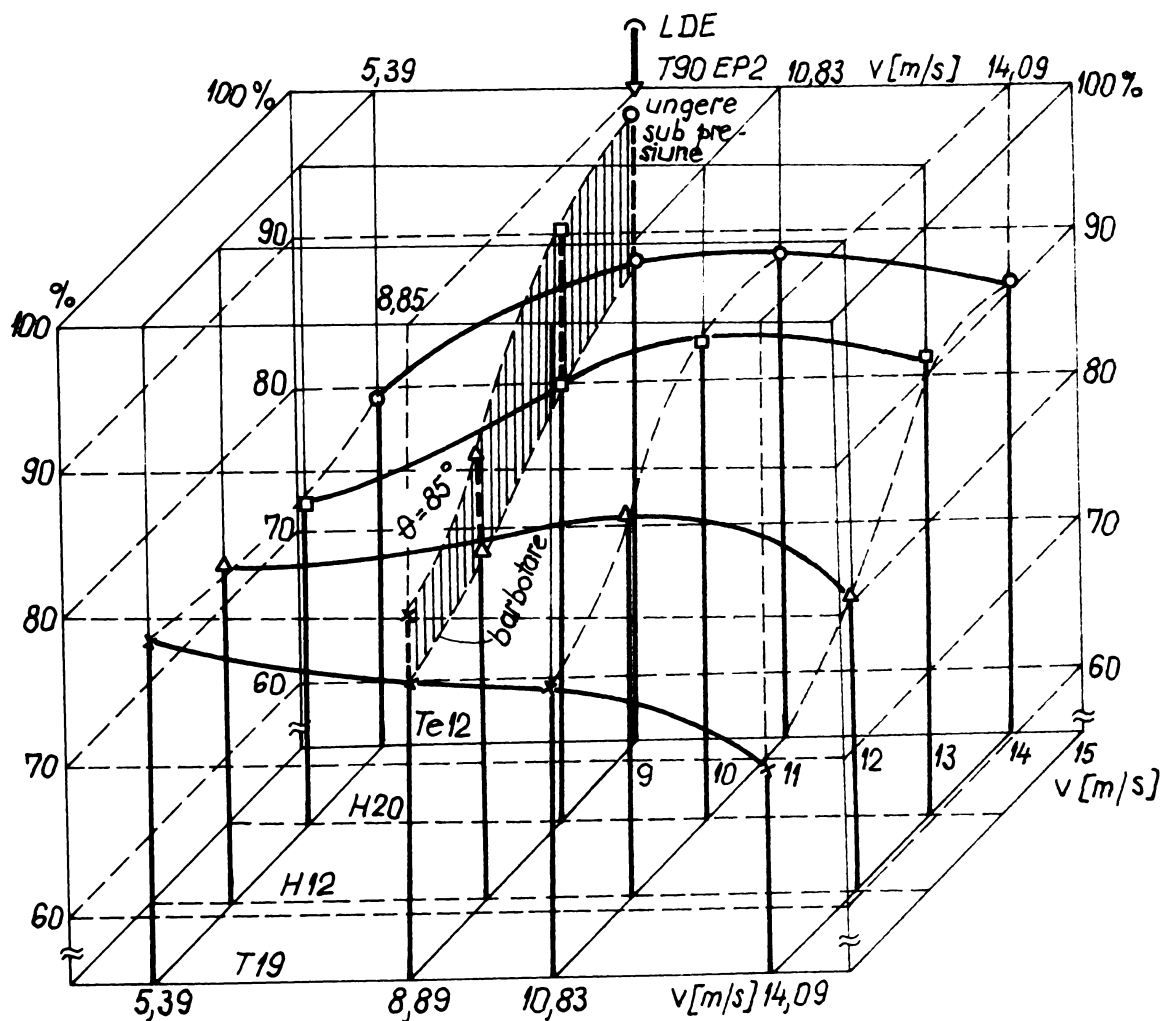


Fig. 4.25

Tabelul 4.1a

ulciul Temperatura	Solicit.de contact raportată la barb. sau T2 EP 90				
	1	2	3	4	5
0					
30°C	σ_{ak} [$\frac{daN}{mm^2}$]	100	87,5	74	59,5
	$\sigma_{ak R}$ barbotare	100	87,5	74	59,25
	[\approx] $\sigma_{ak R}$ T2 EP90	88,23	87,5	74,41	59,28

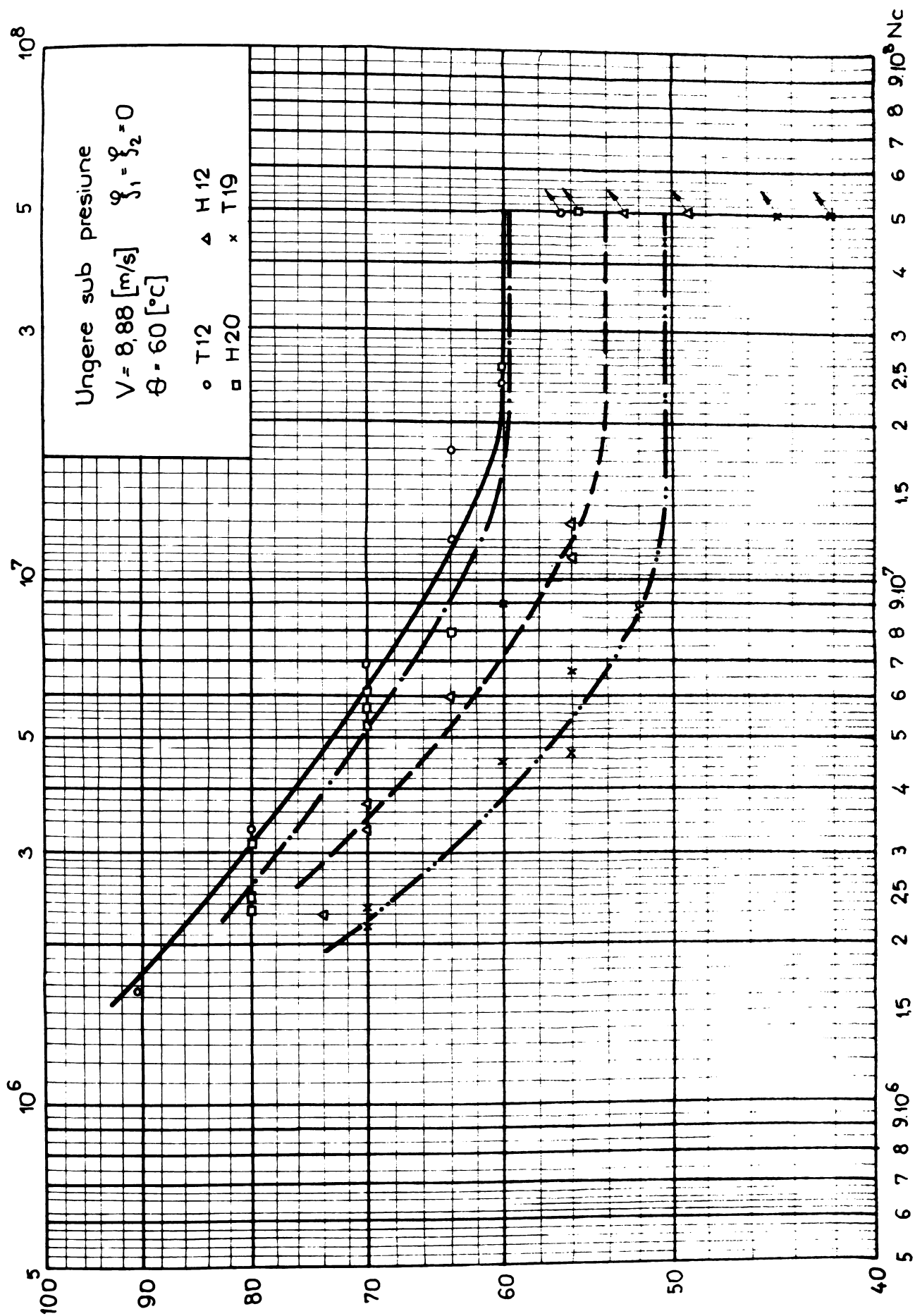


Fig. 4. 27.

