

INSTITUTUL POLITEHNIC "TRAIAN VUIA" TIMISOARA
FACULTATEA DE MECANICA

Ing. ALFRED POMMERSHEIM

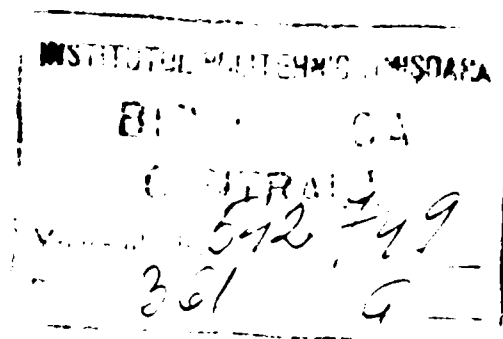
Influenta geometriei danturii
asupra fenomenului de gripare,
la roti dintate cilindrice
din otel

- TEZA DE DOCTORAT -

BIBLIOTECA CENTRALĂ
UNIVERSITATEA "POLITEHNICA"
TIMIȘOARA

CONDUCATOR ȘTIINȚIFIC:
PROF. DR. ING. FRANCISC KOVACS

- 1989 -



CUPRINS

	pag.
1. Introducere	1
2. Stadiul actual al cercetarilor asupra fenomenului de gripare la roti dintate	3
3. Analiza critica a metodelor de calcul al angrenajelor la gripare	14
3.1. Scurt istoric	14
3.2. Metoda Niemann	17
3.3. Metoda Lechner	21
3.4. Metoda Tudor A.	22
3.5. Metoda DIN 3990	23
3.5.1. Criteriul temperaturii integrate	23
3.5.2. Criteriul temperaturii instantanee	30
3.6. Metoda elastohidrodinamica	36
3.7. Comparatie critica a metodelor de calcul la gripare	43
4. Obiectul lucrarii	44
5. Studiul influentei parametrilor geometrici, cinematici si cinetostatici asupra fenomenului de gripare	46
5.1. Introducere	46
5.2. Metoda retelelor termice pentru studiul fluxului termic prin transmisii prin angrenare	48
5.3. Masuri pentru reducerea cantitatii de caldura generata prin frecare	51
5.3.1. Cantitatea de caldura generata in timpul angrenarii	51
5.3.2. Influenta coeficientului de frecare	53
5.3.3. Determinarea repartitiei sarcinii pe cele doua perechi de dinti in angrenare	56
5.3.4. Influenta vitezei de alunecare	85
5.3.5. Variatia cantitatii de caldura generata in timpul angrenarii	111
5.4. Masuri pentru reducerea rezistentei termice de contact	124
5.5. Masuri geometrice pentru obtinerea capacitatii portante maxime la gripare	132

6. Instalatia experimentală pentru încercarea angrenajelor la gripare	136
6.1. Clasificarea instalațiilor experimentale cu roți dintate	137
6.2. Standul utilizat pentru încercarea angrenajelor la gripare	140
6.3. Epruvetele încercate	146
6.4. Metodologia de încercare a angrenajelor la gripare	150
7. Rezultate experimentale	154
7.1. Determinarea excentricității roților încercate	154
7.2. Determinarea pasului	160
7.3. Influența repartiției deplasărilor specifice de profil asupra apariției fenomenului de gripare	166
8. Aplicații în industrie ale cercetărilor legate de fenomenul de gripare	171
9. Concluzii și contribuții originale	178
Bibliografie	183

1. INTRODUCERE

Directivele Congresului al XIII-lea al Partidului Comunist Român au definit ca obiectiv fundamental al planului cincinal 1986-1990, dezvoltarea puternică, în continuare, a forțelor de producție, a bazei tehnico-materiale, îndeplinirea în linii generale a Programului partidului de faurire a societății socialiste multilateral dezvoltate, crearea condițiilor necesare trecerii, în perioada următoare la realizarea fazei superioare a societății socialiste, la construcția comunismului în România.

Impetuoasă revoluție științifică și tehnică, factor primordial pentru progresul fiecărei țări ca și al întregii omeniri, a creat condiții optime pentru dezvoltarea rapidă a forțelor de producție, creșterea producției de bunuri materiale, amplificarea rolului științei în organizarea și dezvoltarea societății, aplicarea largă în producție a cuceririlor științei și tehnicii moderne. Aplicațiile științei și performanțele tehnice sunt puse în slujba perfecționării producției, a progresului și bunăstării oamenilor.

Documentele partidului nostru prevăd măsuri pentru afirmarea revoluției științifico-tehnice în toate domeniile de activitate, creșterea rolului științei în modernizarea economiei naționale, a întregii vieți sociale, în conducerea societății, legarea tot mai strânsă a cercetării de producție, accentuarea contribuției creației științifice românești la progresul multilateral și dinamic al țării noastre, la îmbogățirea tezaurului cunoașterii universale.

În vederea creșterii aportului științei la dezvoltarea și modernizarea forțelor de producție, la progresul general al țării noastre, cercetarea științifică și tehnologică a fost îndreptată spre anumite direcții principale. În acest sens, în Programul-directivă de cercetare științifică, dezvoltare tehnologică și de introducere a progresului tehnic în perioada 1981-1990 și direcțiile principale până în anul 2000 se prevăd sarcini precise și măsuri concrete care să conducă la intrarea patriei noastre într-o fază nouă, superioară, de bună stare și progres.

Atingerea nivelurilor de calitate și competitivitate

stabilite prin documente de Partid si de stat, indeosebi la Congresul al XIII-lea al Partidului si la Congresul Stiintei si Invatamintului si, implicit, proiectarea si realizarea unor masini si utilaje optimizate obliga la o cit mai profunda intelegere fenomenologica, la o structurare si modelare cit mai apropiata de realitate, dar si la rezolvari cit mai precise si mai conforme modelelor.

In constructia de masini, angrenajele ocupa un loc important, printre celelalte organe de masini. In acelasi timp, proiectarea, executia si exploatarea angrenajelor prezinta dificultati mari. Cel mai adesea, solutionarea optima a problemei presupune un compromis, avind in vedere ca multe dintre conditiile impuse sint contradictorii.

Transmisiile moderne cu roti dintate impun gabarite minime, cu utilizarea corespunzatoare a materialelor in conditii de incarcare si viteze marite, ceea ce face ca uzarea prin gripare sa nu mai poata fi neglijata.

Griparea ca forma a uzarii prin adeziune, a preocupat pe multi cercetatori, care prin experimentari au scos la iveala parametrii de dependenta si complexitatea fenomenelor.

In procesul de transmitere a fluxului de forta in cuplele de frecare greu incarcate sub aspectul sarcinilor specifice si vitezelor de alunecare, se interpatrund fenomenele mecanice, chimice si metalurgice si conduc la adeziuni locale puternice, adeziuni ce scot din functiune cupla.

In angrenaje, ca elemente foarte importante ale masinilor, fenomenele de gripare duc in faza incipienta la marirea zgomotului si a vibratiilor, iar apoi la marirea temperaturii care poate bloca complet angrenajul, sau poate deteriora alte organe de masini ce concura la transmiterea miscarii sau fluxului de forta.

Din literatura de specialitate rezulta ca din punct de vedere experimental, conditiile diferite ale incercarilor si imposibilitatea separarii tuturor factorilor de influenta, au dus la rezultate care difera nu numai cantitativ, ci si calitativ.

Totodata rezulta ca nu exista inca pe plan mondial o metodologie unitara de calcul a angrenajelor puternic incarcate sub aspectul sarcinilor specifice si a vitezelor periferice.

Unul din parametrii de baza al cresterii capacitatii portante este lubrifierea sub aspectul tipului de lubrifiant utilizat si

a modului sau de administrare, in zona de angrenare. In aceste conditii, lubrifiantul joaca rol de element operational si trebuie luat in considerare inca din faza de proiectare a unor astfel de cuple de frecare. Cerintele fata de lubrifiant sint de multe ori contradictorii din cauza ungerii cu acelasi lubrifiant a diverselor organe ale transmisiei (angrenaj, lagare, cuplaje, elemente de etansare). In aceste conditii devin foarte importante masurile geometrice de crestere a capacitatii portante la gripare.

Rezulta deci necesitatea continuarii cercetarii multilaterale a fenomenelor legate de gripare a angrenajelor, prezenta lucrare aducind o contributie pe aceasta linie.

* * *

Autorul aduce cele mai calde multumiri tovarasului prof.dr. ing.Francisc Kovacs, conducatorul stiintific, pentru indrumarea competenta, precum si pentru sprijinul acordat pe toata perioada stagiului, ca si la elaborarea tezei.

Autorul exprima, de asemenea, calde multumiri tov.prof.dr.ing.Dan Perju, prof.dr.ing.Nicolae Gheorghiu, colegilor de birou si celorlalte cadre didactice din Catedra de Organe de masini si mecanisme, pentru sugestiile de un real folos pe care le-au formulat cu prilejul sustinerii referatelor si pe parcursul elaborarii tezei.

Pentru sprijinul acordat in realizarea partii experimentale si a tehnoredactarii lucrarii, autorul aduce multumiri intregului personal TESA al Catedrei de Organe de masini si mecanisme.

2. STADIUL ACTUAL AL CERCETARILOR ASUPRA FENOMENULUI DE GRIPARE LA ROTI DINTATE

La inceputurile sale, constructia de masini a cunoscut numai relatii si marimi determinate experimental. Dimensionarea in tehnica se executa numai dupa constructii existente ce au dat satisfactii si carora li s-au asociat relatii. Spre sfirsitul secolului 18 apare tendinta de matematizare a constructiei de masini.

Fina la mijlocul secolului 18 s-au dimensionat angrenajele numai din punct de vedere geometric, problema rezistentei si a

capacitatii portante punindu-se abia spre sfirsitul secolului cind s-au introdus materialele feroase pentru angrenaje.

In a doua jumatate a secolului 19 creste influenta teoreticianului in proiectare. Calculul se divide intr-o predimensionare si o verificare.

De la inceputul secolului 20 creste importanta calculul capacitatii portante. Incercarile transmisiilor sint tot mai numeroase. Exprimarea analitica a solicitariilor se face destul de greu, deoarece apar o serie de influente din diverse domenii teoretice sau practice. Pentru a explica fenomenele si a stabili metode de calcul se folosesc atat realizariile stiintelor exacte cit si cele ale cercetarilor empirice.

Multe imbunatatiri se datoreaza unor greseli, intimplarii si experientei din intreprinderi. Concomitent trebuie sa se faca incercari de laborator si industriale si sa se lucreze la teorii cit mai exacte.

Prin conlucrarea teoriei cu practica in ultimele 2 secole au fost luate in considerare urmatoarele solicitari ale angrenajelor (fig.2.1):

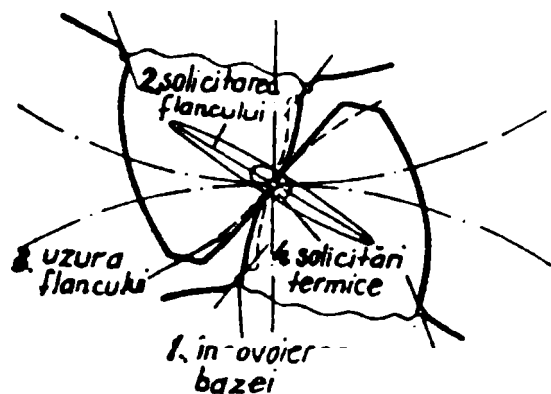


Fig.2.1

1. Incovoierea sau rezistenta piciorului dintelui la rupere;

2. presiunea de contact sau rezistenta flancului;

3. rezistenta la uzare;

4. incalzirea si griparea sau rezistenta termica.

Cel mai vechi dintre acestea este calculul la incovoiere. El prezinta 4 trepte dupa natura materialului:

1. Calculul de rezistenta la angrenaje din lemn;
2. calculul de rezistenta la fonta;
3. calculul de rezistenta la oteluri carbon;
4. calculul de rezistenta la oteluri aliate si tratate.

Ultima dintre aceste trepte a dus la calculul angrenajelor la celalate trei solicitari: rezistenta flancului, rezistenta la uzare si la gripare.

Angrenajele sînt organe de masini foarte complexe si ca urmare si cauzele care duc la iesirea lor din functionare sînt multiple.

	-uzarea abraziva si uzarea de aderenta	{ -uzarea abraziva -uzarea normala de aderenta -zgirierea -brazdarea -griparea (uzarea intensiva de aderenta)
	-uzarea coroziva (coroziunea)	{ -uzarea datorita interferentei -uzarea prin eroziune si prin cavitate -coroziunea chimica -coroziunea de contact
Deteriorarea flancurilor dintilor	-uzarea prin oboseala superficiala	{ -oboseala de contact (pitting) -exfolierea
	-uzarea prin deformare plastica	{ -imprimarea (brinelarea) -incretirea -deformarea prin laminare sau ciocnire la rece -deformarea la cald
	-uzarea termica	{ -decolorarea -arderea -uzarea datorita curentului electric
	-fisurarea	{ -fisuri datorita materialului -fisuri de calire -fisuri de rectificare -fisuri de oboseala
Ruperea dintilor	{ -ruperea statica -ruperea la oboseala	

Fig.2.2

Standardele actuale [S3;D5] grupeaza aceste cauze in doua

categorii: cauze care duc la distrugerea flancurilor dintilor si cauze care duc la ruperea dintilor. Fiecare dintre aceste deteriorari pot fi produse de cauze functionale sau tehnologice, adica pot fi o urmare a unei proiectari si exploatari necorespunzatoare (cauze functionale) sau a unei tehnologii de fabricatie gresite.

In fig.2.2 se indica o clasificare a principalelor cauze care provoaca iesirea din uz a angrenajelor.

Deteriorarile danturii pot aparea fie izolate, fie combinate (o deteriorare poate fi cauza alteia), ceea ce complica mult stabilirea adevaratelor cauze ale distrugerii aparute.

Griparea este o consecinta a uzarii de adeziune si duce la zgirieturi sau la deteriorarea suprafetelor flancurilor dintilor, mai ales la capul dintelui. Griparea apare la sarcini mari, in lipsa lubrifiantului sau la strapungerea peliculei in urma unor temperaturi locale ridicate.

Sub actiunea sarcinii, suprafetele se apropie la o distanta de interactiune atomica. Adeziunile ce se formeaza sint smulse de pe unul din flancuri (cel mai moale). La functionarea in continuare se inrautatesc simtitor calitatea angrenarii (angrenarea in afara liniei de angrenare, socuri suplimentare) si se creeza microjonctiuni puternice, ce nu mai pot fi forfecate si deplasarea relativa inceteaza cupla de frecare fiind astfel blocata. Blocarea trebuie privita ca un fenomen secundar al griparii si nu drept cauza a acesteia. Determinant pentru gripare se dovedesc a fi temperaturile flancurilor si temperatura instantanee ce apare la rugozitatile deformate plastic.

Limita de gripare creste dupa Lechner cu scaderea latimii rotii dupa relatia

$$p_g \sim [b]^{-0.8}$$

deoarece la o latime mai mica se poate evacua lateral o cantitate mai mare de caldura. Temperatura medie a danturii ramine mai redusa.

Microasperitatile flancurilor in contact, deformate plastic si temperatura instantanee locale rezultata formeaza sursa de caldura. Filmul de lubrifiant se distruge hotaritor de abia atunci cind tot flancul atinge o anumita temperatura. Cu distrugerea filmului scade marimea suprafetelor portante si creste volumul de intrepatrundere a microasperitatilor si deci

si suprafata pe care apare frecare solida. Coeficientii de frecare cresc cu cca.40%. Odata cu cresterea vitezei creste puterea de frecare si flancurile devin mai calde. Totodata insa creste partea de capacitate portanta preluata de lubrifiant (hidrodinamic), suprafata portanta creste, volumul de intrepatrundere a rugozitatilor scade. Datorita acestor tendinte antagoniste limita la gripare are un minim (fig.2.3).

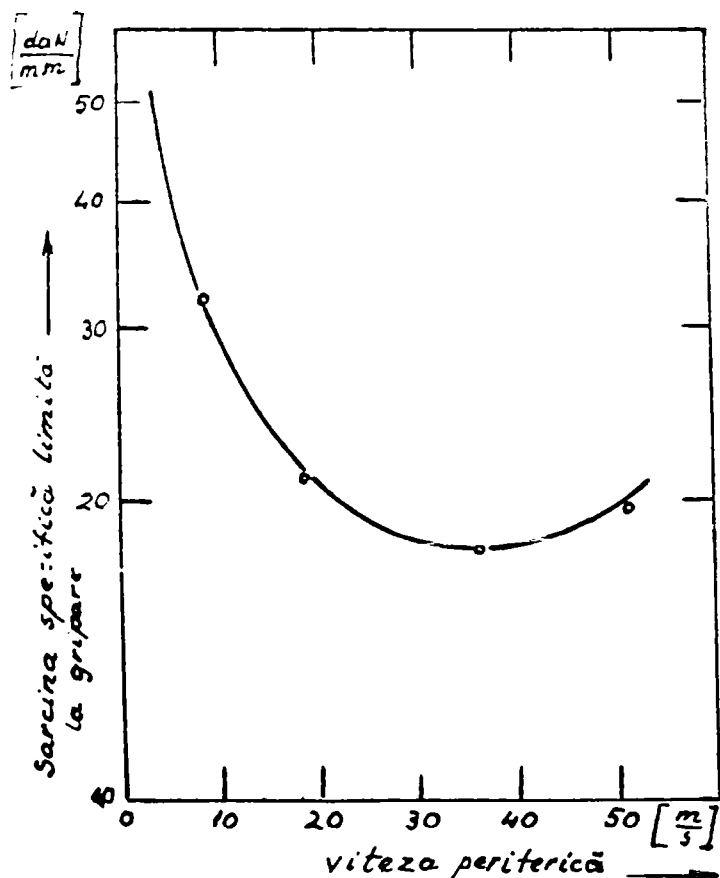


Fig.2.3

apare cu preponderenta la capul dintelui este in contradictie cu regula, ca in conditii similare apare o incalzire si uzare mai mare la elementul cu alunecare negativa (cel cu suprafata de angrenare mai mica-densitatea de energie mai mare). Explicatia ar fi urmatoarea. In dinte caldura poate fi evacuată din corpul dintelui numai peste piciorul aceluiasi dinte sau al dintelui aflat in angrenare cu el. Temperatura capului creste peste temperatura dintelui, cu toate ca suprafata de angrenare este mai mare, pina cind o parte din caldura de frecare sa poata fi eliminata prin material. Totodata capul dintelui are o sectiune mai mica, prin care se poate disipa caldura de suprafata, decit piciorul dintelui. Dar cu incalzirea sa mai mare creste totodata partea de lucru mecanic de deformatie plastica, ce se efectueaza pe partea capului dintelui.

Griparea presupune deci o incalzire puternica la ala a flancurilor. Deteriorarea prin gripare trebuie deci sa apara in locurile unde alunecarile relative sint mari, adica in domeniul capului dintelui. La capul dintelui coincid sensurile vitezelor de alunecare si de rostogolire, deci exista tot timpul alunecare pozitiva, iar piciorul aflat in angrenare cu primul are tot timpul alunecare negativa. Faptul ca griparea

În contradicție cu ciupirea, limita de gripare este cu atât mai mică cu cât este mai mare cantitatea de austenită din structura materialului. Influența este mare. Sarcina relativă de gripare scade după Niemann și Lechner de la 1,2 la 0,3 la o creștere a cantității de austenită de la 10% la 100%. Hotărâtoare este însă numai austenita până la o adâncime de 0,3mm sub suprafața flancurilor. Acest fenomen se explică prin faptul că austenita nu are o limită de proportionalitate definită (nu satisface legea lui Hooke). Curba sa de tensiune-deformație are panta continuu variabilă. Deja la o sarcină mică apare deformația plastică. Adâncimea de angrenare a microasperităților crește, volumul de întrepătrundere crește și deci temperatura de suprafață crește. Valoarea ei critică este atinsă deja la sarcini relativ reduse. Hotărâtoare este numai cantitatea de austenită a stratului superficial, deoarece numai acesta se deformează plastic la rostogolirea angrenajului. Ecrusarea austenitei nu-și poate face efectul, deoarece la temperatura înaltă a capului dintelui ne putem aștepta la o recristalizare continuă a părților ecrusate.

Suprafața flancurilor atinge în locurile cu încălzirea maximă pentru timp scurt densități de energii de activare foarte ridicate. Acestea declanșează în cazul utilizării aditivilor reacții ale acestora cu materialul de bază și generează un strat intermediar, care separă microasperitățile partenerilor de frecare, mărește suprafața portantă și reduce cu această deformație plastică a materialului de bază și a încălzirii acestuia și în consecință crește limita de gripare.

Griparea poate să apară însă și la temperaturi joase (griparea atermică) și este caracteristică unor viteze reduse. Apar deformații plastice ale stratului superficial al suprafeței de frecare. Această formă se caracterizează prin valori mari ale coeficienților de frecare (până la 4-6) și fenomenul are o evoluție rapidă.

Legătura între cele două forme principale de gripare se ilustrează prin curba abc din fig.2.4.

La deformații plastice mari (zona a-b) griparea apare fără modificări importante de temperatură; în absența deformațiilor plastice apare totuși griparea ca urmare a unei valori ridicate a temperaturii.

Procesul de gripare are un caracter cumulativ. Deformațiile

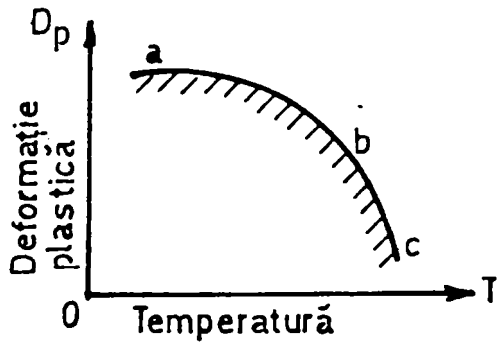


Fig.2.4

plastice initiale isi maresc prin contacte repetate dimensiunile si odata cu acestea scade sarcina la care se produce griparea. De aici rezulta necesitatea ca aceleasi microasperitati sa ajunga in contact cit mai rar posibil. La angrenaje se impune necesitatea ca numerele de dinti ale celor doua roti sa aibe cel mai mic multiplu comun cit mai mare posibil (sa fie chiar numere prime intre ele).

Unii cercetatori ca Barwell si Milne [dupa D1] considera ca griparea apare datorita unor instabilitati energetice. In fig. 2.5 este redata dependenta coeficientului de frecare de temperatura de contact (curba a).

Curbele L1-L11 reprezinta energia generata ca rezultat al frecarii suprafetelor de contact de sarcina constanta si viteza de alunecare constanta, in cazul a 11 sarcini distincte. Cu linie intrerupta inclinata s-a indicat in figura cantitatea de energie dirijata spre exterior prin intermediul lubrifian-tului, aerului, etc. si care nu contribuie la energia interna a suprafetelor. Inclinarea dreptei rezulta din cantitatea si temperatura lubri-fiantului ce iese din zona de frecare. Intersectia ei cu familia

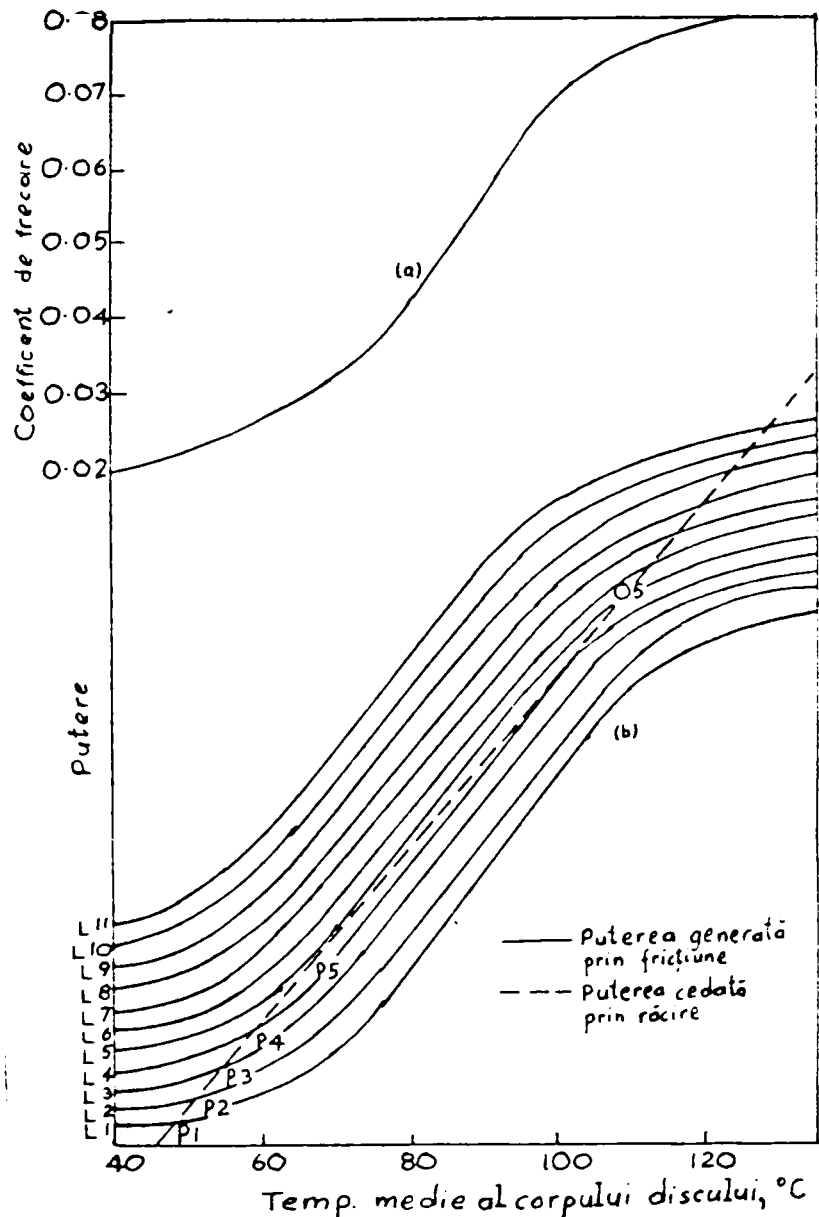


Fig.2.5

de curbe L1..L11, determina punctul de echilibru termic al procesului, la o anumita sarcina.

Din figura se observa ca in punctul P5 dreapta degajarii de energie este tangenta la linia corespunzatoare sarcinii L5. La o variatie neesentiala a sarcinii punctul de functionare poate salta de la P5 la Q5, ceea ce duce la o marire brusca si substantiala a puterii de frecare si a temperaturii, micșorându-se grosimea filmului de lubrifiant si ca urmare se intensifica uzarea si probabilitatea de aparitie a gripării. La cresterea temperaturii din microzona de contact si din zonele alaturate scade viscozitatea lubrifiantului, grosimea filmului si deci creste ponderea contactului metalic direct. Instabilitatea termica se datoreaza si deformatiei zonei de contact (elastice sau plastice) care face sa creasca raza de curbura, initial redusa si deci repartizarea energiei termice.

Procesul de frecare, uzare, ungere fiind foarte complex va fi influentat de o serie de factori. O imagine de ansamblu asupra factorilor de influenta este data in fig.2.6 [U1].

Niemann si Lechner [I1] fac o sinteza a parametrilor care influenteaza sarcina de gripare la angrenaje (tab.2.1).

In general se poate considera ca orice masura ce duce la micșorarea temperaturii duce la cresterea capacitatii portante la gripare.

Trebuie subliniata contributia cercetarilor romani in domeniul capacitatii portante si tribologiei contactelor hertziene in general si al angrenajelor in special. S-au format adevarate scoli de organe de masini la Bucuresti, Cluj,Iasi, Brasov, Timisoara.

Astfel trebuie remarcate cercetarile in domeniul tribologiei contactului hertzian initiate de Pavelescu D. [P1-P4] , Popinceanu N. [P5-P7], Gafitanu M. D. [G2, P5-P7], Cretu Sp. [C3, P5-P7], Diaconescu E. [D6, P5-P7] Crudu I. [C4], Iliuc I. [I1], Pascovici M. [P8], Vasilca G. [V1] Bita O. [V1], V.N.Constantinescu [C2].

In domeniul angrenajelor trebuie remarcate cercetarile efectuate in tara de: Dobre G. [D7-D10, R3, R4]; Gafitanu M.D. [G2]; Maros D. [M7]; Matiesan D. [M1,M4]; Merticaru V. [M3], Miloiu Gh. [M2,M9]; Muller A. [M8], Radulescu Gh. [R2-R4,R11]; Rohonyi W. [R1,R8] Stere N. [S4], Tudor A. [T1-T6].

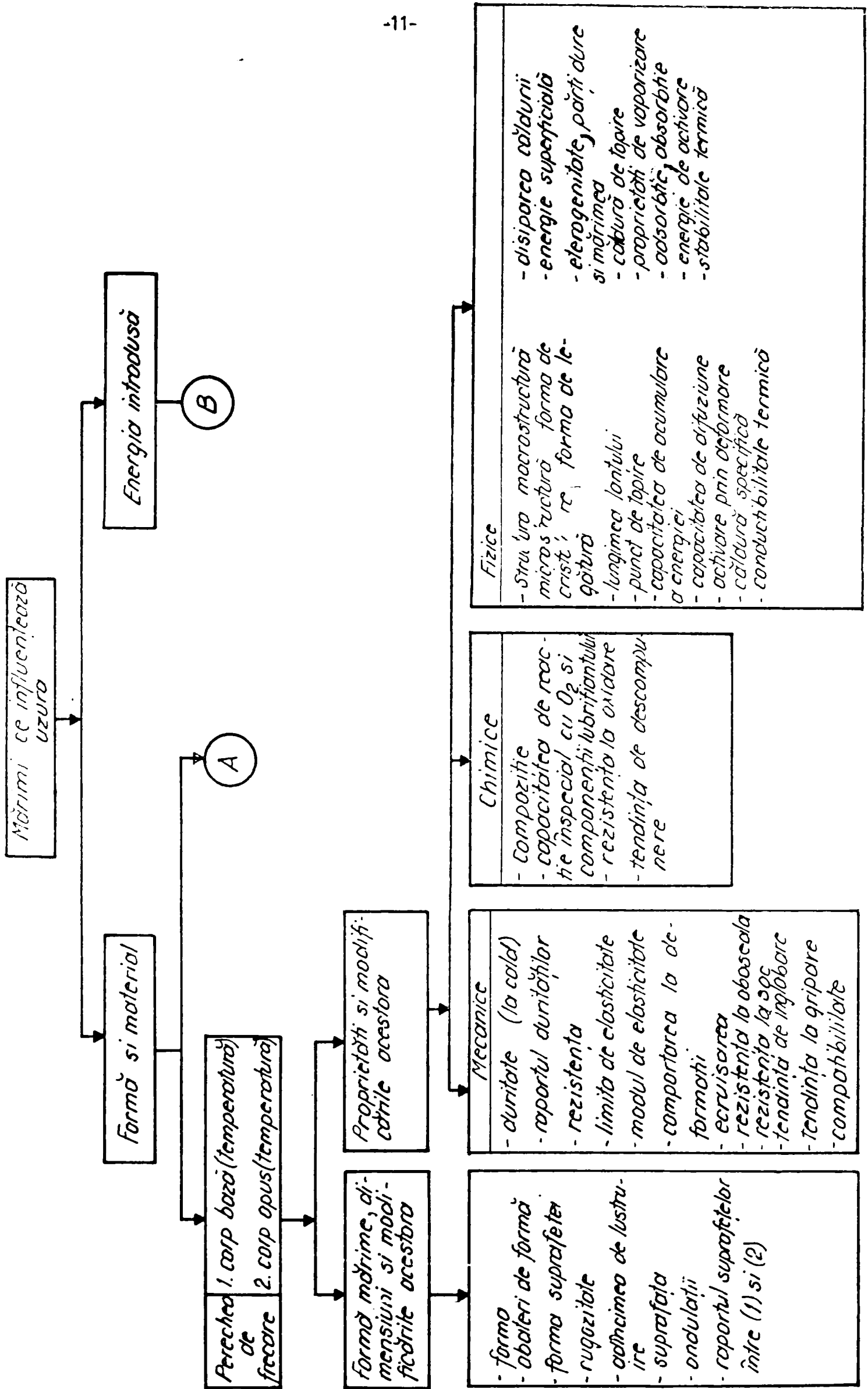


Fig. 2. 6.

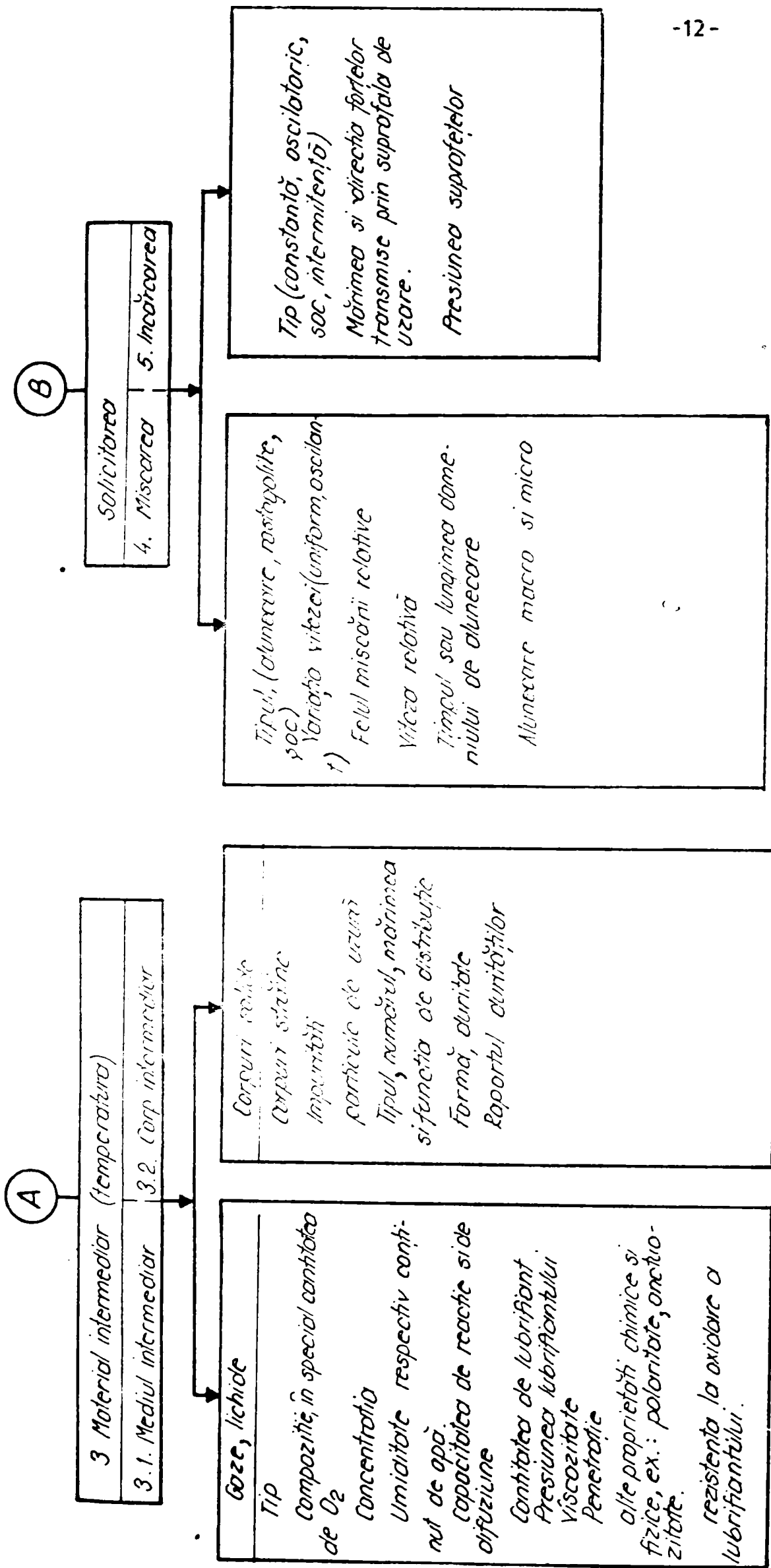


Fig. 2.6 (continuare)

Tabelul 2.1.

Parametrul	Dom. var.
	sarc. gr.
1. Lubrifiant	
-aditivare (la aceeași viscozitate a lubrifiantului de baza)	1:5
-viscozitatea lubrifiantului de ex. dublarea viscozității la 50 grd.C	
a) uleiuri minerale pure	1:1,5
b) uleiuri minerale aditivate	1:1,15
-aditivi antioxidanți, anticorozivi și anti-spumanti	1:1
-reducerea coeficientului de frecare la 1:2 prin folosirea unui ulei sintetic	1:2,5
2. Caracteristicile geometrice ale angrenajului	
-modificarea geometriei (incl. modul)	1:6
-flancare la dantura nedepășată sau zero depășată	1:1,5
-flancare la dantura depășată	1:2
-dantura înclinată (inc. 30grd.): dantura dreaptă	1:1,3
3. Material suprafața	
-rugozitatea flancului, de ex. reducerea la 1:16	1:2
-rodajul flancurilor rectificat	1:1,5
-material, mărirea durității (conținutul de austenită)	1:3
-fosfatarea flancurilor	1:1,4
-cuprarea flancurilor	1:2,8
-cementare: îmbunătățire: nitrurare	1:1:2
4. Condiții de funcționare	
-viteza periferică	1:2,5
-viteza periferică la uleiuri înalt rafinate	1:8
-temperatura uleiului, de ex. o reducere cu 20gr.C	1:1,18

In Catedra de Organe de masini si mecanisme din IPTVT exista o traditie a cercetarii angrenajelor initiate de Horovitz B. [H1,H2,K4,K7,K8] si Kovacs F. [K1-K8,K10,K11] si continuate de Perju D [H2,K3,K5,K7], Gheorghiu N. [G1,G3-G5], Kremmer I. [K12], Balekics M. [B1,B3,B6-B11,B13-B15,B17,B18,B26-B28], Crudu M. [C5-C7], Iditoiu I. [I2,I4-I7], Nicoara I. [N1,N4].

3. ANALIZA CRITICA A METODELOR DE CALCUL AL ANGRENAJELOR LA GRIPARE

3.1. Scurt istoric

Din cauza complexitatii factorilor ce influenteaza, asa cum s-a vazut, procesul de gripare, nu s-a reusit pina in prezent sa se puna la punct o metoda de calcul universala, aplicabila tuturor tipurilor de angrenaje.

Primul care se ocupa de problema calculului angrenajelor la gripare este H. Hofer [cit. S1, S2]. Pornind de la relatia lui Reuleaux pentru calculul incalzirii A_i ,

$$A_i = \frac{F_t \cdot n_1}{b} \quad (3.1)$$

in care raportul F_t/b este forta specifica pe unitatea de latime si n_1 -turatia, Hofer exprima coeficientul de siguranta la gripare sub forma

$$C_G = \frac{A_i \cdot b}{F_t \cdot n_1} \quad (3.2)$$

Admitind drept limita de incalzire $A_i=70000$ si exprimind forta tangentiala F_t in functie de putere (in CP)

$$F_t = \frac{60 \cdot 75 \cdot 1000 P}{\sqrt{d_1 n_1}} \quad (3.3)$$

se obtine

$$C_G = \frac{z_1 \cdot m \cdot b}{20 P} \quad (3.4)$$

adica puterea specifica maxima in CP, pe latimea $b=1\text{mm}$, reprezinta 5% din diametrul pinionului ($z_1 \cdot m$ in mm).