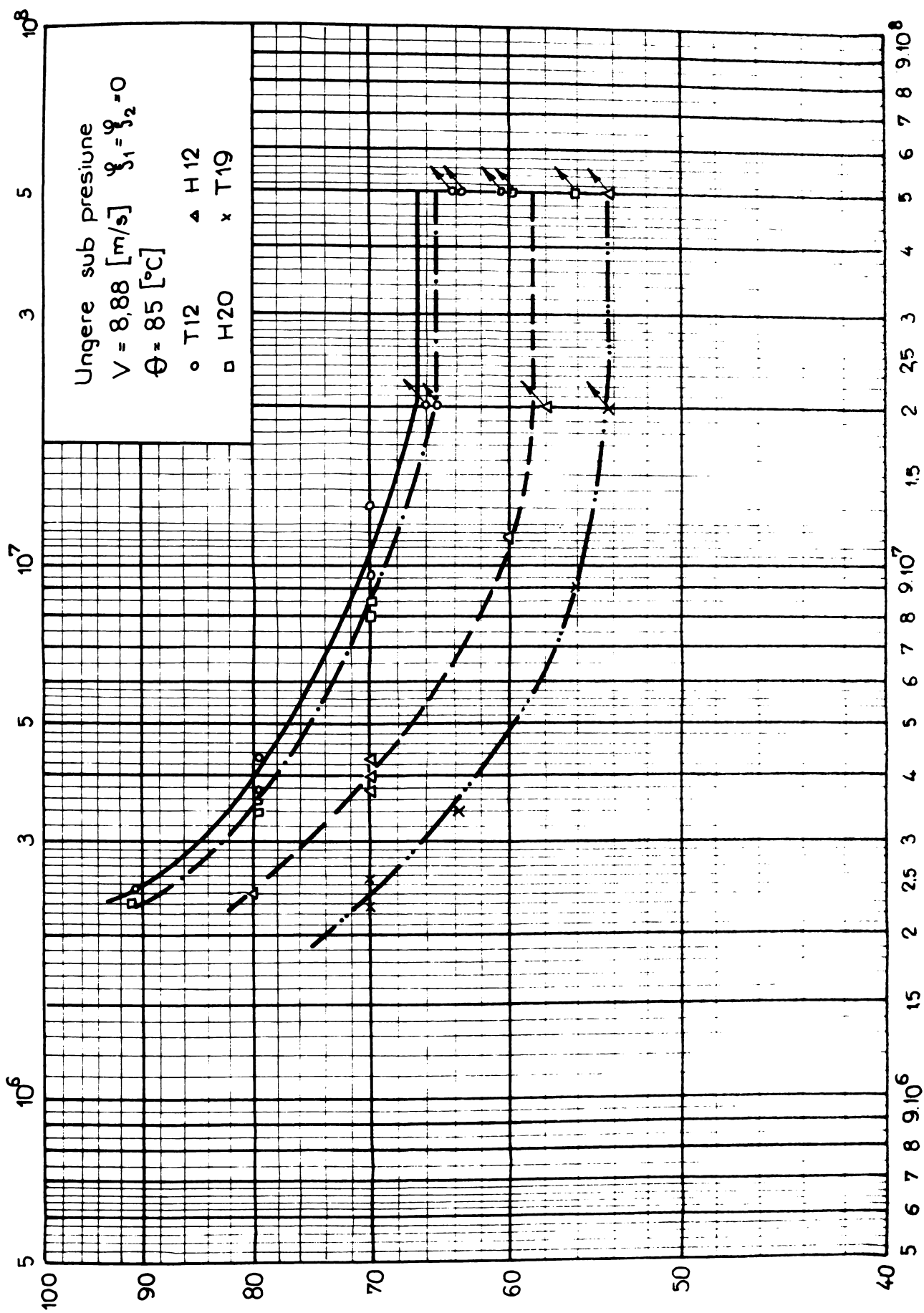


Fig. 4. 28.

Tabelul 4.12 (continuare)

0	1	2	3	4	5
85°C	σ_{ak} [daN/mm ²]	66,5	65,4	58,8	54,6
	$\sigma_{ak R}$ barbotare	110,83	112,76	108,89	106,23
	[%] $\sigma_{ak R}$	97,79	96,18	86,47	80,29

edicale în sensul că creșterea temperaturii uleiului din baie ar micșo-
a capacitatea portantă a angrenajului. Se poate explica creșterea ca-
pacității portante a angrenajelor unse cu uleiuri cu vîscozitate foarte
mădusă, în cazul în care temperatura medie a roților dințate este mai
mică, prin aceea că temperatura medie mai mare a roții dințate de-
termină deformații împiedicate mai mici, deci solicitări mai mici în
zona de formare a fisurilor incipiente care în timp, așa cum am mai ară-
at, duc la formarea ciupiturilor.

Compararea rezultatelor experimentale ale durabilității obținute
la ungerea angrenajelor prin injecție la temperaturile uleiului de 85°
și 60°C cu rezultatele obținute la ungerea angrenajelor cu aceleași
uleiuri, ungerea fiind executată prin barbotare respectiv cu valorile
obținute la ungerea angrenajelor cu uleiul de referință T90EP2 ne permit
tragerea următoarelor concluzii (vezi și fig.4.29):

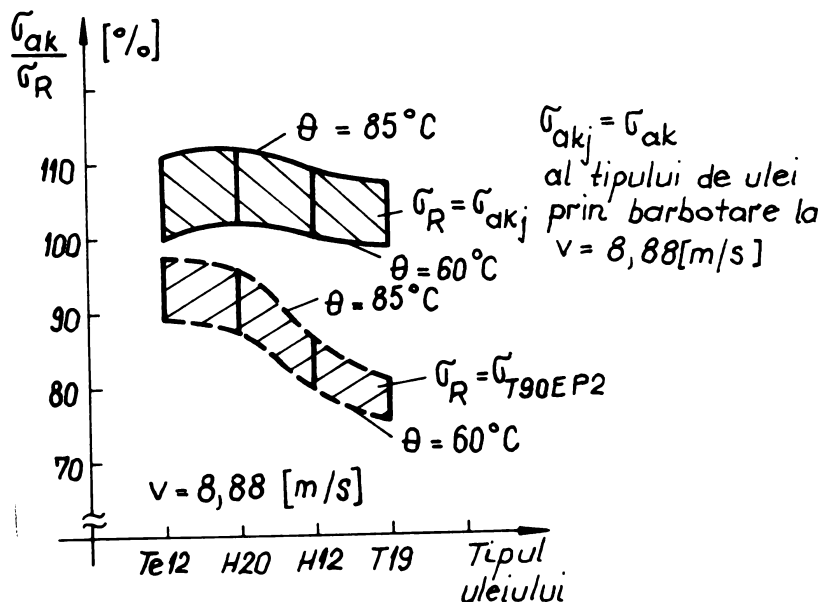


Fig.4.29

- ungerea sub presiune a angrenajelor - cel puțin în cazul ungerii cu vîscozitate scăzută - asigură capacități portante superioare cazului în care ungerea se execută prin barbotare (la viteze tangențiale de peste 10 [m/s] trebuie renunțat la ungerea prin barbotare);
- se confirmă predicția făcută că extrapolarea rezultatelor obținute în cazul ungerilor cu uleiuri cu vîscozitate medie și mare la ungerea cu vîscozitate scăzută este necorespunzătoare.

Evidențierea influenței aditivilor asupra capacității portante a angrenajelor din punct de vedere al distrugerii prin pitting a evidențiat în general faptul că aditivii de extremă presiune care au influență deosebit de favorabilă la evitarea distrugerii prin gripare nu au nici o influență sau chiar o influență negativă.

Încercările roților dințate unse cu ulei H20 aditivat cu MoS_2 [B27] în diferite concentrații au evidențiat o creștere a capacității portante pentru o aditivare de 1,5%. În figura 4.30 se evidențiază variația

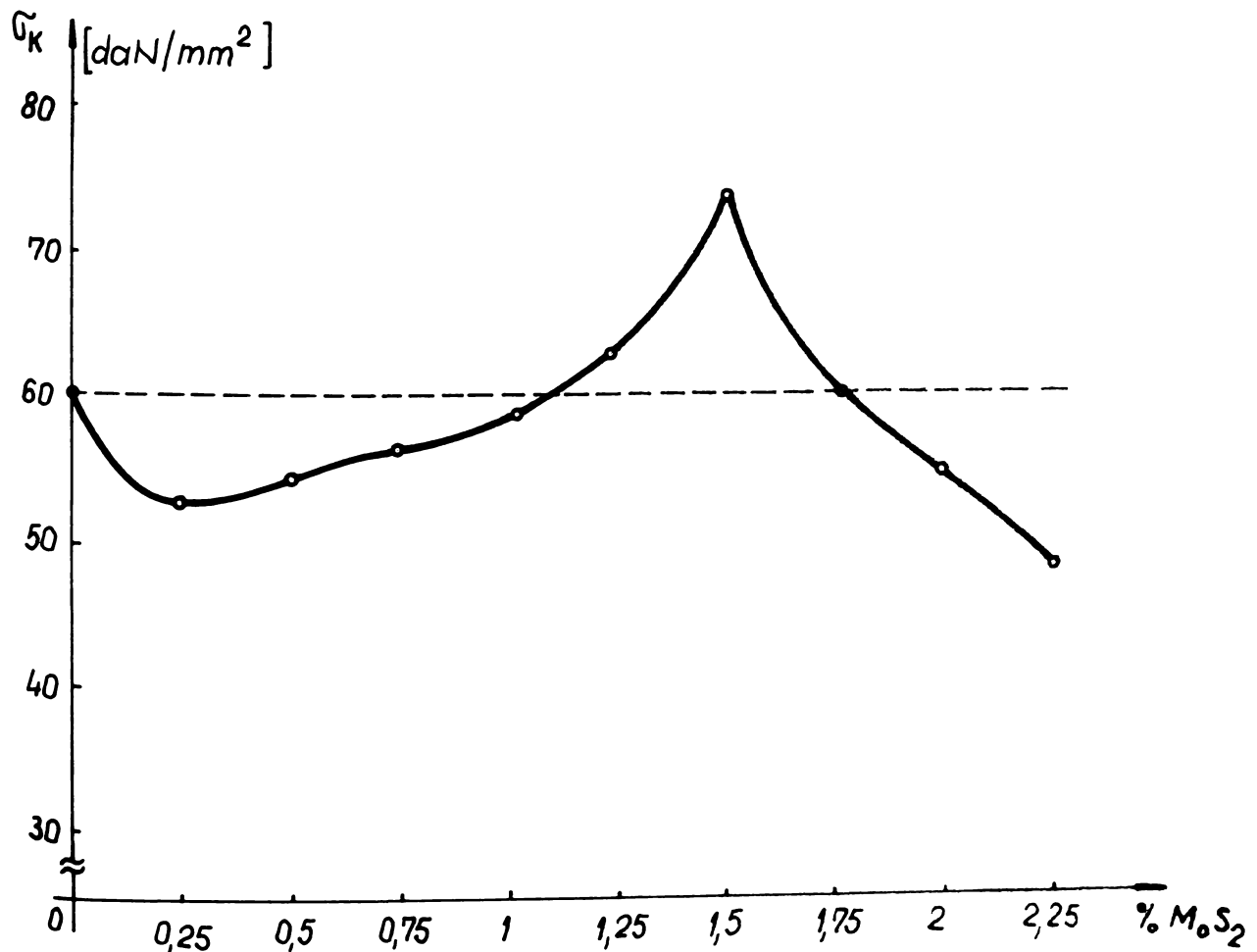


Fig.4.30

capacității portante a flancului cu ulei aditivat în comparație cu

uleiul neaditivat. Se observă o scădere a capacității portante cu aproximativ 10% la concentrații ale aditivului între 0,25 și 0,75% pe urmă o creștere a portanței care atinge valoarea maximă la 1,5% aditivare, cu $\sim 22\%$ mai mare ca cea corespunzătoare cazului în care avem ulei neaditivat; la depășirea valorii de 1,5% aditivare apare o scădere pronunțată ajungând la $\sim 20\%$ la o aditivare de 2,25%.