Hofer recomanda coeficienti de siguranta la gripare

$c_G=1,5...3$ pentru constructii usoare (automobile si avioane) si $c_G=3...5$ in constructia generala de masini.

Mai tirziu, formula c_G a fost completata si cu pierderile specifice din angrenaje G , exprimate intr-o forma simplificata, primind forma

$$c_G = \frac{7m \cdot z_1^2 \cdot b \cdot i}{1000GP(i \pm 1)} \quad (3.5)$$

Daca se exprima P in kW, relatia (3.5) devine

$$c_G = \frac{m \cdot z_1^2 \cdot b \cdot i}{100GP(i \pm 1)} \quad (3.6)$$

Formulele lui Hofer nu dau satisfactie atunci cind se cer angrenajelor viteze si incarcari din ce in ce mai mari. In constructia de automobile, prin anii 1930-1960, au aparut des fenomene de gripare. In aceasta situatie, D.Almen [citS1,S2] intreprinde la General Motors o vasta cercetare experimentală si ajunge la concluzia ca griparea depinde de produsul $\sigma_{k \cdot v_{a1}}$. El face o serie de recomandari pentru reducerea pericolului de gripare: module mici, flancuri dure, ungere cu uleiuri speciale (EP), rodarea angrenajelor, dinti cu flancuri netede. El indica si materialele cu caracteristici superioare la gripare: oteluri nitrurate sint superioare celor cementate; de asemenea, dintre fonte, rezultate mai bune dau fontele perlitice. Imperechierile de materiale, in ordinea cresterii rezistentei la gripare, sint urmatoarele: otel moale pe otel moale, otel dur pe otel moale, fonta pe otel moale, otel dur pe otel dur, fonta pe fonta.

Totusi, nici produsul $\sigma_{k \cdot v_{a1}}$ nu a dat satisfactie deplina in special in constructia angrenajelor pentru avioane si pentru locomotive electrice. De aceea Almen introduce in relatie si lungimea segmentului de intrare in angrenare e_1 , adica drept criteriu de gripare utilizeaza produsul $\sigma_{k \cdot v_{a1} \cdot e_1}$. S-a dovedit insa ca aceasta relatie este valabila numai pentru roti cu flancuri foarte dure ($HRC \geq 60$).

Alte criterii de gripare au fost stabilite de Davis, Barwell si Milne, Laue, Meng, s.a.

Dintre toate criteriile propuse, cel mai universal si mai folosit teoretic trebuie considerat criteriul temperaturii instantanee elaborat de Blok [B2] in 1937.

Teoria griparii elaborata de Blok se bazeaza pe urmatoarea

ipoteza: pentru fiecare combinatie de ulei si material exista o anumita temperatura critica constanta la care uleiul neaditivat isi pierde proprietatile lubrifiante si inceteaza sa mai protejeze suprafetele impotriva contactului direct.

Pentru determinarea temperaturii generata prin frecare, a unei suprafete trebuie sa se tina cont de urmatoarele marimi care influenteaza procesul:

- a) incarcarea specifica w ;
- b) modulul de elasticitate echivalent E' ;
- c) raza de curbura echivalenta r ;
- d) coeficientul de frecare μ ;
- e) viteza de alunecare relativa $v_1 - v_2$;
- f) coeficientul de conductie termica λ si produsul dintre caldura specifica si densitate $\rho \cdot c$.

Pentru calculul temperaturii instantanee, Blok porneste de la ecuatia diferentiala generala a conductibilitatii caldurii pentru cazul tridimensional:

$$\rho \cdot c \frac{\partial T}{\partial t} = \lambda \nabla^2 T \quad (3.7)$$

in care T -este temperatura;

t -timpul.

Pentru simplificarea problemei se fac unele ipoteze care reduc cazul la conductia unidimensionala. In acest sens se considera sursa de caldura sub forma de banda si deasemenea viteza de deplasare a sursei este suficient de mare ca transmisia caldurii sa aiba loc numai pe directia normala pe suprafata.

Rezolvind in aceste conditii ecuatia (3.7), Blok gaseste pentru temperatura instantanee o relatie, care particularizata pentru angrenaje cilindrice cu dinti drepti are forma :

$$T_i = 0,62 \mu \cdot w^{3/4} / |\sqrt{v_1} - \sqrt{v_2}| \cdot \sqrt[4]{\frac{E'}{b^2 \cdot r}} \quad (3.8)$$

unde:

$$E' = \frac{1}{\frac{1}{2} \left(\frac{1 - \nu_1^2}{E_1} + \frac{1 - \nu_2^2}{E_2} \right)} \quad \text{-este modulul de elasticitate echivalent;}$$

μ -coeficientul de frecare intre suprafetele in contact;

w-incarcarea specifica;

$V_{1,2}$ -vitezele celor doua suprafete;

$$b = \lambda \cdot \rho \cdot c$$

$$r = \frac{r_1 \cdot r_2}{r_1 + r_2} \quad \text{raza de curbura echivalenta.}$$

Peste aceasta temperatura instantanee se suprapune temperatura masei rotii, astfel incit temperatura de contact devine:

$$T_c = T_m + T_i \leq T_{gr} \quad (3.9)$$

Temperatura de contact nu trebuie sa depaseasca o valoare T_{gr} , caracteristica pentru uleiul mineral si pentru perechea de materiale utilizate.

Temperatura masei se poate aprecia la cca. 110° C la ungere din baie si la cca. 85° C la ungere fortata.

Temperatura de masa se poate determina prin calcul, daca se analizeaza transferul de caldura, generata prin frecare, spre mediul inconjurator.

Principalele surse de caldura sint pierderile prin frecare datorita angrenarii si in lagare.

Ca surse secundare se pot considera: energia de pompare transversala a uleiului dintre dinti, barbotarea uleiului, frecarile din etansari.

Toate aceste surse de caldura sint interconectate termic. Pentru a putea aprecia corect temperatura de masa trebuie stabilita interdependenta intre toate elementele sistemului.

In tabelul 3.1 este data distributia pierderilor in citeva cazuri [B5].

Din tabelul 3.1 rezulta ca sursele secundare se pot neglija numai in anumite cazuri.

Pentru calcule practice, formula lui Blok era prea greoaie la vremea sa, dar se foloseste tot mai mult in ultimul timp.

3.2. Metoda Niemann

O metoda simpla, si in acelasi timp suficient de precisa pentru calculul angrenajelor la gripare a fost introdusa de Niemann [N7]. Ea se bazeaza atit pe datele experimentale, obtinute in laboratorul de incercare a angrenajelor FZG, cit si pe cercetarile anterioare ale lui Hofer, Almen, Blok, s.a.

In domeniul vitezelor obisnuite s-au obtinut rezultate bune

Handwritten signature and date: 30/1/01

cu aceasta metoda in cadrul unor contracte de colaborare cu productia [B9,B11,B13-B15,B17,K11].

Tabelul 3.1

Nr. crt.	Tipul reductorului	Generarea caldurii in % datorita			
		pierderi-lor prin angrenare	pierderi-lor in lagare	pierderi-lor in etansari	barbotariile uleiului
1.	Reductor melcat intr-o treapta la n1=1500 rot/min;unsi prin barbotare	78	11	5	6
2.	Reductor cilindric in 2 trepte la n1=1500 rot/min;unsi prin barbotare	29	13	8	50
3.	Reductor elicoidal intr-o treapta la n1=1500 rot/min;unsi prin pulverizarea uleiului (lag.alun)	18	69	~0	13
4.	Acelasi reductor ca la 3 dar cu rulmenti	56	31	~0	13

In principiu, metoda de calcul dupa Niemann se bazeaza pe compararea presiunii de rostogolire limita la gripare cu presiunea de rostogolire efectiva a rotii conduse k_w .

Presiunea de rostogolire limita la gripare se calculeaza cu relatia:

$$k_F = \frac{k_{Test} \cdot \cos \beta_0 \cdot \gamma_\beta}{\gamma_F} \quad (3.10)$$

in care:

$$\gamma_F = \left(\frac{12.7}{d_{w1}} \cdot \frac{i+1}{i} \right)^2 \left[1 + \left(\frac{e_{\max}}{10} \right)^4 \right] \sqrt{m_n} \quad (3.11)$$

- e_{\max} = max(e_1, e_2) [mm], reprezinta segmentul de intrare, respectiv de iesire din angrenare in care una frontala a carui valoare este maxima;

- d_{w1} [mm], diametrul de rostogolire al rotii 1;

- m_n [mm] modulul normal;

- k_{Test} [N/mm²], presiunea de rostogolire experimentală de gripare a unui lubrifiant in conditii date de viteza si incarcare (M_{Test}).

$$\gamma_\beta = \frac{\cos^4 \beta_b}{\cos \beta_0} \quad (3.12)$$

Valorile experimentale ale lui k_{Test} sint indicate in functie de viteza si de sarcina de incarcare M_{Test} in fig.3.1.

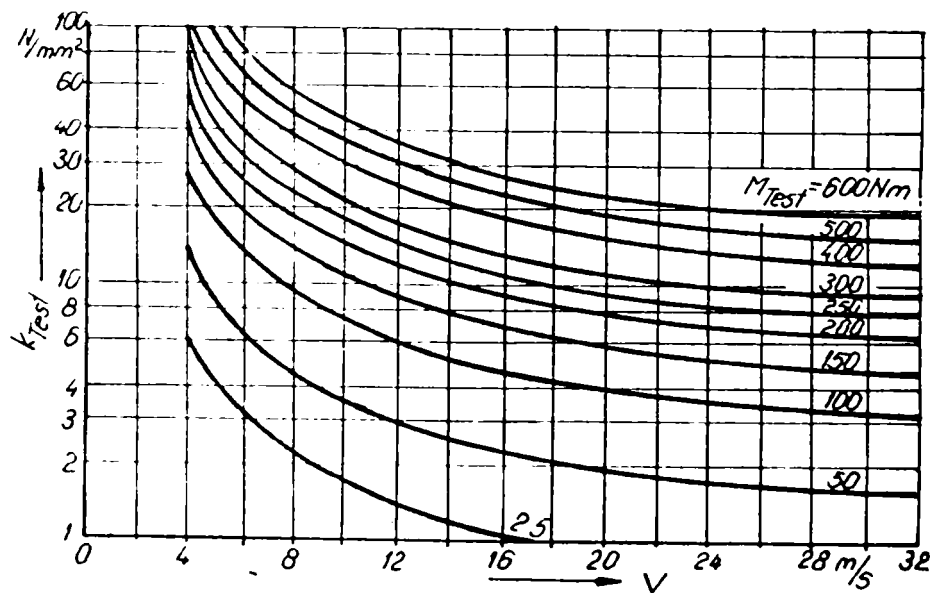


Fig.3.1

Valorile sarcinilor de incercare M_{Test} , in Nm, pentru diferite tipuri de uleiuri, sint indicate in tabelul 3.2.

Pentru lubrifiantul ales rezulta din tabelul 3.2, in functie de domeniul de utilizare al angrenajului, sarcina M_{Test} , iar pentru viteza data a angrenajului se citește din fig.3.1 k_{Test} , in N/mm².

Coeficientul de siguranta la gripare este

$$S_F = \frac{k_F}{k_w} = \frac{k_{Test} \cdot \cos \beta_0}{B_w \cdot \gamma_c \cdot \gamma_F} \cdot \frac{i}{i+1} \quad (3.13)$$

unde

$$k_w = \frac{l+1}{l} \gamma_c \cdot \gamma_\beta \cdot B_w \quad (3.14)$$

$$B_w = \frac{F_t}{b \cdot d_{w1}} \cdot C_s \cdot C_D \cdot C_T \cdot C_\beta \quad (3.15)$$

-este incarcarea specifica efectiva [N/mm²];

F_t[N]-forta tangentiala;

b[mm]- latimea de contact;

C_s- coefcient de soc;

C_D- coefcient dinamic;

C_T- coefcient de repartizare a sarcinii;

C_β - coefcient de inclinare a danturii.

Tabelul 3.2.

	Clasa SAE	MTest [Nm]	pt.uleiuri minerale
Angrenaje pentru	sau (cSt)	Neaditi-vate	Usor aditivate Cu aditivi EP
Automobile	SAE 80-90	-	308-545 461-peste 545
Masini de uz general	40-120cSt	60-174	174-393 461-peste 545
Turbine cu aburi	30-60cSt	35- 94	134-308 393-545
Turbotransformatoare	10-28cSt	14- 60	94-241 308-461

Coeficientul de siguranta recomandat de Niemann este S_r ≥ 3.

Din relatia (3.11) rezulta ca pentru a avea un k_r cit mai mare trebuie sa fie γ_r cit mai mic. Factorii de influenta sint, dupa cum se observa d_{w1}, care este bine sa fie cit mai mare, m_n care sa fie cit se poate de mic si e_{max} care are cea mai mare influenta si care trebuie sa fie cit mai mic posibil. Atit d_{w1} cit si m_n rezulta de obicei din calculul de dimensionare la ciupire sau incovoiere a bazei dintelui, astfel incit asupra lor se poate actiona numai in mica masura.

Pentru un angrenaj cu gabaritul dat se pot alege in asa fel

deplasările specifice de profil încît segmentul total de angrenare să fie cît mai mic (ϵ_α cît mai mic) și repartizarea deplasărilor specifice de profil să asigure pe cît posibil $e_1=e_2$, adică vitezele de alunecare la intrare și la ieșire din angrenare să fie egale. La concluzii similare ajunge și Dudley [D17]. Metoda Niemann care da satisfacție la viteze obișnuite nu mai este suficient de sigură la vitezele mari utilizate tot mai mult la ora actuală în construcția de mașini.

3.3. Metoda Lechner

O metodă asemănătoare a fost dezvoltată de Lechner [L2], dar care ține cont de mai mulți factori decît metoda Niemann. Și la baza acestei metode au stat o serie de încercări de angrenaje la gripare și ieșiri din uz a unor angrenaje industriale.

Metoda porneste de la ipoteza formării unui film protector fizico-chimic pe flancul dintelui, avînd o anumită rezistență. Coeficientul de siguranță rezultă ca raportul dintre presiunea admisibilă a filmului de ulei și presiunea efectivă pe flanc.

Pentru determinarea coeficientului de siguranță trebuie parcurse următoarele 4 etape:

1) Determinarea presiunii admisibile a uleiului p_{Test} după metoda FZG A/8,3/90, DIN 51354.

2) Trecerea la presiuni admisibile efective p_{zul} prin modificarea lui p_{Test} cu coeficienți, ce țin cont de angrenajul real.

3) Calculul presiunii hertziane efective p_w în polul angrenării pentru condițiile de funcționare date.

4) Calculul coeficientului de siguranță la gripare.

Coeficientul de siguranță la gripare va fi:

$$SF = p_{zul} / p_w \geq 1,5 \quad (3.16)$$

Presiunea admisibilă efectivă se calculează cu relația:

$$p_{zul} = p_{Test} \cdot (X_v \cdot X_{vz} \cdot X_z \cdot X_\Sigma)^{0,5} \quad (3.17)$$

în care: X_v, X_{vz} - coeficienți de viteză;

X_z - coeficient de formă a dintelui;

X_Σ - coeficient secundar ce ține cont de o sumă de 10 influențe: lățimea danturii, flancare, rugozitate, tratamentul termic, temperatura uleiului, cantitatea de ulei, direcția injectiei de ulei,

sensul de rotatie, materialele rotilor, numarul de angrenari pe roata.

Pe baza coeficientului de forma X_v , care are expresia:

$$X_z = \frac{2,572}{Q_w \cdot \cos \alpha_w} \cdot \left(\frac{z_2}{i+1} \right)^{3/2} \cdot \left(\frac{1}{1 + \epsilon_1^2 + \epsilon_2^2 - \epsilon_1 - \epsilon_2} \right)^{3/2} \quad (3.18)$$

pentru dinti drepti si care este reprezentat in fig.3.2 pentru un caz dat rezulta:

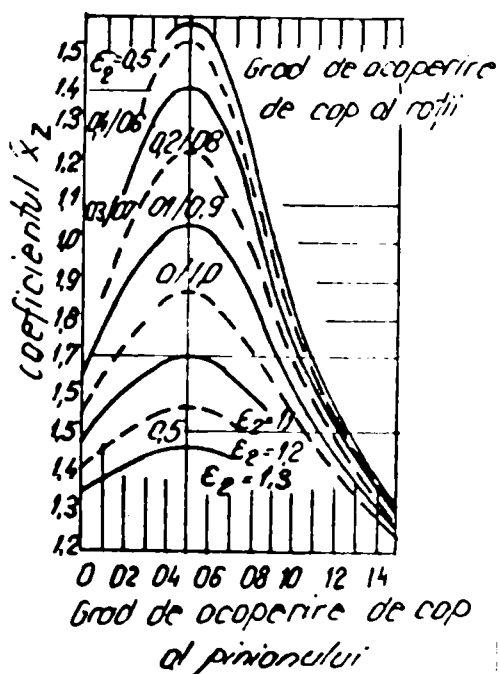


Fig.3.2

Metoda Lechner poate fi considerata ca o varianta a metodei Niemann, luind in considerare mai multe influente. Si aceasta metoda se poate deci aplica cu bune rezultate in domeniul vitezelor obisnuite.

3.4. Metoda Tudor A.

Si in tara noastra exista si au existat preocupari in directia stabilirii unor metodici de calcul la gripare.

Astfel, A.Tudor [T1] stabileste un criteriu de gripare pentru angrenaje unse cu uleiuri aditivate. Pe baza unui studiu teoretic si experimental profund considera ca griparea flancurilor in cele trei stadii are loc atunci cind:

a) gripaj incipient:

$$T_{gr} \leq T_c \leq T_{ms} \quad \text{și} \quad T_{cr} < T_{rz} < T_{gr} \quad (3.19)$$

b) gripaj progresiv:

$$T_{ms} < T_c < T_{ac1} \quad \text{și} \quad T_{gr} < T_{rz} \leq T_{ms} \quad (3.20)$$

c) gripaj complet distrugator:

$$T_c > T_{Ac1} \quad \text{și} \quad T_{Rz} > T_{Ms} \quad (3.21)$$

unde T_{c} - temperatura critica a uleiului, adica temperatura la care se produce o crestere puternica a coeficientului de frecare rezultind o miscare sacadata si o uzare a elementului cuplei;

T_{Gr} - temperatura de aparitie a uzarii prin gripare;

T_{Ac1} - temperatura eutectoidului A_1 din diagrama de transformare Fe-C;

T_{Ms} - temperatura de formare a martensitei;

T_c - temperatura de contact;

T_{Rz} - temperatura la baza rugozitatilor.

In lucrarea amintita se da metodologia de calcul a temperaturilor T_c si T_{Rz} . Deasemenea sint date temperaturile T_{Ms} si T_{Ac1} pentru diverse materiale si temperaturile T_{c} si T_{Gr} pentru diverse combinatii de material si lubrifiant.

3.5. Metoada DIN 3990

Mai multe lucrari prezinta metodici de calcul bazate pe DIN 3990 T4 Entwurf 1980 [G4;P20;R3].

Ultima lucrare aparuta, care se ocupa de calculul de gripare este DIN 3990 T4/1987.

Se porneste de la ipoteza ca la incarcari si viteze de alunecare mari apar temperaturi mari, care duc la distrugerea peliculei de lubrifiant. Pe baza aceasta se dau doua procedee de calcul:

- criteriul temperaturii integrate, care calculeaza o valoare medie ponderata a temperaturii de suprafata de-a lungul segmentului de angrenare.

- criteriul temperaturii instantanee, care descrie o temperatura de contact variabila de-alungul segmentului de angrenare (bazata pe metoda Blok).

Deoarece exista prea putina experienta in calculul la gripare cu aceste metode se recomanda utilizarea ambelor metode in paralel.

3.5.1. Criteriul temperaturii integrate

Conform acestui criteriu, deteriorarea prin gripare apare in cazul in care valoarea medie a temperaturii flancului

(temperatura integrată v_{int} , ce se calculează cu valori medii ale coeficientului de frecare, ale razei de curbura și ale încărcării), depășește o valoare limită (temperatura integrată admisibilă v_{intP}).

Temperatura integrată se găsește ca o valoare medie ponderată a temperaturii instantanee (fig.3.3).

Temperatura integrată este definită prin:

$$v_{int} = v_M + C_2 \cdot v_{fla\ int} \leq v_{intP} \quad (3.22)$$

$$v_{fla\ int} = v_{fla\ E} \cdot X_E \quad (3.23)$$

unde:

v_M - este temperatura masei roților dinate;

C_2 - factor de proporționalitate (experimental s-a dedus pentru angrenaje cilindrice $C_2=1,5$);

$v_{fla\ E}$ - temperatura instantanee în punctul de ieșire din angrenare E, calculată fără a ține cont de repartiția sarcinii;

X_E - factorul gradului de acoperire;

v - temperatura integrată admisibilă.

Temperatura instantanee în punctul de ieșire din angrenare E rezultă din relația:

$$v_{fla\ E} = \mu_{mc} \cdot X_M \cdot X_{BE} \cdot X_{\alpha\beta} \frac{W/\beta t^{3/4} \cdot v^{1/2}}{Q^{1/4}} \cdot \frac{1}{X_Q \cdot X_{Ca}} \quad (3.24)$$

în care: μ_{mc} - coeficient de frecare mediu pe segmente de angrenare;

X_M - factor instantaneu, ce ține cont de modulul de elasticitate și coeficienții de transfer termic al materialelor roților în angrenare;

X_{BE} - factor geometric, pentru capul dintelui pinionului, care ține cont de influența raportului de angrenare, a razei de curbura și a vitezei de alunecare;

$X_{\alpha\beta}$ - factor unghiular;

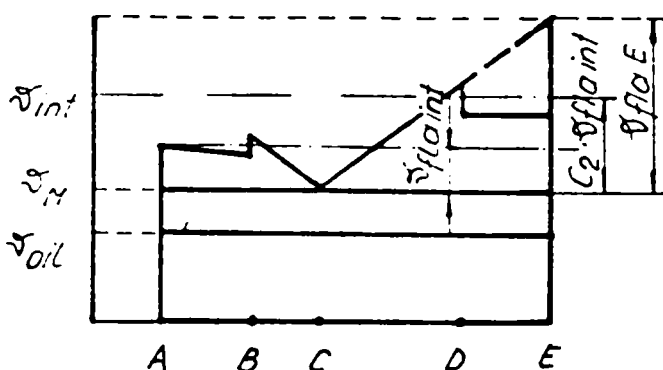


Fig.3.3

w_{BT} - forta tangentiala reala raportata la latimea danturii;

X_G - factor de angrenare;

X_{Ca} - factor de flancare.

Temperatura masei rotilor dintate se accepta egala cu temperatura flancului inainte de a intra in angrenare. Evaluarea corecta a acestei temperaturi necesita stabilirea bilantului termic al transmisiei, lucru foarte dificil de realizat.

De aceea se recomanda urmatoarea relatie aproximativa:

$$\nu_{M-c} = X_S \cdot (\nu_{oil} + C_1 \cdot \nu_{fla int}) \quad (3.25)$$

unde: X_S este un factor de ungere;

$X_S=1$ pentru ungere prin barbotare;

$X_S=1,2$ pentru ungere prin injectie de lubrifiant;

ν_{oil} - temperatura uleiului inainte de angrenare.

Valoarea acestei temperaturi se poate deduce experimental;

C_1 - factor determinat empiric. Experimental s-a dedus $C_1=0,70$;

$\nu_{fla int}$ - temperatura instantanee medie, conform relatiei (3.23).

Fora tangentiala reala raportata la latimea danturii va fi:

$$w_{BT} = K_A \cdot K_V \cdot K_{B\beta} \cdot K_{B\alpha} \cdot K_{B\gamma} \cdot \frac{F_t}{b} \quad (3.26)$$

in care: F_t - este forta tangentiala nominala pe cercul de divizare;

b - latimea de contact a dintilor;

$K_A, K_V, K_{B\beta}, K_{B\alpha}, K_{B\gamma}$ - coeficienti ce rezulta din DIN 3990 T1/1987.

Valoarea medie a coeficientului de frecare de-a lungul segmentului de angrenare se determina aproximativ cu relatia:

$$\mu_{mc} = 0,12 \left(\frac{w_{BT}}{\eta_{oil} \cdot \nu_{\Sigma c}} \right)^{0,25} \cdot \left(\frac{R_a}{\beta_{red c}} \right)^{0,25} \quad (3.27)$$

unde: η_{oil} [mPas] - viscozitatea dinamica a uleiului la temperatura ν_{oil} ;

$R_a = 0,5(R_{a1} + R_{a2})$;

R_{a1}, R_{a2} [μm] - valori medii ale rugozitatilor masurate in directia inaltimii dintilor;

$$v_{\Sigma c} = 2v \cdot \sin \alpha_{wt} \quad (3.28)$$

este suma vitezelor tangențiale în polul angrenării;

$$r_{red c} = \frac{u}{(1+u)^2} \cdot a_w \cdot \frac{\sin \alpha_{wt}}{\cos \beta_b} \quad (3.29)$$

este raza de curbura redusă în polul angrenării.

u - raportul de angrenare;

a_w - distanța dintre axe;

α_{wt} - unghiul de angrenare frontal;

β_b - unghiul de înclinare pe cercul de bază.

Factorul instantaneu se calculează cu relația:

$$X_M = \left(\frac{2}{\frac{1-\nu_1^2}{E_1} + \frac{1-\nu_2^2}{E_2}} \right)^{1/4} \cdot \frac{\sqrt{1+\Gamma_E} + \sqrt{1-\Gamma_E/u}}{B_{M1} \sqrt{1+\Gamma_E} + B_{M2} \sqrt{1-\Gamma_E/u}} \quad (3.30)$$

unde:

$$\Gamma_E = \frac{\sqrt{\left(\frac{da_1}{db_1}\right)^2 - 1}}{\operatorname{tg} \alpha_{wt}} - 1 \quad (3.31)$$

$\nu_{1,2}$ - coeficientul Poisson pentru materialul roții 1, respectiv 2;

E_1, E_2 - modulul de elasticitate al materialului roții 1, respectiv 2;

Coeficientul contactului termic este definit prin:

$$B_M = \sqrt{\lambda_M \cdot \rho_M \cdot c_M} \quad (3.32)$$

în care: λ_M [N/s.K] este coeficientul de conducție termică al materialului din care este confecționată roata;

ρ_M [kg/mm³] - masa specifică a materialului;

c_M [N.m/kgK] - căldura specifică pe unitatea de masă;

Dacă pinionul și roata sunt confecționate din același material se simplifică rel. (3.30) și devine:

$$X_M = \frac{E^{1/4}}{(1-\nu^2)^{1/4} \cdot B_M} \quad (3.33)$$

Pentru oțeluri martensitice obișnuite se admite:

$$\lambda_M = 50 \text{ N/sK}; \quad \rho_M = 7,85 \cdot 10^{-6} \text{ kg/mm}^3; \quad c_M = 485 \text{ Nm/kgK};$$

$$E = 206000 \text{ N/mm}^2; \quad \bar{\nu} = 0,3$$

se obtine:

$$X_M = 50 \text{ K.N}^{-3/4} \cdot \text{s}^{1/2} \cdot \text{m}^{-1/2} \cdot \text{mm}$$

Factorul geometric pentru capul dintelui pinionului tine cont de presiunea hertziana si viteza de alunecare pe capul dintelui pinionului si are expresia:

$$X_{BE} = 0,51 \sqrt{(\mu + 1)} \cdot \frac{\sqrt{\rho_{E1}} - \sqrt{\rho_{E2}/\mu}}{(\rho_{E1} \cdot \rho_{E2})^{1/4}} \quad (3.34)$$

cu:

$$\rho_{E1} = 0,5 \sqrt{d a_1^2 - d b_1^2} \quad (3.35)$$

si:

$$\rho_{E2} = a_w \cdot \sin \alpha_w t - \rho_{E1} \quad (3.36)$$

Factorul unghiular are expresia:

$$X_{\alpha\beta} = 1,22 \frac{\sin^{1/4} \alpha_w t \cdot \cos^{1/4} \alpha_n \cdot \cos^{1/4} \beta}{\cos^{1/2} \alpha_w t \cdot \cos^{1/2} \alpha_t} \quad (3.37)$$

in care : α_n - este unghiul de referinta in plan normal;

β - unghiul de inclinare pe cercul de baza;

α_t - unghiul de referinta in plan frontal;

Pentru $\alpha_n = 20^\circ$ se poate admite $X_{\alpha\beta} = 1$.

Factorul de angrenare X_a tine cont de efectul intrarii in angrenare la capul dintelui rotii conduse in prezenta unor alunecari specifice mari. Factorul de angrenare se calculeaza cu relatiile:

$$\left. \begin{aligned} X_Q &= 1 && \text{pentru } \left(\frac{\varepsilon_f}{\varepsilon_a}\right) \leq 1,5 \\ X_Q &= 1,4 - \frac{4}{15} \left(\frac{\varepsilon_f}{\varepsilon_a}\right) && \text{pentru } 1,5 < \left(\frac{\varepsilon_f}{\varepsilon_a}\right) < 3 \\ X_Q &= 0,6 && \text{pentru } 3 \leq \left(\frac{\varepsilon_f}{\varepsilon_a}\right) \end{aligned} \right\} \quad (3.38)$$

In care:

$\varepsilon_+ = \varepsilon_2$ si $\varepsilon_- = \varepsilon_1$ daca pinionul este conducator si

$\varepsilon_+ = \varepsilon_1$ si $\varepsilon_- = \varepsilon_2$ daca roata este conducatoare.

Gradele de acoperire partiale se calculeaza cu relatiile:

$$\varepsilon_1 = \frac{z_1}{2 \Pi} \left(\sqrt{(d a_1 / d b_1)^2 - 1} - \text{tg} \alpha_w t \right) \quad (3.39)$$

$$\varepsilon_2 = \frac{z_2}{2\pi} \left(\sqrt{(da_2/db_2)^2 - 1} - \operatorname{tg} \alpha_{wt} \right) \quad (3.40)$$

Factorul flancării capului dintelui, considera influența benefică a flancării asupra micșorării pericolului de gripare.

Relația de calcul este:

$$X_{ca} = 1 + 1,55 \cdot 10^{-2} \cdot \varepsilon_{\max}^4 \cdot C_a \quad (3.41)$$

unde $\varepsilon_{\max} = \max(\varepsilon_1; \varepsilon_2)$;

C_a [μm] valoare de calcul a flancării ce se determină după următoarele relații:

a) pinionul motor și $\varepsilon_1 > 1,5 \cdot \varepsilon_2$; sau roata motoare și $1,5 \cdot \varepsilon_1 > \varepsilon_2$:

$$C_a = \min(C_{a1}, C_{ef}) \quad (3.42)$$

b) pinionul motor și $\varepsilon_1 \leq 1,5 \cdot \varepsilon_2$; sau roata motoare și $1,5 \cdot \varepsilon_1 \leq \varepsilon_2$:

$$C_a = \min(C_{a2}, C_{ef}) \quad (3.43)$$

Flancarea efectiv necesară C_{ef} reprezintă flancarea, care la încărcarea dată compensează exact deformarea elastică a dinților. Mărimea ei se determină cu relația:

$$C_{ef} = \frac{K_A \cdot F_t}{b \cdot c'} \quad (3.44)$$

pentru dinți drepti și:

$$C_{ef} = \frac{K_A \cdot F_t}{b \cdot c_{\gamma}} \quad (3.45)$$

pentru dinți inclinați, unde:

c' [$\text{N/mm} \cdot \mu\text{m}$] - este rigiditatea maximă a unei perechi de dinți în angrenare;

c_{γ} [$\text{N/mm} \cdot \mu\text{m}$] - valoarea medie în plan frontal a rigidității totale (de angrenare).

Rigiditatea se poate calcula după metoda descrisă în DIN3990 T1.

Pentru calcule aproximative se poate admite $c' = 14 \text{ N/mm} \cdot \mu\text{m}$ și $c_{\gamma} = 20 \text{ N/mm} \cdot \mu\text{m}$.

Factorul de acoperire corectează temperatura instantanee, calculată în punctul E fără a ține cont de repartitia sarcinii pentru cazul real. Relațiile de calcul sînt :

a) pentru $\epsilon_\alpha < 1$ si $\epsilon_1 \geq 1$; $\epsilon_2 < 1$:

$$X_E = \frac{1}{2 \cdot \epsilon_\alpha \cdot \epsilon_1} (\epsilon_1^2 + \epsilon_2^2) \quad (3.46)$$

b) pentru $1 \leq \epsilon_\alpha < 2$ si $\epsilon_1 \geq 1$; $\epsilon_2 < 1$:

$$X_E = \frac{1}{2 \epsilon_\alpha \cdot \epsilon_1} \left[0,7 \cdot (\epsilon_1^2 + \epsilon_2^2) - 0,22 \epsilon_\alpha + 0,52 \epsilon_1 - 0,6 \cdot \epsilon_1 \cdot \epsilon_2 \right] \quad (3.47)$$

c) pentru $1 \leq \epsilon_\alpha < 2$ si $\epsilon_1 < 1$; $\epsilon_2 < 1$:

$$X_E = \frac{1}{2 \epsilon_\alpha \cdot \epsilon_1} (0,18 \cdot \epsilon_1^2 + 0,7 \cdot \epsilon_2^2 + 0,82 \cdot \epsilon_1 - 0,52 \cdot \epsilon_2 - 0,3 \cdot \epsilon_1 \cdot \epsilon_2) \quad (3.48)$$

d) pentru $1 \leq \epsilon_\alpha < 2$ si $\epsilon_1 < 1$; $\epsilon_2 \geq 1$:

$$X_E = \frac{1}{2 \epsilon_\alpha \cdot \epsilon_1} (0,70 \cdot \epsilon_1^2 + 0,18 \epsilon_2^2 - 0,52 \cdot \epsilon_1 + 0,82 \epsilon_2 - 0,3 \cdot \epsilon_1 \cdot \epsilon_2) \quad (3.49)$$

Temperatura integrata admisibila se determina din:

$$v_{intP} = \frac{v_{intS}}{S_{min}} \quad (3.50)$$

unde: v_{intS} - este temperatura integrata de gripare;

S_{min} - coeficient de siguranta minim.

Coeficientul de siguranta minim trebuie ales pentru fiecare caz in parte, tinind cont ca si suprasarcini de scurta durata pot duce la gripari.

Temperatura integrata de gripare se determina experimental (pe standul FZG) ca o valoare caracteristica a sistemului material-lubrifiant-material. Ea se poate aproxima cu relatia:

$$v_{intS} = v_{MT} + X_{wrelT} \cdot C_2 \cdot v_{fla int T} \quad (3.51)$$

unde: v_{MT} - este temperatura masei rotilor de incercare;

$v_{fla int T}$ - temperatura instantaneei medii a rotilor de incercare;

X_{wrelT} - factor de structura relativa.

Factorul de structura tine cont de diferenta de material respectiv tratament termic fata de rotile de incercare FZG si se calculeaza cu relatia:

$$X_{wrelT} = \frac{X_w}{X_{wT}} \quad (3.52)$$

in care: X_w - factor de structura (tab.3.3);

X_{wT} - factorul de structura pentru rotile de incercare. Pentru testele FZG si Ryder $X_{wT} = 1$.

Tabelul 3.3

oteluri imbunatatite	$X_w = 1$
oteluri fosfatate	$X_w = 1,25$
oteluri cuprate	$X_w = 1,50$
oteluri nitrurate	$X_w = 1,50$
oteluri cementate	
- cu continut redus de austenita	$X_w = 1,15$
- cu continut normal de austenita	$X_w = 1$
- cu continut marit de austenita	$X_w = 0,85$
oteluri austenitice (inoxidabile)	$X_w = 0,45$

Pentru testul standard FZG se pot aproxima temperaturile masei si instantanee cu urmatoarele relatii:

$$\mathcal{V}_{MT} = 80 + 0,23 \cdot T_{1T} \quad (3.53)$$

$$\mathcal{V}_{fla int T} = 0,08 (T_{1T})^{1,2} \cdot \left(\frac{100}{\mathcal{V}_{40}} \right)^{(\mathcal{V}_{40}^{-0,4})} \quad (3.54)$$

unde: T_{1T} [Nm] este momentul de torsiune la pinionului angrenajului de incercat;

\mathcal{V}_{40} [mm²/s] - viscozitatea cinematica a uleiului la 40°C.

3.5.2. Criteriul temperaturii instantanee

Aparitia unor temperaturi momentane inalte pe flanc determina distrugerea filmului de lubrifiant [B2, B12].

Temperatura de contact intr-un punct oarecare al segmentului de angrenare este definita de relatia:

$$\mathcal{V}_B = \mathcal{V}_M + \mathcal{V}_{fla} \leq \mathcal{V}_{BP} \quad (3.55)$$

in care: \mathcal{T}_M - este temperatura masei;

$\mathcal{T}_{+1.0}$ - temperatura instantanee in punctul considerat;

\mathcal{T}_{ad} - temperatura admisibila de contact.

Temperatura instantanee intr-un punct dat al segmentului de angrenare este definita de relatia:

$$\mathcal{T}_{fla} = \mu_{my} \cdot X_M \cdot X_B \cdot X_{\alpha\beta} \cdot X_T \frac{W_{Bt}^{3/4} \cdot v^{1/2}}{Q^{1/4}} \quad (3.56)$$

unde: μ_{my} - coeficient de frecare local mediu;

X_M - factor instantaneu, ce tine cont de modulele de elasticitate si de coeficientii termici de contact ai materialelor pinionului si rotii;

X_B - factor geometric, ce tine cont de influenta raportului de angrenare, a razei de curbura si a vitezei de alunecare;

$X_{\alpha\beta}$ - factor unghiular;

X_T - factor de repartitie a sarcinii;

W_{Bt} - forta tangentiala reala raportata la latimea danturii (vezi rel.3.26).

Temperatura masei se accepta egala cu temperatura flancului inaintea intrarii in angrenare. Temperatura masei se poate determina din bilantul termic al transmisiei sau se poate aproxima cu relatia:

$$\mathcal{T}_M = X_s (\mathcal{T}_{oil} + 0,47 \cdot \mathcal{T}_{flamax}) \quad (3.57)$$

in care: X_s - este un factor de ungere si are valorile:

$X_s=1$ pentru ungere prin barbotare;

$X_s=1,2$ pentru ungere prin injectie.

\mathcal{T}_{oil} - temperatura uleiului inainte de intrare in angrenare, temperatura ce se poate aprecia experimental.

\mathcal{T}_{flamax} - valoare maxima a temperaturii instantanee pe segmentul de angrenare calculata cu ajutorul relatiei (3.56).

Parametrul Γ pe linia de angrenare este o coordonata adimensionala si ia valorile $\Gamma = 0$ in polul angrenarii, $\Gamma = -1$ in punctul de tangenta a liniei de angrenare cu cercul de baza a pinionului si $\Gamma = u$ in punctul de tangenta a liniei de angrenare cu cercul de baza a rotii (fig.3.4)

Pentru un punct oarecare pe linia de angrenare avem

$$\Gamma_y = \frac{tg \alpha_y}{tg \alpha_{wt}} - 1 = \frac{p_{y1} - p_{c1}}{p_{c1}} \quad (3.58)$$

Pentru punctele caracteristice pe linia de angrenare se obtin parametri:

-intrar: Γ_E angrenare (punctul A):

$$\Gamma_A = - \frac{z_2}{z_1} \cdot \left(\frac{\operatorname{tg} \alpha_{a2}}{\operatorname{tg} \alpha_{wt}} - 1 \right) \quad (3.59)$$

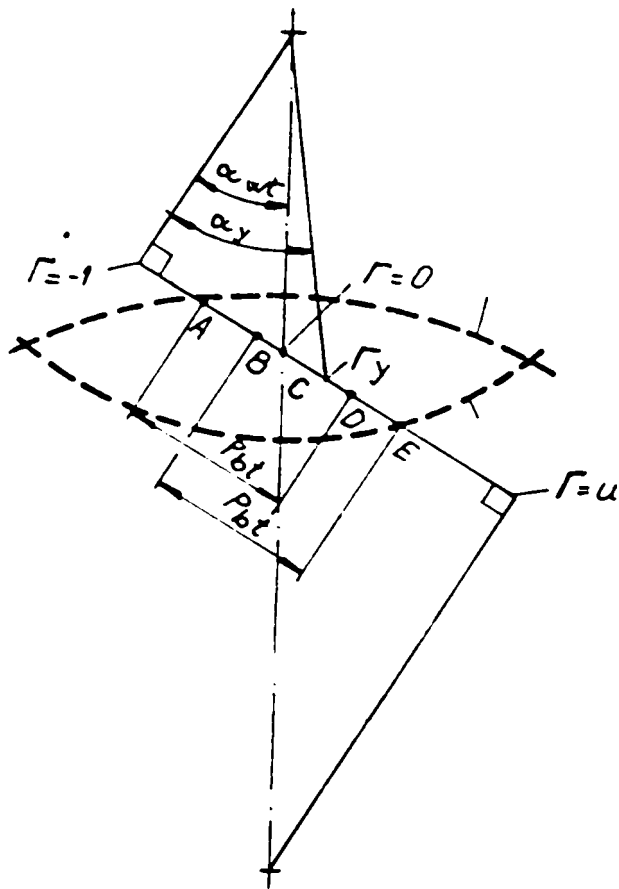


Fig. 3.4

-punctul singular interior de angrenare al piciorului (punctul B):

$$\Gamma_B = \Gamma_E - \frac{2\tilde{\pi}}{z_1 \operatorname{tg} \alpha_{wt}} \quad (3.60)$$

-punctul singular exterior de angrenare al piciorului (punctul D):

$$\Gamma_D = \Gamma_A + \frac{2\tilde{\pi}}{z_1 \operatorname{tg} \alpha_{wt}} \quad (3.61)$$

-punctul de iesire din angrenare (punctul E):

$$\Gamma_E = \frac{\operatorname{tg} \alpha_{a1}}{\operatorname{tg} \alpha_{wt}} - 1 \quad (3.62)$$

Unghiurile α_{a1} si α_{a2} rezulta din:

$$\alpha_{a1} = \arccos \frac{d_{b1}}{d_{a1}} \quad (3.63)$$

$$\alpha_{a2} = \arccos \frac{d_{b2}}{d_{a2}} \quad (3.64)$$

Coeficientul de frecare pe flancul dintelui este un coeficient local momentan, ce depinde de calitatea uleiului, rugozitatea flancului, materialul rotilor, vitezele tangentiala, forta din angrenaj si gabaritul angrenajului. Acest coeficient este foarte dificil de stabilit pe cale experimentală, putindu-se aproxima cu relatia

$$\mu_{my} = 0,12 \left(\frac{W_{bt}}{\eta_M \cdot v_{\Sigma}} \right)^{0,25} \cdot \left(\frac{R_{\alpha}}{\rho_{red}} \right)^{0,25} \quad (3.65)$$

cu

$$v_{\Sigma} = (2 + \Gamma_y - \Gamma_y/\mu) \cdot v \cdot \sin \alpha \omega t \quad (3.66)$$

unde:

$$R_a = 0,5(R_{a1} + R_{a2})$$

R_{a1}, R_{a2} - valori medii ale rugozitatilor masurate pe inaltimea dintilor;

η_m - viscozitatea uleiului la temperatura masei v_m .

$$f_{red} = \frac{(1 + \Gamma_y) \cdot (u - \Gamma_y)}{(1 + \mu)^2} \cdot a_w \cdot \frac{\sin \alpha \omega t}{\cos \beta b} \quad (3.67)$$

Factorul instantaneu descrie influenta proprietatilor materialului pinionului si rotii asupra temperaturii instantanee si are expresia:

$$X_M = \left(\frac{2}{\frac{1 - \nu_1^2}{E_1} + \frac{1 - \nu_2^2}{E_2}} \right)^{1/4} \cdot \frac{1 + \sqrt{\frac{1 - \Gamma}{1 + \Gamma}}}{B_{M1} + B_{M2} \sqrt{\frac{1 - \Gamma}{1 + \Gamma}}} \quad (3.68)$$

In majoritatea cazurilor modulele de elasticitate si coeficientii de contact termic pentru pinion si roata sint egale. In acest caz rel. (3.68) devine:

$$X_M = \frac{E^{1/4}}{(1 - \nu^2)^{1/4} \cdot B_M} \quad (3.69)$$

Coeficientul de contact termic este definit prin:

$$B_M = \sqrt{\lambda_M \cdot C_v} \quad (3.70)$$

unde $C_v = C_M \cdot f_M$ sau, daca se exprima in unitati necoerente $C_v = 10^6 C_M \cdot f_M$.

Pentru oteluri martensitice avem $\lambda_M = 41 \dots 52 \text{ N/(Ks)}$ si $C_v = 3,8 \text{ N/(mm}^2 \cdot \text{K)}$. In acest caz rezulta :

$$B_M = 13,6 \text{ N/(mm} \cdot \text{s}^{0,5} \cdot \text{K)}$$

La oteluri cu $E = 206000 \text{ N/mm}^2$, $\nu = 0,3$ si $B_M = 13,6 \text{ N/(mm} \cdot \text{s}^{0,5} \cdot \text{K)}$ rezulta

$$X_M = 1,6 \text{ K} \cdot \text{N}^{-3/4} \cdot \text{s}^{1/2} \cdot \text{mm}^{1/2}$$

sau

$$X_M = 50 \text{ K} \cdot \text{N}^{-3/4} \cdot \text{s}^{1/2} \cdot \text{m}^{-1/2} \cdot \text{mm}$$

Factorul geometric se exprima prin:

$$X_B = 0,51 \cdot (u+1)^{1/2} \frac{|\sqrt{1+\Gamma} - \sqrt{1-\Gamma/u}|}{(1+\Gamma)^{1/4} \cdot (u-\Gamma)^{1/4}} \quad (3.71)$$

Factorul unghiular $X_{\alpha\beta}$ se calculeaza cu relatia (3.37).

Factorul de repartitie a sarcinii arata influenta repartitiei fortei pe cele doua perechi de dinti in angrenare. Acest coeficient nu tine cont de fortele dinamice ce apar datorita vibratiilor.

Factorul de repartitie, reprezentat grafic pe segmentul de angrenare rezulta din fig.3.5.

Acest factor se poate determina la dantura neflancata dupa cum urmeaza (fig.3.5):

$$\left. \begin{aligned} X_{\Gamma} &= \frac{1}{3} + \frac{\Gamma_y - \Gamma_A}{3(\Gamma_B - \Gamma_A)} && \text{pentru } \Gamma_A \leq \Gamma_y < \Gamma_B \\ X_{\Gamma} &= 1 && \text{pentru } \Gamma_B \leq \Gamma_y \leq \Gamma_D \\ X_{\Gamma} &= \frac{1}{3} + \frac{\Gamma_E - \Gamma_y}{3(\Gamma_E - \Gamma_D)} && \text{pentru } \Gamma_D < \Gamma_y \leq \Gamma_E \end{aligned} \right\} \quad (3.72)$$

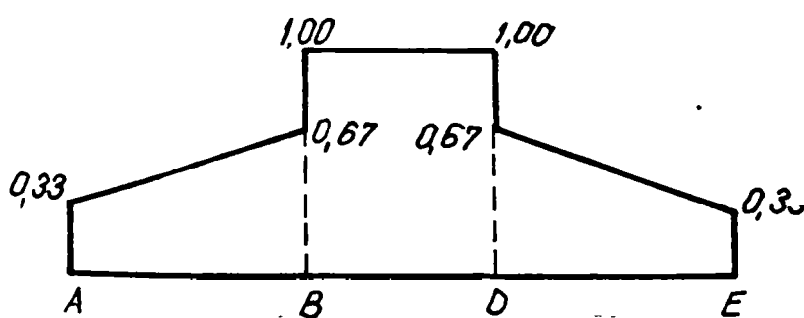


Fig.3.5

(fig.3.6).

Variatia temperaturii instantanee depinde in primul rind de produsul $X_B \cdot X_{\Gamma}$. Factorul geometric creste foarte mult la inceputul si sfirsitul angrenarii (punctele A si E) acolo unde factorul de repartitie X_{Γ} are valori mici, astfel incit valoarea maxima a temperaturii de contact γ_{max} va apare de obicei intre punctele A si B pe linia de angrenare. Variatiile coeficientului de frecare μ_{mv} sint relativ mici fata de variatia produsului $X_B \cdot X_{\Gamma}$.

Relatiile de calcul si reprezentarea grafica corespunzatoare pentru dantura flancata rezulta din [D4].

Temperatura de contact are valori diferite pe linia de angrenare din cauza variatiei temperaturii instantanee

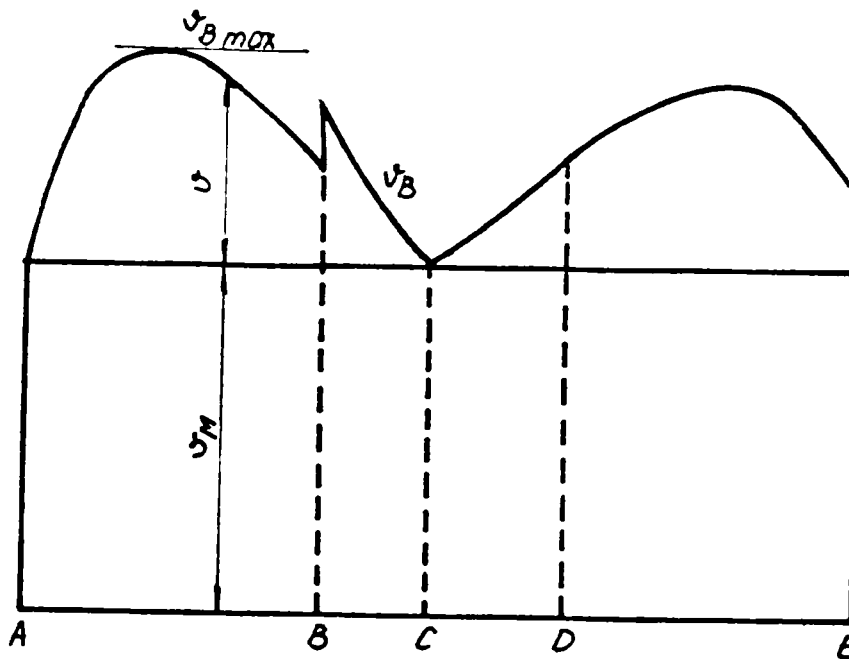


Fig.3.6

Temperatura admisibilă de contact se calculează cu relația:

$$v_{BP} = \frac{v_s - v_{oil}}{S_{Bmin}} + v_{oil} \quad (3.73)$$

unde v_s - este temperatura de gripare;

v_{oil} - temperatura uleiului înainte de intrare în angrenare;

S_{Bmin} - coeficientul minim de siguranță.

Coeficientul de siguranță la gripare va fi:

$$S_B = \frac{v_s - v_{oil}}{v_{Bmax} - v_{oil}} \geq S_{Bmin} \quad (3.74)$$

Temperatura de gripare se poate determina experimental, utilizând un sistem material-lubrifiant-material identic cu cel în cauză.

Temperatura de gripare (ce rămâne aproape constantă) se poate determina la uleiurile minerale neaditivate din relația:

$$v_s = 230 + 76,5 \cdot \log \frac{v_{40}}{30} \quad (3.75)$$

Temperatura de gripare a unui ulei ușor aditivat se poate calcula cu:

$$v_s = v_{MT} + X_{wrelT} \cdot v_{flamaxT} \quad (3.76)$$

unde v_{MT} este temperatura masei roților de încercare;

$v_{flamaxT}$ - temperatura instantanee maximă a roților de încercare;

X_{wrelT} - factor de structură cf. rel. (3.52).

Temperatura v_{MT} se poate determina pentru testul FZG standard din rel. (3.53), iar temperatura instantanee rezulta

aproximativ din:

$$\nu_{flamaxT} = 0,12 \cdot (T_{1T})^{1,2} \cdot \left(\frac{100}{\gamma_{40}} \right)^{\gamma_{40}^{-0,4}} \quad (3.77)$$

Aceste metode dupa DIN 3990 nu sint inca verificate in practica. Prin introducerea parametrului Γ este greu de urmarit influenta geometriei asupra capacitatii portante la gripare.

De asemenea se considera ca factorul de repartitie tine cont numai de cazurile extreme, ori in realitate se intilnesc foarte rar aceste situatii.

3.6. Metoda elastohidrodinamica

Denumirea arata ca acest regim de ungere are loc in conditiile in care zona de contact a suprafetelor cuplei de frecare este deformata elastic, iar ungerea este produsa de un film subtire dar continuu de lubrifiant ca in regim hidrodinamic.

Cu toate ca grosimea peliculei de lubrifiant in zona de contact (liniar la angrenaje) este de ordinul zecimilor de micron sau mai putin, totusi, uzura este redusa, ceea ce indica prezenta unei ungeri corespunzatoare.

Grosimea filmului de lubrifiant intre flancurile dintilor ce se rostogolesc unul peste celalalt este o functie de urmatorii factori:

- geometria suprafetelor (ex.raze de curbura);
- conditiile de functionare (ex.sarcina si viteza periferica);
- viscozitatea lubrifiantului.

Daca se rezolva simultan sistemul de ecuatii ce rezulta din legaturile intre cele 3 grupe de factori rezulta grosimea minima de lubrifiant.

Rezolvind simultan ecuatia fundamentala a presiunii, ecuatia presiune-viscozitate si ecuatia de elasticitate Dowson si Higginson [D3] au stabilit o solutie aproximativa dupa cum urmeaza:

$$\frac{h_{min}}{\rho} = 1,6 (\alpha E')^{0,6} \cdot \left(\eta_0 \frac{V_{\Sigma}}{E' \rho} \right)^{0,7} \cdot \left(\frac{W}{E' \rho} \right)^{-0,13} \quad (3.78)$$

in care

h_{min} = grosimea minima intre flancuri;

η_0 = viscozitatea dinamica la presiunea atmosferica si

temperatura de intrare a lubrifiantului;

α = coeficient de presiune a viscozitatii;

$$V_{\Sigma} = \frac{V_{t1} + V_{t2}}{2} \quad - \text{ viteza medie tangentiala a flancurilor in angrenare;}$$

$$\rho = \frac{\rho_1 \cdot \rho_2}{\rho_1 + \rho_2} \quad - \text{ raza de curbura echivalenta;}$$

$$\frac{1}{E'} = \frac{1}{2} \left(\frac{1 - \nu_1^2}{E_1} + \frac{1 - \nu_2^2}{E_2} \right) \quad - \text{ modulul de elasticitate redus;}$$

$w = Q/B$ - forta normala pe dinte raportata la latimea danturii;

In fig.3.7 sint aratate profilul filmului si distributia presiunii in cazul ungerii elastohidro dinamice.

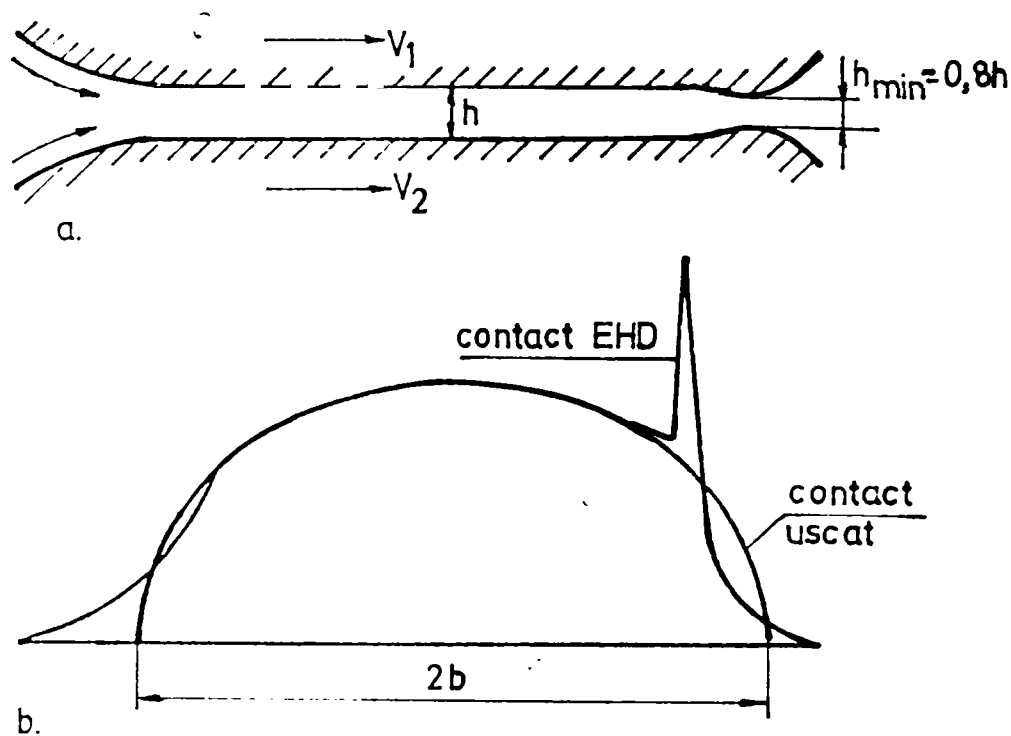


Fig.3.7

In determinarea relatiei de mai sus s-au facut urmatoarele ipoteze:

- ambele suprafete de frecare sint cilindrice si perfect netede, iar generatoarele lor sint paralele, astfel incit suprafata de contact este dreptunghiulara;
- curgerea lubrifiantului in filmul elastohidro dinamic este izoterma, dar nu izoviscoasa in sensul ca, daca variatia viscozitatii cu temperatura este neglijata, cea cu presiunea nu se neglijaza;

c) conditiile de functionare sint stationare, adica profilul filmului a devenit stationar sub o sarcina constanta si o viteza tangentiala sau periferica constanta a suprafetelor de frecare.

Blok [B2] dezvolta o relatie asemanatoare:

$$\frac{h_{min}}{\rho} = 1,56 (\alpha E')^{0,55} \cdot \left(\eta_0 \frac{V_{\Sigma'}}{E' \rho} \right)^{0,7} \cdot \left(\frac{W}{E' \rho} \right)^{-0,125} \quad (3.79)$$

in care semnificatia termenilor este cea aratata anterior, iar $V_{\Sigma'} = V_{\Sigma 1} + V_{\Sigma 2}$.

Pentru a putea nomografia mai usor aceasta relatie se regrupeaza cele 4 grupe adimensionale, si formeaza 3 grupe dupa cum urmeaza [B2]:

$$H_{min} = \frac{h_{min}}{\rho} \left(\frac{E' \rho}{\eta_0 \cdot V_{\Sigma'}} \right)^{1/2} \quad (3.80)$$

$$M = \frac{W}{E' \rho} \left(\frac{E' \rho}{\eta_0 \cdot V_{\Sigma'}} \right)^{1/2} \quad (3.81)$$

$$L = \alpha E' \left(\frac{\eta_0 \cdot V_{\Sigma'}}{E' \rho} \right)^{1/4} \quad (3.82)$$

Cu aceste grupe adimensionale ecuatiile devine

$$H_{min} = 1,56 M^{-0,125} \cdot L^{0,55} \quad (3.83)$$

Intr-o diagrama dublu-logaritmica se poate reprezenta relatia (3.83) sub forma $H_{min} = f(M, L)$, (fig. 3.8) cu L drept parametru.

Calculandu-se dupa relatiile (3.81 si 3.82) M si L rezulta din diagrama H_{min} si grosimea minima

$$h_{min} = H_{min} \cdot \rho \left(\frac{\eta_0 \cdot V_{\Sigma'}}{E' \rho} \right)^{1/2} \quad (3.84)$$

Din diagrama din fig. (3.8) rezulta citeva limite.

a) Cazul cind suprafetele de contact sint perfect rigide ($E' = \infty$) si curgerea fluidului nu este numai izoterma ci si izoviscoasa ($\alpha = 0$). Rezulta ca $L = 0$ si grosimea filmului h_{min} se poate calcula cu relatia Martin-Gumbel:

$$H_{min} \cong 2,05 M^{-0,2} \quad (3.87)$$

$$\frac{h_{min}}{\rho} = 2,45 \frac{\eta_0 V \Sigma'}{W} \quad (3.85)$$

care se mai poate scrie, tinind cont de grupurile adimensionale de mai sus:

$$H_{min} = 2,45 M^{-1} \quad (3.86)$$

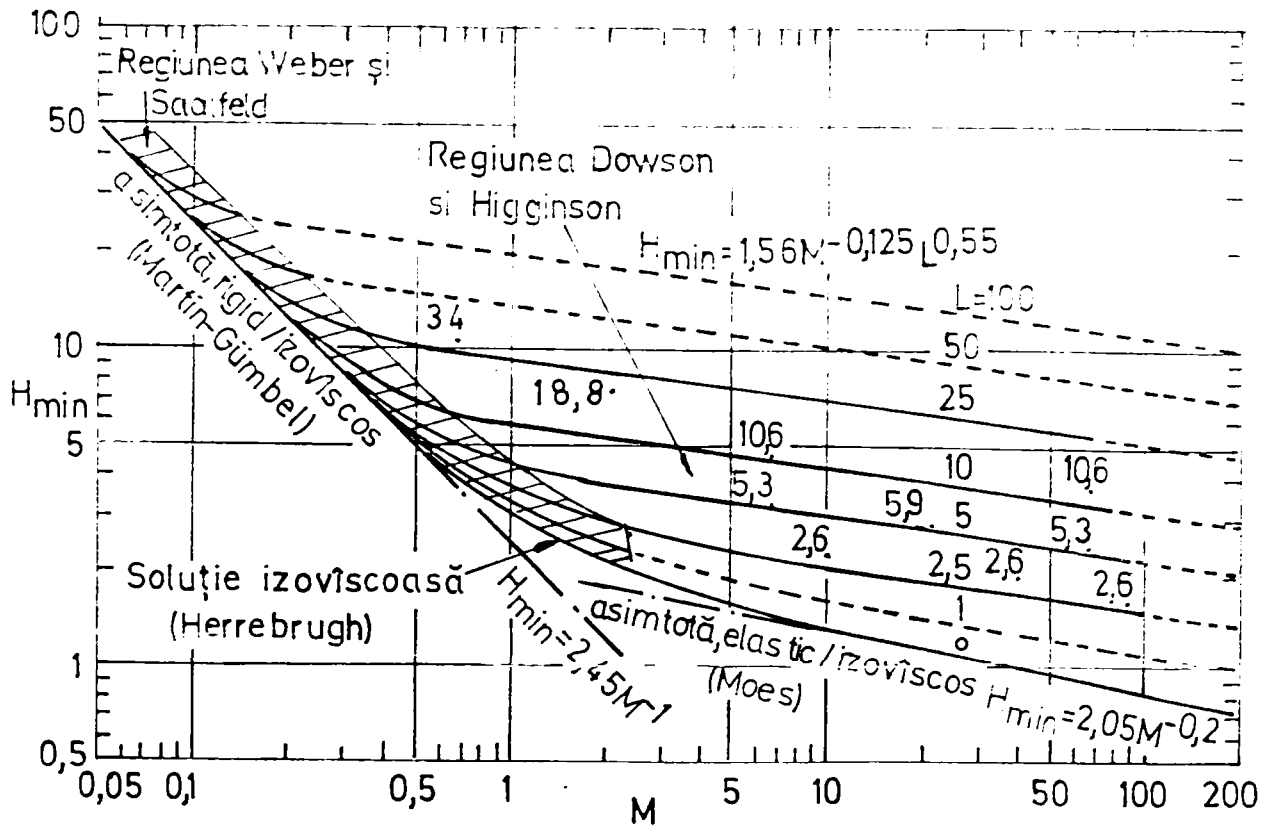


Fig.3.8

Relatia (3.86) este o linie dreapta in diagrama dubiu logaritmica si este o asimptota a functiei $H=f(M,L)$. Functia se apropie de aceasta asimptota pentru valori mari ale lui L si valori suficient de mici pentru M .

b) In cazul in care se considera curgerea izoviscoasa, dar suprafetele deformabile se obtine din nou $L=0$. Curba obtinuta se numeste curba lui Herrebrugh. Ea reprezinta limita minima a curbelor L . Deoarece α este pozitiv la orice temperatura, rezulta ca $L \geq 0$.

c) H.Moes a gasit o asimptota la curba $L=0$, de ecuatie

Din diagrama se observa ca incepind de la aproximativ $M=10$ curba lui Herrebrugh poate fi aproximata cu relatia (3.87).

d) Din diagrama se observa ca pentru $L > 0$ curbele devin aproximativ drepte numai de la anumite valori M in sus. Portiunile drepte ale curbelor L tind sa fie paralele pentru

valori $L > 2,5$. Rezulta deci ca relatia (3.83) este valabila numai in urmatorul domeniu

$$2,5 \leq L \leq 100 \quad (3.88)$$

si $ML \geq 15$.

e) Curbele pentru $L > 25$ si $0 < L < 2,5$ au fost trasate prin extrapolare, respectiv interpolare si de aceea trebuie utilizate cu precautie.

Pentru a putea evidenta influenta fiecarui factor in marimea grosimii minime se poate scrie rel.(3.79) sub forma explicita:

$$h_{min} = 1,56 W^{-0,125} \cdot E^{-0,025} \cdot \rho^{0,425} \cdot (\eta_0 V \Sigma')^{0,70} \cdot \alpha^{0,55} \quad (3.89)$$

Din rel.(3.89) se observa ca incarcarea specifica w influenteaza putin (exponent 0,125), iar modulul de elasticitate aproape de loc (exponent 0,025) grosimea minima de lubrifiant. Influenta cea mai mare asupra grosimii minime o au viscozitatea η_0 si suma vitezelor tangentiale la profil $V \Sigma'$.

Ca un criteriu de gripare se poate admite ca

$$Ra_1 + Ra_2 < h_{min} \quad (3.90)$$

in care

R_{a1} , R_{a2} - rugozitatile maxime ale celor doua suprafete in contact.

Wellauer [W3] arata ca numarul de deteriorari ale flancurilor se reduce foarte mult daca grosimea filmului EHD depaseste o anumita grosime (fig.3.9).

Ei a introdus un parametru λ definit ca

$$\lambda = \frac{h_{min}}{Ra} \quad (3.91)$$

unde $R_a = 0,5 \cdot (R_{a1} + R_{a2})$.

Din fig.3.9 se trag urmatoarele concluzii:

- $\lambda > 2$ - ungere hidrodinamica preponderenta; in acest caz viscozitatea este caracteristica cea mai importanta a uleiului. Practic nu apar deteriorari ale suprafetelor de contact.

- $\lambda < 0,7$ este un domeniu intilnit la multe transmisii industriale; frecarea limita este preponderenta; pericolul deteriorarii suprafetelor de contact este mare. Caracteristicile cele mai importante ale uleiurilor sint:

- la viteze periferice mici si temperaturi mici se formeaza pe suprafata de contact legaturi polare ale uleiurilor,

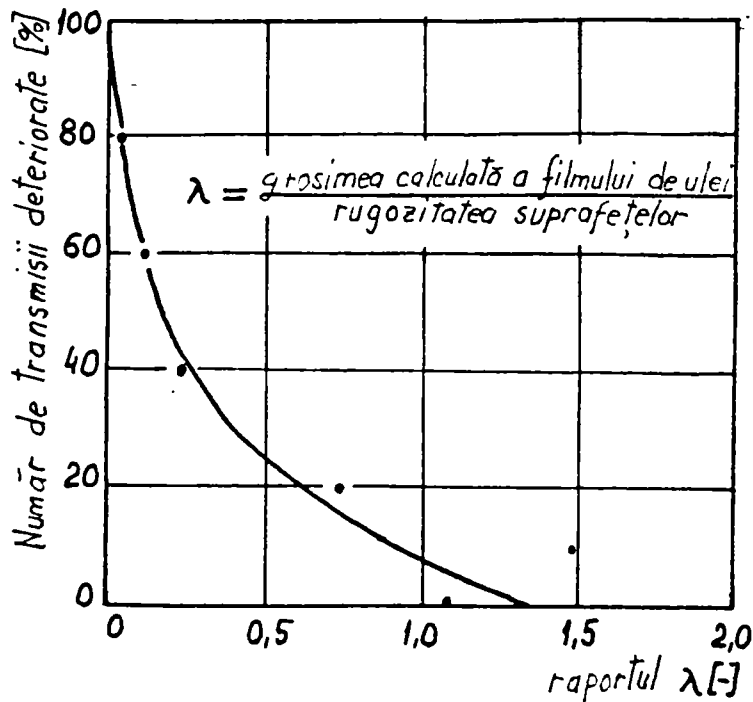


Fig. 3.9

Chiar dacă condiția (3.90) este îndeplinită poate să apară griparea, datorită temperaturii prea mari în filmul de ulei.

În relațiile de mai sus s-a neglijat variația viscozității cu temperatura. Coeficientul α are expresia:

$$\alpha = \left(\int_0^{\infty} \frac{\eta_0}{\eta(p)} \cdot d\rho \right)^{-1} \quad (3.92)$$

în care $\eta(p)$ este viscozitatea funcție de presiunea la temperatura de intrare în angrenare.

Pentru o viscozitate $5 \leq \eta_0 \leq 300 \text{ cP}$ se poate adopta:

$$\alpha = 1,1 \cdot 10^{-3} \cdot \eta_0^{0,16}$$

în care η_0 este exprimat în centiStokes, iar α în cm^2/daN .

În ultimii timp au apărut o serie de lucrări care nu neglijează efectul temperaturii asupra viscozității. Astfel Cheng și Sternlicht și Liesegang, Öster [03], s.a., rezolvă numeric ecuațiile amintite mai sus. Metoda numerică are însă dezavantajul unor timpi de calcul relativ mari. Astfel pentru calculul distribuției presiunii, deformărilor, variației grosimii filmului de lubrifiant și distribuției temperaturilor de-a lungul filmului programul elaborat de Liesegang a rulat între 4,45 min și 32,03 min în funcție de exemplul studiat, în medie fiind ~ 15 min pe un calculator de mare capacitate și foarte rapid "IBM-7094".

Cheng, Mc Grew, Gu și Murray [cit.F1] dau o soluție

acizilor grași sau ale particulelor solide (MoS_2 , grafit, etc.) care formează un strat de protecție stabil.

-la viteze periferice și temperaturi mari pot apărea reacții chimice de suprafață mai ales în aditivii EP, care duc la formarea de săpunuri metalice, ce formează un strat de alunecare ce separă suprafețele metalice.

aproximativa in care se tine cont si de variatia viscozitatii cu temperatura. Ei introduc un coeficient termic

$$\varphi_t = \frac{h'_{min}}{h_{min}} \quad (3.93)$$

in care h'_{min} este grosimea peliculei de lubrifiant in cazul in care se tine cont de variatia viscozitatii cu temperatura.

Coeficientul termic este o functie

$$\varphi_t = \varphi_t(Q_m, \alpha, \frac{\beta}{T_0}, \frac{\sigma_k}{E'}, S) \quad (3.94)$$

unde

$$Q_m = \frac{\eta_0 (V_{t1} + V_{t2})^2}{K_f \cdot T_0} \quad (3.95)$$

K_f - coeficient de conductibilitate termica al lubrifiantului;

T_0 - temperatura lubrifiantului la intrare in zona de contact;

σ_k - presiunea hertziana;

$S = (V_{t2} - V_{t1}) / V_{t2}$ - alunecarea specifica;

β - coeficient constant ce intra in urmatoarea expresie a viscozitatii:

$$\eta = \eta_0 \exp \left[\alpha p + (\beta + \gamma_p) \left(\frac{1}{T} - \frac{1}{T_0} \right) \right] \quad (3.96)$$

unde:

p - presiunea;

T - temperatura;

γ - constanta ce depinde de proprietatile uleiului.

Presiunea hertziana se calculeaza cu relatia:

$$\sigma_k = \left(\frac{W \cdot E'}{2\pi \rho} \right)^{1/2} \quad (3.97)$$

Coeficientii si constantele α, β, γ au valori si expresii particulare pentru fiecare tip de ulei.

In fig. (3.10) este aratat comparativ variatia grosimii minime de lubrifiant functie de turatie.

Curba 1 arata grosimea minima in cazul izoterm, curba 2 grosimea in polul angrenarii, tinind cont de efectul termic, iar curba 3 grosimea minima tinind cont de efectul termic.

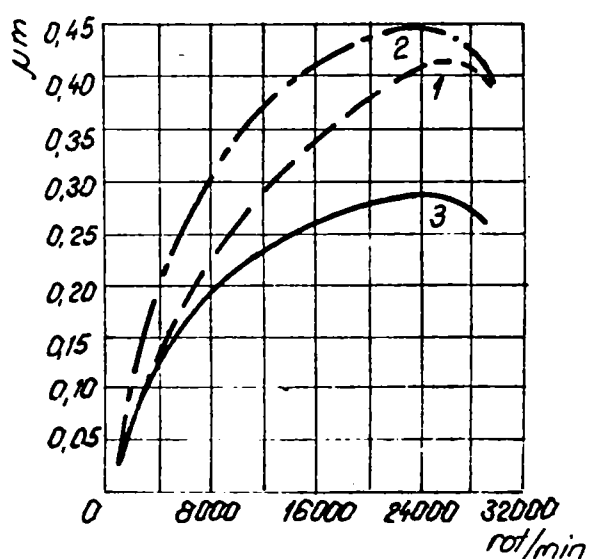


Fig.3.10

Pe baza multitudinii de experimente legate de teoria EHD a ungerii, efectuate pe role de multi cercetatori cu metode independente se poate accepta ca grosimea filmului EHD si raportul λ sint relativ sigure. Ne putem astepta deci ca la un $\lambda < 1$ filmul de lubrifiant sa nu mai separe cele doua suprafete de frecare, dar generarea elastohidrodinamica a presiunii uleiului trebuie insa sa persiste in interstitiul ramas intre suprafetele de contact.

Nu se cunoaste cum variaza partea de incarcare preluata de rezultanta datorita presiunilor de ulei in cazul $\lambda < 1$. In orice caz, aceasta rezultanta elastohidrodinamica micsoreaza partea sarcinii transmisa prin contact direct.

Criteriul EHD de iesire din uz se poate aplica numai cu unele rezerve la angrenaje.

Astfel teoria EHD a fost dezvoltata pentru cazul izoterm, caz ce nu este real.

O alta sursa de erori consta in faptul ca s-a presupus in actuala teorie cazul stationar. Ori in contactul intre suprafetele dintilor citeva marimi ce intra in relatia EHD isi schimba valorile intr-un ciclu de contact, astfel incit iau nastere fenomene tranzitorii. Marimile variabile sint: incarcarea specifica w , viteza suma v_{Σ} si raza de curbura echivalenta ρ . Daca aceste marimi nu variaza mult in faza premergatoare contactului considerat se poate utiliza teoria EHD stationara in acest caz cvasi-stationar.

Chiar daca au aparut teorii EHD nestationare [H8] este mai sigur sa se aplice drept criterii de gripare metodele bazate pe temperatura.

3.7. Comparatia critica a metodelor de calcul la gripare

Din analiza metodelor de calcul la gripare cunoscute la ora actuala se poate trage concluzia ca nu exista o metoda universal valabila. Chiar si in domeniul uzual al vitezelor apar diferente apreciabile intre diferitele metode de calcul.

O comparatie a metodelor cunoscute a fost efectuata de Fronius si Bohme [F3]. Drept punct de referinta au luat valoarea experimentală a cuplei A după DIN 51354, material 20 MnCr5, ulei R49 la temperatura de $t=90^{\circ}\text{C}$ si viteza periferică de 8,3 m/s. Rezultatele calculelor sînt reprezentate în fig.3.11.

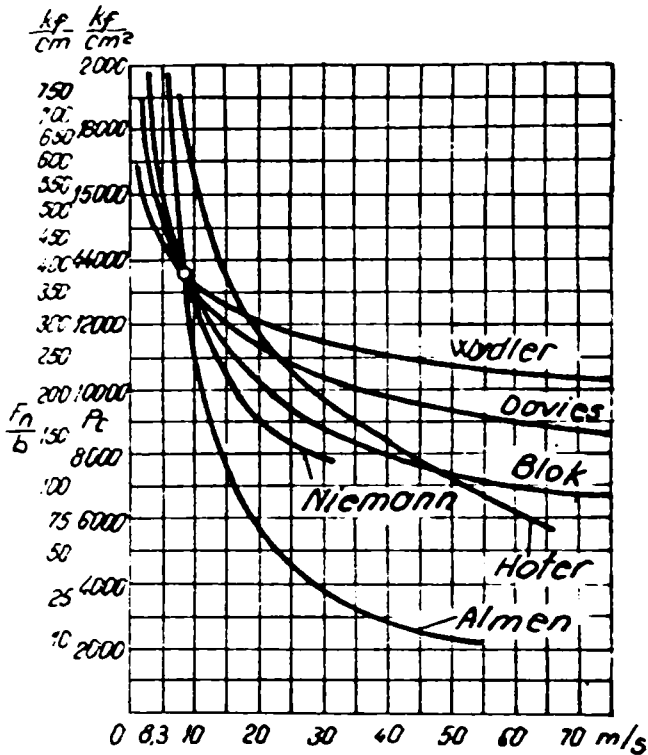


Fig.3.11

toate acestea se recomanda calculul după aceasta metoda, deoarece este aliniata la normele ISO, si pe baza coeficientilor inclusi tine cont de multe date experimentale.

În țara noastră nu s-a inclus nici o metoda de calcul în standardele de calcul a angrenajelor, aprecierea pericolului de gripare rămînînd la aprecierea proiectantului.

Lucrări ce se ocupa de calculul angrenajelor la gripare au aparut înșă și în țara noastră [G4;P20;R3;R4;T1;T4], iar caracteristicile uleiurilor și oțelurilor românești determinante pentru apariția griparii au fost stabilite la Institutul Politehnic București [P20;T1].

4. OBIECTUL LUCRĂRII

Dacă capacitatea portantă la ciupire și la oboseala bazei dintelui depinde notariitor de materialul și tratamentul termic al roților dinate, capacitatea portantă la gripare este

determinata in primul rind de calitatea uleiului utilizat. Capacitatea portanta la gripare este de obicei limita performantei unui angrenaj rapid si greu incarcat.

Chiar daca prin utilizarea uleiurilor EP capacitatea portanta la gripare creste considerabil, trebuie sa tinem cont de faptul ca o suprasarcina de scurta durata poate sa duca la gripare cu distrugerea formei flancului, forte dinamice marite ce pot duce la rupere sau la formarea ciupiturilor.

Spre deosebire de capacitatea portanta la ciupire si oboseala bazei dintelui, care se verifica intotdeauna de proiectant, capacitatea portanta la gripare este rareori verificata. Acest lucru se datoreste faptului ca procesul de gripare este foarte complex si este foarte greu de a-l cuprinde intr-o metoda de calcul, in special din doua motive:

a) pentru gripare sint hotaritoare nu numai procese fizice, ci in special cele chimice. Daca fenomenele fizice sint elucidate prin teoria elastohidrodinamica a ungerii, fenomenele chimice ce au loc in straturi subtiri la temperaturi si presiuni inalte nu sint pe deplin cercetate.

b) un rol deosebit in procesul de gripare il are temperatura flancului. Aceasta determina hotaritor rezistenta filmului de lubrifiant la presiuni mari.