În cazul folosirii uleiurilor aditivate trebuie determinat experimental influența aditivilor și a concentrației lor optime pentru evitarea apariției ciupiturilor. În caz contrar efectul aditivării poate determina o scădere a capacității portante a flancurilor dinților.

5. CONCLUZII FINALE SI CONTRIBUTII ORIGINALE

Activitatea desfășurată pe o perioadă mai lungă de cercetare a capacității portante a flancului angrenajelor din punct de vedere al solicitării de contact (pitting) permite tragerea următoarelor concluzii finale:

Obiectul inițial propus prezentei lucrări de posibilitatea ungerii angrenajelor cu uleiuri cu vîscozitate redusă, pusă în fața cercetării ca o necesitate de a putea unge cu același ulei și cuplajele electromagnetice de fabricație indigenă la I.M.Cugir și roțile dințate din componența cutiilor de viteză, a fost îndeplinit integral fiind cercetate suplimentar teoretic și experimental influența rigidității dinților asupra apariției și dezvoltării ciupiturilor, influența unghiului de angrenare asupra capacității portante a flancurilor dinților, executarea unor investigații pe probe metalografice pentru verificarea formării ciupiturilor și a fisurilor incipiente surse ale desprinderii ulterioare de material punerea la punct a unei metode rapide de investigare a capacității portante a flancurilor dinților etc.

Se menționează că fiecare din problemele analizate pornește de la analiza critică a stării actuale a cunoștințelor, se caută și se aplică metodele cele mai adecvate de investigație și se trag concluziile necesare pentru aplicarea practică a rezultatelor cercetărilor.

Soluționarea problemelor din prezenta lucrare au fost pregătite în prealabil de autor printr-o activitate de cercetare concretizată prin publicarea unor articole în diferite reviste și participării la sesiuni de comunicări [B12, B13, B14, B23, B24, B25, B27, B37, F1, H2 H4, H5 și K17] precum și contracte de cercetare cu industria și cu instituțiile de cercetare [B32, B33, B34, G10, G11, K17, K18].

În prima parte a lucrării se analizează în mod critic cunoștințele actuale în domeniul cercetării fenomenului de distrugere a flancurilor dinților. Se acceptă ideea că fenomenul de ciupire este un fenomen tipic de oboseală, o uzare de tip special a flancului dintelui.

În capitolul doi al prezentei lucrări se stabilesc relațiile geometrice folosite la calculul angrenajelor se determină analitic suprafața efectivă de contact a flancului; rezultatele obținute sînt similare cu rezultatele finale preconizate din testul FZ G [N2] (a cărui demonstrație lipsește din literatura de specialitate [S6]). Se analizează frecarea pe flancul dintelui și cu ajutorul unui program de calcul automatizat se determină variația pas cu pas a coeficientului de frecare. Analiza regimurilor de ungere pe flancul dintelui -

după o prealabilă fundamentare teoretică a lubrificației angrenajelor de-a lungul segmentului de angrenare în regim mixt, hidrodinamic, elastohidrodinamic staționar, elastohidrodinamic nestaționar - și calculul grosimii minime a peliculei de lubrefiant cu ajutorul programului de calcul original "GROSFILM" permite tragerea următoarelor concluzii:

- Calculul grosimii minime a peliculei de lubrefiant după formulele lui Dowson se arată nesatisfăcătoare pentru cazul flancului dinților unde avem concomitent rostogolire și alunecare. Trebuie luat în considerare caracterul nestaționar al ungerii elastohidrodinamice, în acest fel se poate face doar o predicție cu privire la pericolul distrugerii flancului dintelui;

- Grosimea minimă a peliculei de lubrefiant este foarte redusă și doar în cazul unor viteze mari și precizii mari ale flancului se va instala un regim de ungere hidrodinamic. În general, se poate conta pe un regim mixt de ungere;

- Din analiza rezultatelor prezentate în lucrare rezultă următoarele posibilități de creștere a grosimii minime a peliculei de lubrefiant:

a) creșterea vîscozității uleiului (cu creșterea vîscozității uleiului de 5 ori creșterea grosimii peliculei de lubrefiant crește de numai 3 ori);

b) creșterea unghiului de angrenare de funcționare care se poate obține fie prin creșterea unghiului de referință sau prin deplasări de profil pozitive cât mai mari. Creșterea unghiului de angrenare este limitată de scăderea corespunzătoare a gradului de așperire. Schimbarea unghiului de angrenare prin schimbarea sculelor (unghi de referință mărit) implică eforturi financiare extrem de mari, deci este practic nerealizabilă, în schimb creșterea unghiului de angrenare prin deplasare de profil nu este legată de nici un fel de efort financiar. Creșterea unghiului de angrenare de funcționare de la 20° la 28° determină creșterea momentului transmisibil cu 40% și dublarea grosimii minime a peliculei de lubrefiant;

c) creșterea dimensiunilor radiale ale angrenajelor în dauna dimensiunilor axiale. În lucrare se demonstrează că această schimbare de dimensiune nu afectează volumul de material consumat pentru execuția angrenajului, în schimb trebuie acceptată o oarecare mărire a greutateii carcusei angrenajului.

Analiza stării de tensiune pe flancul dintelui, permite concluzionarea că solicitarea tangențială de pe flancul dintelui, deformațiile împiedicate, deformații datorate atât solicitării în zone foarte

înguste în timpul contactului peste care se suprapune deformația datorată solicitării provocată de temperatura instantanee de contact întărirea suprafeței prin ecrusare (pe flancul rulat în experiențele efectuate au apărut creșteri ale durității de aproximativ 3%) pe de o parte și pe de altă parte, tensiunile tangențiale din substratul de contact pot fi sursele fisurilor incipiente din care se vor forma ciupiturile.

Din studiul unui număr foarte mare de clișee metalografice se poate afirma că nu s-au găsit fisuri care să aibă sensul fisurilor principale și care să nu aibă legătură cu exteriorul. S-au găsit fisuri fără deschidere spre exterior între incluziuni nemetalice, dar care nu arătau tendința de apropiere spre exterior.

În capitolul 3 se prezintă instalațiile experimentale folosite. Pe baza unui mare număr de experiențe s-a pus la punct o metodă rapidă de încercare a angrenajelor aplicabilă și la alte contacte herziene. Se pornește de la formarea ciupiturilor pe flancul dintelui ca un fenomen statistic care se caracterizează prin perioade de incubatie, formarea și dezvoltarea fisurilor și o a doua fază de explozie de ciupituri pe flancul dinților, în continuare în mod alternativ pe o roată avem perioada de incubatie, iar pe roata conjugată, perioada de explozie de ciupituri. Metoda propusă, experimentată și pusă la punct constă în încercarea în trepte de încărcare care se succed. Nivelul de încărcare al unei trepte este determinat de nivelul de degradare din treapta anterioară. Ca nivel de degradare limită se admite o degradare cumulată de 2%. Metoda de încercare permite o reducere substanțială a timpului de încercare a energiei consumate și a costului experienței și prin reducerea substanțială a numărului epruvetelor roților dințate (aproximativ în raportul de 1/8).

Metoda de încercare a fost validată în urma cercetărilor executate de autor în cadrul colaborării cu mari întreprinderi constructoare de mașini: Întreprinderea constructoare de mașini Reșița, Întreprinderea Mecanică Cugir, "UNIO" Satu-Mare, Electrotimiș Timișoara sau cu institute de cercetare ICSITEH Reșița, INMT București.

Preocuparea pentru reducerea consumului de energie electrică, de altfel, s-a manifestat și prin construirea în colaborare a celor trei standuri în circuit energetic mecanic închis la care energia vehiculată pentru încercarea angrenajelor se reintroduce în circuitul energetic, din exterior consumându-se doar echivalentul energiei consumate prin frecare (aproximativ 20-30% din energia necesară încercării).

Pentru ungerea angrenajelor sub presiune a fost construită o

instalație centrală de pompare cu reglarea temperaturii în limitele de $\pm 1^{\circ}\text{C}$.

În cadrul încercărilor au fost etalonate standurile pentru diferite încărcări cu ajutorul unei instalații de măsură de construcție Philips, la care semnalul prelevat, al momentului de torsiune măsurat cu timbre tensometrice, se transformă în variație de frecvență care se transmite fără contact unui captor și se transformă în variații de tensiune care se pot înregistra frecvențe maxime de 10^5 [kHz]. Se asigură deci o foarte înaltă fidelitate a măsurării variației momentului de torsiune. În acest fel s-a eliminat una din erorile sistematice care se face la încercarea de oboseală a angrenajelor prin considerarea momentului de torsiune efectiv (afectat de dinamicitatea standului) față de momentul nominal static care se ia în considerare în general. Acest mod de abordare a încercărilor reduce substanțial împrăștierea rezultatelor și asigură o reproductibilitate ridicată a rezultatelor experimentale. În cercetarea capacității portante a angrenajelor, luarea în considerare doar a momentului static constituie sursa unor erori sistematice ce pot depăși 25%. Se impune deci obligativitatea determinării momentului efectiv dinamic pentru orice încercare a capacității portante a angrenajelor.

Studiul influenței diferiților factori asupra capacității portante a flancurilor angrenajelor a determinat necesitatea studierii acestora pe epruvete role cu toate că încercările pe role introduc distorsiunile inerente oricărei modelări.