Din multitudinea de factori ce influenteaza procesul de gripare, cel mai usor de stapinit este geometria angrenajului, avind si avantajul ca nu necesita investitii suplimentare. In anumite conditii, ca de ex. la ungerea angrenajelor ce functioneaza in aceeasi incinta cu cuplaje electromagnetice se pot folosi numai uleiuri cu viscozitate scazuta [C13,67]. Cum gabaritul este impus in aceste conditii, se pot obtine crestere importante de capacitati portante la gripare numai printr-o geometrie corespunzatoare. In acest caz prezenta lucrare aduce o contributie la optimizarea parametrilor geometrici ai angrenajelor in scopul obtinerii unor capacitati portante maxime la gripare.

Cercetarile au fost amorsate ca cerinte ale industriei constructoare de masini in calitate de producator - I.M.Cugir - sau de utilizator al cuplajelor electro-magnetice.

Rezultatele cercetarilor au fost verificate prin colaborare cu IM.Cugir, I.Electrotimis Timisoara, ICM.Resita, ICSITEH. Resita, INMT.Bucuresti [B9;B11;B13-B15;B17;K11].

5. STUDIUL INFLUENTEI PARAMETRILOR GEOMETRICI, CINEMATICI SI CINETOSTATICI ASUPRA FENOMENULUI DE GRIPARE

5.1. Introducere

Riscul de gripare este important pentru proiectant, deoarece griparea poate impiedica obiectivul principal de a exploata complet rezistenta materialelor angrenajului din punct de vedere al rezistentei la oboseala bazei dintelui si al rezistentei la pitting. Din cauza tendintei continue spre roti durificate, pentru obtinerea unor capacitati portante marite, creste numarul de cazuri in care la ungerea cu uleiuri neaditivitate, capacitatea portanta la gripare este mai mica decit cea la oboseala bazei dintelui sau la pitting. Trebuie notat ca griparea este de obicei de natura mult mai catastrofală decit pittingul si de aceea trebuie evitata cu desavirsire.

Filmul de lubrifiant trebuie privit ca un element constructiv foarte important si trebuie stabilit inca din faza de proiectare tipul uleiului si daca se foloseste aditivat cu aditiv EP. In cele mai multe cazuri se poate mari foarte mult capacitatea portanta la gripare prin utilizarea uleiurilor de extrema presiune (EP), dar nu trebuie uitat ca aditivul EP este coroziv si intareste cauciucul etansarilor. De asemenea nu se pot folosi peste tot uleiuri EP, iar pretul de cost al acestora este mult mai mare decit al uleiurilor minerale. Pentru a alege lubrifiantul adecvat trebuie sa se utilizeze:

- cit mai putin aditiv posibil;
- atita aditiv cit este necesar.

Formele explicite ale parametrilor de estimare a aparitiei gripării pot fi grupate astfel [T1]:

- 1) Parametrii de siguranta la gripare bazati pe:
 - a) incalzirea angrenajului;
 - b) puterea pierduta prin frecare;
 - c) grosimea relativa a filmului de lubrifiant.
- 2) Presiunea si viteza maxima de gripare.
- 3) Temperatura caracteristica de gripare:
 - a) temperatura instantanee maxima;
 - b) temperatura medie a flancurilor.

Astazi exista un consens bine stabilit ca griparea este cauzata de suprasolicitatea termica a lubrifiantului in zona de contact a flancurilor dintilor.

Analiza completa a proceselor termice din timpul angrenarii se poate efectua prin:

- a) metoda diferentelor finite [T1];
- b) metoda elementelor finite [G8];
- c) metoda elementelor de frontiera [G8];
- d) metoda retelelor termice [B2].

In general aceste metode necesita calculatoare de capacitate mare si timp mare de calcul, exceptie facind oarecum metoda retelelor termice, si nu sint adecvate decit pentru cercetarea fenomenelor de baza. Pentru determinarea capacitatii portante la gripare s-au dezvoltat metode mai usor utilizabile in practica.

Postulatul despre o temperatura de gripare constanta pentru combinatii de uleiuri minerale neaditivate cu oteluri ce se utilizeaza in mod curent pentru angrenaje, mecanisme cu cama si alte cuple cinematice de cl. IV a fost stabilit de Blok [B2; B12] si preluat si dezvoltat ca metoda de calcul a angrenajelor la gripare de DIN 3990 T4[D4].

In acest postulat s-a definit temperatura de gripare ca temperatura maxima admisibila a uleiului in zona de contact. Temperatura de contact se poate gasi suprapunind temperatura instantanee locale ν_{+1} peste temperatura de masa ν_M a corpurilor de frecare:

$$\nu_B = \nu_M + \nu_{f10} \leq \nu_{BP} \quad (5.1)$$

unde ν_B - este temperatura de contact;

ν_{BP} - temperatura admisibila de contact.

Determinarea temperaturii de contact se poate imparti in doua subprobleme s.a.:

- a) determinarea temperaturii instantanee ν_{+1} ;
- b) determinarea temperaturii de masa ν_M .

Cele doua subprobleme nu se pot separa complet deoarece temperatura de masa depinde de temperatura instantanee.

Pentru micșorarea pericolului de gripare atit temperatura instantanee cit si temperatura de masa trebuie sa fie cit mai mici posibile, ceea ce inseamna cu alte cuvinte:

- a) reducerea generarii de caldura prin frecare;

b) marirea disiparii caldurii spre mediul ambiant.

5.2. Metoda retelelor termice pentru studiul fluxului termic prin transmisii prin angrenare

In orice tip de transmisie prin angrenare vor exista doua surse de pierderi prin frecare inevitabile:

- pierderea prin frecare la contactul flancurilor dintilor in angrenare;
- pierderea prin frecare in lagare.

Aceste pierderi pot fi considerate surse primare de caldura. Drept surse secundare se pot considera pierderile prin barbotare in baia de ulei, pierderile in etansari.

Sursele de caldura, fiind surse de caldura de frecare depind de viscozitatea lubrifiantului si deci indirect de temperatura de masa. Deasemenea, sursele de caldura sint interconectate termic, astfel incit fiecare interactioneaza cu toate celalalte.

Interconectarea termica a condus la conceptul de retea termica pentru o transmisie prin angrenare [B2;B5]. Intr-adevar fluxul de caldura de la fiecare generator se va bifurca prin partile interconectate termic (ex. arborele, baia de ulei, etc.) si va interactiona, astfel cu toate celalalte generatoare de caldura. De aici rezulta ca temperaturile de masa si in consecinta ratele de generare de caldura a diferitelor generatoare de caldura sint independente intr-o maniera ce este cu atit mai complexa cu cit modelul retelei termice este mai complicat.

Metoda retelei termice se bazeaza in primul rind pe conceptia interconectarii diverselor surse de caldura si deasemenea dintre surse si elementele de disipare a caldurii ca rezistente termice. Astfel se poate reprezenta intreaga transmisie prin angrenare, incluzind elementele de disipare de caldura, ca o retea termica la care modelul este caracteristic acestei transmisii, incluzind toate componentele sale. Anumite componente, ca arborii si carcasa sint admise rezistente termice. Altele, ca lagarele si zona de angrenare a rotilor, sint considerate in primul rind ca generatoare de caldura, dar fiecare dintre acestea va fi adoptata si ca rezistenta termica. Baia de ulei va avea un rol triplu, si anume acela de generator de caldura prin barbotare, acela de disipator pentru al

generatoare de caldura (in final pentru zona sau zonele de angrenare a rotilor dintate) si cea de conductor de caldura.

In fig.5.1 este reprezentat un model de retea termica pentru un reductor.

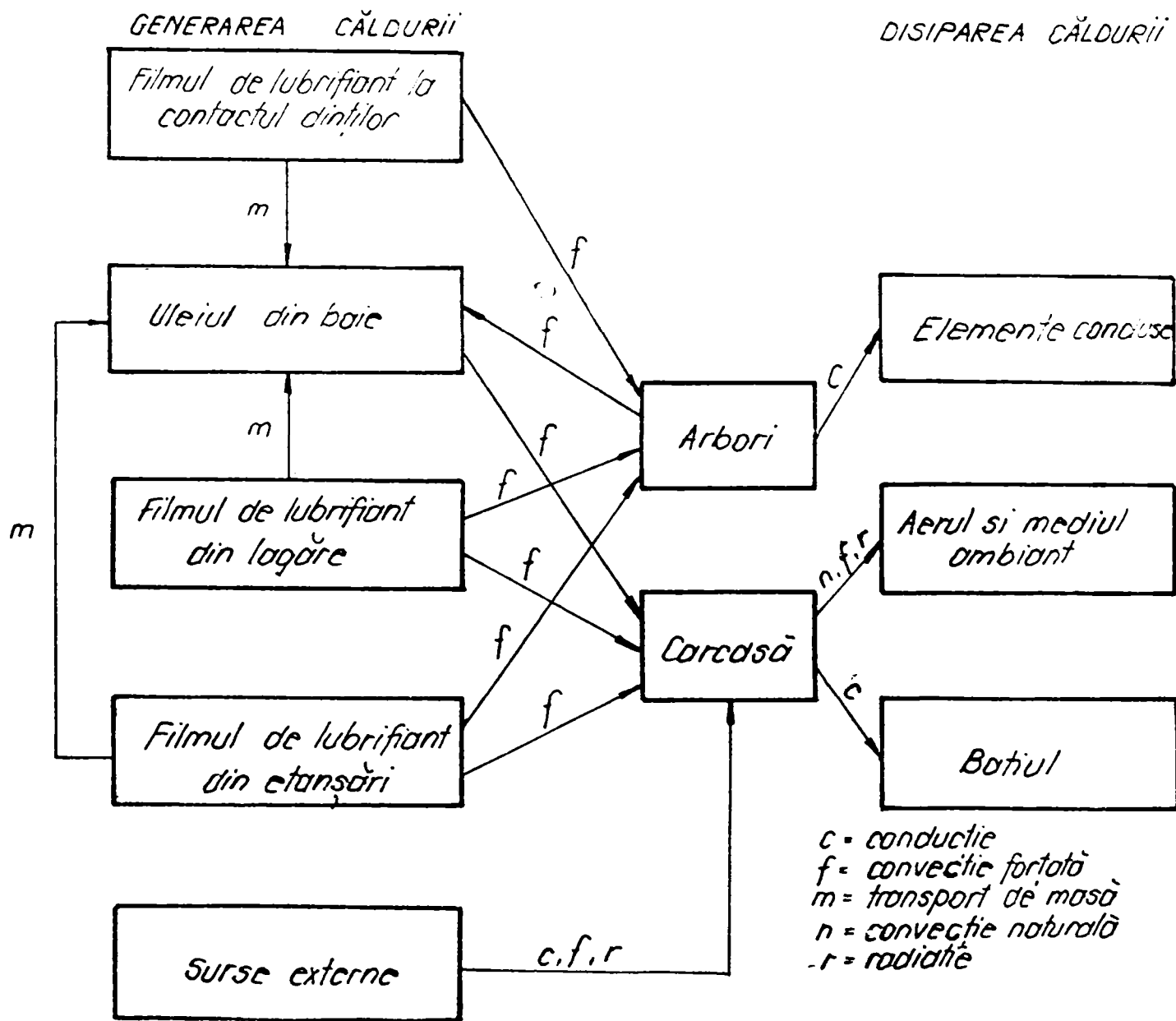


Fig.5.1

Din cauza analogiei între rețeaua termică și una electrică, se poate aplica tehnica matematică din teoria rețelelor electrice. Trebuie menționat însă că setul de ecuații ce rezultă se poate rezolva numai cu ajutorul calculatorului electronic.

Se analizează de obicei numai cazul staționar, deoarece interesează temperaturile maxime, care pot deveni critice.

Prin analogie cu legea lui Ohm se stabilește rezistența termică ca fiind:

$$R_t = \frac{\Delta \nu}{Q} \left[\frac{^{\circ}\text{C}}{\text{W}} \right] \quad (5.2)$$

unde ΔT [$^{\circ}\text{C}$] reprezinta diferenta de temperatura in elementul termic (sau tensiunea termica);

$Q[W]$ - fluxul de caldura (sau curentul termic).

Pentru conductori termici solizi rezistenta termica este invers proportionala cu conductivitatea termica a materialului conductorului considerat.

In general exista doua tipuri de conductori termici solizi:

1. Conductori termici solizi, ce nu sint expusi direct unei surse de caldura, sau uneia ce nu se deplaseaza in raport cu suprafata conductorului considerat.

2. Conductori termici solizi ce sint expusi direct la o sursa de caldura mobila.

La o roata dintata sursa de caldura, adica zona de contact intre fiecare pereche de dinti, se deplaseaza peste celalalt flanc considerat. In urma analizei acestei surse mobile a aparut teoria temperaturii instantanee.

De aici rezulta ca in drum spre centrul rotii fluxul de caldura trebuie sa invinga doua rezistente termice si anume o rezistenta termica de contact si numai dupa aceea o rezistenta termica de masa. Cele doua rezistente sint inseriate si se pot aduna.

Incalzirea instantanee a materialului dintelui in zona de contact mobila este limitata la o adincime mica in raport cu grosimea dintelui. Cresterea maxima a temperaturii in zona de contact la o adincime de 0,1-0,2 mm, nu va depasi de obicei 10% din temperatura instantanee maxima din zona de contact [B2].

Efectele tranzitorii ale incalzirii instantanee se vor simti numai intr-un strat pelicular subtire. In restul materialului, ce ocupa partea cea mai mare a dintelui considerat si in corpul rotii se poate trata relatia intre cimpul de temperaturi si fluxul termic, ce este indus in zona de contact ca o rezistenta termica constanta. Aceasta rezistenta termica de masa constanta a rotii dintate, va fi aproximativ egala cu cea a unui corp cilindric cu o circumferinta neteda si un diametru egal cu diametrul de divizare al rotii cilindrice considerate. Pentru aceasta rezistenta termica de masa nu are nici o importanta ca zona de angrenare, care este o zona de incalzire peste o parte a circumferintei rotii dintate se roteste in raport cu roata, deoarece timpul necesar pentru o rotatie a rotii, sau o revolutie relativa a zonei de contact, este

neglijabil in raport cu timpul necesar pentru o schimbare sesizabila de temperatura in corpul rotii dintate.

Deci fluxul termic din angrenaj este generat de frecarea pe dinte datorita actiunii de alunecare, sursa de caldura fiind mobila si coincide cu zona de contact intre cele doua flancuri in angrenare.

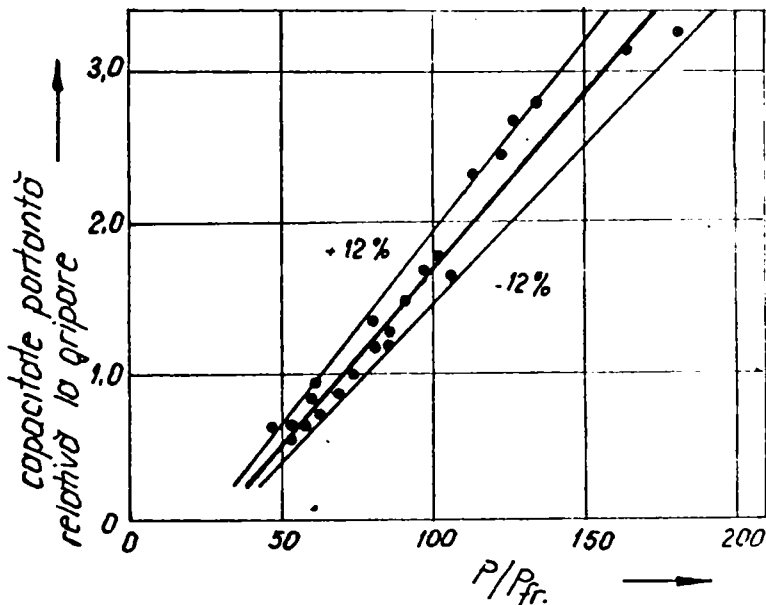


Fig.5.2

Deoarece debitul de lubrifiant prin filmul de obicei partial elastohidrodynamic este mic se poate neglija cantitatea de caldura disipata prin convecție in zona de contact, astfel incit se poate considera ca toata caldura generata va fi disipata prin conductie.

Pentru a studia influenta geometriei

danturii asupra nivelului temperaturii de contact nu este necesar a dezvolta rețeaua termica intreaga, ci este suficient sa se studieze variatia cantitatii de caldura generate prin frecare. Acest lucru este justificat si prin corelatia puterii pierdute prin frecare (P_{fr}) si capacitatea portanta la gripare (fig.5.2)[L7].

5.3. Masuri pentru reducerea cantitatii de caldura generata prin frecare

5.3.1. Cantitatea de caldura generata in timpul angrenarii

Intr-un punct oarecare de angrenare se poate scrie puterea pierduta prin frecare (fig.5.3).

$$P_f = \mu \cdot F_N |v_{t1} - v_{t2}| \quad [W] \quad (5.3)$$

unde μ [-] este coeficientul local de frecare;

F_N [N] forta reala normala pe dinte;

$v_{t1,2}$ [m/s] - viteza tangentiala la dinte;

$|v_{t1} - v_{t2}|$ [m/s] - viteza de alunecare.

Cantitatea de caldura generata de-a lungul segmentului de angrenare va fi:

$$Q = \int_0^{t_a} \mu F_N |v_{t1} - v_{t2}| dt \quad (5.4)$$

unde t_a [s] - este timpul de angrenare ce se calculeaza cu relatia:

$$t_a = \frac{\overline{AE}}{\omega_1 r_{b1}} = \frac{g_a}{\omega_1 r_{b1}} \quad (5.5)$$

in care g_a [mm] - este segmentul de angrenare;

r_{b1} [mm] - raza de baza a pinionului;

ω_1 [rad/s] - viteza unghiulara a pinionului.

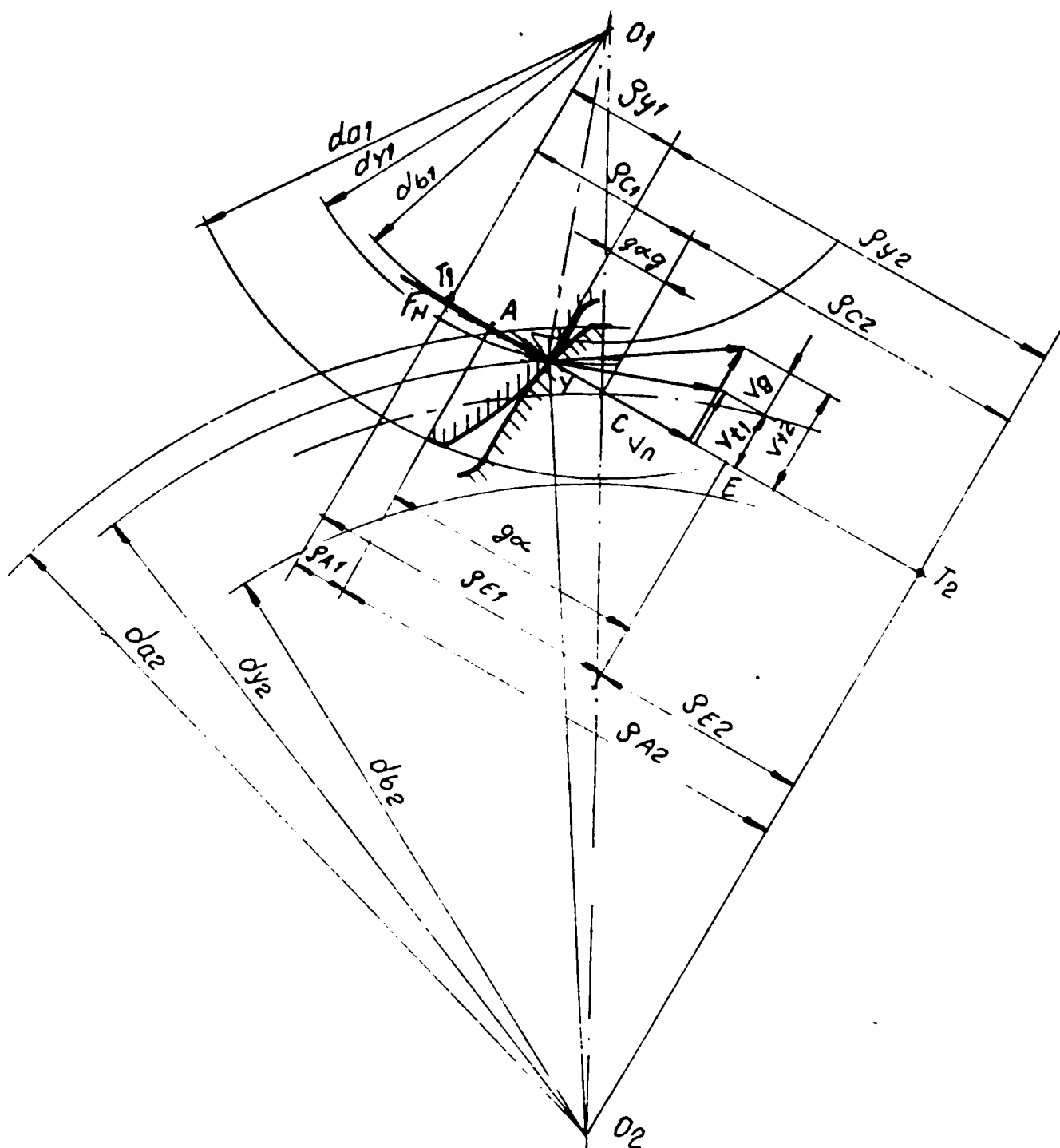


Fig.5.3

Pentru a putea analiza influenta factorilor geometrici

asupra cantitatii de caldura produse se va dezvolta rel. (5.3) in continuare.

5.3.2. Influenta coeficientului de frecare

Putinele incercari de masurare a coeficientului de frecare si a variatiei acestuia direct pe angrenaj nu au fost incununuate de succes, datorita frecventei mari de variatie a coeficientului intr-un ciclu de angrenare.

Multe date s-au obtinut pe standuri cu discuri, dar exista inca unele incertitudini in privinta extinderii rezultatelor la angrenaje.

Cu toata bogatia de date experimentale din ultimele decenii despre randamentul diverselor tipuri de angrenaje, numarul lucrarilor ce se ocupa direct de pierderile prin frecare in angrenaj este mic, deoarece este foarte dificil de separat partea pierderilor ce se datoreste angrenarii de cele datorita frecarii in lagare, etansari, etc.

Cu toate ca coeficientii de frecare masurati pe standuri cu discuri s-au obtinut in conditiile ungerii elastohidrodinamice stationare, ei se pot extinde cu unele aproximari si la angrenaje.

Majoritatea cercetarilor exprima coeficientul de frecare sub forma:

$$\mu = C \cdot \eta_0^\alpha \cdot V_\Sigma^\beta \cdot V_{a1}^\gamma \cdot w^\delta \quad (5.6)$$

in care η_0 este viscozitatea lubrifiantului la intrarea in contact (la presiunea atmosferica si temperatura suprafetei la intrarea in contact);

$V_\Sigma = V_{t1} + V_{t2}$ - viteza suma (suma vitezelor periferice a discurilor, care este hotaritoare pentru generarea filmului de lubrifiant);

$V_{a1} = |V_{t1} - V_{t2}|$ - viteza de alunecare a discurilor

w - sarcina specifica (incarcarea pe unitatea de latime)

Valorile exponentilor α ; β ; γ ; δ se pot calcula aplicind metoda celor mai mici patrate datelor experimentale.

O'Donoghue si Cameron [cit.B2] au gasit urmatoarele valori: $\alpha = -0,115$; $\beta = -0,17$; $\gamma = -0,33$; $\delta = 0$.

Pentru a reduce efortul de calcul ei folosesc valori rotunjite, justificate oarecum prin dispersia valorilor experimentale: $\alpha = -1/8$; $\beta = -1/6$; $\gamma = -1/3$; $\delta = 0$.

Studiind si influenta rugozitatii intre $6-35 \mu\text{m}$ ei propun

urmatoarea relatie:

$$\mu = 1,5 \cdot \frac{R+22}{35} \cdot \left(\eta_0^{1/8} \cdot V_{\Sigma}^{1/6} \cdot V_{al}^{1/3} \cdot \rho^{1/2} \right)^{-1} \quad (5.7)$$

unde $R[\mu\text{m}]$ este rugozitatea initiala, inainte de rodare;

ρ [cm] este raza de curbura echivalenta.

In relatia (5.7) se folosesc urmatoarele unitati de masura:

η [CP]; V_{Σ} si V_{al} [cm/s].

Kelley si Lemanski [cit B5] propun relatia:

$$\mu = 0,0099 \frac{1}{1-R/45} \log \frac{50,8W}{\eta_0 V_{al} \cdot V_{\Sigma}^2 (\rho_1 + \rho_2)^2} \quad (5.8)$$

cu utilizarea urmatoarelor unitati de masura: $R[\mu\text{m}]$; $w[\text{lb}/\text{in}]$; $\eta_0[\text{lb}\cdot\text{s}/\text{in}^2]$; V_{al} si V_{Σ} [in/s]; $\rho_{1,2}[\text{in}]$.

Din relatiile de mai sus rezulta ca coeficientul de frecare creste cu scaderea vitezei de alunecare. Aceasta tendinta este confirmata si de Niemann si Gartner pe cale experimentală pe discuri. In fig.5.4 este aratata curba obtinuta de ei pentru ungere mixta.

Pe de alta parte Niemann si Stossel [N8] au ajuns la concluzia ca coeficientul de frecare scade odata cu scaderea alunecarii specifice. Rezultatele lor experimentale sunt aratate in fig.5.5, si au fost obtinute pe suprafete cu rugozitatea foarte mica ($R_a = 0,05 \mu\text{m}$).

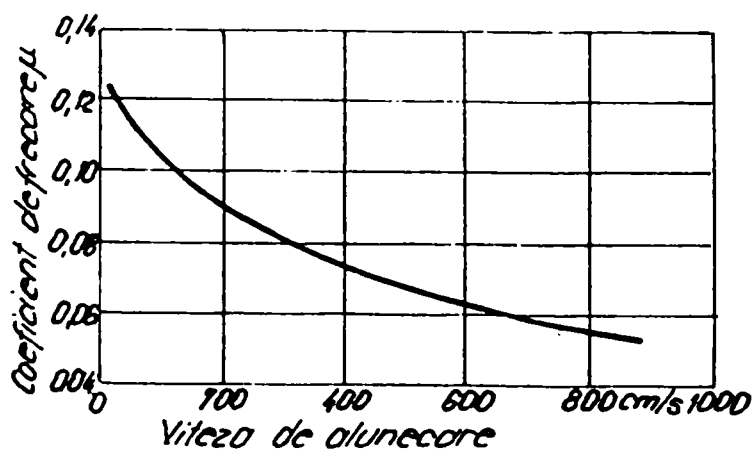


Fig.5.4

O explicatie a discrepantei intre cele doua experimente s-a putea gasi in diferenta rugozitatilor. In timp ce Stossel a folosit role cu $R_a = 0,05 \mu\text{m}$,

Gartner a facut incercari pe epruvete cu $R_a = 0,1-0,6 \mu\text{m}$. De asemenea o diferenta mare in conditiile de incercare a constat

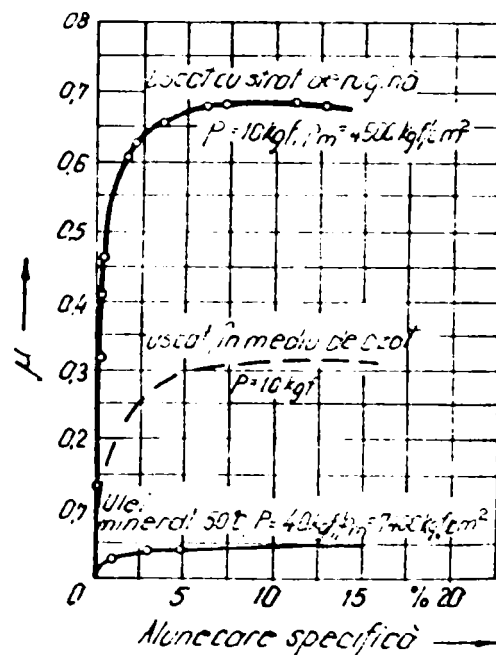


Fig.5.5

in faptul ca Gartner si-a facut incercarile in conditii de alunecare pura, in timp ce Stossel a folosit role in conditii de rostogolire + alunecare. Din acest motiv, se pare ca rezultatele lui Stossel se pot utiliza cu mai multa siguranta la angrenaje.

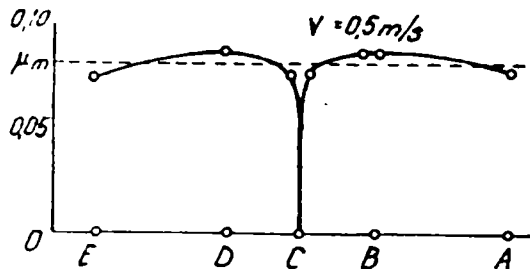


Fig. 5.6

Niemann G. si Winter H. [N2] arata variatia coeficientului de frecare dealungul segmentului de angrenare (fig. 5.6).

Se observa ca in afara polului angrenarii variatia este asa de mica incit se poate accepta o

valoare medie [D4, N2].

$$\mu_{mc} = 0,12 \left(\frac{K_A \cdot F_N / b}{\eta_{oil} \cdot v_{\Sigma C}} \right)^{0,25} \cdot \left(\frac{R_a}{\rho_{red C}} \right)^{0,25} \quad (5.9)$$

unde $K_A[-]$ este un coeficient de suprasarcina;

$F_N[N]$ - forta normala pe dinte;

$b [mm]$ - latimea de contact;

$\eta_{oil} [mPa \cdot s]$ - viscozitatea dinamica a uleiului la temperatura baii de ulei;

$v_{\Sigma C} [m/s]$ - suma vitezelor tangentiala in polul angrenarii

$R_a = 0,5(R_{a1} + R_{a2})$;

$R_{a1}, R_{a2} [\mu m]$ - rugozitatile medii pentru pinion si roata masurate pe directia flancului;

$\rho_{red C} [mm]$ - raza de curbura echivalenta in polul angrenarii.

Aceasi relatie este recomandata de DIN 3990 [D4] si pentru calculul coeficientului de frecare aproximativ intr-un punct de angrenare dat:

$$\mu_m = 0,12 \left(\frac{K_A \cdot F_N / b}{\eta_{oil} \cdot v_{\Sigma C}} \right)^{0,25} \cdot \left(\frac{R_a}{\rho_{red}} \right)^{0,25} \quad (5.10)$$

in care v_{Σ} si ρ_{red} , F_N sint valorile locale pentru viteza suma, raza de curbura echivalenta si forta normala pe dinte.

Din relatia (5.10) rezulta influenta mare a rugozitatii care trebuie sa fie cit se poate de mica si deasemenea viscozitatea dinamica a uleiului care este bine sa fie cit mai mare. Celelalte marimi nu se pot influenta pentru un angrenaj dat.

5.3.3. Determinarea repartitiei sarcinii pe cele doua perechi de dinti in angrenare

Pentru a putea evalua corect puterea pierduta prin frecare intr-un punct de angrenare trebuie sa se introduca in calcul forta normala efectiva in punctul considerat. Admitind efectele dinamice constante dealungul liniei de angrenare, ramine deschisa problema repartitiei sarcinii totale pe cele doua perechi de dinti in zona angrenarii bipare.

Mult timp s-a considerat ca este suficient sa se admita ca sarcina se repartizeaza in mod egal pe cele doua perechi de dinti in angrenare, iar forta normala nominala s-a inmultit cu un coeficient β [E2]. Forta pe o pereche de dinti va fi:

$$F_{N1} = F_N \cdot \beta \quad (5.11)$$

unde β rezulta din tab.5.1.

tab.5.1		Mai tirziu s-a tinut cont de
segmentul	β	rigiditatea de angrenare si s-a determinat repartitia in functie de aceasta rigiditate. DIN 3990 T4
AB	0,5	considera ca pentru roti neflancate repartitia este cea din fig.3.5, iar
BC	1	pentru roti flancate in vederea angrenarii uniforme cea din fig.5.7.
CD	1	Metodologia de determinare a rigiditatii angrenajului ideal porneste
DE	0,5	de la relatiile de calcul a deformatiei in directia liniei de angrenare a

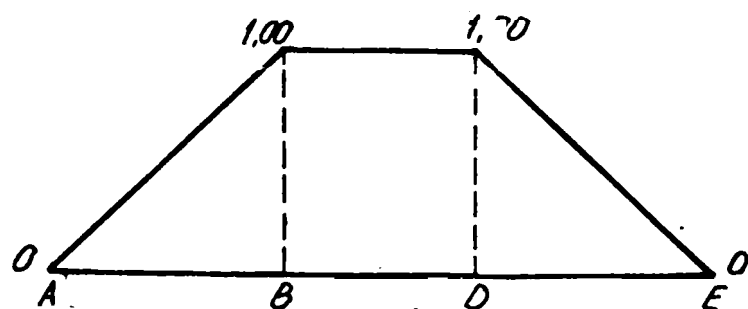


Fig.5.7

de dintilor in contact. Deformatia unui dinte se datoreste fortei normale F_N , ce se poate descompune intr-o forta radiala F_r si una tangentiala F_t (fig.5.8).

Deformatia dintelui in directia liniei de angrenare, tinind cont si de deformatia corpului

rotii, rezulta dupa Weber si Banaschek [W4]:

$$f_{1,2} = \frac{F_N}{b} \cdot \frac{\cos^2 \alpha_M}{E} \left[10,92 \int_0^{y_P} \frac{(y_P - y)^2}{(2x)^3} dy + \right. \\ \left. + 3,1(1 + 0,294 \cdot \operatorname{tg}^2 \alpha_M) \cdot \int_0^{y_P} \frac{dy}{2x} + 5,2 \frac{y_P^2}{S^2} + \right. \\ \left. + \frac{y_P}{S} + 1,4(1 + 0,294 \operatorname{tg}^2 \alpha_M) \right] \quad (5.12)$$

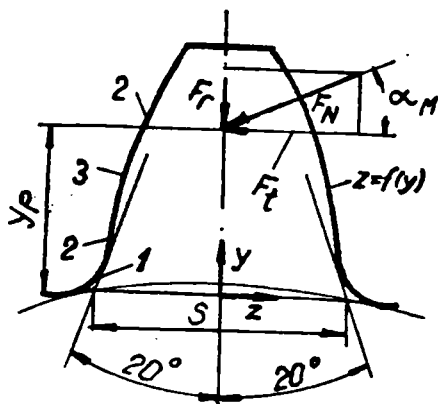


Fig. 5.8

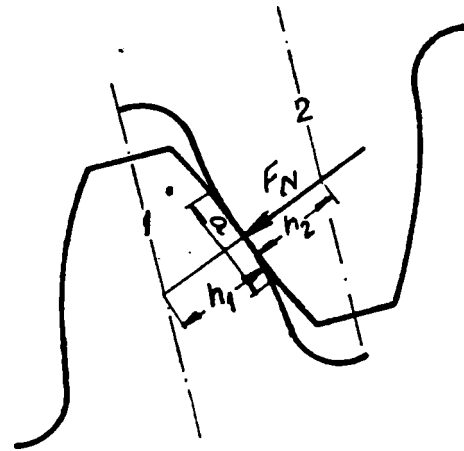


Fig. 5.9

Peste aceasta deformatie se suprapune deformatia hertziana a flancurilor in contact (fig. 5.9), ce se calculeaza cu relatia:

$$f_H = \frac{F_N}{b} \cdot \frac{2(1 - \nu^2)}{\pi \cdot E} \left[\ln \left(\frac{h_1 \cdot h_2 \cdot \pi \cdot E \cdot b}{2\rho(1 - \nu^2) F_N} \right) - \frac{\nu}{1 - \nu} \right] \quad (5.13)$$

in care F_N [N] - este forta normala pe dinte;

b [mm] - latimea danturii;

x, y [mm] - coordonatele unui punct curent de pe flancul evolventic;

y_P [mm] - ordonata punctului de aplicatie a fortei;

α_M - unghiul de inclinatia a fortei F_N ;

E [N/mm²] - modulul de elasticitate longitudinal;

ν [-] - coeficientul lui Poisson;

ρ [mm] - raza de curbura echivalenta;

h_1, h_2 [mm] - distanta punctului de contact fata de axa de simetrie a dintelui masurata pe directia liniei de angrenare.

Determinarea deformatiilor cu relatiile (5.12) si (5.13) este foarte laborioasa, mai ales datorita celor doua integrale din relatia (5.12) in care x este o functie de y . Din acest motiv in [W4] se determina grafic aceste integrale, mai tirziu Rademacher aproximeaza flancul dintelui cu o parabola ce trece

prin două sau trei puncte considerate semnificative pe flancul evolventic. Evident atât prima cât și a doua metoda introduc aproximări și inexactități relativ grosolane.

G. Dobre [D7, D8] determină deformările prin integrarea numerică, considerând evolventa reală și scriind ecuația curbei de racordare.

O metodă similară a fost pusă la punct de autor în colaborare, în care printr-o schimbare de variabilă se exprimă coordonatele x și y în funcție de unghiul de presiune variabil [P22, P23, B28].

În continuare se prezintă o nouă metodă numerică de calcul a deformărilor și repartitiei sarcinii bazate pe descrierea profilului flancului ca înfasurătoarea pozițiilor succesive ale sculei generatoare de tip cremaliera. Metoda are avantajul că se poate utiliza și pentru scula protuberantă.

Deformația totală în direcția liniei de angrenare este suma deformațiilor calculate cu relațiile (5.12) și (5.13):

$$f = f_1 + f_2 + f_H \quad (5.14)$$

Deformabilitatea va rezulta atunci:

$$q = \frac{f}{F_N/b} = \frac{f_1}{F_N/b} + \frac{f_2}{F_N/b} + \frac{f_H}{F_N/b} = q_1 + q_2 + q_H \quad (5.15)$$

în care numai ultimul termen depinde de sarcină și se va calcula iterativ.

Rigiditatea totală a unei perechi de dinți, în angrenare va fi:

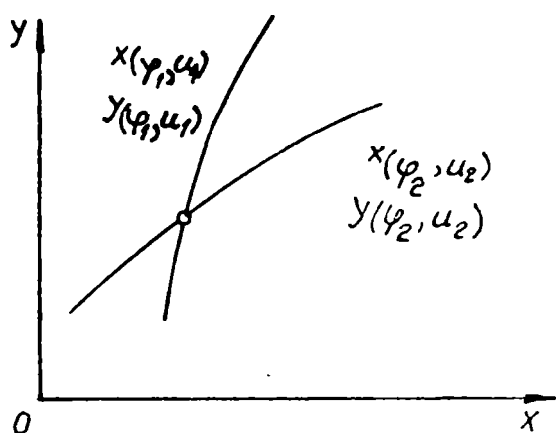
$$C = \frac{1}{q} \quad (5.16)$$

Pentru calculul rigidității totale în cazul angrenării bipare se consideră că cele două perechi de dinți în angrenare formează două sisteme elastice legate în paralel. În acest caz rigiditatea totală este suma rigidităților parțiale.

$$C = C_1 + C_2 \quad (5.17)$$

Pentru calculul integralelor din rel. (5.12) se împarte flancul dintelui în trei zone: zona 1 dintre $y=0$ și punctul de tangentă cu racordarea piciorului dintelui a tangentei la 20° ; zona 2 este zona racordării piciorului până la începutul zonei evolventice, iar zona 3 este evolventa până la punctul de aplicare al forței.

Daca profilul generator poate fi descris intr-un sistem legat de cremaliera generatoare printr-o relatie $v=v(u)$ se obtine prin rostogolirea lui pe cercul de divizare al rotii dintate o familie de curbe, functie de unghiul de rostogolire si de abscisa u a sculei (fig.5.10).



Infasuratoarea acestei familii de curbe va fi chiar profilul flancului dintelui (fig.5.11).

Familia de curbe va fi descrisa in sistemul legat de roata dintata (xoy) prin ecuatiile parametrice:

$$\left. \begin{aligned} X &= X(\varphi, u) \\ Y &= Y(\varphi, u) \end{aligned} \right\} (5.18)$$

Fig.5.10 Curba infasuratoare in coordonate carteziane a familiei de curbe (5.18) se obtine prin eliminarea parametrilor φ si u din sistemul format de ecuatiile (5.18) si ecuatiile [F16;I3]:

$$\begin{vmatrix} \frac{\partial X}{\partial \varphi} & \frac{\partial X}{\partial u} \\ \frac{\partial Y}{\partial \varphi} & \frac{\partial Y}{\partial u} \end{vmatrix} = 0 \quad (5.19)$$

Eliminarea parametrilor φ si u fiind dificila, se poate exprima curba infasuratoare sub forma parametrica.

O solutie oarecare a sistemului format din (5.18) si (5.19) constituie o reprezentare parametrica a infasurarii familiei (5.18). [I3]

Pentru a gasi solutiile sistemului se scriu sub forma explicita ecuatiile (5.18).

Din fig.5.11 rezulta coordonatele unui punct $M(u,v)$ de pe cremaliera generatoare in sistemul legat de roata:

$$\left. \begin{aligned} X &= S + u \cdot \cos \varphi + v \cdot \sin \varphi \\ Y &= W - u \cdot \sin \varphi + v \cdot \cos \varphi \end{aligned} \right\} (5.20)$$

Coordonatele originii sistemului mobil vor fi:

$$\left. \begin{aligned} S &= r \cdot \sin \varphi - r \cdot \varphi \cdot \cos \varphi \\ W &= r \cdot \cos \varphi + r \cdot \varphi \cdot \sin \varphi - r \end{aligned} \right\} (5.21)$$

in care r este raza de divizare a rotii.

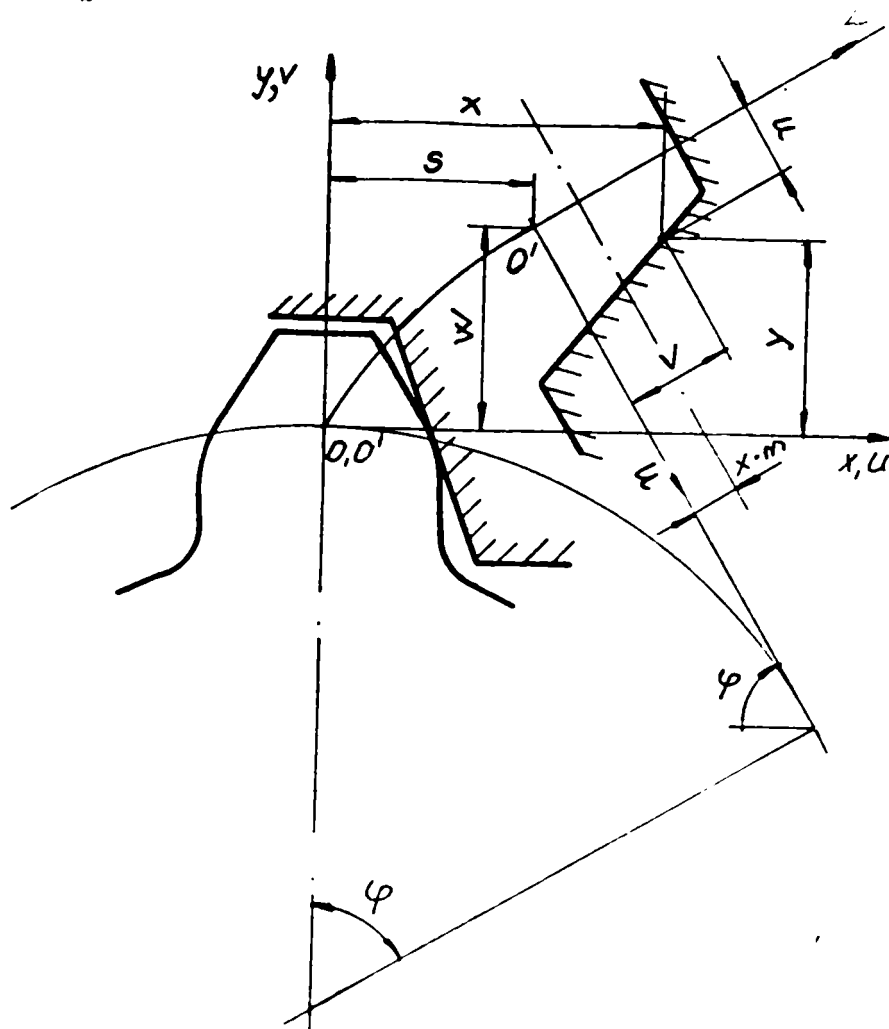


Fig.5.11

Inlocuind relatiile (5.21) in (5.20) rezulta:

$$\left. \begin{aligned} X &= (r+v) \cdot \sin \varphi - (r \cdot \varphi - u) \cdot \cos \varphi \\ Y &= (r+v) \cdot \cos \varphi + (r \cdot \varphi - u) \cdot \sin \varphi - r \end{aligned} \right\} (5.22)$$

Notind cu

$$\left. \begin{aligned} X &= C \cdot \sin \varphi - D \cos \varphi \\ Y &= C \cdot \cos \varphi + D \sin \varphi - r \end{aligned} \right\} (5.22')$$

relatiile (5.22) devin:

$$\left. \begin{aligned} C &= r+v \\ D &= r \cdot \varphi - u \end{aligned} \right\} (5.23)$$

Derivatele partiale ale relatiilor (5.22) vor fi:

$$\left. \begin{aligned} \frac{\partial x}{\partial \varphi} &= (r+v) \cdot \cos \varphi - r \cdot \cos \varphi + (r \cdot \varphi - u) \cdot \sin \varphi \\ \frac{\partial y}{\partial \varphi} &= -(r+v) \cdot \sin \varphi + r \cdot \sin \varphi + (r \cdot \varphi - u) \cdot \cos \varphi \\ \frac{\partial x}{\partial u} &= \frac{dv}{du} \cdot \sin \varphi + \cos \varphi \\ \frac{\partial y}{\partial u} &= \frac{dv}{du} \cdot \cos \varphi - \sin \varphi \end{aligned} \right\} (5.24)$$

Inlocuind aceste relatii in (5.19) se obtine:

$$\varphi = \left(u + v \frac{dv}{du} \right) \cdot \frac{1}{r} \quad (5.25)$$

Introducind unghiul astfel calculat pentru o valoare data u in relatiile (5.22) se obtin coordonatele carteziene ale unui punct de pe profilul dintelui.

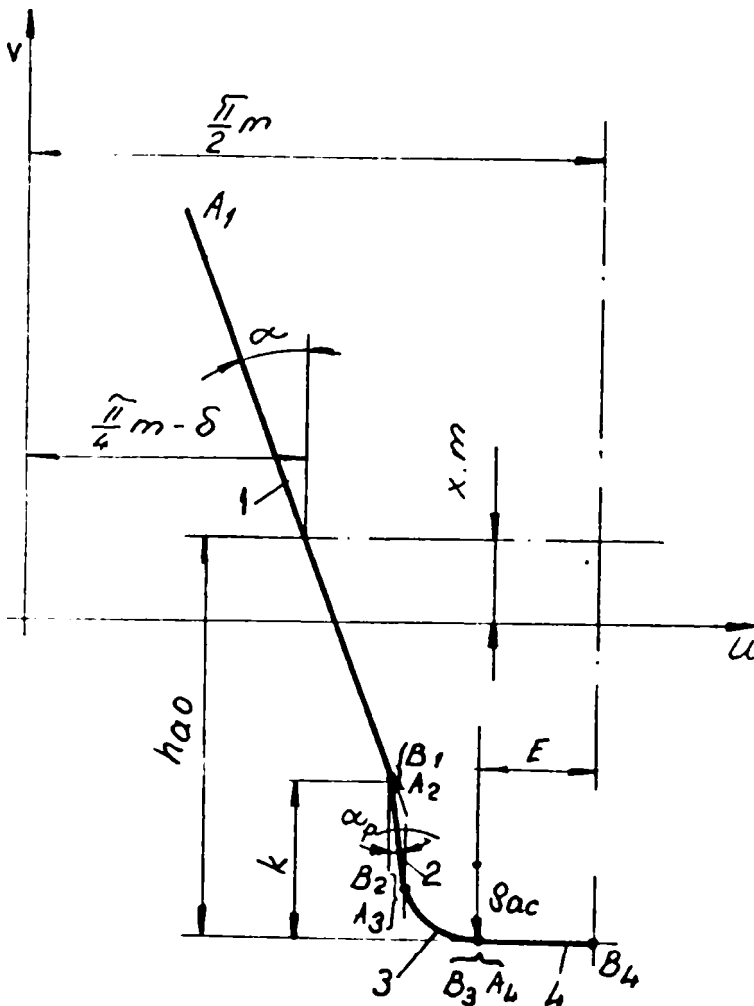


Fig.5.12

decit ca limite.

Sa analizam functia $v(u)$, si limitele de variatie ale

pentru a obtine profilul complet al dintelui in functie de parametrii u si φ trebuie sa analizam forma cremalierii generatoare.

In forma sa cea mai generala cremaliera generatoare are profilul din fig.5.12.

Profilul generator se compune din 4 curbe diferite si anume din dreptele 1,2,4 si arcul de cerc 3. Dintre acestea dreapta 2 va produce prin rostogolire un profil ce se g... dintelui si de aceea nu va fi luat in considerare

parametrului u pentru cele 3 curbe (1,3,4).

Pe portiunea 1 parametrul $u \in [A_1; B_1]$ unde

$$A_1 = \left(\frac{\bar{\Pi}}{4} - \text{tg}\alpha\right) \cdot m \quad (5.26)$$

si

$$B_1 = \frac{\bar{\Pi}}{4} \cdot m + (h_{a0} - k) \text{tg}\alpha \quad (5.27)$$

iar ecuatia dreptei este:

$$v = -\text{ctg}\alpha \cdot u + \frac{\bar{\Pi}}{4} \cdot m \cdot \text{ctg}\alpha + x \cdot m \quad (5.28)$$

Pe portiunea 3 parametrul $u \in [A_3; B_3]$ unde

$$A_3 = \frac{\bar{\Pi}}{2} m - E - f_{a0} \cdot \cos\alpha_p \quad (5.29)$$

si

$$B_3 = \frac{\tilde{\Pi}}{2} m - E \quad (5.30)$$

$$E = \frac{\bar{\Pi}}{4} \cdot m - h_{a0} \cdot \text{tg}\alpha + k(\text{tg}\alpha - \text{tg}\alpha_p) - (1 - \sin\alpha_p) \frac{f_{a0}}{\cos\alpha_p} \quad (5.31)$$

si ecuatia arcului de cerc:

$$v = f_{a0} - h_{a0} + x \cdot m - \sqrt{f_{a0}^2 - \left[u - \left(\frac{\bar{\Pi}}{2} \cdot m - E\right)\right]^2} \quad (5.32)$$

Pe portiunea 4 parametrul $u \in [A_4; B_4]$ unde

$$A_4 = \frac{\bar{\Pi}}{2} \cdot m - E \quad (5.33)$$

si

$$B_4 = \frac{\bar{\Pi}}{4} \cdot m \quad (5.34)$$

iar ecuatia dreptei 4 va fi

$$v = -h_{a0} + x \cdot m \quad (5.35)$$

Din relatiile (5.28); (5.32) si (5.35) se pot determina expresiile pentru dv/du :

Pe portiunea 1 rezulta din (5.28)

$$\frac{dv}{du} = -\text{ctg}\alpha \quad (5.36)$$

Pe portiunea 3 rezulta din (5.32)

$$\frac{dv}{du} = \frac{u - \left(\frac{\bar{\Pi}}{2} \cdot m - E\right)}{\sqrt{f_{a0}^2 - \left[u - \left(\frac{\bar{\Pi}}{2} \cdot m - E\right)\right]^2}} \quad (5.37)$$

$$\frac{dv}{du} = 0 \quad (5.38)$$

iar pe portiunea 4 din (5.35)

$$A'_{1n+1} = A'_{1n} - \frac{f(A'_{1n})}{f'(A'_{1n})} \quad (5.39)$$

Înlocuind expresiile dv/du în relația (3.25) se obține unghiul φ pe porțiuni de sculă în funcție de parametrul u . Cu aceste valori și valorile lui C și D calculate după relația (5.23) rezulta din relațiile (5.22') coordonatele carteziene ale profilului dintelui.

Metoda descrisă poate fi folosită pentru a calcula și reprezenta dintelul complet.

Calculul coordonatelor profilului dintelui se desfășoară după organigrama din fig.5.13.

În secvența 2 a organigramei se calculează limita modificată A'_1 a sculei. Acest lucru este necesar deoarece profilul activ al dintelui este mai mic decât cel generat de cremaliera, limitat fiind de diametrul de virf impus rotii.

Pentru a găsi limita A'_1 se folosește următoarea proprietate a înfasurătoarei unei familii de curbe [13]:

Fiecarui punct al curbei înfasurătoare îi corespunde o curbă din familie (deci o valoare unică u).

Cunoscând diametrul cercului de virf și grosimea dintelui pe acest cerc se pot determina coordonatele punctului limită al profilului și de aici folosind proprietatea aratăată mai sus A'_1 . Calculul se face iterativ folosind metoda tangentelor lui Newton. După această metodă se găsește o soluție mai bună a ecuației după relația:

în care:

A'_{1n} - soluția la iteratia n ;

A'_{1n+1} - soluția la iteratia $n+1$;

$f(A'_{1n})$ - valoarea funcției după n iterații;

$f'(A'_{1n})$ - valoarea derivatei funcției după n iterații.

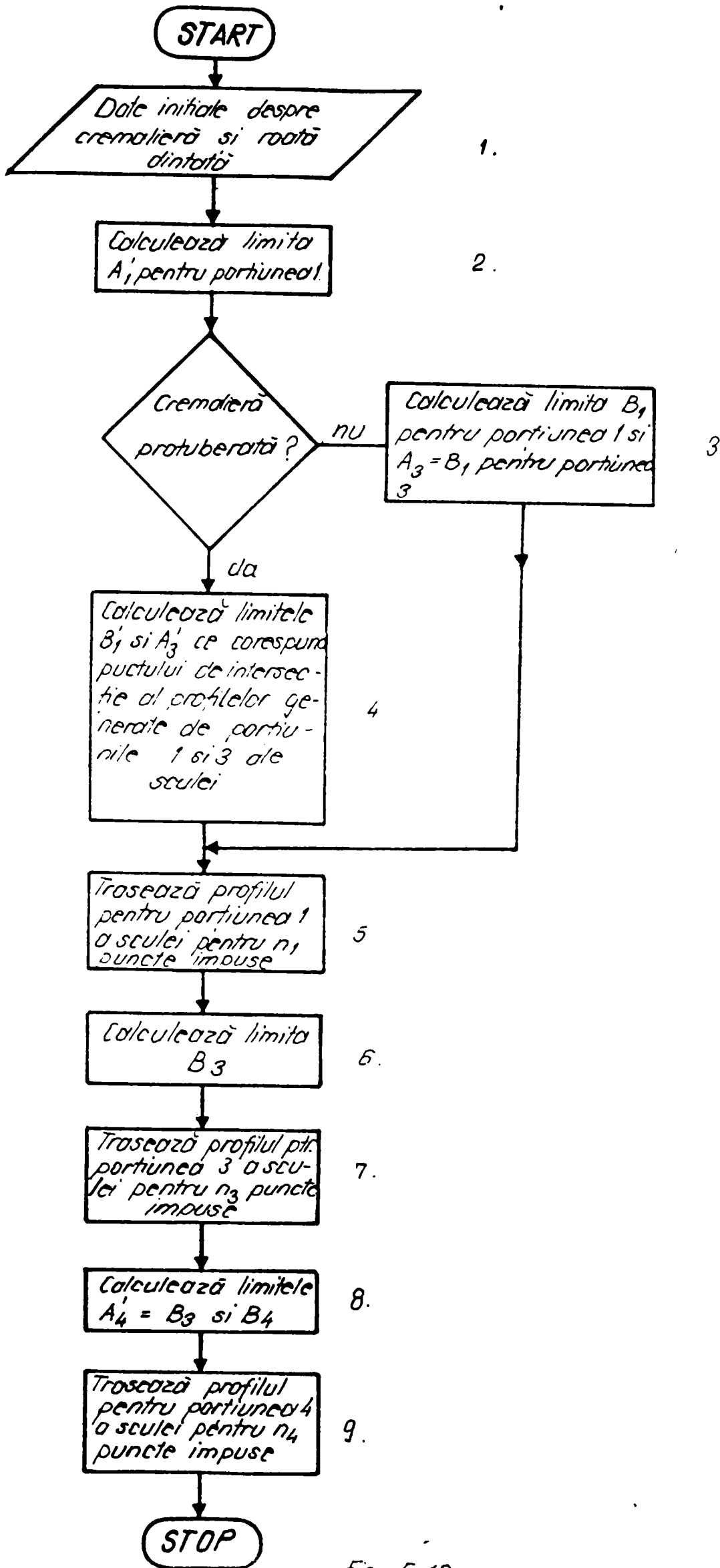


Fig. 5.13

Organigrama de calcul a limitei A'_1 este data in fig.5.14

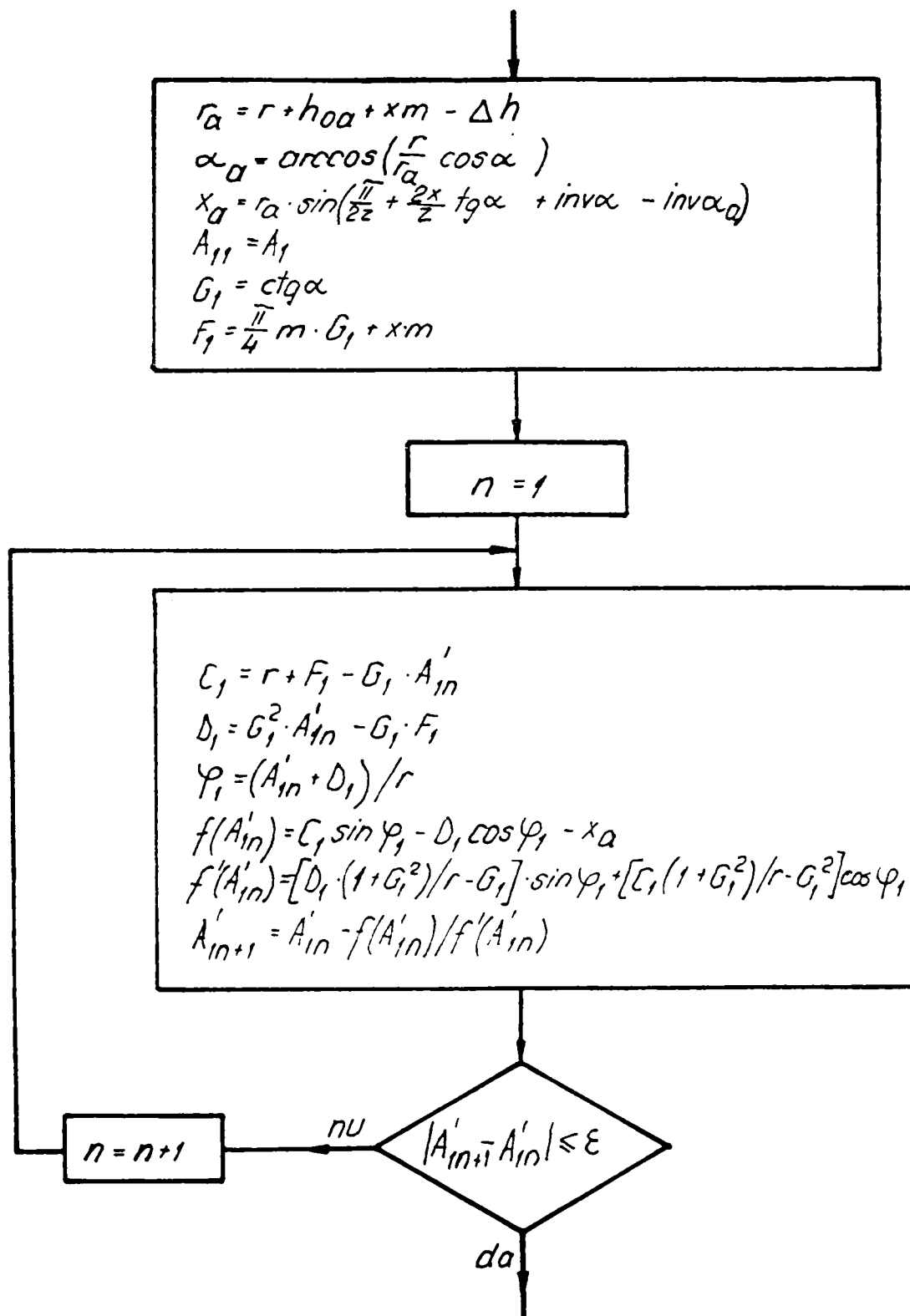


Fig.5.14

In fig.5.14 apar urmatoarele marimi:

- r_a - raza cercului de virf;
- Δh - scurtarea dintelui pentru pastrarea jocului de fund;
- α_a - unghiul evolventei la virf;
- x_a - abscisa punctului de pe evolventa corespunzator cercului de virf;
- ϵ - precizia cu care se executa calculul lui A'_1 .

In secventa 4 a organigramei din fig.5.13 se calculeaza

limitele modificate B'_1 si A'_3 ce corespund punctului de intersectie al profilelor generate de portiunile 1 si 3 ale sculei.

In punctul de intersectie trebuie sa existe egalitatea coordonatelor, adica:

$$x_1(B'_1) = x_3(A'_3) \text{ si } y_1(B'_1) = y_3(A'_3)$$

de unde rezulta functiile:

$$\left. \begin{aligned} f(B'_1, A'_3) &= x_1(B'_1) - x_3(A'_3) = 0 \\ g(B'_1, A'_3) &= y_1(B'_1) - y_3(A'_3) = 0 \end{aligned} \right\} (5.40)$$

Sistemul nelinier de doua ecuatii cu doua necunoscute se rezolva cu metoda Newton pentru doua ecuatii [D11].

Solutiile sistemului rezulta iterativ din urmatoarele relatii:

$$B'_{1n+1} = B'_{1n} - \frac{1}{J(B'_{1n}, A'_{3n})} \begin{vmatrix} f(B'_{1n}, A'_{3n}) & \frac{\partial f(B'_{1n}, A'_{3n})}{\partial A'_3} \\ g(B'_{1n}, A'_{3n}) & \frac{\partial g(B'_{1n}, A'_{3n})}{\partial A'_3} \end{vmatrix} (5.41)$$

$$A'_{3n+1} = A'_{3n} - \frac{1}{J(B'_{1n}, A'_{3n})} \begin{vmatrix} \frac{\partial f(B'_{1n}, A'_{3n})}{\partial B'_1} & f(B'_{1n}, A'_{3n}) \\ \frac{\partial g(B'_{1n}, A'_{3n})}{\partial B'_1} & g(B'_{1n}, A'_{3n}) \end{vmatrix} (5.42)$$

In aceste relatii $J(B'_{1n}, A'_{3n})$ este Jacobianul avind urmatoarea expresie:

$$J(B'_{1n}, A'_{3n}) = \begin{vmatrix} \frac{\partial f(B'_{1n}, A'_{3n})}{\partial B'_1} & \frac{\partial f(B'_{1n}, A'_{3n})}{\partial A'_3} \\ \frac{\partial g(B'_{1n}, A'_{3n})}{\partial B'_1} & \frac{\partial g(B'_{1n}, A'_{3n})}{\partial A'_3} \end{vmatrix} (5.43)$$

Notind

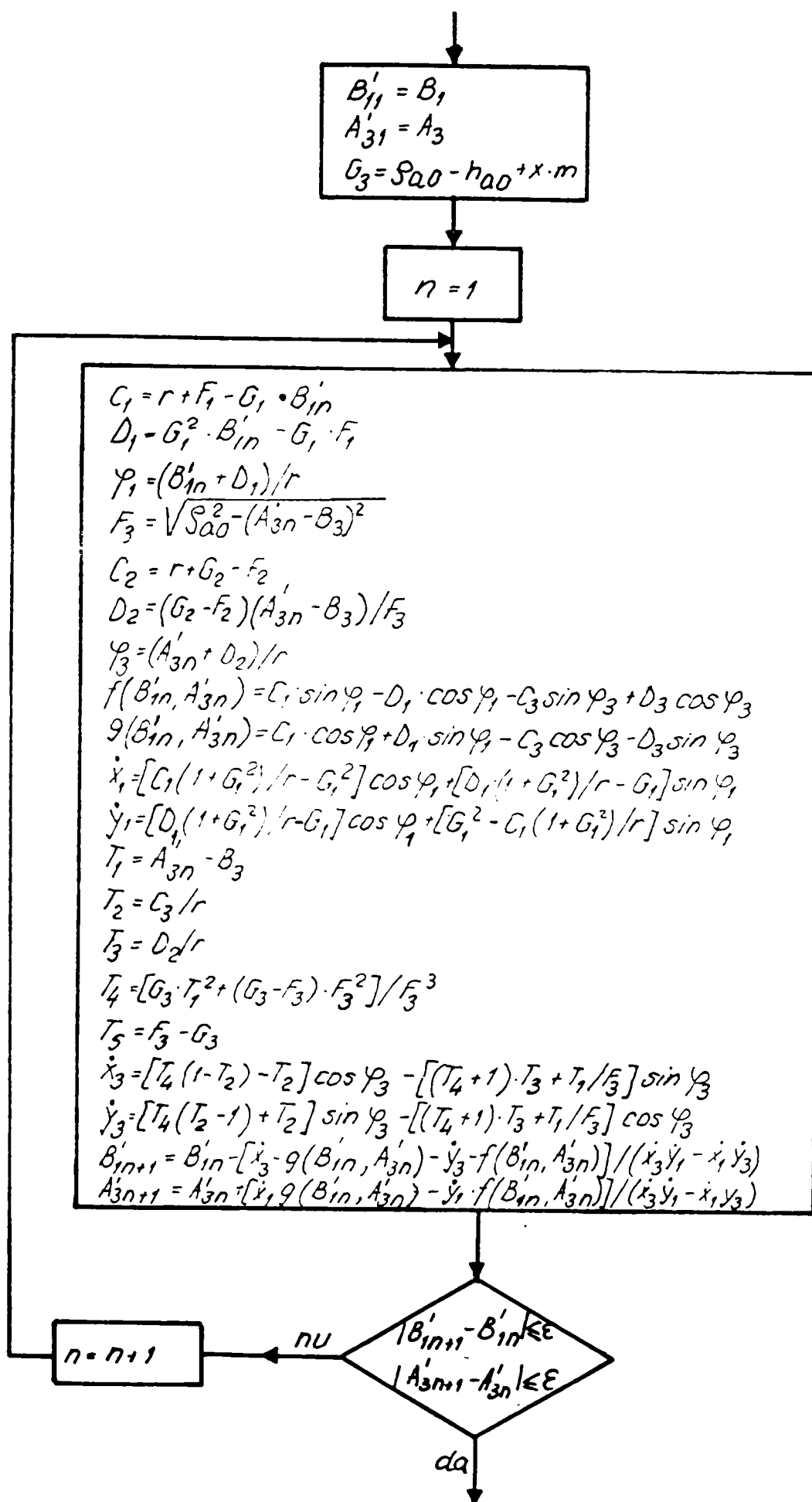


Fig. 5.15

si inlocuind Jacobianul in relatiile (5.41) si (5.42) rezulta:

$$B'_{1n+1} = B'_{1n} - \frac{\dot{x}_3 \cdot g(B'_{1n}, A'_{3n}) - \dot{y}_3 \cdot f(B'_{1n}, A'_{3n})}{\dot{x}_3 \cdot \dot{y}_1 - \dot{x}_1 \cdot \dot{y}_3} \quad (5.44)$$

$$A'_{3n+1} = A'_{3n} + \frac{\dot{x}_1 \cdot g(B'_{1n}, A'_{3n}) - \dot{y}_1 \cdot f(B'_{1n}, A'_{3n})}{\dot{x}_3 \cdot \dot{y}_1 - \dot{x}_1 \cdot \dot{y}_3} \quad (5.45)$$

Organigrama de calcul a limitelor B'_1 si A'_3 este reprezentata in fig.5.15.

Pentru a putea trasa profilul dintelui corespunzator portiunii 3 a sculei este avantajos sa se faca o schimbare de variabila s.a. sa se exprime parametrul u in functie de unghiul la centrul de curbura a sculei ν (fig.5.16).

Acest unghi variaza in limitele

$$\nu \in \left[\arccos \frac{B_3 - A_3}{\rho_{ao}}; \frac{\pi}{2} \right]$$

Abscisa u rezulta in acest caz:

$$u = B_3 - \rho_{ao} \cos \nu \quad (5.46)$$

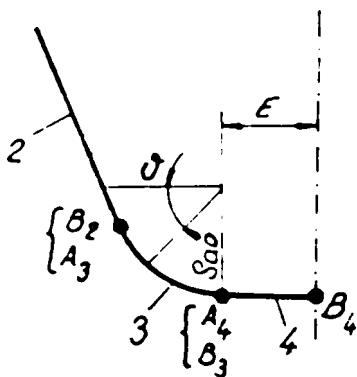


Fig.5.16

In figura 5.17 s-a reprezentat profilul unui dinte apartinind unei roti cu $z=39$, $m=3$, $x=0,3$ realizata cu o scula cu $\alpha=20^\circ$ $h^*_{ao}=1$; $w^*_{ao}=0,25$; $\rho^*_{ao}=0,38$.

In figura 5.18 s-a reprezentat acelasi dinte dar realizat cu o scula protuberata avind caracteristicile $\alpha=20^\circ$; $h^*_{ao}=1$; $w^*_{ao}=0,4$; $\rho^*_{ao}=0,4$; $\alpha_p=6^\circ$; $k^*=0,6$.

M=3 Z=39 X=0.3 Parametrii sculei
: 1-0.25-0.38-20

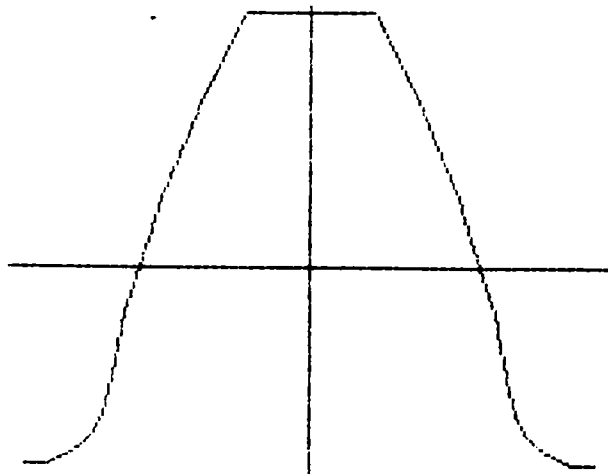


Fig.5.17

In anexa 1 este dat programul cu care s-au trasat dintii din fig.5.27 si 5.28.

Pentru a aplica aceasta metoda la calculul rigiditatii se vor calcula in primul rind coordonatele punctului T de tangenta a tangentei dusa la 20° fata de axa de simetrie a dintelui (fig.5.19).

Punctul T se gaseste pe curba de racordare a dintelui si va

fi deci generat de portiunea 3 a sculei (fig.5.12).

M=3 Z=39 X=0.3 Parametrii sculei
: 1-0.4-0.4-20-0.6-6

In punctul T trebuie sa fie indeplinita conditia:

$$\frac{\dot{y}_3}{\dot{x}_3} = -\operatorname{tg} \frac{7\tilde{\pi}}{18} \quad (5.47)$$

unde \dot{x}_3, \dot{y}_3 sint derivatele rel. (5.22) in functie de u_3 , iar $7\tilde{\pi}/18=70^\circ$ este unghiul format de tangenta cu axa absciselor.

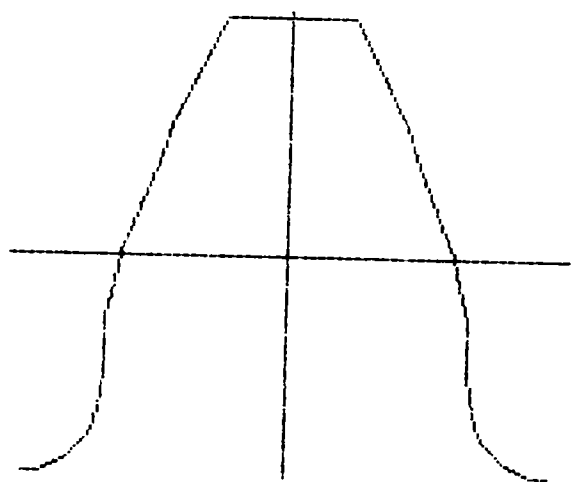


Fig.5.18

Din fig.5.19 rezulta

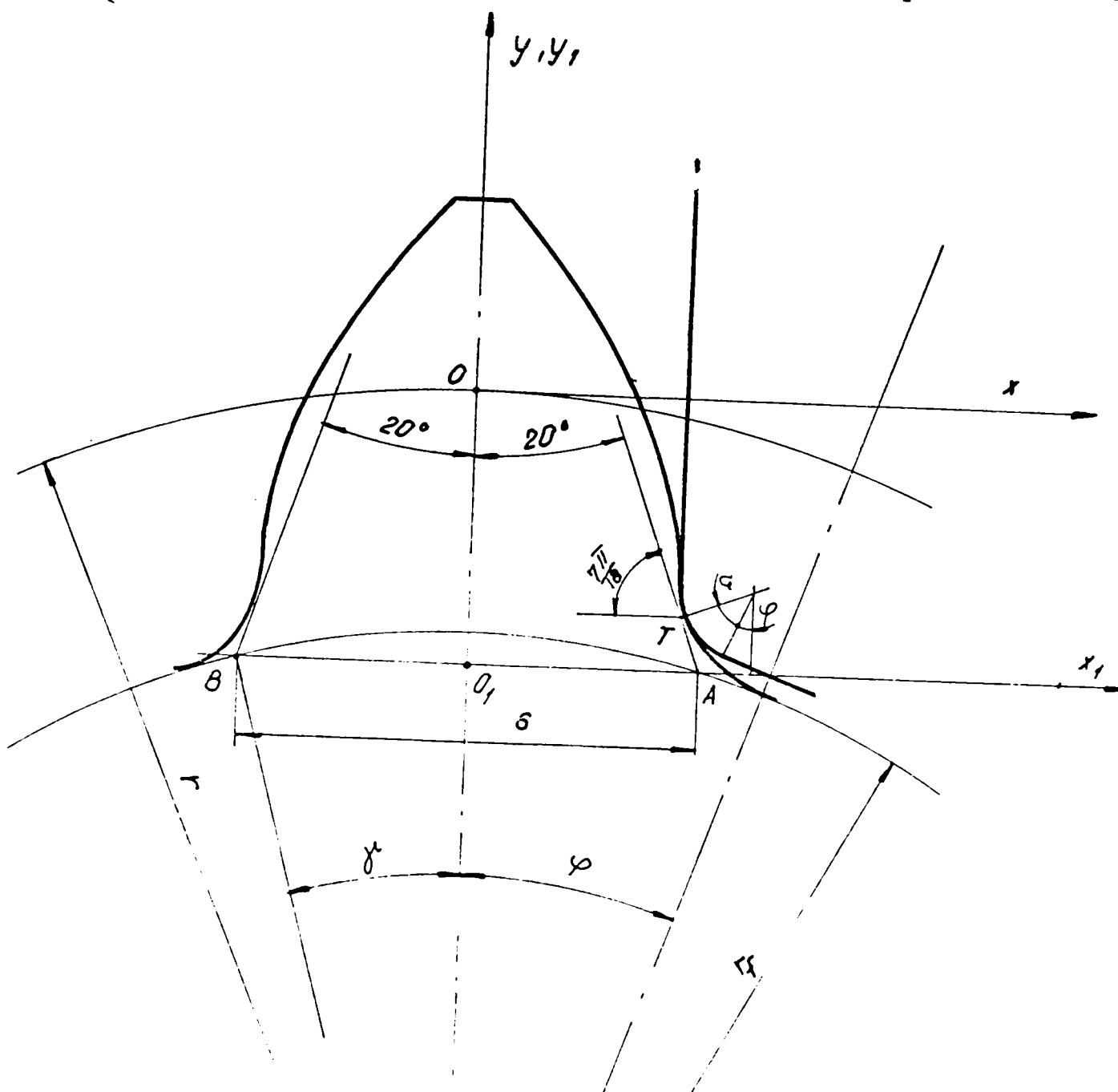


Fig.5.19

pentru unghiul ν :

$$u_3 = \frac{\sqrt{\pi}}{2} m - E - f_{ao} \sin \nu \quad (5.49)$$

Pentru a putea exprima ν din relatia (5.25) se exprima abscisa unui punct oarecare M de pe portiunea 3 a sculei (fig.5.20):

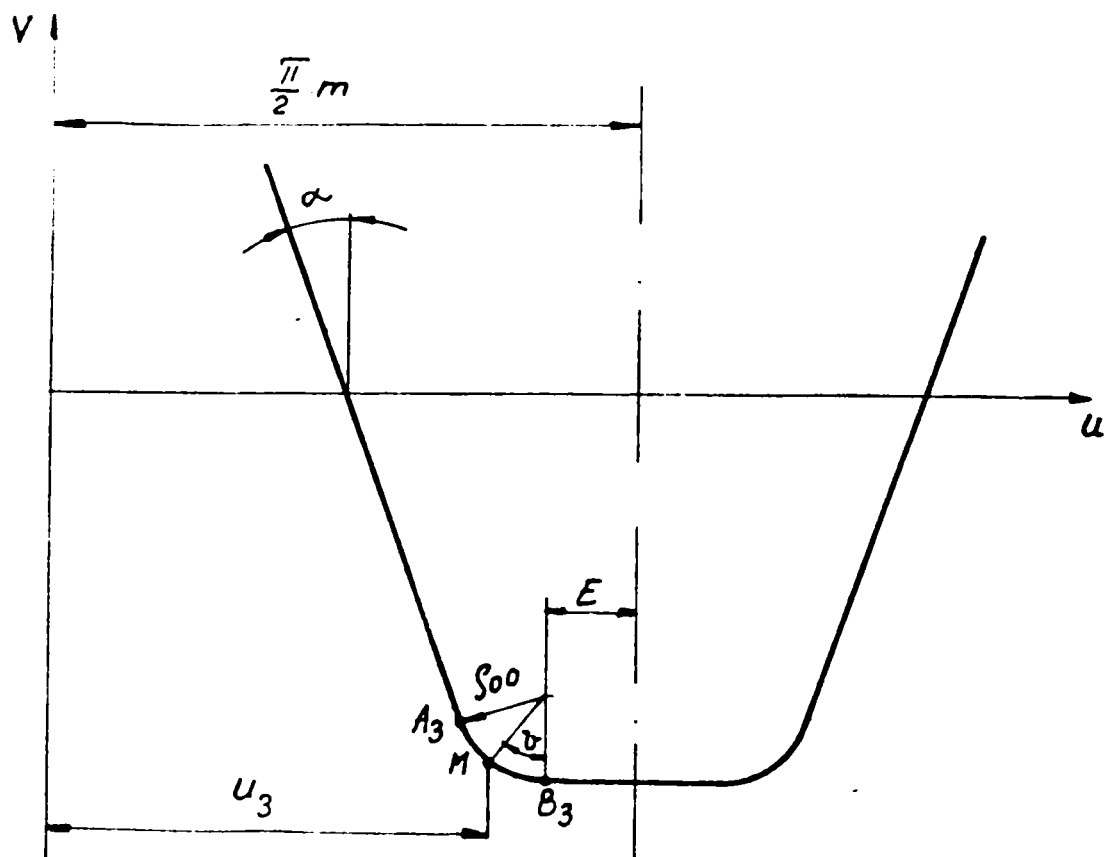


Fig. 5.20

$$v_3 = f_{ao} (1 - \cos \nu) - h_{ao} + x \cdot m \quad (5.50)$$

Inlocuind aceasta valoare in (5.32) rezulta:

$$\frac{dv_3}{du_3} = - \operatorname{tg} \nu \quad (5.51)$$

si din (5.37):

$$r = \frac{m \cdot z}{2} \quad (5.52)$$

Inlocuind (5.49); (5.50) si (5.51) in (5.48) si exprimind raza de divizare:

$$\nu = \frac{2}{z} \left(\frac{f_{ao}}{m} - \frac{h_{ao}}{m} + x \right) \cdot \operatorname{tg} \nu + \frac{2}{z} \left(\frac{\sqrt{\pi}}{2} - \frac{E}{m} \right) + \frac{7\sqrt{\pi}}{18} \quad (5.53)$$

se obtine

$$\nu = \frac{2G}{Z} \operatorname{tg} \nu - H \quad (5.54)$$

cu notatiile

$$G = \frac{f a_0}{m} - \frac{h a_0}{m} + X$$

$$H = \frac{2}{Z} \left(\frac{\tilde{\pi}}{2} - \frac{E}{m} \right) - \frac{7\tilde{\pi}}{18}$$

se obtine ecuatiia transcendentă:

$$y - y_T = -(x - x_T) \cdot \operatorname{tg} \frac{7\tilde{\pi}}{18} \quad (5.55)$$

care se rezolvă iterativ, putându-se lua drept valoare de pornire $\nu = \tilde{\pi}/9$.