Pornind de la rezultatele contradictorii care se găsesc în literatura de specialitate, cu privire la influența rugozităților asupra rezistenței flancurilor dinților s-au executat încercări pe role, menținându-se constante vitezele de rostogolire, de alunecare, dimensiunile roletelor. Rolele au fost executate din aceeași bară. Din analiza rezultatelor experimentale s-a evidențiat o dependență liniară între media aritmetică a rugozităților suprafețelor și solicitarea limită la contact. Aplicând formula, se poate face o predicție cu privire la solicitarea de contact limită în cazul unei rugozități dacă se cunoaște solicitarea de contact corespunzătoare unei alte rugozități. Cu toate că încercările au fost executate pe epruvete role, unse cu ulei subțire, relațiile stabilite sînt confirmate de rezultatele experimentale ale altor cercetători executate pe roți dințate unse cu uleiuri cu vîscozitate mai mare. Se desprinde concluzia că valorile solicitării limită la contact fără a fi însoțite de valoarea rugozității suprafețelor cu care acestea au fost determinate, atrag după sine pe de o parte o varietate deosebită a valorilor, iar pe de altă parte în proiectare determină sub sau supradimensionări cu implicații economice ne-

corespunzătoare.

Variația tensiunii limită la contact în funcție de rugozitate reprezintă încă o confirmare a dependenței apariției ciupiturilor de solicitare de contact. Cu creșterea rugozităților aria reală de contact scade, deci vor crește solicitările locale depășind limitele elastice ale materialului. Deformațiile plastice împiedicate duc la fisurări ale materialului. De asemenea, creșterea rugozităților cresc partea de încărcare care se transmite prin contact metalic și în consecință va apărea o înrăutățire a regimului de ungere, o creștere a coeficientului de frecare și o încălzire locală mai pronunțată. Creșterea solicitării normale în zone discrete (vârfurile rugozităților) sînt puternic solicitate, în timp ce zonele adiacente pe suprafață sînt solicitate numai indirect prin porțiunea care ajunge la contact metalic și prin ulei și care are tendința de a se "scufunda" în materialul mai puțin solicitat, în zonele bazei rugozităților). Această dependență pledează pentru teoria conformă căreia fisurile pornesc de la suprafață spre stratul de contact.

În lucrare, cu ajutorul programului de calcul "RIGID" pus la punct de autor, se determină rigiditatea variabilă a dintelui prin luarea în considerare a flancului evolventic. Prin aproximări succesive se determină rigiditatea efectivă a dinților, variația forței normale și a stării de tensiune. În zona angrenării unipare, variația forței și a stării de tensiune este identică cu cazul în care se acceptă rigiditatea infinită, în schimb în zona angrenării bipare diferențele sînt deosebit de importante.

Determinarea rigidității s-a făcut cu luarea în considerare a deformației dinților, cît și a deformației hertziene, s-a neglijat influența peliculei de lubrefiant în zona contactului. S-a acceptat că roțile dințate sînt executate fără abateri, deci cu geometria ideală.

La intrarea în angrenare, perechea de dinți preia în funcție de deplasarea de profil (în cazul determinărilor prezentate în această lucrare) o parte din forța nominală $\in [20, 43] [\%]$ după care urmează o creștere liniară pînă la ieșirea din angrenare a perechii de dinți aflată anterior în angrenare, saltul de forță va fi de la valoarea $\in [57, 80] [\%]$ din forța totală pînă la forța totală. În zona angrenării unipare va acționa întreaga forță, iar în zona angrenării bipare de ieșire din angrenare vom avea o scădere continuă a forței pe perechea de dinți considerată.

Starea de tensiune a flancului la intrare în angrenare, acceptînd modelul dintelui avînd rigiditatea infinită, are o valoare ridicată scăzînd continuu pînă în punctul de sfîrșit al angrenării bipa-

re (curba de variație fiind concavă). În punctul de sfârșit al angrenării bipare și început al angrenării singulare avem un salt avînd valoarea de $\sqrt{2}$. În cazul luării în considerare a rigidității finite, în zona angrenării bipare la începutul angrenării, starea de tensiune este continuu crescătoare, avînd o alură convexă. În punctul terminării angrenării bipare și începutul angrenării unipare apare un salt al tensiunii flancului cu mult mai mic decît cel în cazul în care dinții au fost considerați rigizi.

La determinarea repartiției forței și a stării de tensiune - țînd seama că modelul admis are geometrie ideală - s-au neglijat șocurile de intrare și ieșire din angrenare.

Deoarece starea de tensiune maximă nu se află în polul angrenării, ci într-unul din punctele de început sau sfârșit de angrenare, se recomandă că verificarea stării de tensiune să se facă în punctul în care starea de tensiune este maximă.

Rigiditatea are o influență determinantă în apariția și dezvoltarea ciupiturilor pe flancul dintelui. Incercînd roți dințate cu rigiditatea micșorată prin slăbirea flancului (inactiv) s-a observat că ciupiturile au început să se mute spre vîrfurile roților dințate (pe roți la care ciupiturile trebuiau să apară în zona diametrului de rostogolire). De asemenea la roțile dințate puternic deplasate ($f=1,1$) (sînt roți dințate la care întregul dinte e format numai din capul dintelui, diametrul de rostogolire fiind cuprins în butucul roții dințate) la care baza dintelui are o grosime mult mai mare decît grosimea unui dinte nedeplasat (deci o rigiditate mărită), ciupirea a apărut la mijlocul dintelui și s-a dezvoltat spre vîrf spre zona avînd rigiditatea mai mică (grosimea dintelui pe diametrul exterior este mai redusă decît în cazul dinților nedeplasați). Aceste rezultate împreună cu altele obținute pe roți din material plastic la care ciupiturile s-au deplasat spre vîrfurile dintelui (material cu elasticitate mai mare, deci rigiditate mai redusă) dovedesc influența rigidității dinților asupra formării și dezvoltării ciupiturilor prin solicitările suplimentare pe care le introduce pe flancul dintelui și a tendinței de deschidere a fisurilor spre exterior, ceea ce permite pătrunderea unei cantități de ulei mai mare și o accelerare a dezvoltării ciupiturilor.

Din experimentele făcute rezultă o creștere a capacității portante a angrenajelor la care ambele roți au flancuri moi, față de angrenajele la care una din roți are flancuri dure, iar cealaltă flancuri moi.

Influența vîscozității asupra capacității portante a angrenajelor, cel puțin în domeniul vîscozităților relativ scăzute este mai redusă decît predicțiile bazate pe teoria generală a ungerii și cele

care rezultă din extrapolarea rezultatelor încercărilor roților dințate unse cu uleiuri avînd vîscozități medii și mari.

Cu creșterea vitezei tangențiale periferice crește capacitatea portantă a angrenajelor, pentru viteze $\in [5, 10]$ [m/s] cînd ungerea se face prin barbotare. La creșterea vitezei peste 10 [m/s] (în cazul experiențelor analizate $v \in [10, 15]$ [m/s]) rezultă o reducere a capacității portante a flancurilor angrenajului. Reducerea ce se poate atribui desprinderii peliculei de lubrefiant de pe flancul dintelui, înainte de a ajunge în contact și a creșterii părții din încărcare, care se transmite prin contact metalic.

Demn de remarcat că în cazul ungerii sub presiune, o creștere a temperaturii cu 25°C a determinat o creștere a capacității portante a flancurilor roților dințate.

Rezultatele experimentale au fost verificate pe parcurs în cadrul contractelor de colaborare cu mari întreprinderi constructoare de mașini ca I.M.Cugir, "Unio" Satu-Mare, Electrotimiș Timișoara, I.C.M. Reșița.

Principalele contribuții originale ale tezei de doctorat se pot rezuma după cum urmează:

- construirea unor standuri de încercare în circuit energetic mecanic închis ;
- evidențierea influenței negative în interpretarea rezultatelor a neglijării dinamicității standurilor ;
- evidențierea imposibilității reținerii din ulei a particulelor foarte mici de uzura cu filtre magnetice și electromagnetice și obligativitatea folosirii filtrelor mecanice pentru eliminarea produselor uzării din ulei injectat în zona de contact ;
- punerea la punct a unei instalații de pompare cu termostatare în limitele $\in [60, 120]$ [°C] cu o precizie de ± 1 [°C] ;
- conceperea, punerea la punct și verificarea în cadrul a mai multor contracte de colaborare a metodei rapide, COME B, de încercare și de determinare a capacității portante ale flancurilor angrenajelor ;
- punerea la punct a unui program de calcul pentru determinarea variației coeficientului de frecare pe flancul dintelui ;
- calculul grosimii peliculei de lubrefiant cu ajutorul unui program de calcul "GROSFILM". Evidențierea formării și variației grosimii filmului de lubrefiant în lungul segmentului de angrenare. Evidențierea faptului că grosimea calculată după formulele regimului de ungere elastohidrodinamic permanent este mult mai mică decît valorile reale ale acestuia aplicarea în consecință a regimului elasto-

hidrodinamic nestaționar.

- propunerea unor soluții practice pentru creșterea grosimii peliculei de lubrifiant: a) creșterea unghiului de angrenare prin deplasări pozitive cât mai mari; b) folosirea unor roți dințate înguste și de diametru cât mai mare. În primul caz prețul de cost al angrenajului nu se schimbă cu toate că pe lângă creșterea peliculei de lubrefiant se obține și o creștere a capacității portante ale angrenajului pînă la 40% în timp ce în cazul al doilea volumul de material folosit pentru execuția angrenajului rămîne constantă în schimb trebuie avută în vedere o oarecare creștere a greutateii carcasei;

- confirmarea dezvoltării fisurilor incipiente producătoare de ciupituri și influența uleiului "pompat" în aceste fisuri cu ajutorul unor clișee metalografice;

- determinarea influenței rugozităților flancurilor asupra tensiunii limită de contact admisibile. Stabilirea unei relații empirice liniare între aceste valori și verificarea și confirmarea ei prin compararea cu rezultatele experimentale publicate de alți cercetători;

- evidențierea faptului că folosirea oțelurilor moi pentru ambele roți (duritățile flancurilor apropiate) asigură o capacitate portantă mai mare ale flancurilor decît folosirea unei roți cu flancuri dure și a unei roți cu flancuri moi;

- posibilitatea ungerii angrenajelor cu uleiuri cu vîscozitate scăzută, obținînd capacități portante mai mari decît cele rezultate din extrapolarea rezultatelor executate cu uleiuri cu vîscozitate medie și mare;

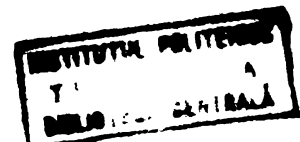
- creșterea capacității portante ale flancului în cazul în care uleiul se aditivează cu 1,5% MoS₂;

- punerea la punct a unui program de calcul pentru determinarea variației rigidității dinților prin luarea în considerare a flancului ideal evolventic; Evidențierea variației repartiției forțelor și solicitării flancului dintelui mult diferită de cazul în care se consideră dintele cu rigiditate infinită - caz îndeobște admis. Experimentarea unor angrenaje cu roți dințate cu rigiditate redusă (prin slăbirea grosimii dintelui pe flancul inactiv) și evidențierea deplasării zonei de apariție a ciupiturilor din zona diametrului de rostogolire în zona vîrfului dintelui unde rigiditatea este minimă.

- limitarea vitezei tangențiale maxime pînă la care se poate folosi ungerea angrenajelor prin barbotare (10 [m/s]) și recomandarea ca peste aceste viteze să se folosească ungerea angrenajelor prin injecție sub presiune.

B I B L I O G R A F I E

- A1. Airapetov, E.L. - Oprederenie kontaktnai deformații zubiev
țilindriceschih zubciatin kolez.
Vestnic mașinostroitelia (47) ianuarie
1967 p.32.
- A2. Abeck - Defectele angrenajelor.
Caiet selectiv: Intreținerea și reparare
utilajelor lo (1967) p.402.
- A3. Attia, A.Y.
M.T.Kirk - Deflection of spur gear teeth iathin vin
Transm.ASME 1964 B86 Nr.4, p.333.
- A4. Archard, J.F.
M.T.Kirk - Lubrication at point contacts.
Proc.R.Series A 261 (1961) p.532.
- B1. Buckingham, E. - Analitical Mechanics of Gears.
Mc.Graw-Hill New-York 1949.
- B2. Bartel, A. - Werkstoffschäden durch Fittingbildung.
Mineralöltechnik (1960) V Nr.17, 18, 20.
- B3. Bielefeld, J.
W.Kalkert, - Verschleissuntersucungen an breiten wäl
gefrästen Zahnrädern.
Industrie-Anzeiger Nr.30 (1959) p.19.
- B4. Bartz, W.I.
V.Krüger - Einfluss von Schmierstoffen auf die
Grübchenbildung bei Zahnrädern.
Antriebstechnik 12 (1973) Nr.6 p.151.
- B5. Bartz, W.I.
V.Krüger - Influence of lubricants on the pitting
fatigue of gears.
Wear (35) 1975, Nr.2, p.315.
- B6. Bogade, P.R.
S.L.Kanitaker - Fitting causes in Gear Wheels.
The Indian and Eastern Engineer.
vol.111 (1969) Decembrie Nr.12, p.603.
- B7. Becker, K.E. - Untersuchungen zur Grübchenbildung bei
schwellender Beanspruchung.
Disertația Karlsruhe 1963.
- B8. Blok, H. - Measurement of temperature flashes on ge
teth under extreme pressure conditions.
Proceedings of the General Discussion on
Lubrication and Lubricants, vol.2 London,
Institution of Mechanical Engineers 1937



- B9. Benedict, G.H.
B.W.Helley - Instantaneous Coefficient of Gear Tooth Friction.
ASLE Transaction (1961) Nr.4 p.59.
- B10. Bartz, W. - Grundlagen der Getriebeschmierung.
Die Maschine (1970) dima 4 p.70, dima 5 p.35.
- B11. Borsoff, U.W. - On the mechanism of gear lubrication.
Trans.(ASME), J.Basic Engng 81 (1959) nr.1,
p.79.
- B12. Balekics, M. - Distrugerea prin pitting a angrenajelor
unse cu lubrifianti cu viscozitate scazuta.
Simpozion MTM Resita 1976 vol.4 p.381.
- B13. Balekics, M. - Metoda rapida COMT-B pentru determinarea
limitei la ciupire ale flancurilor rotilor
dintate.
Sesiunea stiintifica a cadrelor didactice
din I.P."Tr.Vuia" Timisoara, oct.1977
- B14. Balekics, M.
G.Balekics - Determinarea limitei la ciupire a flancuri-
lor rotilor dintate cu ajutorul testului
COMT-B.
Buletinul stiintific si tehnic al IPTVT
Tom 23(37) fasc.I-1978 p.34.
- B15. Bernath, Al.
V.Safta - O noua metoda de incercare la oboseala cu
incarcare progresiva.
Acad.RFR Baza de cercetari Timisoara.
Studii si cercetari stiinte tehnice tom X
nr.1-2 1963.
- B16. Bosch, M. - Über das dynamische Verhalten von Stirnrad-
getrieben mit besonderer Berücksichtigung
der Verzahnungsgenauigkeit.
Dissertation T H Aachen 1965.
- B17. Bentall, R.H.
K.L.Johnson - Slip in the rolling contact of two dissimilar
elastic rollers.
Int.J.Mech.Sci 1967 p.64.
- B18. Bartz, W.J. - Über die Rolle des Schmierstoffs bei Schäden
an Maschinenelemente.
Der Maschinenschaden 42 (1969) Nr.3 p.65.
- B19. Bartz, W.J. - Einfluss des Getriebeöls auf Schäden an
Zahnradern:
Antriebstechnik 9(1970) nr.10, p.361.

- B20. Bartz, W.J. - Einfluss der rheologischen Eigenschaften des Schmierstoffes und der Reibstelle beider Bewertung von Zahnradschäden.
VDI-Z 113 (1971) Nr.2 p.142.
- B21. Bartz, W.J. - Zur Bedeutung der Elastohydrodynamic für das Auslegen von Zahnradpaarungen.
Konstruktion 23 (1971) Nr.7 p.252.
- B22. Blok, H. - The Present Status of the Theory of Gear Lubrication.
- B23. Balekics, M.
A.Pommersheim
V.Dolga - Cu privire la influența rugozității suprafețelor în contact asupra limitei la oboseală.
Al III-lea simpozion MTM, Timișoara, 1980, vol. III, p.131.
- B24. Balekics, M. - Cu privire la alegerea modulului la angrenaj cilindrice funcționând în domeniul elastohidrodinamic.
A- II-lea simpozion MTM Reșița 1976, vol.III, p.890.
- B25. Balekics, M.
A.Pommersheim - Tensiunea de contact pe flancul dintelui evolventic cu considerarea rigidității dintelui.
Sesiunea de comunicări IPTVT, oct.1976.
- B26. Balekics, M.
A.Pommersheim - Influența deplasării de profil și a unghiului de angrenare asupra grosimii minime a peliculei de lubrefiant pe flancul dinților.
Sesiunea de comunicări IPTVT, oct.1979.
- B27. Balekics, M.
O.Nilă - Cu privire la creșterea capacității portante a uleiurilor aditivate cu bisulfură de molibden.
Sesiunea de comunicări IPTVT 27-29 1979.
- B28. Balakina, L.N.
Ș.a. - Исследование изнашиваемости стальных зубчатых передач электроискровой обработкой. Машиностроение 1955
- B29. Bartz, W.J. - Bedeutung der Elastohydrodynamik für die Auslegung von Zahnradpaarungen. Schmierungs-technik 4(1973) Nr.11 p.330.
- B30. Bowden, F.P.
D.Tabor - Reibung und Schmierung fester Körper .
Springer Verlag 1959.
- B31. Borsoff, V.N.
C.O.Wagner - Studies of formation and behaviour of an extreme pressure film.

- B32. Balekics, M.
A.Pommersheim
D.Buzulică
I.Nicoară ș.a. - Cercetări privind dimensionarea, tehnologia, controlul și încercarea roților dințate la întreprinderea Electrotimiș Timișoara.
Contract Electrotimiș Timișoara, faza I 1976 faza II-a 1977.
- B33. Balekics, M.
A.Pommersheim - Cercetări privind optimizarea posibilităților de ungere cu același lubrefiant a cuplajelor electromagnetice și a angrenajelor din componenta cutiilor de viteză.
Contract de colaborare cu U.M.Cugir faza I 1974, faza II-a 1975.
- B34. Balekics, M.
A.Pommersheim - Breviar de calcul al angrenajului distribuție motorului experimental.
Contract IMET 1976.
- B35. Bolotovskaia, T.P.
ș.a. - Spravocnik po geometričeskomu rascetu evolventnîh zubciatîh i cerviccinîh pevedaci.
Mașghiz, Moskova 1963.
- B36. Balekics, M.
V.Dolga - Alegerea optimală a rapoartelor de transmisie intermediare la reductoarele cilindrice în mai multe trepte. Pentru obținerea volumului minim de material consumat.
Simpozion MIM Timișoara, 1980 p.117.
- B37. Balekics, M.
V.Dolga - Impărțirea rațională a rapoartelor de transmitere la reductoarele cu două și mai multe trepte.
SYROM București 1981, VIII p.27.
- C1. Cameron, C. - The measurement of oil - film thickness in gear teeth.
Journal of basic Engineering.
Merch (1960) p.29.
- C2. Crook, A.W. - Simulated Bear Tooth Contacts: Some Experiments of Their Lubrication and Sub-surface Deformations.
Proc.Inst.Mech-Engrs.(London) 171 Nr.5 1957.
- C3. Crudu, I. - Contribuții la studiul influenței tensiunilor normale inițiale asupra distrugerii statice și prin ciupitură a contactelor punctiforme.
Autoreferat la teza de doctorat I.P.Iași '69
- C4. Cameron, O. - Theorie der Zahnradschmierung.
Schriftenreihe Antriebstechnik 8.11.