Valoarea ν astfel calculată permite calculul lui u_x corespunzătoare punctului de tangentă T și coordonatele x_T și y_T .

Originea sistemului O_1 pentru calculul rigidității se găsește la intersecția axei de simetrie a dintelui cu dreapta ce unește punctele A și B de intersecție a tangentelor la 20° cu cercul de picior al rotii.

Pentru a găsi această origine se scrie ecuația tangentei la 20° ce trece prin $T(x_T, y_T)$.

$$x^2 + (y+r)^2 = r_f^2 \quad (5.56)$$

Această dreaptă intersecționează cercul de picior în punctul A. Ecuația cercului interior va fi:

$$S = 2 \cdot X_A \quad (5.57)$$

Rezolvând sistemul format de ecuațiile (5.55) și (5.56) se găsesc coordonatele punctului A (x_A, y_A). Pentru calculul lui y_A se admite soluția ce da valoarea mai mare a lui y_A .

Mărimea corzii ce intră în calculul deformăției (rel. 5.12) va rezulta

$$\nu = \frac{7\tilde{\pi}}{18} - \varphi_3 \quad (5.48)$$

iar coordonatele flancului dintelui calculat după metoda descrisă mai sus trebuie raportate la noul sistem x_{10}, y_1 .

prin relatiile:

$$\left. \begin{aligned} X_1 &= X \\ Y_1 &= Y - Y_A \end{aligned} \right\} \quad (5.58)$$

Ordonata y_p rezulta la intersectia dintre directia de actionare a fortei si axa de simetrie a dintelui (axa v) (fig.5.21).

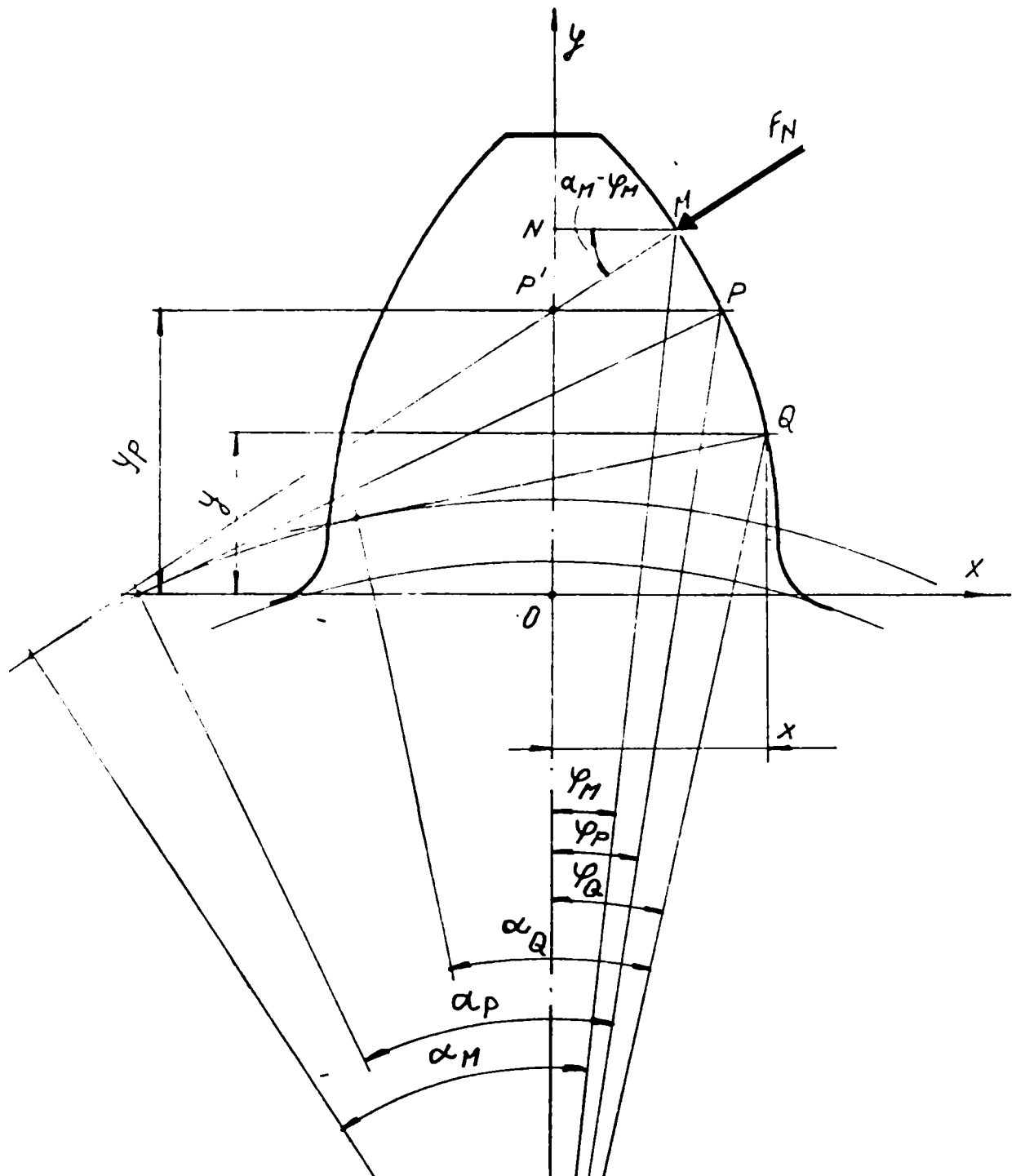


Fig.5.21

Cunoscindu-se raza de curbura a evolventei in punctul M rezulta raza punctului M :

$$r_M = \sqrt{r_b^2 + \rho_M^2} \quad (5.59)$$

unde

r_b - raza de baza;

ρ_M - raza de curbura corespunzatoare punctului M.

Unghiul α_M rezulta din:

$$\alpha_M = \text{arctg} \frac{\rho_M}{r_b} \quad (5.60)$$

Din fig.5.21 rezulta

$$OP' = ON - NP' \quad (5.61)$$

unde

$$ON = r_M \cdot \cos \varphi_M \quad (5.62)$$

Unghiul φ_M rezulta din grosimea dintelui pe raza r_M :

$$\Delta_M = \frac{z \cdot m \cdot \cos \alpha}{\cos \alpha_M} \left[\left(\frac{\pi}{2} + 2x \text{tg} \alpha \right) \frac{1}{z} + \text{inv} \alpha - \text{inv} \alpha_M \right] \quad (5.63)$$

de unde

$$\varphi_M = \frac{\Delta_M}{2 r_M}$$

Cantitatea NP' rezulta:

$$NP' = NM \cdot \text{tg}(\alpha_M - \varphi_M) = r_M \sin \varphi_M \cdot \text{tg}(\alpha_M - \varphi_M) \quad (5.64)$$

Inlocuind in (5.62) se obtine

$$OP' = r_M \cdot \cos \varphi_M - r_M \cdot \sin \varphi_M \cdot \text{tg}(\alpha_M - \varphi_M) \quad (5.65)$$

Cunoscind OP' se calculeaza y_p cu relatia:

$$y_p = OP' - r - y_A \quad (5.66)$$

valoarea necesara la calculul integralelor din rel. (5.12).

Unghiul α_p se obtine iterativ prin rezolvarea cu metoda Newton-Raphson a ecuatiei transcendente

$$f(\alpha_p) = \frac{m \cdot z \cdot \cos \alpha}{2 \cdot \cos \alpha_p} \cdot \cos \left[\frac{1}{z} \left(\frac{\pi}{2} + 2x \cdot \text{tg} \alpha \right) + \text{inv} \alpha - \text{inv} \alpha_p \right] - OP' \quad (5.67)$$

In acest scop se determina prima derivata a functiei $f(\alpha_p)$:

$$f'(\alpha_p) = \frac{m \cdot z \cdot \cos \alpha \cdot \sin \alpha_p}{2 \cos^2 \alpha_p} \cos \left[\frac{1}{z} \left(\frac{\pi}{2} + 2x \operatorname{tg} \alpha \right) + \operatorname{inv} \alpha - \operatorname{inv} \alpha_p \right] + \frac{m \cdot z \cdot \cos \alpha}{2 \cos \alpha_p} \sin \left[\frac{1}{z} \left(\frac{\pi}{2} + 2x \operatorname{tg} \alpha \right) + \operatorname{inv} \alpha - \operatorname{inv} \alpha_p \right] \operatorname{tg}^2 \alpha_p \quad (5.68)$$

O valoare imbunatatita a unghiului $\alpha_{p_{j+1}}$ se obtine din valoarea α_{p_j} din relatia

$$\alpha_{p_{j+1}} = \alpha_{p_j} - \frac{f(\alpha_{p_j})}{f'(\alpha_{p_j})} \quad (5.69)$$

Procedeul se repeta pina cind diferenta

$$|\alpha_{p_{j+1}} - \alpha_{p_j}| < \varepsilon_1 \quad (5.70)$$

in care ε_1 exprima precizia cu care trebuie sa se calculeze unghiul α_p .

Cunoscind unghiul α_p rezulta raza r_p

$$r_p = \frac{r_b}{\cos \alpha_p} \quad (5.71)$$

Cu aceasta raza se calculeaza abscisa limita A'_{1p} a sculei corespunzatoare punctului P conform organigramei din fig. 5.14 utilizind raza r_p in locul razei exterioare r_a .

Cele doua integrale din rel. (5.12) se calculeaza cu metoda Simpson de integrare numerica.

Organigrama calculului repartitiei sarcinii pe cele doua perechi de dinti in angrenare si a rigiditatii danturii este aratata in fig. 5.22.

Programul corespunzator este dat in anexa 2 si este constituit dintr-un program principal si 17 subprograme.

In fig. 5.23-5.28 sint reprezentate repartitiile fortelor pentru unele angrenaje incercate. Se observa ca repartitia ramine practic aceeaasi chiar la variatii mari ale deplasarilor de profil, variatii ce pot modifica insa substantial viteza de alunecare:

O reducere a marimii fortei la intrare, respectiv iesire din angrenare (unde vitezele de alunecare sint maxime) se poate obtine prin subtierea dintelui. In acest scop se introduce in program un coeficient de subtiere δ , care este egal cu cresterea grosimii dintelui cremalierii generatoare raportata la

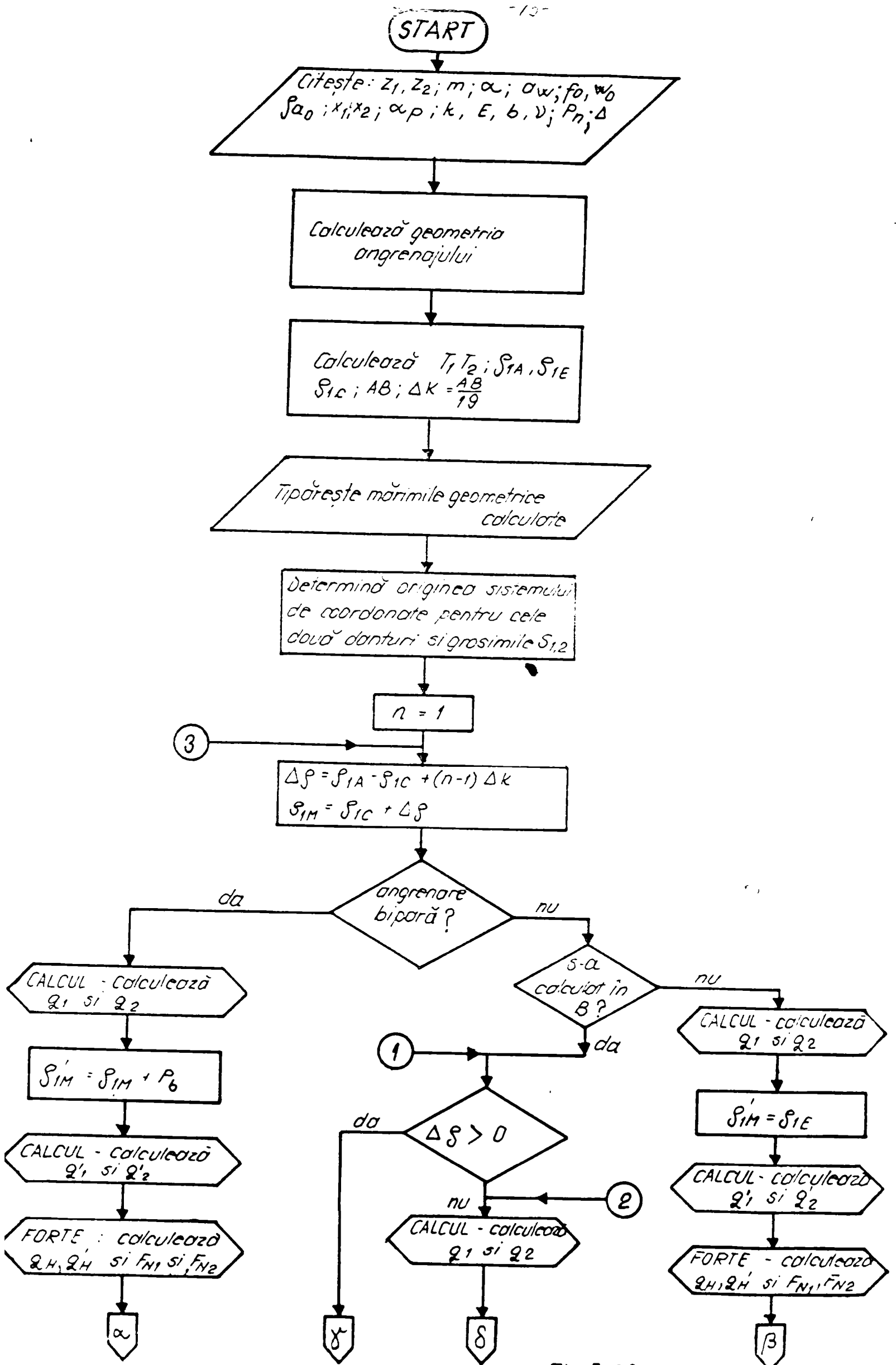


Fig 5. 22

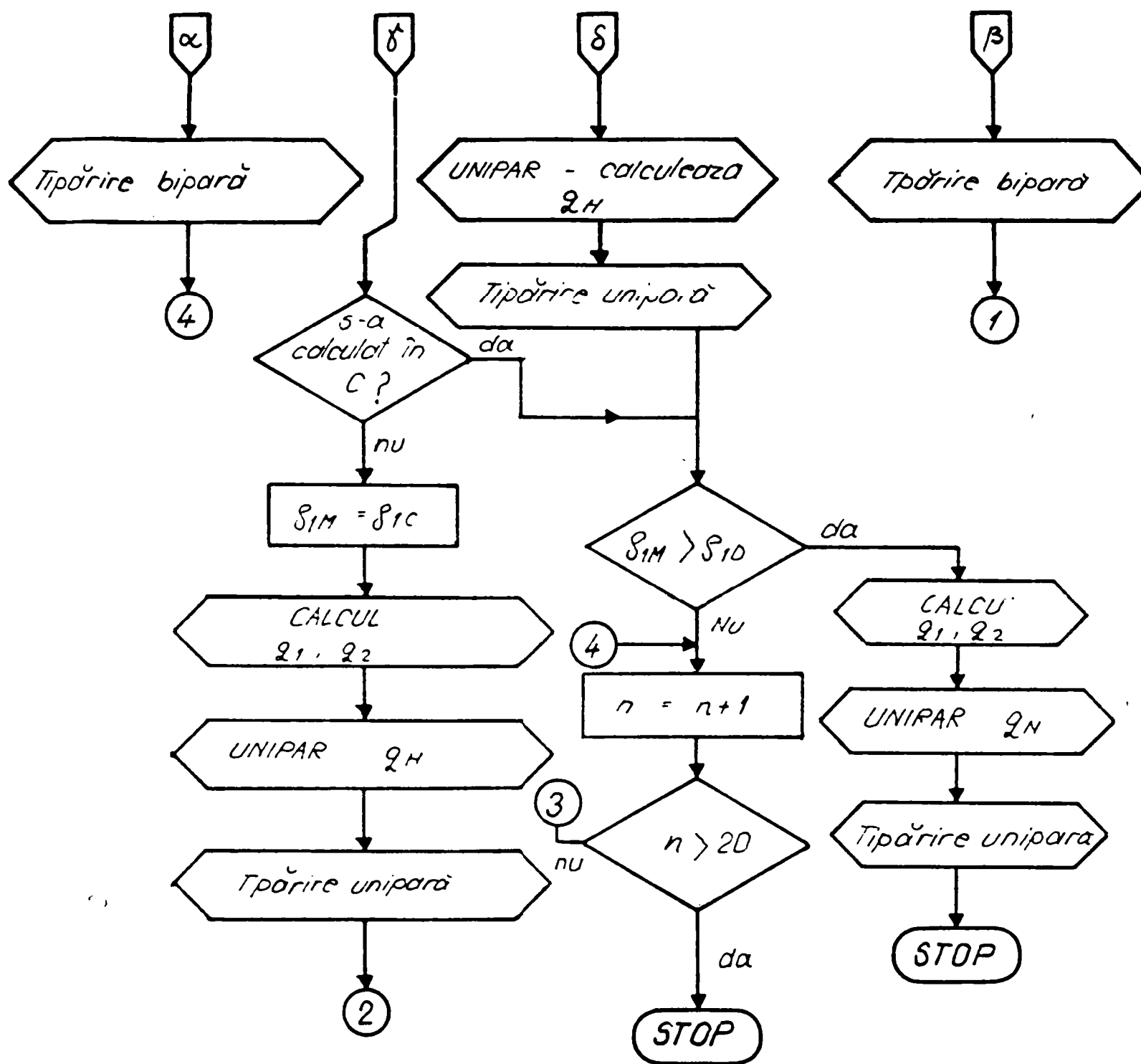


Fig.5.22 (continuare)

de doua ori modulul astfel incit semigrosimea dintelui cremalierii pe linia de referinta devine $\pi \cdot m / 4 + \delta$. Din fig.5.29 si 5.30 rezulta intr-adevar o reducere a fortelor la inceputul si sfirsitul angrenarii pentru $\delta = 0,2m$. Aceasta metoda de modificare a repartitiei fortelor are insa dezavantajul scaderii rezistentei la oboseala a bazei dintelui si nu se poate aplica practic.

Nici cresterea unghiului de angrenare prin deplasari pozitive mari nu aduce efectul dorit (fig.5.31 si 5.32) are insa avantajul micșorării vitezelor de alunecare si a creșterii rezistentelor la oboseala bazei dintelui si la contact.

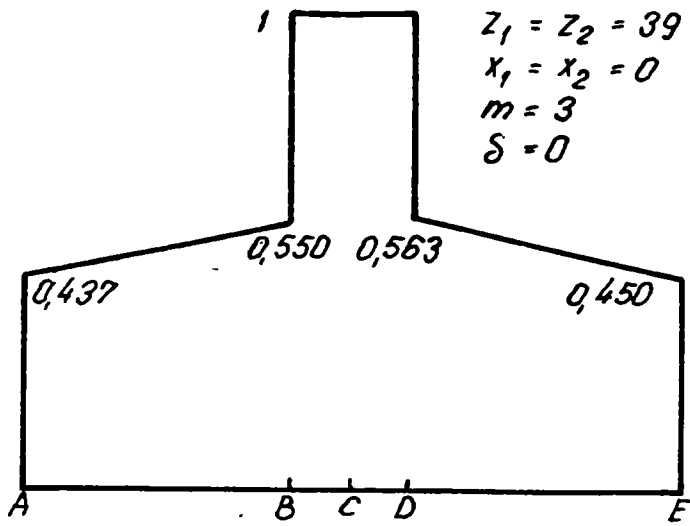


Fig. 5.23

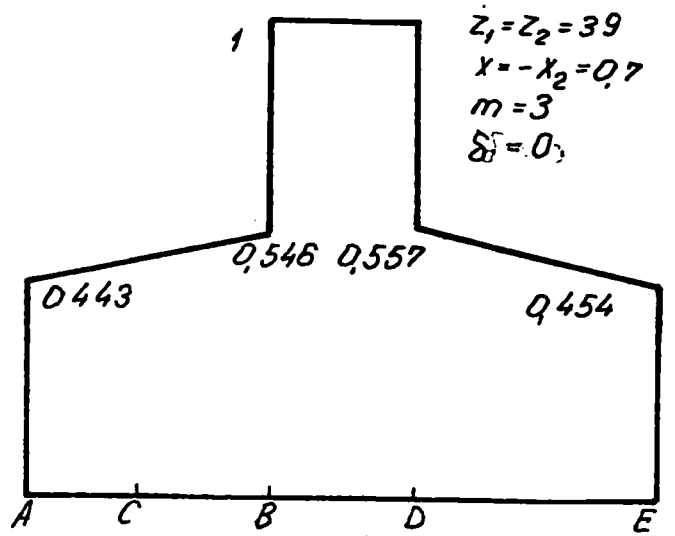


Fig. 5.24

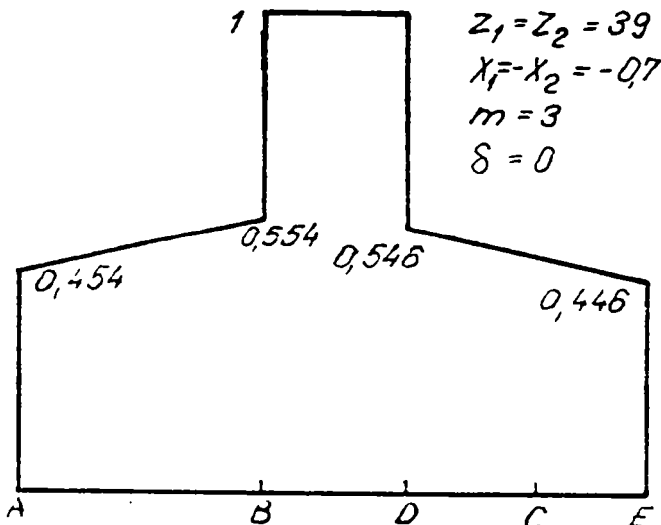


Fig. 5.25

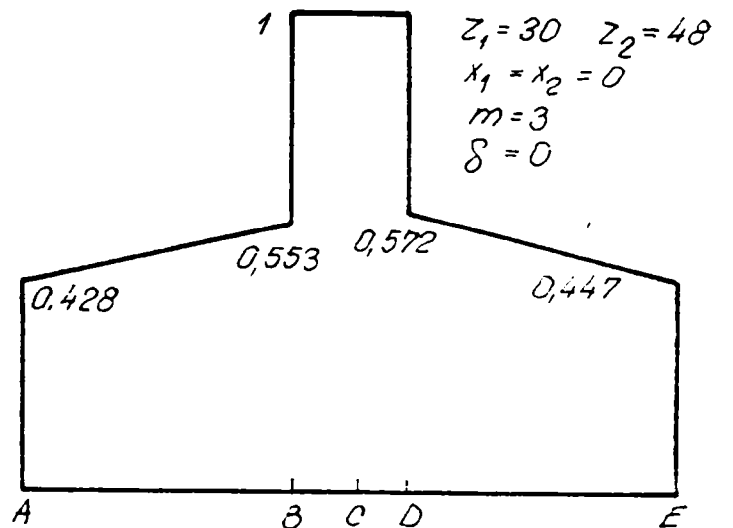


Fig. 5.26

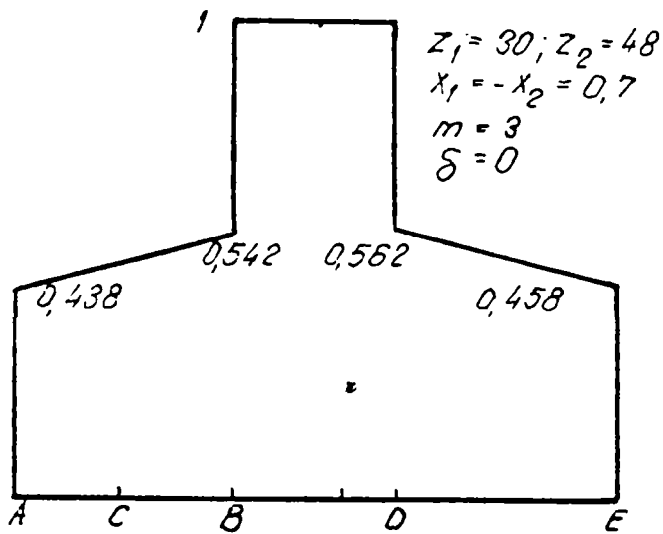


Fig. 5.27

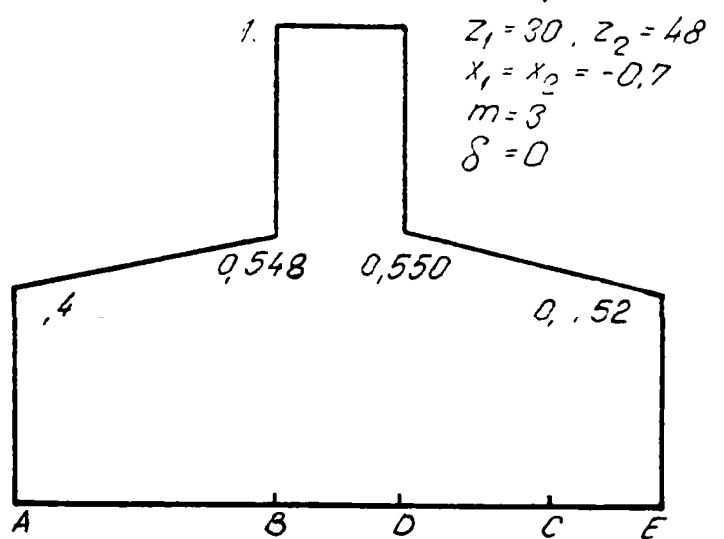


Fig. 5.28

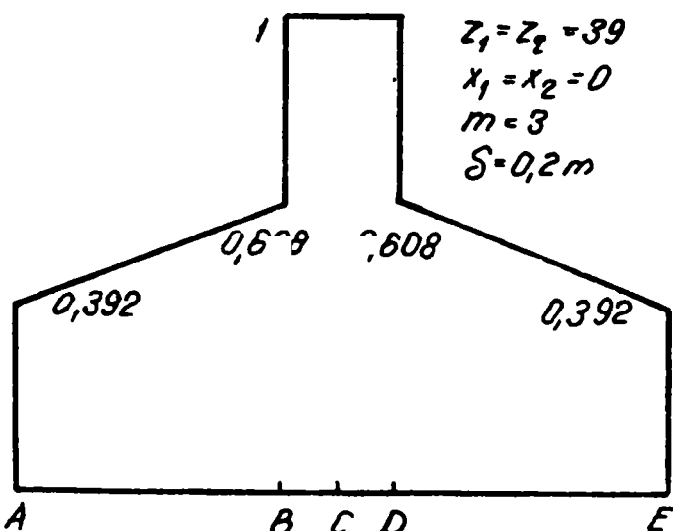


Fig. 5.29

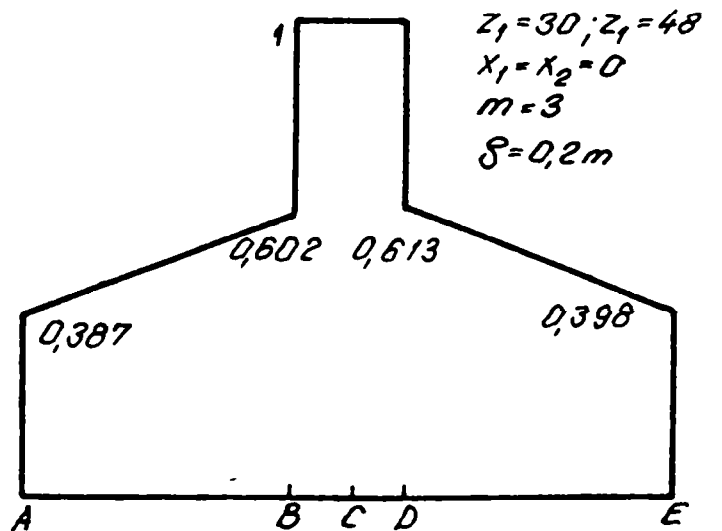


Fig. 5.30

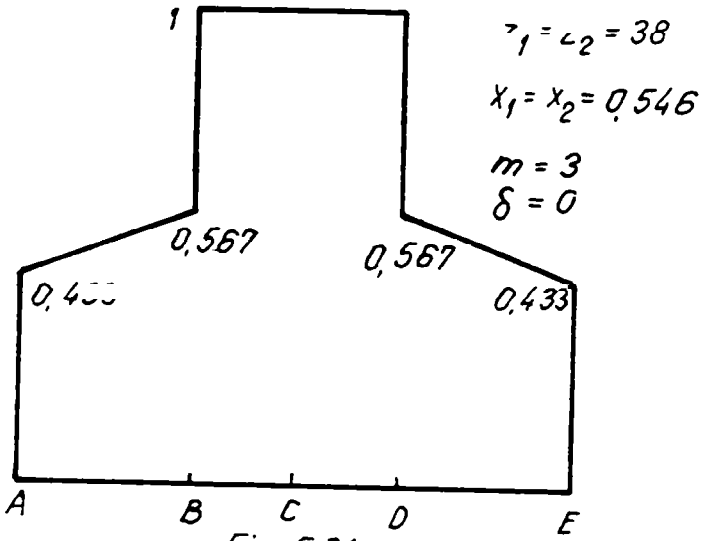


Fig. 5.31

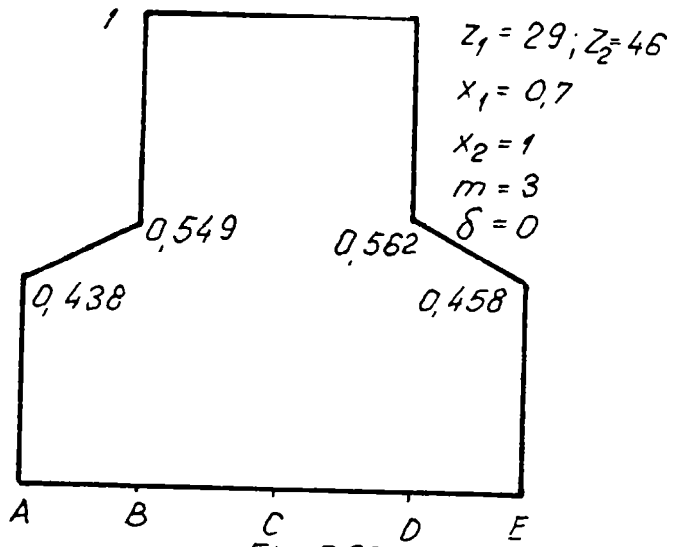


Fig. 5.32

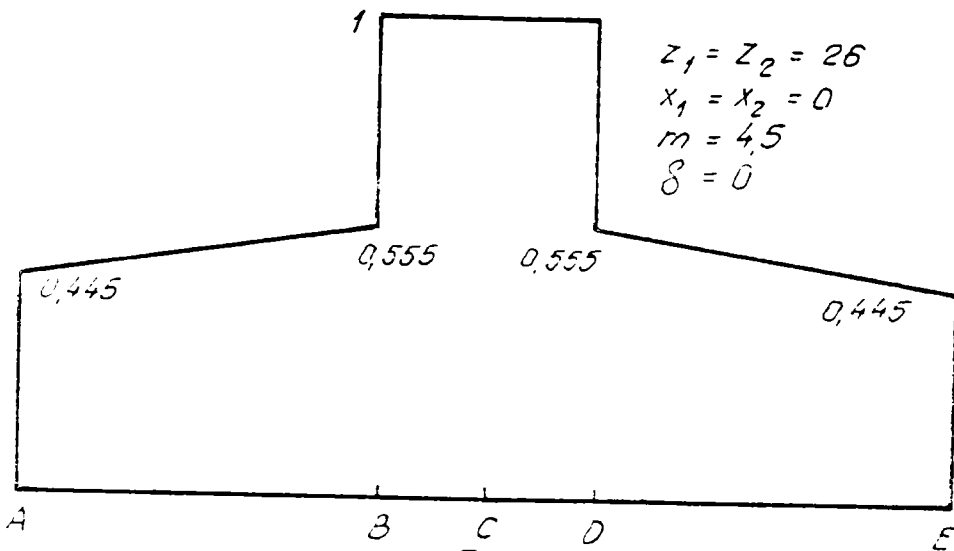


Fig. 5.33

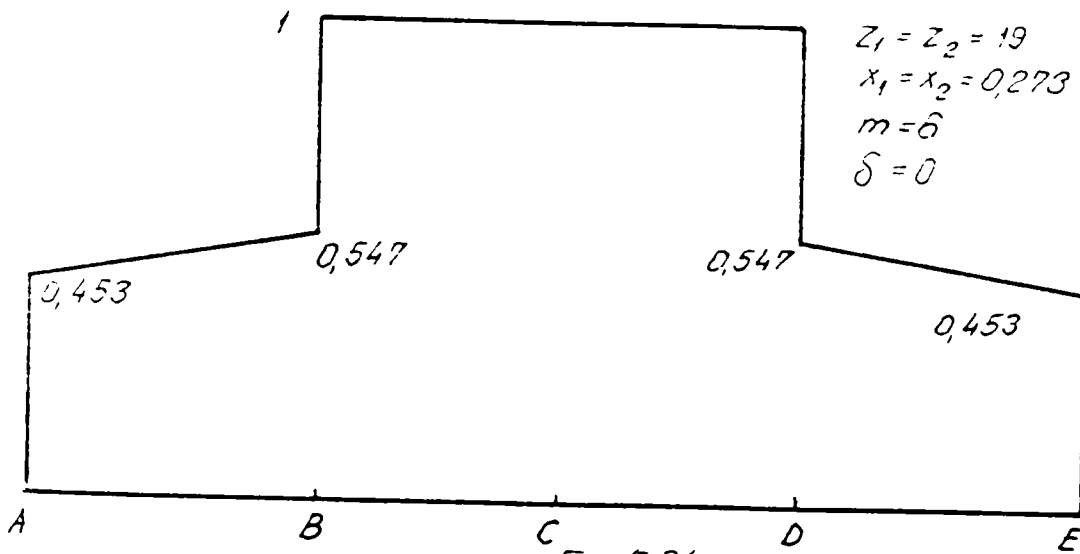


Fig. 5.34.

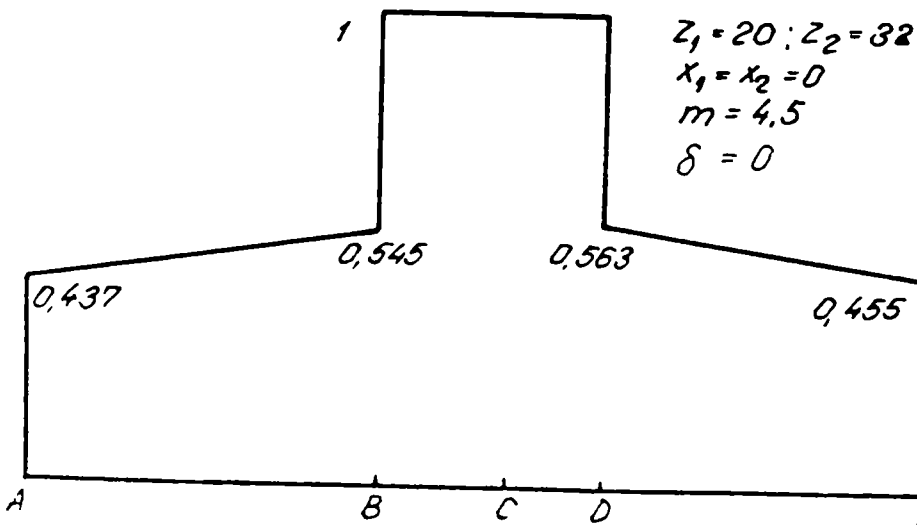


Fig. 5.35

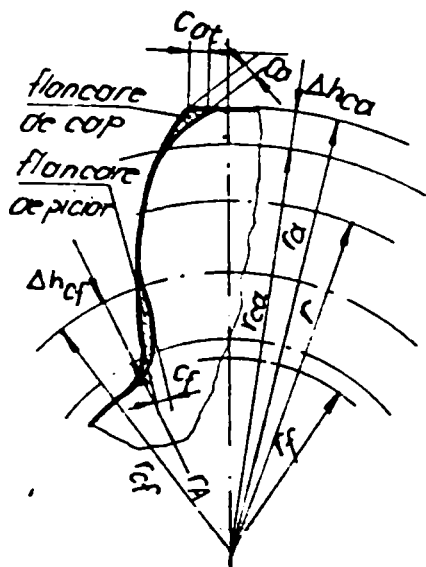
In fig.5.33-5.35 s-au reprezentat diagramele de repartitie pentru angrenaje cu modul marit. Se observa ca repartitia se inrautateste in acest caz si in plus vitezele de alunecare cresc.

O metoda eficienta de a imbunatati repartitia sarcinii pe cele doua perechi de dinti in angrenare si totodata de a reduce socurile la intrarea in angrenare si a creste in consecinta capacitatea portanta la gripare este flancarea angrenajului [G3; R11; E3; D17].