- C5. Chlodek, O. - Der Einfluss Schmiermittel auf die Ermüdungs-
festigkeit des Stahls bei Wälzbewegung.
Maschinenbautechnik 14 (1965) Nr.4 p.221.
- C6. Crook, A.W. - Some Studies of Wear and Lubrication.
Wear 2(1959) p.36.
- C7. Chabert, C. - Ungerea angrenajelor.
Caiet selectiv: Intreținerea și repararea
utilajelor Nr.10 (1967) p.522.
- C8. Crook, A.W. - The lubrication of rollers.
Phil.Trans.R.Soc.Series A.1250 (1958) Nr.9
p.387; 254(1961) Nr.1040 p.223; 255(1963) Nr.
1056 p.281.
- C9. x x x - Cuplaje electro-magnetice.
Catalog I.M.Cugir 1979.
- C10. x x x - Catalog Binder-Magnete R.F.G. 1976.
- D1. Dobre, G. - Metodă de rezolvare a calculului deformații-
lor și caracteristicii elastice a danturii
în evolventă la roțile dințate cilindrice
cu dinți drepți.
Simpozionul MTM Reșița 1976, vol.4 p.926.
- D2. Dudley, D.K.
H.Winter - Zahnräder.
Springer Verlag 1961.
- D3. Dietrich, G. - Reibungskräfte, Laufunruhe und Geräusch-
bildung an Zahnrädern.
Deutsche Kraftfahrtforschung 1939, nr.25.
- D4. Dawson, P.H. - Effect of metallic contact on the pitting
of lubricated rolling surfaces.
J.Mech.Engng.Sci(4) 1962 Nr.1 p.16.
- D5. Dawson, P.H. - The pitting of lubricated rolling surfaces.
Power Transmission 1961 (citată în T3).
- D6. Dawson, P.H. - Inther experiments on the effect of metallic
contact on the pitting of lubricated rolling
surfaces.
Proc.Instn.mech.Engrs.1965-66, 180(Pp33) 95.
- D7. Dawson, D.
Higginson - Elastohydrodynamic.
Pergamon Press 1965.
- D8. Dyson A.,
H.Nylor,
A.R.Wilson - The measurement of oil film thickness in
elastohydrodynamic contacts.
Instn.Mech.Engrs.Proc.180(1965/66) Part 3B,
p.119.

- D9. Dudley, D.W. - Size of gear setz.
Prod.Eng.1967(35) Nr.23 p.92.
- D10. Dowson, D. - Elastohydrodynamics.
Inst.mech.Engrs.Proc.(1967/68) Part 3A p.151.
- D11. Drozdov, Y.N.
Y.A.Gavrikov - Friction and scoring under the conditions of
simultaneous rolling and sliding.
Wear 11 (1968) p.291.
- D12. O'Donoghue, I.P.
A.Cameron - Friction and Temperature in Rolling/Sliding
Contact.
ASLE Trans. vol.9(1966) p.186.
- D13. Darcing, D.w.
E.I.Radzimovsky - Experimental investigation of the oil-film
thickness in spur gears.
Transactions of the ASME, Journal of Basic
Engineering 1962, nr.9.
- E1. Erdman-Jesnitzer,
F;K.Weigel - Untersuchungen zur Fitting bildung.
Werkstatt und Betrieb (1958) 91,48 p.461.
- E2. Evstranov, V.F.
Ş.a. - Poluprovodnikovîi pribor dlia kontrolia
signalizaţii i avtomaticeskovo regulirovaniia
temperaturî jidkih produktov.
Priborostroenie nr.7 1960 p.25.
- E3. Eisenmann, J. - Schienenkopfbbeanspruchung.
ETR - Eisenbahntechnische Rundschau 10(1967)
p.355.
- E4. Egelkraut, K. - Lange H.H.Mussnig V.
Untersuchungen am Radsatz.
ETR - Eisenbahntechnische Rundschau 9(1966)
p.346.
- E5. Eiselt, H. - Verzahnungsgeometrische beziehungen zur be-
rechnung der reibungszahl, reibungsarbeit,
reibungsleistung, eingriffszeiten und ausgangs-
größen zur berechnung des Verschleisses bei
evolventischen Zahnrädern-
maschinenbautechnik Nr.1/1970 p.11 și nr.3/1970.
- E6. Eiselt, H. - Zahnradschäden und getriebebeschädigung.
Maschinenbautechnik Nr.3/1967 p.433.
- E7. Evans L.S.
R.Tamrett - The Wear and Fitting of Bronze Disk Operated
under Simulated Worm-Gear Conditions.
I.Inst Petroleum 38(1952) p.652.
- E1. Fleşeriu, G.
M.Balekics
O.Gligor - Caracteristicile mecanice ale highfolului
ISD-C impregnat cu grafit utilizabil în cons-
trucţia roţilor dinţate.
materiale Plastice (1960) 7 nr.6 p.311.

9. Groman, M.B. - O razpredelenii nagruzki vdol zuba.
Vestnik Maşinostroenia Nr.5(1967) p.42.
10. Gheorghiu, N.
M.Balekics
ş.a. - Studiul optimizării moto-reductoarelor fabricate de Intreprinderea UNIO Satu-Mare.
Contract 1977 faza I, 1978 faza II-a.
11. Gheorghiu, N.
M.Balekics
ş.a. - Studiul experimental al funcţionării cuplajelor electromagnetice cu fricţiune la maşini unelte (încercări la strungul SRO-40).
Contract I.M.Cugir 1973.
12. Gligor, O. - Contribuţii la dimensionarea şi funcţionarea cuplajelor electromagnetice în sistemele de acţionare electrice.
Teză doctorat 1977.
1. Holland, J. - Die unstationäre Elastohydrodynamik.
Konstruktion 30(1978), Nr.39, pag.363.
2. Horovitz, B.
M.Balekics
ş.a. - Aplicarea metodei sarcinii progresive la încercarea roţilor dinţate.
Construcţia de maşini, (1966) Nr.10 p.573.
3. Horovitz, B.
Balekics, M.
ş.a. - Aplicarea metodei sarcinii progresive la stabilirea durabilităţii şi a rezistenţei la oboseală.
Studii şi cercetări de metalurgie 1967. Tom 12 nr.1 p.179.
4. Horovitz, B.
M.Balekics
L.Mădăras,
S.Baicu - Studiul experimental al influenţei unor tratamente termochimice asupra rezistenţei la oboseală a unor roţi dinţate din oţel 21MoCr12.
Sesiunea ştiinţifică, colaborarea cadrelor did. din IPT cu producţia Mai 1969.
15. Horovitz, B.
M.Balekics
D.Muscalu - Cercetări privind influenţa unor tratamente termice asupra rezistenţei la oboseală a unor roţi dinţate din OLC 45.
Sesiunea ştiinţifică "Colaborarea cadrelor didactice IPT cu producţia" Mai 1969.
16. Helbig, F. - Die Grübchenbildung an Wälzflächen.
Werkstattstechnik und Maschinenbau Nr.4 (1949) p.111-115.
17. Heidebrock, E.
Pietsch, E. - Untersuchungen über die Schmierzustand in der Grenzreibung.
Forschung Ing.Wesen 12(1941) Nr.2 p.74.

- H8. Häussler, F.W. - Reversible Zähigkeitsänderung von Schmierfilmen bei mechanischer Beanspruchung.
Dissertation T.H. Dresden 1950.
- H9. Heitger, H.J. - Beiträge zum Problem des Verschleisses durch Grübchenbildung.
Dissertation T H Karlsruhe (1957).
- H10. Heinrich, G. - Zu L.Föppls Theorie rollenden Reibung. Österreichisches Ingenieur Archiv 4(1950) p.137.
- H11. Hunter, S.C. - Rolling contact of a rigid cylinder with a viscoelastic half space.
J. Appl. Mech. Trans. Am Soc. Mech. Engr. Series E 1961 (28) p.611.
- H12. Henriot - Traité Théorique et Pratique des Engrenages vol. I Dunod Paris 1960, vol. II 1961.
- H13. Hennings, G. - Ein Zahnradverspannungsprüfstand mit einstellbarem Belastungsprogramm.
Maschinenbautechnik 1970 Nr. 5 p.259.
- I1. Idițoiu, I. - Domeniul teoretic de existență al angrenajelor cilindrice cu dinți drepți antepolare și postpolare.
Simpozionul de Mecanisme și transmisii mecanice, Reșița 1972, p.302.
- I2. Idițoiu, I.
A. Fommersheim - Limitele impuse de subțalere și ascuțire la realizarea angrenajelor cilindrice cu dinți drepți extrapolare.
Simpozionul de Mecanisme și transmisii mecanice, Reșița 1972, p.817.
- I3. Idițoiu, I. - Limitele impuse de interferența primară la realizarea angrenajelor extrapolare.
Simpozionul de Mecanisme și transmisii mecanice, Reșița 1976, p.981.
- I4. Idițoiu, I. - Limitele impuse de interferența în zona de racordare a bazei dintelui la realizarea angrenajelor extrapolare.
- I5. Ivanov - Incercarea roților dințate prin metode accelerate.
Mașinstroenie 1963 Nr. 3 p.44.
- I6. Iliuc, I. - Tribologia structurilor subțiri.
Ed. Aca. RSR București 1974.

- J1. Johnson, K.L.
D. Tabor - Rolling Friction.
Proc. Instn. Mech. Engrs. 1967-68 vol. 18 3 Pt 3A
p. 168.
- J2. Johnson, K.L. - The effect of spin upon the rolling motion
of an elastic sphere on a plan.
J. appl. Mech., Trans. Soc. mech. Engrs. 1958(80)
p. 332.
- J3. Jones, A.B. - Metallographic Observations of Ball Bearings
Fatigue Phenomena.
Proc. ASTM 46 (1946) p. 1.
- K1. Kilimov, J.M. - Sporirea capacității de încărcare a angrena-
jelor prin folosirea de roți dințate cu duri-
tăți diferite.
Buletinul construcțiilor de mașini Nr. 3 1959,
p. 3.
(Traducere din: Vestnik mașinostroenia,
nr. 3, 1959, p. 9).
- K2. Karas, F. - Dauerfestigkeit von Laufflächen gegenüber
Grübschenbildung.
Z. VDI 85(1941) p. 341.
- K3. Kutzbach, - Reibung und abnutzung von Zahnrädern.
VDI-Z vol. 70 Nr. 30 1926 (citată în T2).
- K4. Kovács, F. ș.a. - Incercări privind stabilirea influenței pa-
sului de bază a danturii asupra rezistenței
la pitting a flancurilor roților dințate ci-
lindrice cu dinți drepți din oțel.
Buletinul științific și tehnic al IPT Tom 13
fasc. 1, 1968 p. 85.
- K5. Kovács, F.
B. Horovitz - Incercări în vederea stabilirii influenței
solicitării la încovoiere a dintelui asupra
fenomenului de pitting la roți dințate ci-
lindrice cu dinți drepți.
Bul. șt. și teh. al IPT Tom 10 fasc. 1965 p. 155.
- K6. Kovács, F.
M. Balékics - Influența geometriei danturii asupra rezis-
tenței la solicitarea de contact a roților
dințate cilindrice cu dinți drepți cu profil
evolventic.
Sesiunea științifică jubiliară I.-Cugir
oct. 1974.
- K7. King, A.F.
J.L. O'Brien - Microstructural Alterations in Rolling Con-
tact Fatigue.
Proceedings ASTM 86 (1966) p. 74.

- K8. Karas, F. - Elastische Formänderung und Lastverteilung beim Doppeleingriff gerader Stirnradzähne. VDI - Forschungsheft 406, Ausgabe B.3d.12.
- K9. Kalkert, W. - Untersuchungen über den Einfluss der Fertigungsgenauigkeit auf den Zahnkraftverlauf und die Flankentragfähigkeit auf ungehärteter Stirnräder. Dissertation TH Aachen 1962.
- K10. Kovács, F.
D. Perju
M. Crudu,
A. Müller - Asupra unor corelații între toleranțele roților dințate cilindrice cu dinți drepti. Bul.St.și teh.al IPT Tom 9(23) fasc.2 p.409.
- K11. Kovács, F.
B. Horovitz - Contribuții la studiul funcționării angrenajelor ale căror profile de dinți nu satisfac legea angrenării. Bul.St.și teh.al IPT Tom 6(20) fasc.2 p.95.
- K12. Kistian, Ja.G.
I.N.Frenkel - Eksperimentalnie opredelenie jetcosti zubiev priamozubiev țilindriceskih kodes vneșhovo zateplenii. TNITMAS KN81, 1956 Mașghiz.
- K13. Kovács, F.ș.a. - Influența erorii de paralelism a anelurilor asupra rezistenței flancurilor dinților roților cilindrice din oțel la solicitări de contact. Bul.St.și teh.al IPT tomul 14(24) fasc.2 1969, p.307.
- K14. Kalkert, W.
M. Bosch - Untersuchungen der Flankentragfähigkeit von Stirnradgetriebe. Industrie Anzeiger 1964 Nr.102 p.2193.
- K15. Kanitakar, S.L. - Discussion on the phenomenon of pitting of gears. Journal of Institution of Engineers vol.44 (1964) nr.11 part 6 p.273.
- K16. Kannel, J.W.
J.C.Bell
C.M.Allen - Methods for determining pressure distributions between lubricated rolling contacts. ASLE Transaction 1965 p.250.
- K17. Kovács, F.
M. Balekics
ș.a. - Stabilirea unor metode de încercare și rodare de durată redusă a mecanismelor cu a grăunțe. Încercări de fiabilitate la cutiile de viteză ale locomotivelor Diesel de mină, la reductoarele transportoarelor de mină DR-3 și DR-4, la reductoarele convoaierilor, reductoarele mașinilor de încărcat și electropane. Contract URIC Satu Mare 1975.

- K18. Kovács, F.
M. Balekics - Cercetări privind optimizarea și proiectarea angrenajului de tracțiune pentru locomotiva IDE 4000 CP - 115 kN/h; 160 kN/h.
Contract ICEH Reșița.
- L1. Lanchester, F.W. - Spur Gear Erosion.
Engineering 921 p.733
citată în T2 Sl.
- L2. Lechner, G. - Zahnradschmierung.
Maschinenmarkt 74(1968) Nr.2, p.24.
- L3. Lechner, G. - Untersuchungen zur Schmierfilmbildung an Zahnrädern.
VDI-Z 111(1969) Nr.4 p.269.
- L4. Lundberg, G.
A. Palmgreen - Dynamische Tragfähigkeit von Wälzlagern.
Acta Polytechnica Stockholm Schweden 7 (1947)
- M1. Miloiu, Gh. - Asupra experimentării angrenajelor pe standurile cu flux energetic închis mecanic (nepublicat).
Simpozionul MTM Reșița oct.1972.
- M2. Miloiu, Gh. - Versuche an Zahnradgetrieben auf Verspannungsprüfständen.
Antriebstechnik 12(1973) Nr.4 p.109.
- M3. Meldahl, A. - Prüfung von Zahnradmaterial.
Brown-Boveri Mitteilungen Nr.10(1939).
- M4. Matieșan, D. - Contribuții privind studiul uzurii prin ciupituri la roți dințate cilindrice cu dinți drepecți din fontă cu granit nodular.
Autoreferatul tezei de doctorat, Iași 1973.
- M5. Mervit, H. - Zubciatîn peredaci (traducere din l. engleză).
Mașghiz Moskva 1947.
- M6. Mishavin, Jn.A. - Influence of Friction Conditions on the Magnitude of Friction Coefficient in the Case of Rolling with Sliding".
International Conference on Gearing, London 1958.
- M7. Mishavin, Jn.A.
Ș. A. - Griparea angrenajelor.
Traducere IDT.
- M8. Merwin, J.E.,
Johnson, K.L. - Analysis of plastic deformation in rolling contact.
Proc. Instn. mech. Engrs. 1963 177, 376.

- M9. Maros, D.
I. Bocian - Cîteva aspecte ale corijării extrapolare la me-
canismele cu roți dințate.
Bul.șt. IP Cluj 1970.
- M10. Miloiu, Gh. - Contribuții la studiul teoretic și experimental
al angrenajelor cu profil în arc de cerc.
Teza de doctorat, IP Brașov 1975.
- M11. Mladinescu, T. - Dependența coeficientului dinamic de gradul de
acoperire la roți dințate cilindrice cu dinți
drepti.
Construcția de mașini 18(1966) Nr.9 p.523.
- N1. Niemann, G. - Walzenfestigkeit und Grübchenbildung von Zahn-
rad und Wälzlagerstoffen.
VDI-Z 87(1943) Nr.33/34 p.521.
- N2. Niemann, G.
W. Richter - Versuchsergebnisse zur Zahnflanken-Tragfähig-
keit (FZG-Test)-
Konstruktion 12(1960) Nr.5 p.185; Nr.6 p.236,
Nr.7 p.269, Nr.8 p.319, Nr.9 p.360, Nr.10 p.397.
- N3. Nisihara, T.
T. Kobayashi - Pitting of steel under lubricated rolling con-
tact and allowable pressure on tooth profiles
Trans.Soc.Mech.Eng.Japan 3(1937) p.292.
- N4. Niemann, G.
Gartner, F. - Die Mischreibung bei Linienberührung.
VDI.Z. (1966) 108 Nr.6 p.201.
- N5. Niemann, G.
Ohlendorf - Verlustleistung und Erwärmung bei Stirnradge-
trieben.
VDI-Z 102(1960) Nr.5.
- N6. Niemann, G. - Maschinenelemente, vol.II (Neudruck).
Springer Verlage 1965.
- N7. Niemann, G.
H. Bötsch - Neue Versuchsergebnisse zur Zahnflanken Trag-
fähigkeit von Stirnräder aus Vergütungsstahl
Konstruktion, 18(1966) Nr.12 p.481.
- N8. Niemann, G.
H. Retzig - Zahnflankenfestigkeit.
ASKG Mitteilungen 5(1968) p.8.
- N9. Niemann, G.
H. Retzig - Tragfähigkeitssteigerungen bei gehärteten und
ungehärteten Zahnradern.
VDI-B 105 1967, p.11.
- N10. Niemann, G.
H. Retzig - Schmierungsfragen bei Zahnradern.
Der Maschinenschaden 38(1965) Heft 3/4 p.37.
- N11. Nădășan St.
ș.a. - Oboseala metalelor.
Editura Tehnică București 196 .

- N12. Niemann, G. - Die Dauer Pittingfestigkeit der Zahnräder und Wege zu ihrer Erhöhung.
Acta Technica, Academiae Scientiarum Hungarica, Tomus 41(1962) fasc.1-2, p.23.
- N13. Niemann, G.
K.Stössel - Reibungszahlen bei elasto-hydrodynamischer Schmierung im Reibrad und Zahnradgetrieben.
Konstruktion 1971 (23) Nr.7 p.245.
- N14. Niemann, G.
G.Lechner - Die erwärmung der Zahnräder im Betrieb.
Schmiertechnik 14, Nr.1, p.13.
- O1. Ohlendorf, H. - Verlustleistung und Erwärmung von Stirnrädern.
Dissertation T.H. München 1958.
- O2. Osterle, J.F. - Film Geometry Effects in Hydrodynamic Gear Lubrication.
Wear 2(6) 416 (October 1959).
- O3. Oprea, I.ș.a. - Studiul influenței materialului asupra rezistenței la ciupire a flancurilor dinților roților dințate din oțel.
Studiu și cercetări de mecanică Agricolă 1960 vol.VIII nr.4 p.311.
- O4. O'Brien, J.L.
A.H.King - Electron Microscopy of Stress-Induced Structural Alterations Near Inclusions in Bearing Steel
Trans.ASME 59(1966) p.555.
- P1. Petrusевич, A.M. - Metodi povyšeniia dopuskaemuh nagruzok dlia priamozubih koles.
Novišceniia procinosti detalei mașin.
A.N.SSSR 1949.
- P2. Pehl, D. - Untersuchungen über die Grübchenbildung an ungehärteten Zahnrädern.
Stahl und Eisen 82(1962) Nr.4 p.211.
- P3. Pavlov, Z.P. - Vinoslivoc rabocih poverhnostei zubiev pri pere-menoi nagruzke.
Vestnik mașinostroeniia (1953) Nr.3.
- P4. Pineghin, S.V. - Kontaktnaia procinosti v mașina h.
Mașinostroenie, Moskva 1965.
- P5. Petrusевич, A.M. - Tilindriceskije prianozubie, kosozubie i ševronie kolesa.
Spravocinik mașinostroeniia vol.4.
Mașghiz Moskva 1956.
- P6. Petrusевич, A.M. - Zubciatie i cerviacinie perodaci.
Spravocinik mașinostroeniia vol.II, Mașghiz, Moskva 1948.