Necesitatea flancarii rezulta pe baza analizei comparative a urmatorului complex de informatii: tehnologia de fabricatie si clasa de precizie, viteza periferica si solicitarea danturii respectiv gradul de acoperire frontal.

Optiunea este relativ dificila intrucit recomandările existente nu sint concordante.

Din punct de vedere geometric se disting doua alternative de modificare a flancului (fig.5.36).



- pe portiunea capului de dinte la ambele roti (soluție general acceptată);

- pe portiunea capului și piciorului de dinte numai la pinion (soluție justificată pentru angrenaje cu dimensiuni mari).

Din considerente de ordin tehnologic s-a optat pentru flancarea evolventică corelată cu condițiile în care funcționează angrenajul [R11].

Normarea acestei perfecționări prin cremaliera de referință flancată (cf. STAS 821-82) este arbitrară și comportă unele riscuri nedorite.

Adâncimea normală a flancării (pe direcția liniei de angrenare corespunzătoare evolventei inițiale) trebuie să compenseze deformarea totală a dinților conjugati în punctele de angrenare D, B și abaterea pasului de bază [G3; D17; R11; E3]:

$$C_{a2,1} = (f_{0,B} + f_{pb2,1}) \cdot 10^{-3} [\text{mm}] \quad \vee \quad C_{fa} = (f_{0,B} + f_{pb1}) \cdot 10^{-3} [\text{mm}] \quad (5.12)$$

Aprecierea cea mai exactă a deformății $f_{D,B}$ [μm],

pentru cremaliera de referință, se realizează cu

metoda elementului finit sau de frontiera. Deformatia se poate calcula si cu ajutorul programului de rigiditate din prezenta lucrare (fig.5.22 si anexa 2).

In prima aproximatie se poate folosi relatia:

$$f_{D,B} = \frac{W}{C'} \quad [\mu\text{m}] \quad (5.73)$$

unde $w=F/b$ [N/mm] este sarcina tangentiala distribuita pe latimea rotii;

C' [N/ $\mu\text{m}\cdot\text{mm}$] reprezinta rigiditatea danturii evolventice in punctele D,B de angrenare singulara.

Conform DIN 3990 T1/1987 se poate aproxima:

$$C' = C'_{th} \cdot C_M \cdot C_R \cdot C_B \cdot \cos \beta \quad (5.74)$$

unde C'_{th} [N/ $\mu\text{m}\cdot\text{mm}$] - este rigiditatea teoretica pentru roti sub forma de disc plin;

$C_M=0,8$ factor de corectie ce tine cont de diferenta intre masuratori si relatiile de calcul.

C_R - tine cont de deformatia coroanei danturii si ia valoarea 1 pentru roata-disc, iar pentru alte roti rezulta din (fig.5.37):

$$C_R = 1 + \frac{\ln(b_s/6)}{5 \cdot e^{3R/(5m_n)}} \quad (5.75)$$

C_B - coeficientul profilului de referinta. Pentru profilul conform STAS 821-82 $C_B=1$.

Rigiditatea teoretica este

$$C'_{th} = \frac{1}{q'} \quad (5.76)$$

Pe baza cercetarilor din [W4 si S6] se exprima in DIN 3990 q' pentru perechea de materiale otel pe otel:

$$C'_{th} = C_1 + C_2/Z_{n1} + C_3/Z_{n3} + C_4 \cdot X_1 + C_5 \cdot X_1/Z_{n1} + C_6 \cdot X_2 + C_7 \cdot X_2/Z_{n2} + C_8 X_1^2 + C_9 \cdot X_2^2 \quad (5.77)$$

Coeficientii din rel. (5.77) rezulta din tab.5.2.

Inaltimea radiala a flancarii lungi trebuie sa asigure la functionarea in gol gradul minim de acoperire $\epsilon_{\alpha_{1,m}} \geq 1,1$:

$$\Delta hc_{a_{1,2}} = \frac{1}{2}(da_{1,2} - dca_{1,2})[\text{mm}] \vee \Delta hc_{f_1} = \frac{1}{2}(dc_{f_1} - d_{f_1})[\text{mm}] \quad (5.78)$$

In aceste conditii expresiile diametrelor pentru cercurile de origine ale flancarii de cap si picior vor fi:

$$\left. \begin{aligned} d_{ca_{1,2}} &= d_{b_{1,2}} \cdot \left\{ \left[\left(\varepsilon_{\alpha_{lim}} - \varepsilon_{2,1} \right) \frac{2\tilde{\eta}}{Z_{1,2}} + \operatorname{tg} \alpha_w \right]^2 + 1 \right\}^{1/2} [\text{mm}] \\ d_{cf_1} &= d_{b_1} \left[\left(\operatorname{tg} \alpha_1 - \frac{2\tilde{\eta}}{Z_1} \varepsilon_{\alpha_{lim}} \right)^2 + 1 \right]^{1/2} [\text{mm}] \end{aligned} \right\} (5.79)$$

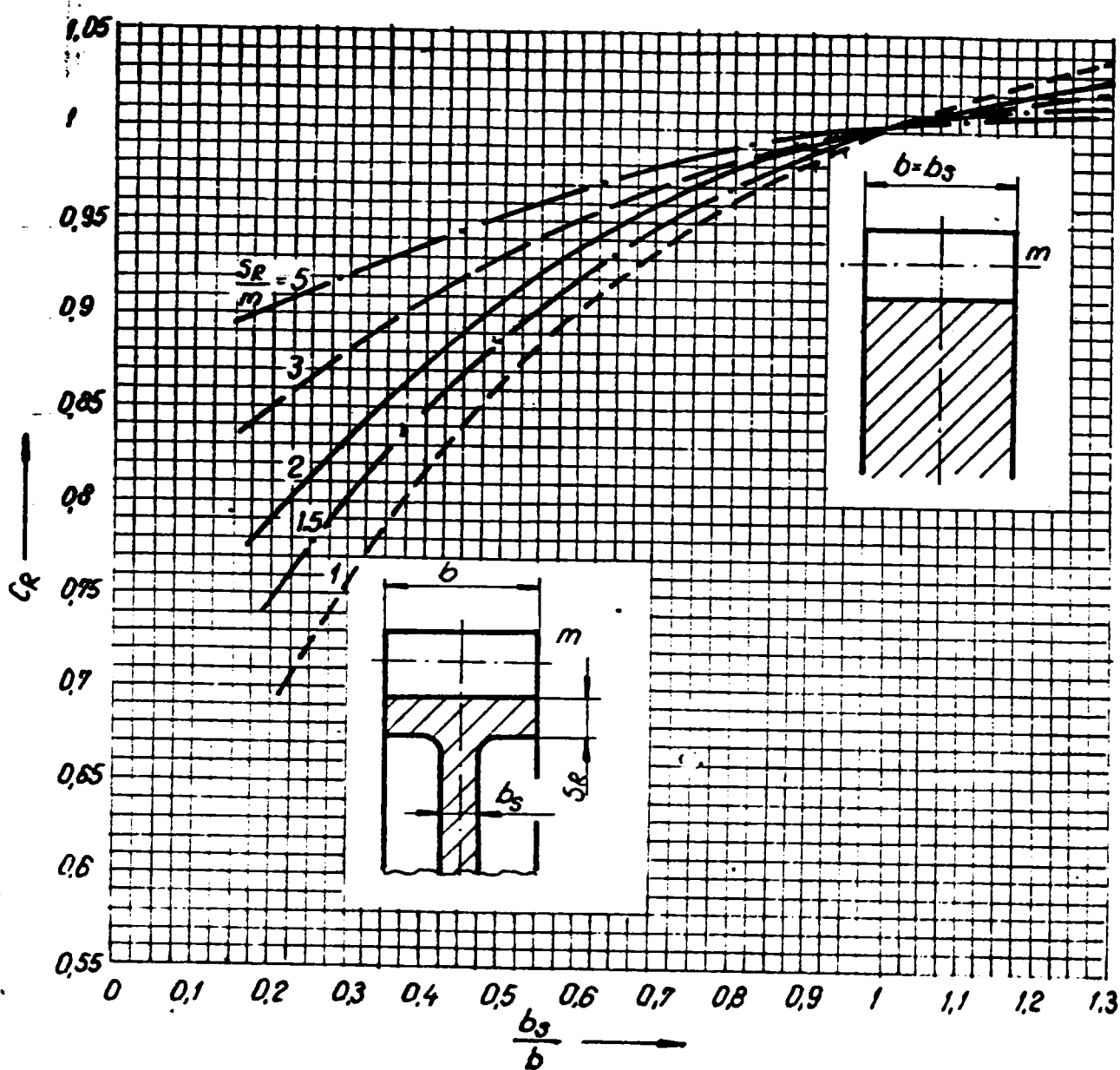


Fig.5.37.

Tab.5.2.

C1	C2	C3	C4	C5
0,04723	0,15551	0,25791	-0,00635	-0,11654
C6	C7	C8	C9	
-0,00193	-0,24188	0,00529	0,00182	

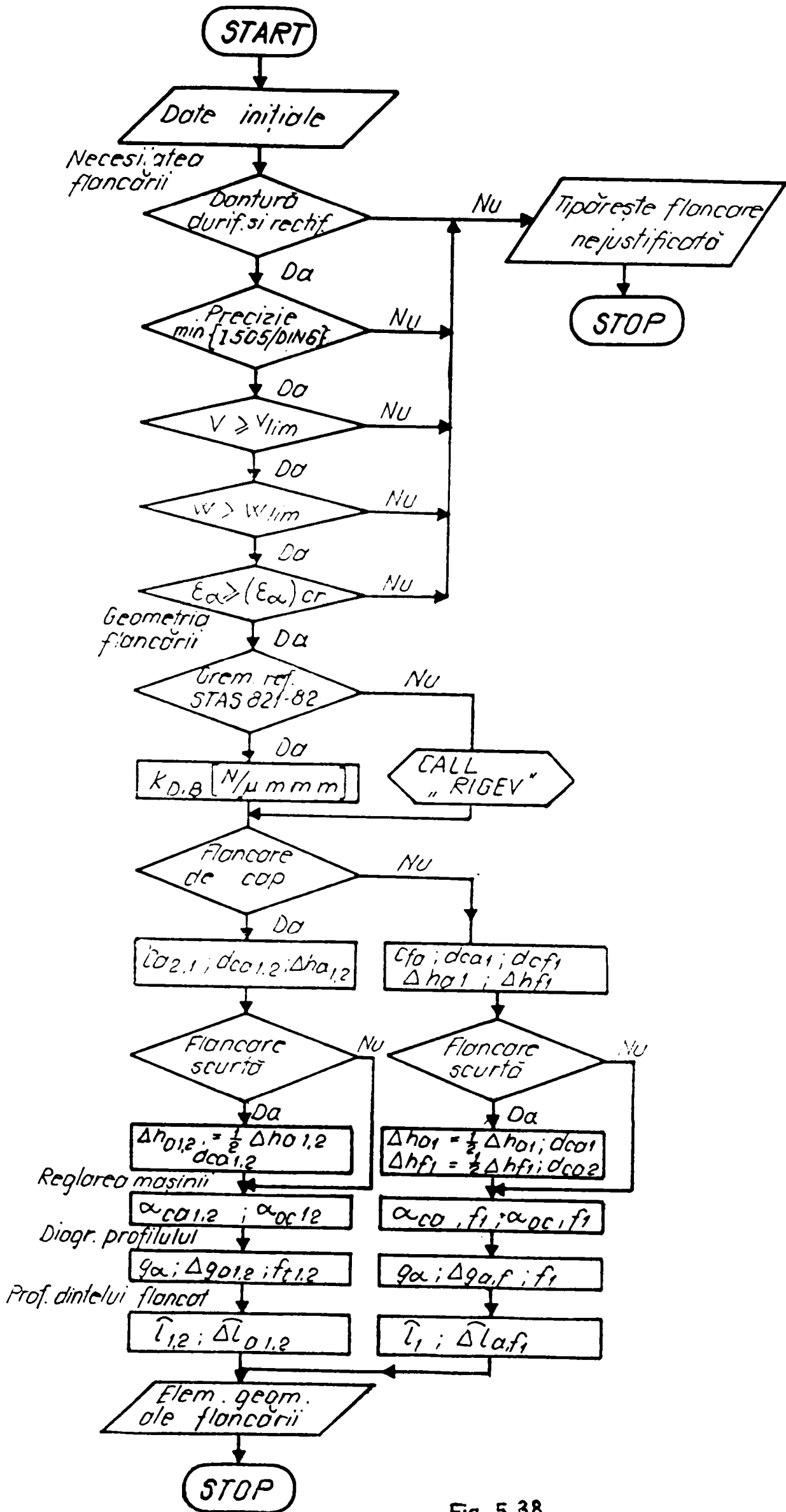


Fig. 5.38.

Pentru a evita riscul functionarii in apropierea gradului de acoperire $\epsilon_{\alpha_{11m}}$, dar mai ales in cazul unor sarcini variabile se poate aplica flancarea scurta determinata prin injumatatirea valorilor h_{ca} si h_{cf} rezultate din (5.78).

In cazul sarcinilor constante este de preferat flancarea lunga, deoarece in caz contrar efectele modificarii se realizeaza doar partial [R11].

Modificarile de profil datorate flancarii necesita un control riguros cu ajutorul unor echipamente de masura adecvate [D17].

Organigrama pentru calculul parametrilor de flancare si de control ai flancarii este reprezentata in fig.5.38, iar in anexa 3 programul de calcul corespunzator.

Pentru determinarea repartitiei sarcinii pe cele doua perechi de dinti flancate in angrenare se considera si aici ca cele doua danturi sint doua sisteme elastice ce functioneaza in paralel fiind insa montate cu joc (fig.5.39), unde C_{y1} si C_{y2} sint adincimile normale de flancare pe linia de angrenare pentru pozitia de angrenare considerata. Pentru a asigura $\epsilon_{\alpha_{11m}}$ va fi intotdeauna cel putin una dintre adincimi de flancare egala cu zero, pentru un punct de angrenare dat, situatia aratata in fig.5.39 are insa avantajul posibilitatii tratarii teoretice unitare.

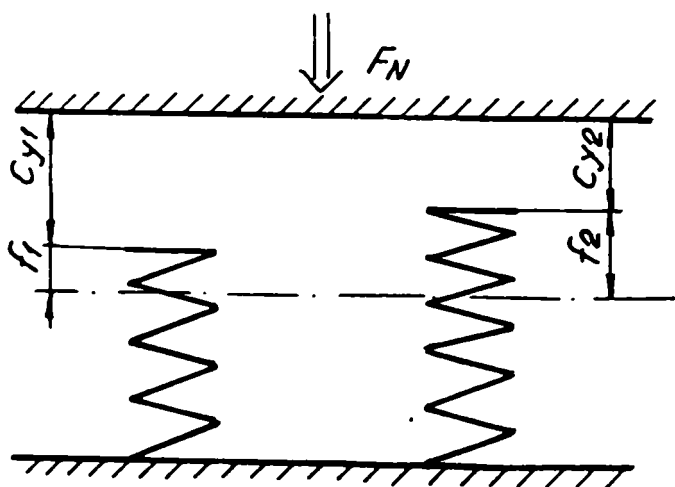


FIG. 5.39

Din fig.5.39 rezulta:

$$f_1 + C_{y1} = f_2 + C_{y2} \quad (5.80)$$

unde $f_{1,2}$ [μm] este deformatia perechii de dinti 1 respectiv 2 in angrenare.

Dar cunoscindu-se rigiditatea fiecărei perechi de dinti in angrenare

$$C'_{1,2} = \frac{F_{N1,2}}{f_{1,2}} \quad (5.81)$$

si introducind elasticitatea perechii in angrenare

$$a'_{1,2} = \frac{1}{C'_{1,2}} \quad (5.76')$$

se obtine urmatorul sistem de doua ecuatii cu doua necunoscute:

$$\left. \begin{aligned} q'_1 F_{N1} + C_{y1} &= q'_2 F_{N2} + C_{y2} \\ F_{N1} + F_{N2} &= F_N \end{aligned} \right\} (5.82)$$

de unde rezulta fortile pe cele doua perechi de dinti in angrenare:

$$\left. \begin{aligned} F_{N1} &= \frac{q'_2 F_N + C_{y2} - C_{y1}}{q'_1 + q'_2} \\ F_{N2} &= \frac{q'_1 F_N + C_{y1} - C_{y2}}{q'_1 + q'_2} \end{aligned} \right\} (5.83)$$

cu specificatia ca rezolvarea se face iterativ, deoarece q'_1 si q'_2 depind de F_{N1} si F_{N2} prin deformatia hertziana.

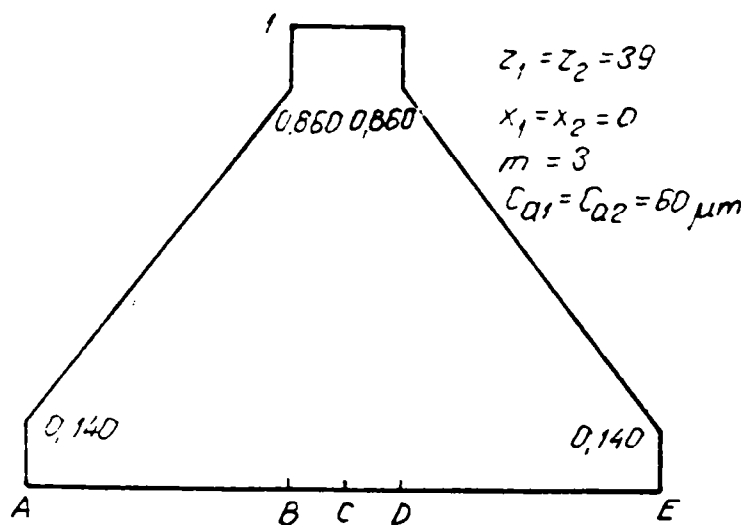


Fig. 5.40

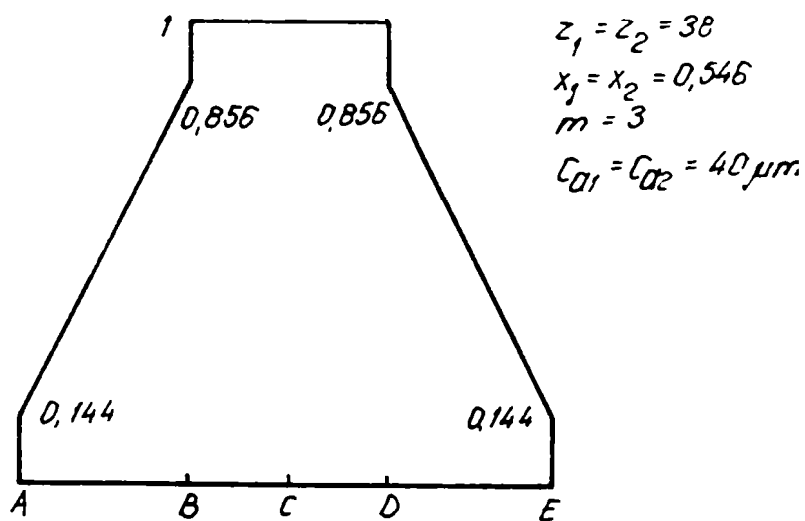


Fig. 5.41

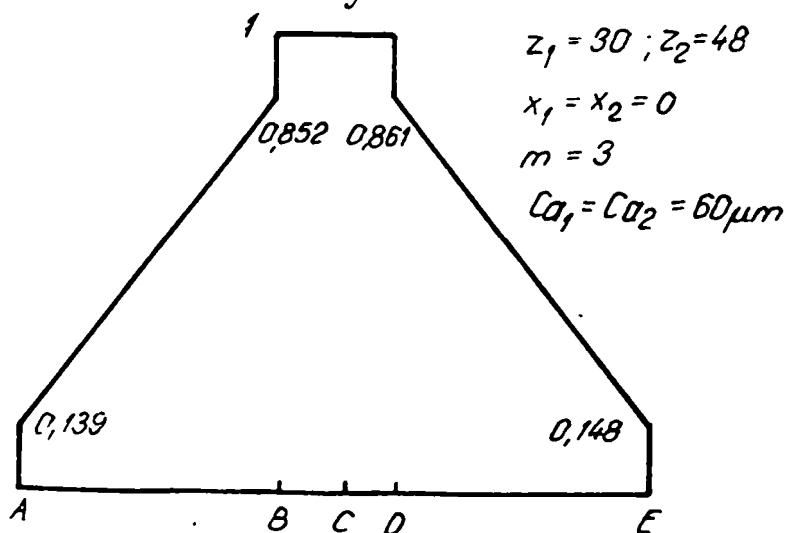


Fig. 5.42

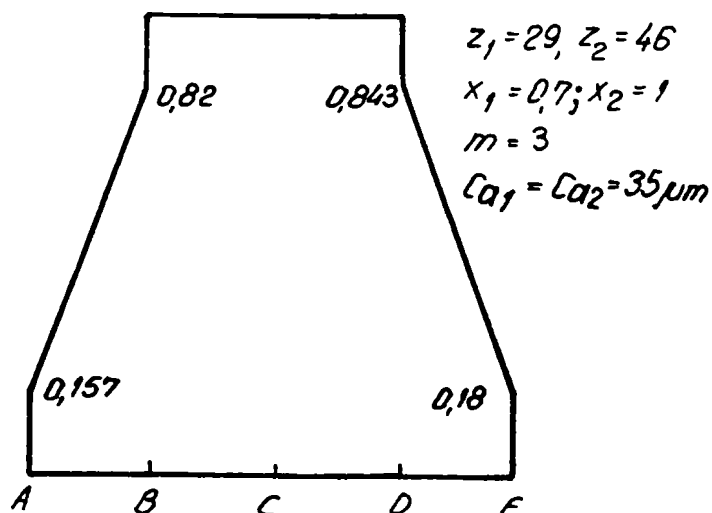


Fig. 5.43

Din fig.5.40-5.43 rezulta ca se poate obtine pe aceasta cale o ameliorare substantiala a repartitiei sarcinii in timpul angrenarii, si implicit o crestere a capacitatii portante la gripare.

5.3.4. Influenta vitezei de alunecare

Din rel.(5.3) rezulta ca una din posibilitatile de reducere a puterii de frecare intr-un punct dat de angrenare si deci de crestere a capacitatii portante la gripare este reducerea vitezei de alunecare. Acest lucru este valabil cu atat mai mult cu cit coeficientul de frecare este aproape constant de-a lungul segmentului de angrenare (v.5.3.2), iar repartitia fortei F_N poate fi influentata notaritor de-abia prin fiancare, procedeu ce se poate aplica numai angrenajelor precise, greu incarcate si care creste pretul de cost al acestora.

Terauchi I. [T13] a redus viteza de alunecare prin utilizarea unui profil combinat evolventa cicloida, avind in zona cercului de rostogolire profil evolventic, iar in zona capului si piciorului profil cicloidal (fig.5.44).

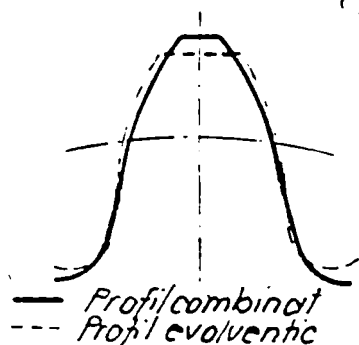


Fig.5.44

Diagrama alunecarilor specifice pentru angrenajul cu dantura evolventica este aratata in fig.5.45, iar pentru dantura combinata in fig.5.46.

Cu angrenaje cu profil combinat a obtinut o crestere substantiala a capacitatii portante la ciupire. Nu s-au facut incercari de gripare pentru acest angrenaj, dar se poate presupune ca va

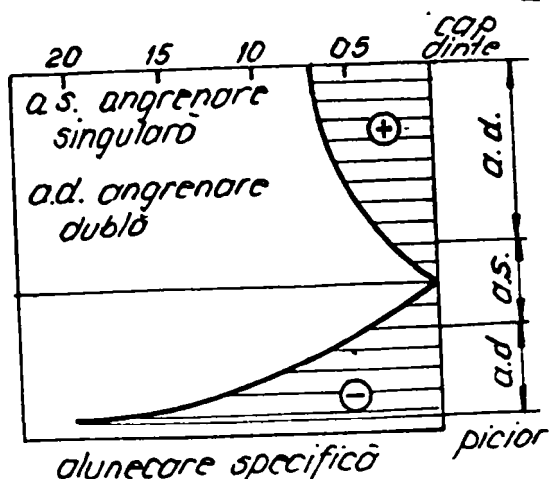


Fig.5.45

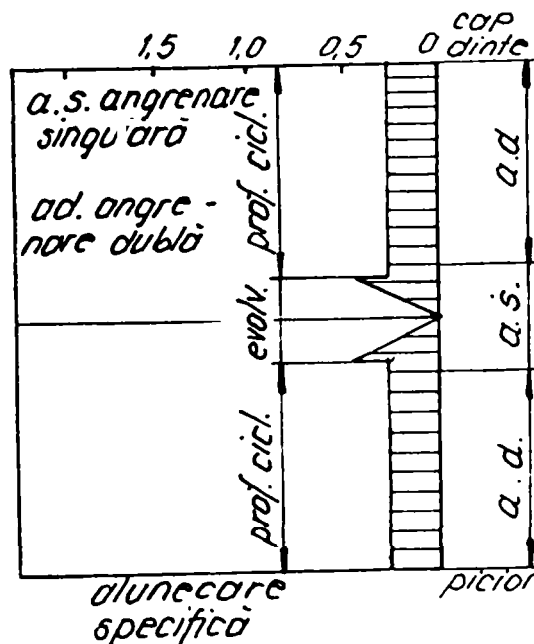


Fig.5.46 [T13]

rezulta o crestere importanta a capacitatii portante la gripare. Dezavantajul metodei consta in dificultatile de ordin tehnologic, si faptul ca in zona trecerii de la un profil la altul poate sa apara contact intre profile neconjugate. Din acest motiv se vor analiza in continuare metode de reducere a vitezei de alunecare la angrenaje cu profil evolventic.

Viteza de alunecare intr-un punct oarecare de contact Y al dintilor unui angrenaj cilindric este diferenta vitezelor celor doua profile in contact in directia tangentei la profil. Viteza normala la ambele profile este:

$$V_n = \frac{\omega_1 \cdot db_1}{2} \quad (5.84)$$

Viteza de alunecare intr-un punct Y de pe segmentul de angrenare rezulta (fig.5.3):

$$V_g = \pm (\omega_2 \rho_{y2} - \omega_1 \rho_{y1}) \quad (5.85)$$

unde $\omega_{1,2}$ [rad/s] este viteza unghiulara a rotii 1 respectiv 2;

$\rho_{y1,2}$ [m] - raza de curbura a profilului rotii 1 respectiv 2 corespunzatoare punctului de contact Y.

Relatia (5.85) se mai poate scrie:

$$V_g = \pm \omega_1 \left(\frac{\rho_{y2}}{u} - \rho_{y1} \right) \quad (5.86)$$

unde $u = z_2/z_1$ - raportul de angrenare.

Din fig.5.3 rezulta distanta g_y intre punctul Y si polul angrenarii C:

$$g_{dy} = \pm (\rho_{c1} - \rho_{y1}) = \mp (\rho_{c2} - \rho_{y2}) \quad (5.87)$$

Exprimind din relatia (5.87) ρ_{y2} si ρ_{y1} si tinind cont ca $\rho_{c2}/u = \rho_{c1}$ rezulta:

$$V_g = \pm \omega_1 g_{dy} \left(1 + \frac{1}{u} \right) \quad (5.88)$$

Valorile maxime ale vitezei de alunecare apar la intrare (A), respectiv iesire (E) din angrenare:

$$V_{gf} = \pm \omega_1 \cdot g_f \left(1 + \frac{1}{u} \right) \quad (5.89)$$

$$V_{ga} = \pm \omega_1 \cdot g_a \left(1 + \frac{1}{u} \right) \quad (5.90)$$

unde g_r este segmentul de intrare in angrenare (fig.5.3)

$$g_f = \rho_{A2} - \rho_{c2} = \frac{1}{2} \left(\sqrt{da_2^2 - db_2^2} - db_2 \cdot \operatorname{tg} \alpha_w \right) \quad (5.91)$$

si g_a este segmentul de iesire din angrenare:

$$g_a = \rho_{E1} - \rho_{C1} = \frac{1}{2} \left(\sqrt{d_{a1}^2 - d_{b1}^2} - d_{b1} \cdot \operatorname{tg} \alpha_w \right) \quad (5.92)$$

unde $d_{a1,2}$ - diametrul de cap al rotii 1 respectiv 2;

$d_{b1,2}$ - diametrul de baza al rotii 1 respectiv 2;

α_w - unghiul de angrenare.

In practica este avantajos a se utiliza o marime adimensionala, numita factor de alunecare si care este raportul dintre viteza de alunecare si viteza tangentiala in polul angrenarii:

$$k_g = \frac{v_g}{v} = \frac{2g\alpha}{d\omega_1} \left(1 + \frac{1}{u} \right) \quad (5.93)$$

Valorile maxime ale factorului de alunecare se ating in punctele de intrare si iesire din angrenare. Astfel in punctul de intrare in angrenare A, rezulta:

$$k_{gf} = \frac{2g_f}{d\omega_1} \left(1 + \frac{1}{u} \right) \quad (5.94)$$

iar in punctul de iesire din angrenare E:

$$k_{ga} = \frac{2g_a}{d\omega_1} \left(1 + \frac{1}{u} \right) \quad (5.95)$$

Variatia factorului de alunecare de-a lungul liniei de angrenare este reprezentata in fig.5.47 pentru un angrenaj cu $u=2$.

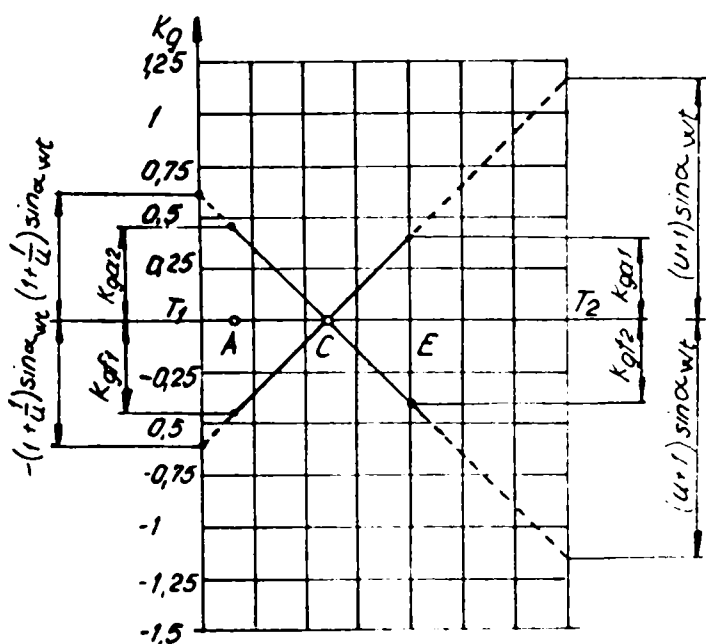


Fig.5.47

Din relatiile de mai sus rezulta doua posibilitati de reducere a factorului de alunecare, ce duc implicit la cresterea capacitatii portante la gripare.

a) reducerea segmentului de angrenare g_α prin cresterea unghiului de angrenare, ce va duce implicit la micșorarea segmentelor parțiale de angrenare g_f și g_a ;

b) repartizarea deplasării

specifice suma pe cele doua roti astfel incit vitezele de alunecare la intrare si iesire din angrenare sa fie egale.

a) Reducerea segmentului de angrenare g_{α} prin cresterea unghiului de angrenare se poate realiza numai prin deplasari pozitive de profil, deoarece unghiul de referinta este standardizat ($\alpha = 20^{\circ}$).

Alegerea unui unghi de angrenare marit fata de cel de referinta ($\alpha_w > \alpha$) prezinta si urmatoarele avantaje [B3;N2]:

- reducerea pericolului de subtaiere;
- numarul de dinti limita scade;
- grosimea dintelui la baza creste, ceea ce duce la o crestere a capacitatii portante la incovoiere;
- razele de curbura cresc, ceea ce duce la cresterea capacitatii portante la ciupire si la o crestere a grosimii filmului de lubrifiant intre dinti.

Dezavantajele cresterii unghiului de angrenare sint:

- raza de racordare la baza dintelui se micsoreaza si scade capacitatea portanta la incovoiere datorita concentratorului de tensiune marit (la numere mici de dinti este mai pronuntata cresterea capacitatii portante datorita cresterii grosimii, decit scaderea ei datorita razei de racordare);
- poate sa apara ascutirea dintilor (eventual scurtarea);
- scade gradul de acoperire.

Din punctul de vedere al reducerii pericolului de gripare este indicat ca unghiul de angrenare sa fie cit mai mare posibil. Se pune insa problema care este limita cresterii unghiului de angrenare? Din analiza procesului de angrenare rezulta ca limitele unghiului de angrenare sint determinate de gradul de acoperire minim si de conditia de evitare a interferentei secundare.

Limita din conditia gradului de acoperire minim

Gradul de acoperire are expresia:

$$\varepsilon = \frac{\sqrt{d_{a1}^2 - d_{b1}^2} + \sqrt{d_{a2}^2 - d_{b2}^2} - 2a_w \sin \alpha_w}{2 \pi m \cdot \text{tg } \alpha} \quad (5.96)$$

unde a_w - este distanta dintre axe;

m - modulul danturii.

Pentru z_1, z_2 si α_w dat, ε depinde numai de repartitia deplasarii specifice de profil x_1, x_2 .

In lucrarea [17] se aduce expresia gradului de acoperire pentru o valoare impusa ϵ_a la forma rationala si se gaseste solutia generala:

$$X_1 = \frac{e \cdot b_1 - (a \pm c \sqrt{e^2 - 2\sigma e + 1})}{4e} \quad (5.97)$$

in care: $e = \frac{a^2 - c^2}{(z_2^2 - z_1^2) \cos \alpha}$ si $\sigma = \frac{z_2^2 + z_1^2}{z_2^2 - z_1^2}$ (5.98)

$$b_1 = z_2 - z_1 + (z_1 + z_2) \frac{\operatorname{inv} \alpha_w - \operatorname{inv} \alpha}{\operatorname{tg} \alpha} \quad (5.99)$$

$$a = (z_1 + z_2) \left(2 \frac{\cos \alpha}{\cos \alpha_w} - \frac{\operatorname{inv} \alpha_w - \operatorname{inv} \alpha}{\operatorname{tg} \alpha} - 1 \right) \quad (5.100)$$

$$c = [2\tilde{\Pi} \epsilon_a + (z_1 + z_2) \cdot \operatorname{tg} \alpha_w] \cos \alpha \quad (5.101)$$

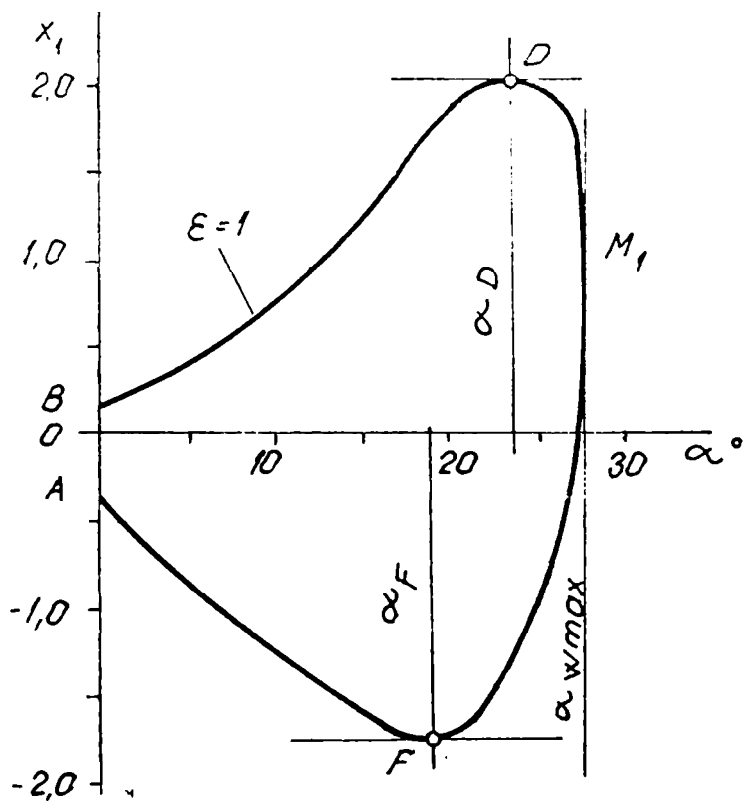


Fig.5.48

Variatia functiei $x_1 = f(\alpha_w; \epsilon = \text{const})$ este reprezentata in fig.5.48 pentru un caz dat [17].

Valoarea maxima a lui α_w rezulta din (5.97) pentru

$$e^2 + 2\sigma \cdot e + 1 = 0 \quad (5.102)$$

Inlocuind marimile e si σ rezulta pentru α_{wmax} [17]:

$$a^2 - c^2 = (z_2 + z_1)^2 \cdot \cos^2 \alpha \quad (5.103)$$

care se poate scrie sub forma:

$$z_s^2 \left(2 \frac{\cos \alpha}{\cos \alpha_{wmax}} - \frac{\operatorname{inv} \alpha_{wmax} - \operatorname{inv} \alpha}{\operatorname{tg} \alpha} - 1 \right)^2 - (2\tilde{\Pi} \epsilon_a + z_s \operatorname{tg} \alpha_{wmax})^2 \cdot \cos^2 \alpha - z_s^2 \cdot \cos^2 \alpha = 0 \quad (5.104)$$

Se observa ca α_{wmax} depinde pentru un ϵ_a dat numai de suma

numerelor de dinti (z_{\bullet}).

Ecuatia transcendentă (5.104) se poate rezolva iterativ cu o metoda numerica.

Limita din conditia de evitare a interferentei secundare

Pentru angrenajul exterior interferenta in zona de racordare a bazei dintelui are loc atunci cind punctele limita de contact se afla in afara punctelor de intersectie dintre linia de angrenare si cercurile inceputurilor profilelor evolventice (fig.5.49).