- P7. Pavelescu, Dan - Tribologie (Frecare-uzare-lubrificație)
ed.II-a.
Litografia I.P.București 1976.
- P8. Pavelescu, D. ș.a. - Tribologie,
E.J.P. București 1977.
- P9. Pavelescu, D. - Concepții noi, calculul și aplicații în
frecarea și uzarea solidelor deformabile,
Ed.Acad.București 1971.
- P10. Pommersheim, A.
M.Balekics
D.Buzulică - Metoda de calcul a repartiției sarcinii pe
dinții angrenajelor cu dinți drepți.
Sesiunea de comunicări științifice cu cad.
did.IPTVT oct.1979.
- P11. Pommersheim, A.
M.Balekics
D.Buzulică
G.Balekics - Considerații cu privire la repartizarea
solicitării de contact pe flancul angrena-
jelor cilindrice ideale (fără abateri) de-a
lungul segmentului de angrenare.
Buletinul științific și tehnic al IPTVT,
Tom 23(37) Fasc.2 1978, p.198.
- P12. Pavelescu, D. - Evoluția concepțiilor asupra naturii fre-
cării și uzării solidului deformabil.
Bul.șt. Institutul de Construcții București,
anul XIV, Nr.1-2/1971 p.315.
- P13. Plint, M.A. - Traction in elastohydrodynamic contacts.
Inst.mech.Engnrs.Proc.182(1967/68) Part 1,
p.300.
- P14. Pommersheim, A.
M.Balekics - Program de dimensionare și verificare a an-
grenajelor după Niemann cu egalizarea alu-
necărilor.
Simpozionul MTR Reșița 1976 vol.IV p.1154.
- R1. Razim, C. - Einfluss von Restanstemit und netzförmigen
Korbiden auf die Neigung zur Grübchenbildung
im einatzgehärteten Stählen.
Dissertation T.K.Stuttgart 1967.
- R2. Rădulescu, Gh.ș.a. - Cercetări în vederea stabilirii unei meto-
dologii de determinare experimentală a ca-
pacității portante la pitting a angrenajelor
cilindrice.
Construcția de mașini 1972 Nr.5 p.435.
- R3. Rademacher, J. - Einfluss Verzahnungssteifigkeit auf das
Laufverhalten von Stirnradgetrieben.
Industrie-Anzeiger 90 Nr.25 p.480.
- R4. Rodermund, H. - Tragfähigkeit und Betriebssicherheit von

- Evolventen Zahnräder.
Schmiertechnik + Tribologie 16 Nov.-Dec. Nr.6,
pag.251.
- R5. Rădulescu, Gh. - Precizia de execuție a roților dințate și im-
G.Dobre plicațiile acesteia asupra portanței angrenajelor.
Tribotennica 1978, Galați vol.I p.287.
- R6. Rettig, M. - Die Größtengrenzlast bei Zahnrädern.
Maschinenmarkt Nr.8/1969 pag.1770.
- R7. Rădulescu, Gh. - Optimizarea proiectării angrenajelor cilindrice
N.Stere durificate superficial.
Al II-lea simpozion MTM Reșița 1976.
- R8. Rădulescu, Gh. - Pittingul la roți dințate cilindrice - cauzele
N.Stere ș.a. apariției lui, factori de dependență și mijloace
de mărire a rezistenței dinților la această
solicitare.
Construcția de mașini Nr.12, 1973, p.735.
- R9. Rohonyi, W. - Elastohydrodynamik und Getrieberechnung.
Konstruktion 25(1973) Nr.5, p.173.
- S1. Seherr Thoss H.C.G. - Die Entwicklung der Zahnrad-Technik.
Springer Verlag 1965.
- S2. Shotter, B.A. - Gear Tooth Pitting and Fatigue Strength.
The Engineer 24(1961) Nov. p.856.
- S3. Smith, F.W. - Rolling contact lubrication - The application
of elastohydrodynamic theory.
Journal basic Engineering Trans.A.Soc.mech.Engrs
1965 (87) p.170.
- S4. Sitalov, N.P. - Nagruzocinaia sposobnost zubciatih peredaci s
nepoliusnîm zațepneniem.
Trudî Novocerkaskovo politehniceskovo instituta
- Tom 149(1963) p.41.
- S5. Sitalov, N.P. - Zubciatie peredaci s vnepoliusnîm zațepneniem
Trudî Novocerkaskovo politehniceskovo instituta
Tom 86 (1969) p.73.
- S6. Stere, N. - Contribuții privind influența nitrurării asupra
capacității portante la pitting a angrenajelor
cilindrice, metalice cu dinți drepți.
Teza de doctorat I.P.București, 1978.

- S7. Schlicht, H. - Die Überrollungsvorgang in Wälzelementen.
HTM, Harterei-Technische Mitteilungen 1 (1970)
p.47.
- S8. Schlicht, H. - Strukturelle Änderungen in Wälzelementen.
Wear 12(1968) 3, p.149.
- S9. Styri, H. - Fatigue Strength of Ball Bearing Races and
Bearings fatigue phenomena.
Proc. ASTM 51(1951) p.682.
- Slo. Sauer s.a. - Angrenaje
Editura tehnică, București 1971.
- T1. Tross, A. - Über die Mechanismen der Verschiedenen Zahn-
radschadensarten.
Schmiertechnik + Tribologie (16) Nr.3 p.111.
- T2. Trubin, G.K. - Kontaktnaia ustalosti materialov dlia zubciatih
koles.
Maşghiz, Moskva 1962.
- T3. Tallian, T.E. - Rolling contact failure control through lu-
brication.
The Institution of Mechanical Engineers (1967-
68) vol.82 Part 3 A. p.205.
- T4. Tross, A. - Über das Wesen und Mechanismen der Festigkeit.
Kommission VDI-Verlag Düsseldorf 1966.
- T5. Theyse, F.H. - Some aspects of the influence of hydrodynamic
film.
Wear 1966 Nr.9 p.41.
- T6. Thomas, A.K. - Die Tragfähigkeit der Zahnräder.
Karl Hanser Verlag München 1966.
- T7. Theyse, F.H. - Fundamentals of hydrodynamic lubrication and
their consequens in design engineering.
Wear 1964(7) Nr.5 p.413.
Wear 1964(7) Nr.6 p.477.
- T8. Tudor, A. - Contribuții privind influența regimului termic
al danturii asupra apariției gripajului la an-
grenaje metalice cilindrice cu dinți dreapți
(rezumatul tezei de doctorat) 1970.
- U1. Ulrich, M. - Zur Frage der Grübchenbildung bei Zahnrädern.
VDI-Z Vol.78(1934) p.53.
- V1. Vater, M. - Das Verhalten verschiedener Stähle bei Flüssig-
keitsschlagbeanspruchung infolge Olkavitation.
Metallkundliche Berichte Bd.19(1951).

- W1. Way, S. - Fitting due to rolling contact.
J. Appl. Mech. 2(1935) p.49.
- W2. Winter, H. - Flankentragfähigkeit geradverzahneter Stirnräder. Versuchsanswertung und Verlauf der Grübchenbildung.
Industrieblatt mai 1960, p.309.
- W3. Wellauer, E. J. - AGMA Experience in Establishing Coordinated Gear Rating Standards.
Paper Presented to the Semi-Int. Symp. Japan. Soc. Mech. Engrs. 1967.
- W4. Weber, C. - Formänderung und Profilrücknahme bei gerad- und schrägverzahnenden Rädern.
K. Barnaschek
Schriftenreihe Antriebstechnik Nr. 11, 1953.

C U P R I N S

	Pag.
1. Introducere	1
1.1. Obiectul lucrării	1
1.2. Starea actuală a cunoștințelor	3
2. Solicitarea flancurilor dinților din angrenaj	10
2.1. Relații de geometria și cinematica angrenării	10
2.2. Vitezele și alunecările pe flancurile dinților, frecarea și coeficienții de frecare	15
2.2.1. Alunecarea specifică și viteza relativă	16
2.2.2. Frecarea în angrenare	18
2.3. Lubrificația angrenajelor	23
2.3.1. Fundamente teoretice	23
2.3.2. Variația grosimii filmului de lubrifiant de-a lungul segmentului de angrenare	35
2.3.3. Măsuri tehnologice pentru creșterea gro- simii minime a peliculei de lubrifiant	43
2.4. Relații analitice pentru determinarea încărcării flancurilor	54
3. Instalația experimentală	68
3.1. Clasificarea instalațiilor experimentale	68
3.2. Standul de încercare cu role	70
3.3. Standuri de încercare a angrenajelor	72
3.4. Sistemul de ungere a angrenajelor	76
3.4.1. Reglarea și măsurarea temperaturii uleiului de ungere	76
3.5. Probleme de dinamicitate a standurilor	78
3.5.1. Etalonarea standurilor de încercare	78
3.5.2. Etalonarea standurilor	83
3.6. Epruvete încercate	90
3.7. Metodologia de încercare a roților și angrenajelor	92
3.7.1. Metoda scurtată pentru determinarea dura- bilității suprafețelor solicitate la contact	99
4. Cercetarea experimentală a capacității portante a ro- ților dințate unse cu lubrifianti cu vîscozitate redusă	109
4.1. Influența rugozității suprafețelor asupra limitei de ciupire	109
4.2. Influența vitezei de alunecare asupra limitei la ciupire	114

	Pag.
4.3. Influența durității flancului asupra capacității portante	117
4.4. Cu privire la starea de solicitare pe flancul dintelui (angrenare ideală, fără abateri) de-a lungul segmentului de angrenare	120
4.5. Influența vîscozității uleiului și a vitezei tangențiale (periferice) asupra capacității portante a flancurilor roților dințate	154
5. Concluzii finale și contribuții originale	169
Bibliografie	177
Cuprins	195