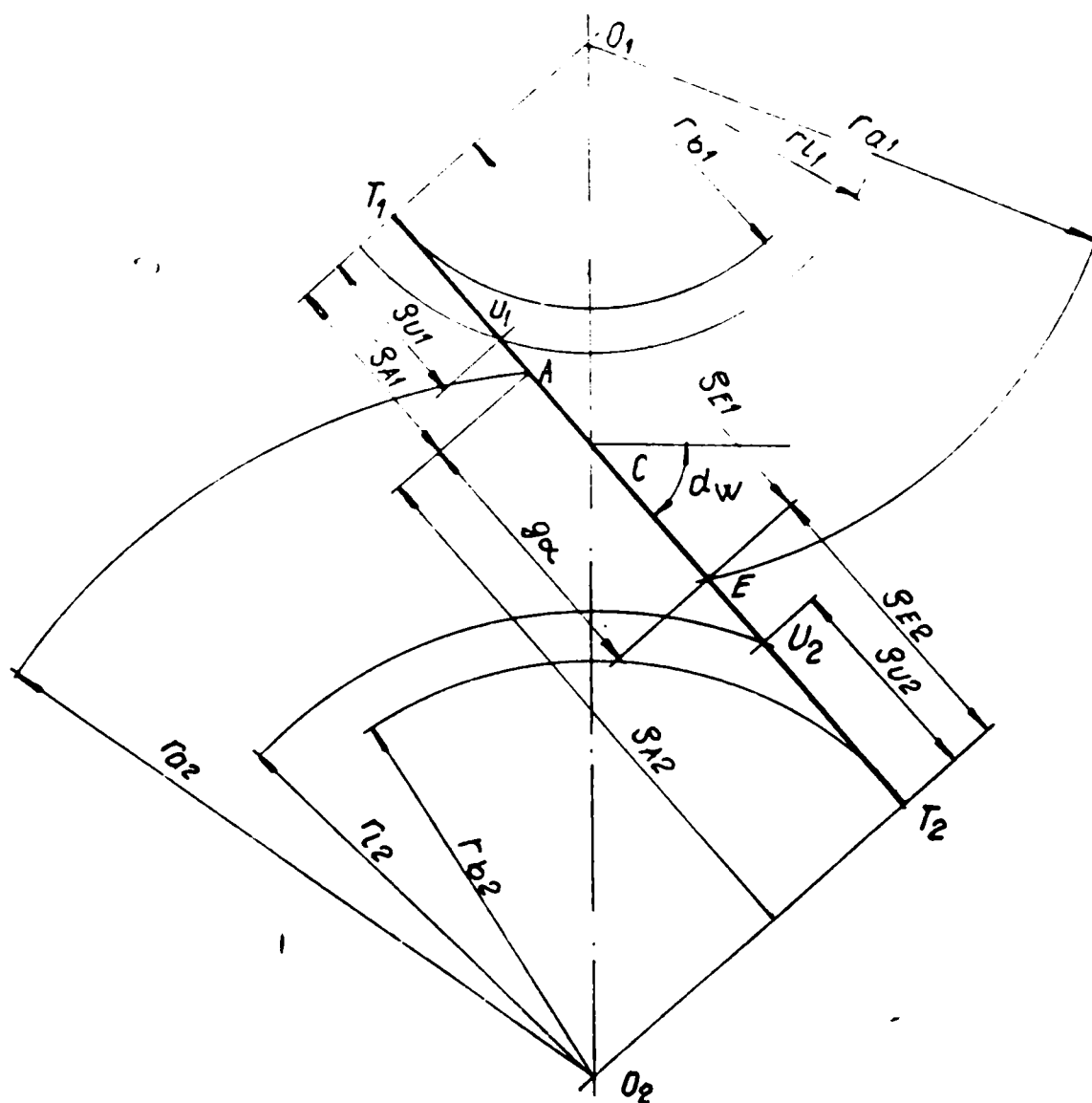


Fig.5.49

Conditia de evitare a interferentei in zona de racordare a bazei dintelui este:

$$r_{A1} \geq r_{U1} \quad \text{si} \quad r_{E2} \geq r_{U2} \quad (5.105)$$

In cazul generarii danturii cu scule de tipul cremalierii se exprima diametrul cilindrului inceputurilor profilelor evolventice cu relatia [S2]:

$$d_e = d_b \sqrt{1 + \left(\operatorname{tg} \alpha - \frac{2(1-x)}{z \cdot \sin \alpha \cdot \cos \alpha} \right)^2} \quad (5.106)$$

iar

$$\rho_u = \frac{1}{2} \sqrt{d_e^2 - d_b^2} \quad (5.107)$$

Unghiul de angrenare maxim admisibil (deci și x_{\max} maxim admisibil) se obține când sunt satisfăcute ambele condiții (5.105) la limita.

Exprimind razele de racordare ρ_{a1} și ρ_{e2} rezulta:

$$\left. \begin{aligned} a_w \cdot \sin \alpha_w - \frac{1}{2} \sqrt{d_{a2}^2 - d_b^2} &\geq \frac{1}{2} \sqrt{d_{e1}^2 - d_b^2} \\ a_w \cdot \sin \alpha_w - \frac{1}{2} \sqrt{d_{a1}^2 - d_b^2} &\geq \frac{1}{2} \sqrt{d_{e2}^2 - d_b^2} \end{aligned} \right\} \quad (5.108)$$

în care

$$\left. \begin{aligned} d_{a1} &= m \cdot [z_1 + 2(h_a^* + x_1 - \Delta y)] \\ d_{a2} &= m \cdot [z_2 + 2(h_a^* + x_2 - \Delta y)] \end{aligned} \right\} \quad (5.109)$$

sînt diametrele de cap

$$\Delta y = (a - a_w) / m + x_s \quad (5.110)$$

este scurtarea, iar

$$x_s = \frac{(z_1 + z_2)(\operatorname{inv} \alpha_w - \operatorname{inv} \alpha)}{2 \operatorname{tg} \alpha} \quad (5.111)$$

este deplasarea specifică sumă.

Ținînd cont că $x_2 = x_{\max} - x_1$ și înlocuind relațiile (5.109), (5.110) și (5.111) în (5.108) se obține la limita pentru z_1, z_2 și m cunoscut un sistem neliniar de două ecuații cu două necunoscute (x_1, α_w sau x_1, x_{\max}).

Rezolvînd sistemul printr-o metodă numerică se obține valoarea maxim admisibilă pentru x_{\max} sau α_w și x_1 corespunzător acestei valori.

Rezolvînd ecuațiile (5.104) și (5.108) și reprezentînd grafic rezultatele se obține dependența între x_{\max} și $z_{\max} = z_1 + z_2$ (fig. 5.50) sau $\alpha_{w \max}$ și z_{\max} (fig. 5.51).

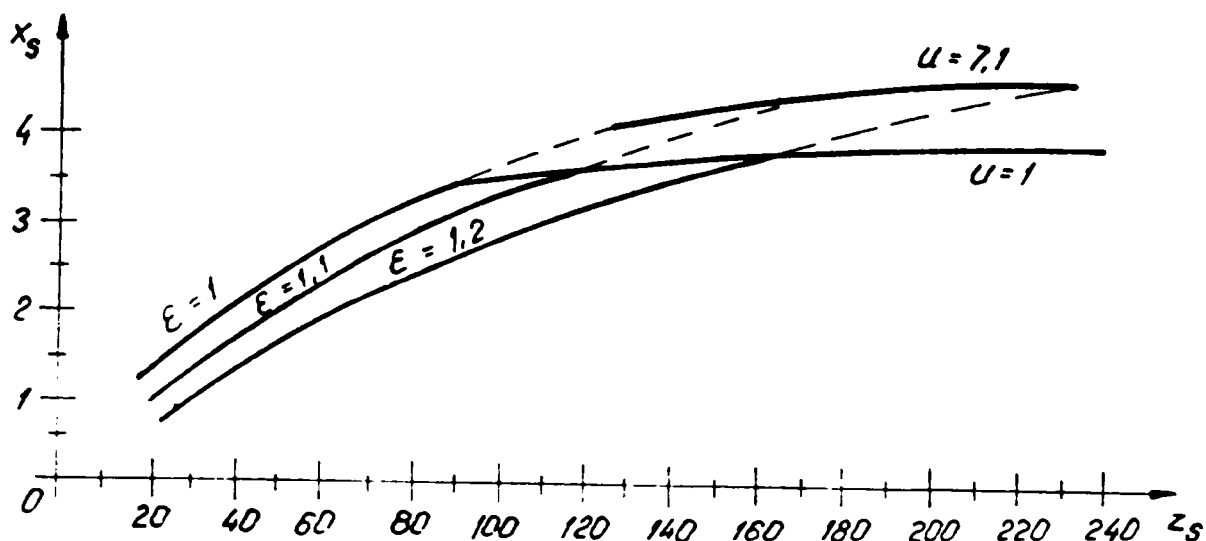


Fig.5.50

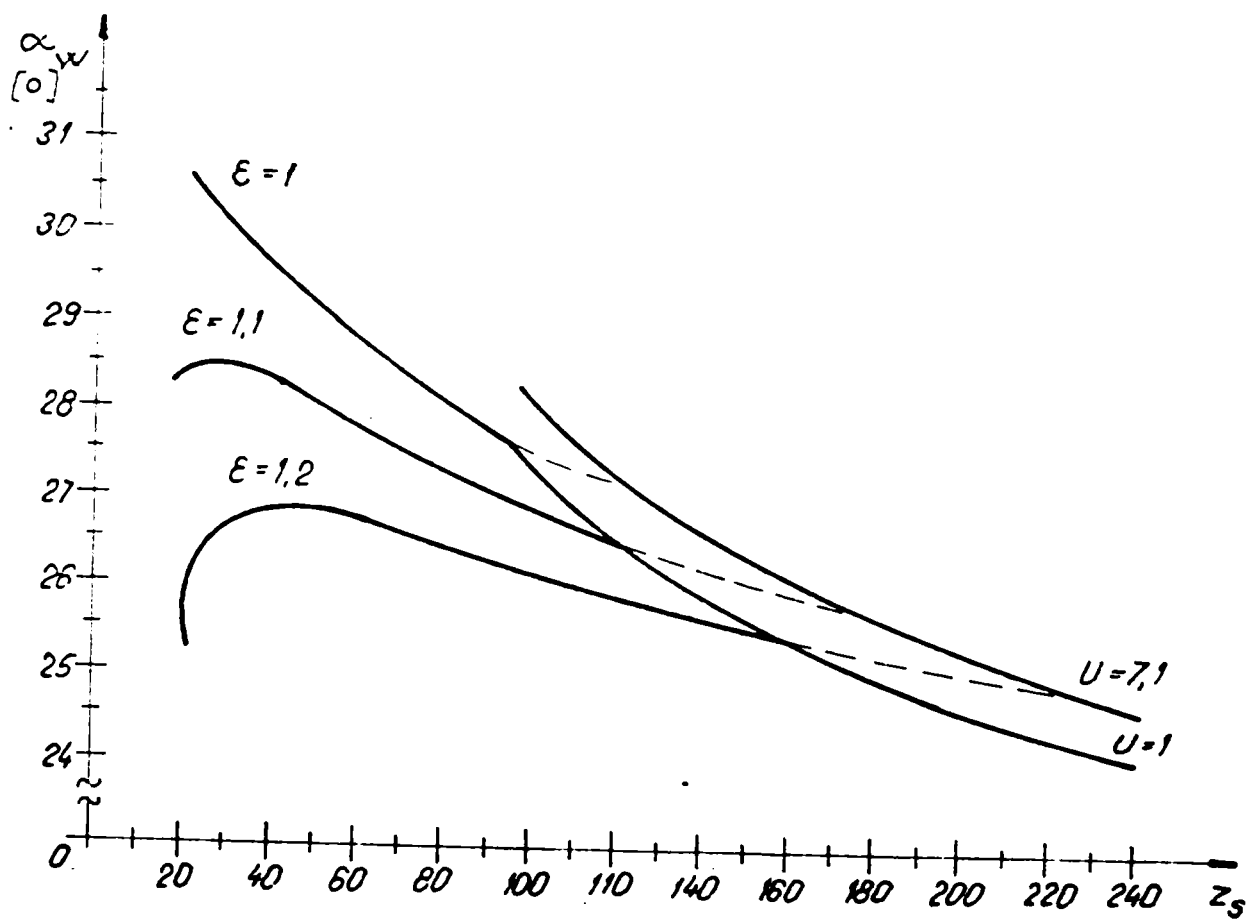


Fig.5.51

S-au trecut pe diagrame, pe lînga curba $E=1,2$ si curbele α_{wmax} (X_{wmax}) pentru $E=1,1$ si $E=1$ valori admisibile la dinti inclinati (cînd in locul lui z_w se foloseste suma echivalenta a dintilor) sau la precizii mari ale angrenajelor (curba $E=1,1$).

In cazul alegerii unghiului α_w la limita rezulta o repartitie unica a sumei deplasarilor specifice. Din acest motiv se recomanda ca $\alpha_w < \alpha_{wmax}$, caz in care repartitia deplasarilor specifice numai este unica.

Pentru un unghi α_w ales repartitia deplasariilor specifice in general nu poate fi oarecare, ci trebuie sa satisfaca conditiile de evitare a ascutirii, subtaierii, interferentei, iar pentru a obtine capacitatea portanta maxima la gripare trebuie sa satisfaca conditia egalitatii vitezelor de alunecare la inceputul si sfirsitul angrenarii.

b) Repartizarea deplasariilor specifice suma pe cele doua roti

Puterea de frecare si implicit pericolul de gripare se poate reduce la intrare respectiv iesirea din angrenare alegind astfel deplasariile specifice de profil incit vitezele de alunecare, respectiv, factorii de alunecare sa fie egali la inceputul si sfirsitul angrenarii.

Punindu-se conditia $K_{gr} = K_{ga}$ rezulta:

$$g_f = g_a \quad (5.112)$$

sau tinind cont de (5.91) si (5.92)

$$f_{A2} - f_{C2} - f_{E1} + f_{C1} = 0 \quad (5.113)$$

Razele de curbura au expresiile:

$$f_{A2} = \frac{1}{2} \sqrt{d_{a2}^2 - d_{b2}^2} \quad (5.114)$$

$$f_{E1} = \frac{1}{2} \sqrt{d_{a1}^2 - d_{b1}^2} \quad (5.115)$$

$$f_{C1} = \frac{1}{2} d_{b1} \cdot \operatorname{tg} \alpha_w \quad (5.116)$$

$$f_{C2} = \frac{1}{2} d_{b2} \cdot \operatorname{tg} \alpha_w \quad (5.117)$$

Singurele marimi din relatiile (5.114)...(5.117) care depind de pozitia segmentului de angrenare AE pe linia de angrenare T1T2 sint diametrele de cap d_{a1} si d_{a2} care au expresiile (5.109).

Dar cum $x_2 = x_a - x_1$, se poate scrie d_{a2} sub forma

$$d_{a2} = m [z_2 + 2(h_a^* + x_s - x_1 - \Delta y)] \quad (5.118)$$

De aici rezulta ca singura variabila in relatia (5.113) este x_1 si se poate scrie functia factorilor de alunecare egalizate

$$f(x_1) = f_{A2} - f_{C2} - f_{E1} + f_{C1} = 0 \quad (5.119)$$

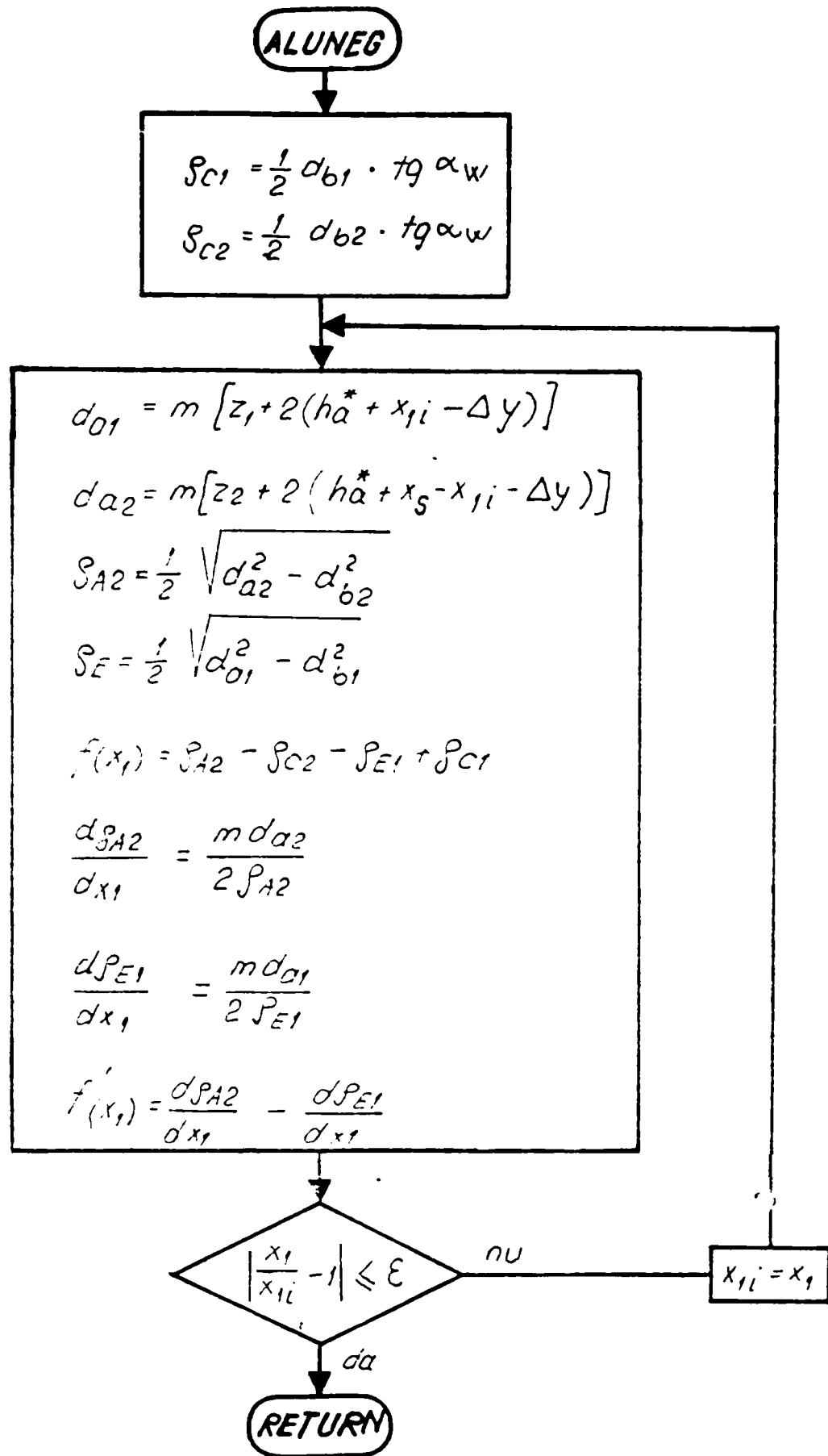


Fig.5.52

Ecuatia transcendentă (5.119) se poate rezolva cu metoda tangentei lui Newton, după care se obține o aproximație de ordinul $n+1$ a soluției din aproximația de ordinul n din relația (D11):

$$x_{1n+1} = x_{1n} - \frac{f(x_{1n})}{f'(x_{1n})} \quad (5.120)$$

Derivata $f'(x_1)$ se obtine din (5.119):

$$f'(x_1) = \frac{df(x_1)}{dx_1} = \frac{d\beta_{A2}}{dx_1} - \frac{d\beta_{C2}}{dx_1} - \frac{d\beta_{E1}}{dx_1} + \frac{d\beta_{C1}}{dx_1} \quad (5.121)$$

in care:

$$\frac{d\beta_{A2}}{dx_1} = -\frac{mda_2}{\sqrt{da_2^2 - db_2^2}} = -\frac{mda_2}{2\beta_{A2}} \quad (5.122)$$

$$\frac{d\beta_{E1}}{dx_1} = \frac{mda_1}{\sqrt{da_1^2 - db_1^2}} = \frac{mda_1}{2\beta_{E1}} \quad (5.123)$$

$$\frac{d\beta_{C2}}{dx_1} = \frac{d\beta_{C1}}{dx_1} = 0 \quad (5.124)$$

de unde rezulta:

$$f'(x_1) = \frac{df(x_1)}{dx_1} = -\frac{m}{2} \left(\frac{da_2}{\beta_{A2}} + \frac{da_1}{\beta_{E1}} \right) \quad (5.125)$$

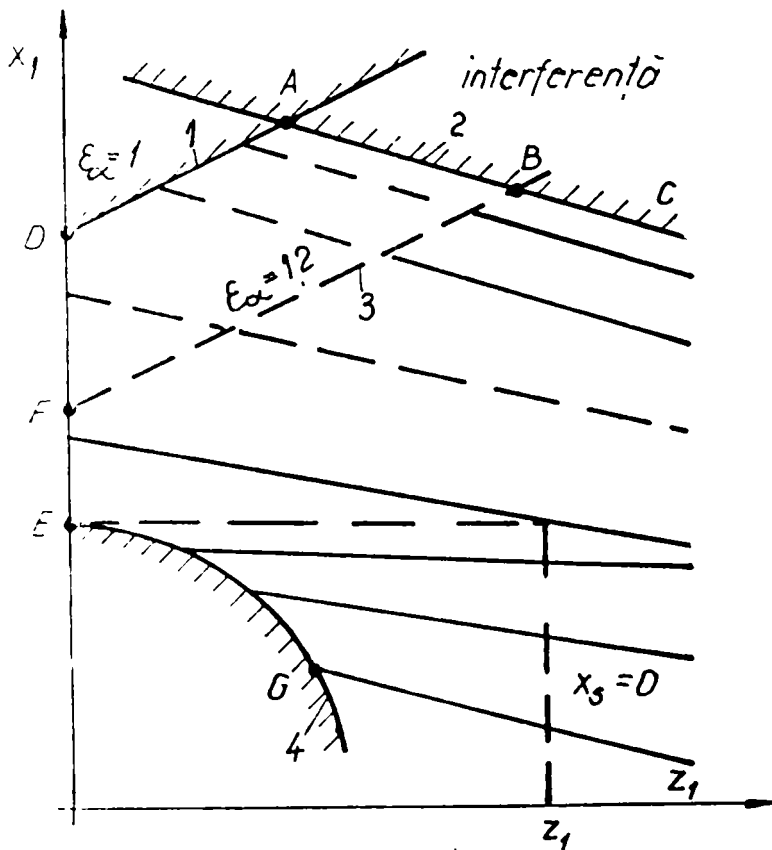


Fig. 5.55

Drept valori de pornire in procesul iterativ se poate accepta

$$x_{10} = \frac{x_5}{u+1} \quad (5.126)$$

Organigrama procedurii de calcul este data in Fig. 5.52, in care se presupune ca marimile z_1 ,

z_2 , m , n^* , a_1 , y_1 , a_2 , α_w , u , db_1 , db_2 , β_{C1} , β_{C2} se cunosc din programul parent.

Subprogramul de calcul este prezentat in forma BASIC in anexa 4.

Pentru cazul calculului

neautomatizat s-a trasat o familie de nomograme din care rezulta

$x_1 = f(z_1)$ cu x_2 parametru și $u = \text{constant}$ (fig. 5.54-5.69).

Forma nomogramelor și utilizarea lor rezulta din fig. 5.53.

Pentru a evita verificarea parametrilor calitativi s-au trasat și curbele limita. Astfel curba 1 reprezintă limita $\epsilon_\alpha = 1$ curba 2 limita de interferență, curba 3 limita $\epsilon_\alpha = 1,2$ și curba 4 limita de subțaiere.

Nomogramele s-au trasat numai pentru $x_2 \geq 0$ ținând cont de cele arătate mai înainte și de recomandările literaturii de specialitate [B3, N2, B6, H1] cu privire la alegerea coeficienților de deplasare.

Pentru a putea trasa curbele limita este necesar să fie cunoscute punctele A și B de intersecție dintre curba $\epsilon_\alpha = 1$ și interferență, respectiv de intersecție dintre curba $\epsilon_\alpha = 1,2$ și interferență. În plus punctele de intersecție trebuie să satisfacă și condiția vitezelor de alunecare egalizate. De aici rezulta un sistem neliniar de 3 ecuații cu trei necunoscute, cele trei necunoscute fiind z_1 , x_1 , x_2 .

Din condiția vitezelor de alunecare egalizate rezulta:

$$f_1(z_1, x_1, z_s) = \rho_{A2} - \rho_{C2} - \rho_{E1} + \rho_{C1} = 0 \quad (5.127)$$

Din condiția gradului de acoperire impus rezulta:

$$f_2(z_1, x_1, z_s) = \rho_{A2} - \rho_{C2} + \rho_{E1} - \rho_{C1} - \epsilon_\alpha \tilde{m} \cos \alpha = 0 \quad (5.128)$$

Din condiția de evitare a interferenței în zona de racordare a bazei dintelui rezulta:

$$f_3(z_1, x_1, x_2) = \rho_{E2} - \rho_{U2} = 0 \quad (5.129)$$

în care:

$$\rho_{E2} = a_w \sin \alpha_w - \rho_{E1} \quad (5.130)$$

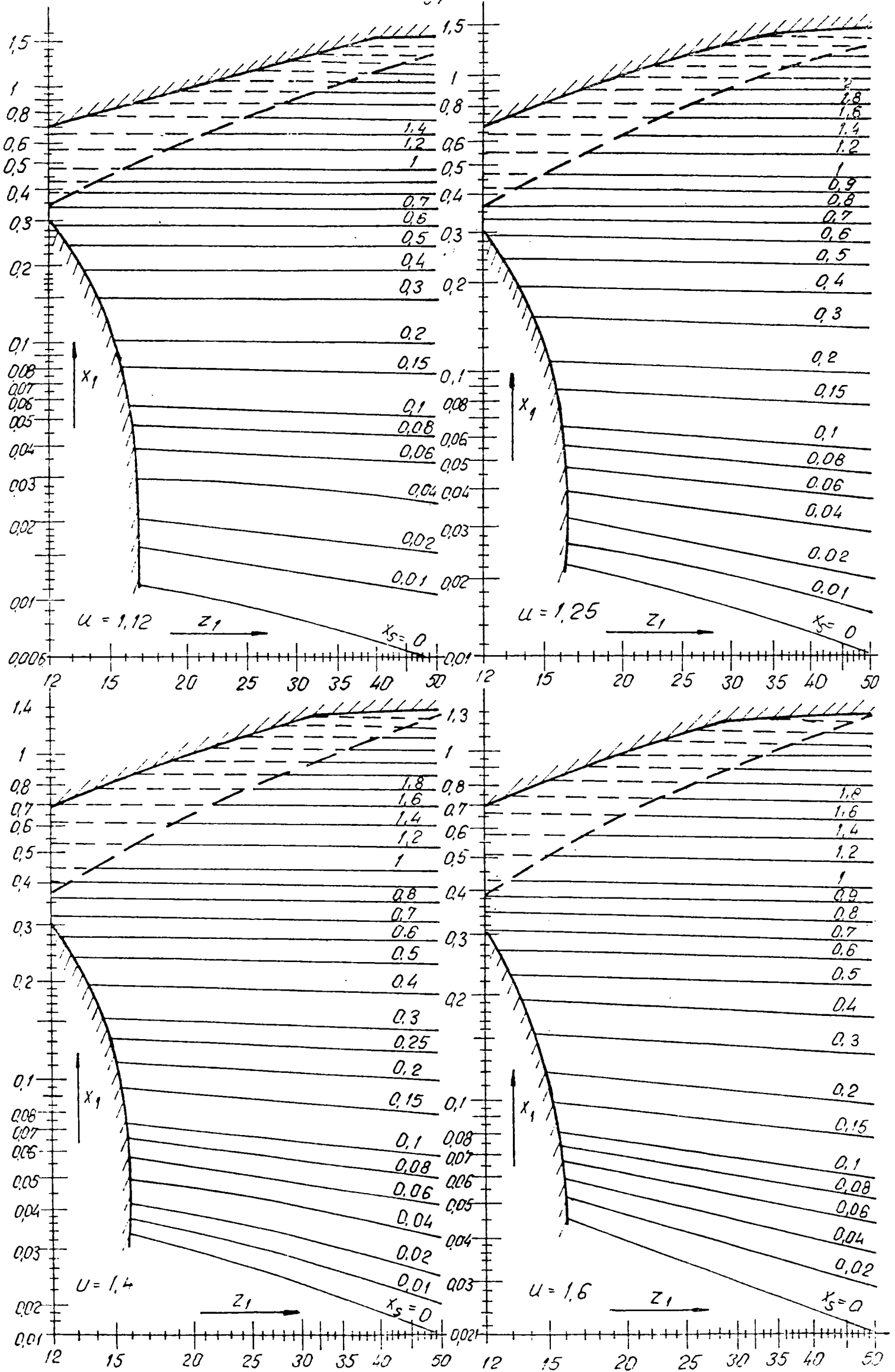
- raza de curbura a începutului profilului evolventic:

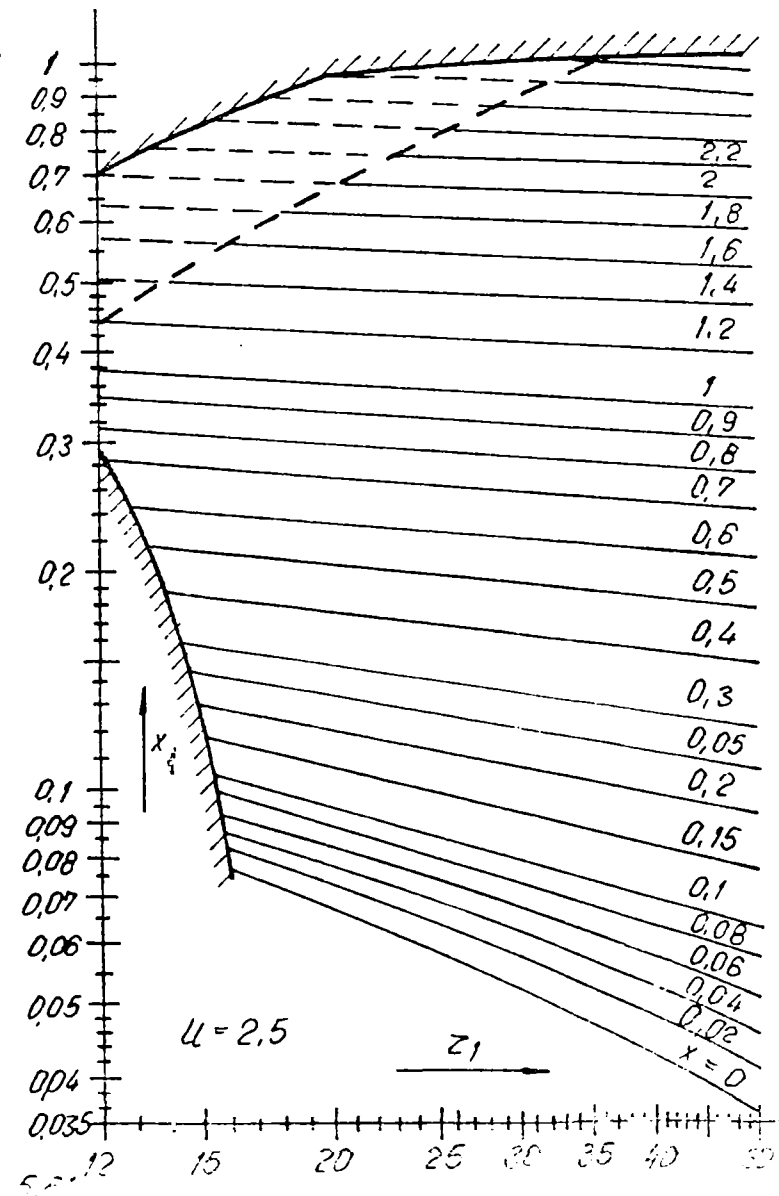
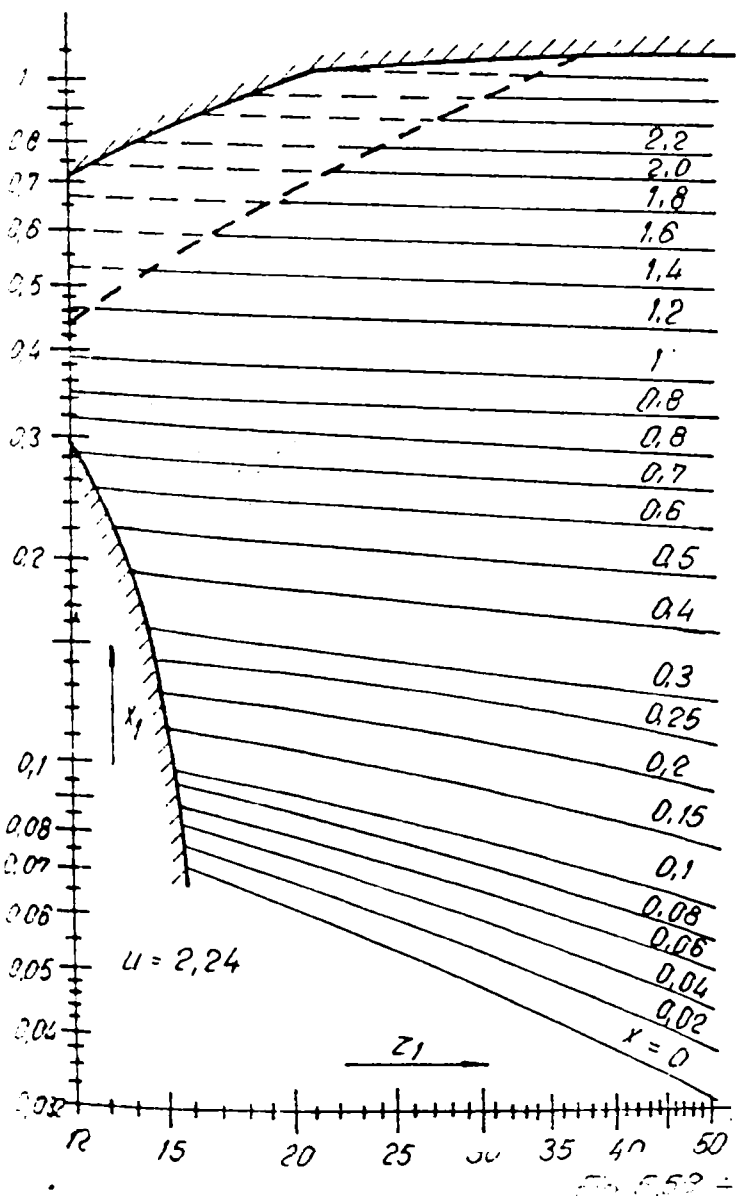
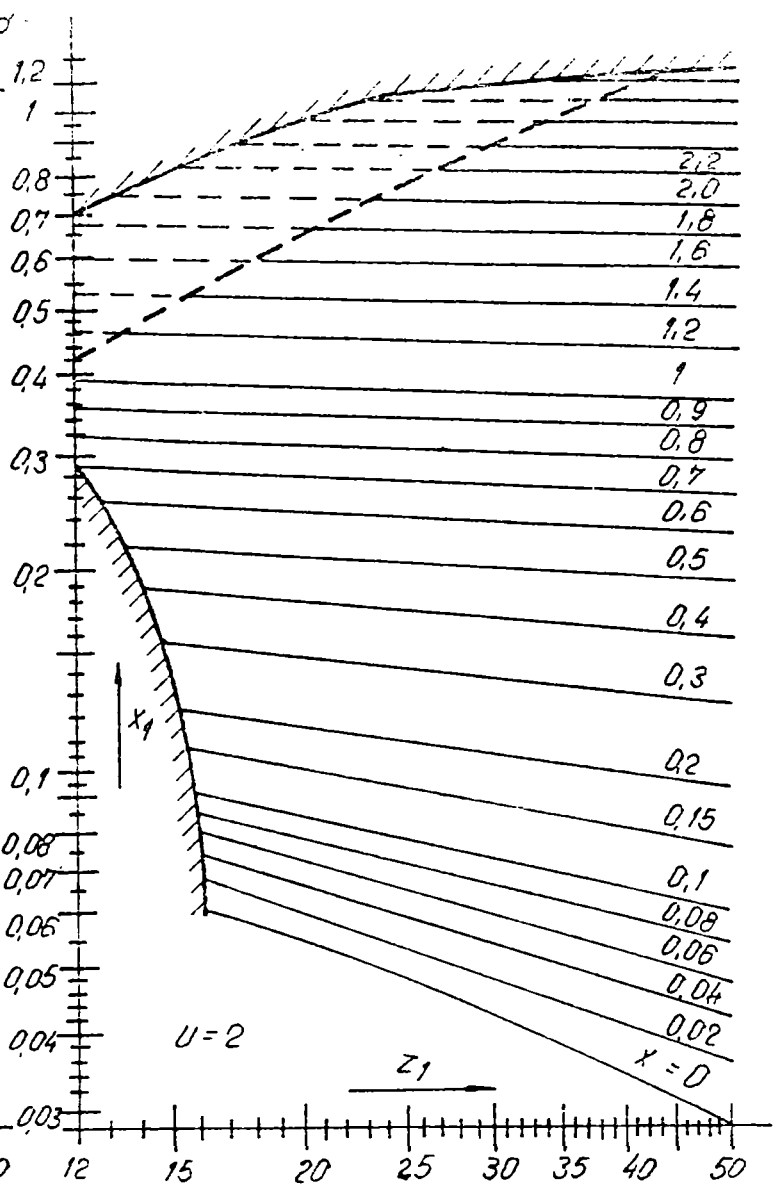
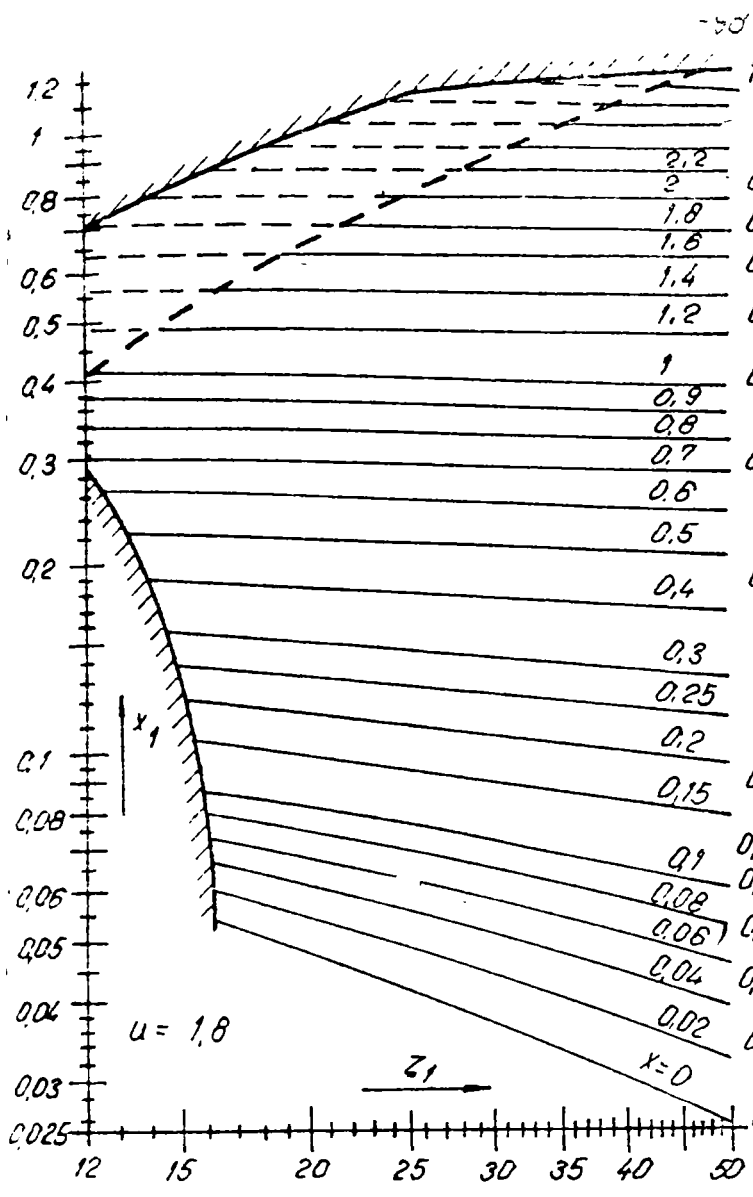
$$\rho_{U2} = \frac{1}{2} \sqrt{d_{l2}^2 - d_{b2}^2} \quad (5.131)$$

- diametrul cilindrului începuturilor profilelor evolventice:

$$d_{l2} = d_{b2} \sqrt{1 + \left[\operatorname{tg} \alpha - \frac{2(1-x_2)}{z_2 \sin \alpha \cos \alpha} \right]^2} \quad (5.132)$$

Înlocuind $z_2 = u \cdot z_1$ și $x_2 = x_2 - x_1$ rămân în relațiile de mai sus numai necunoscutele stabilite.





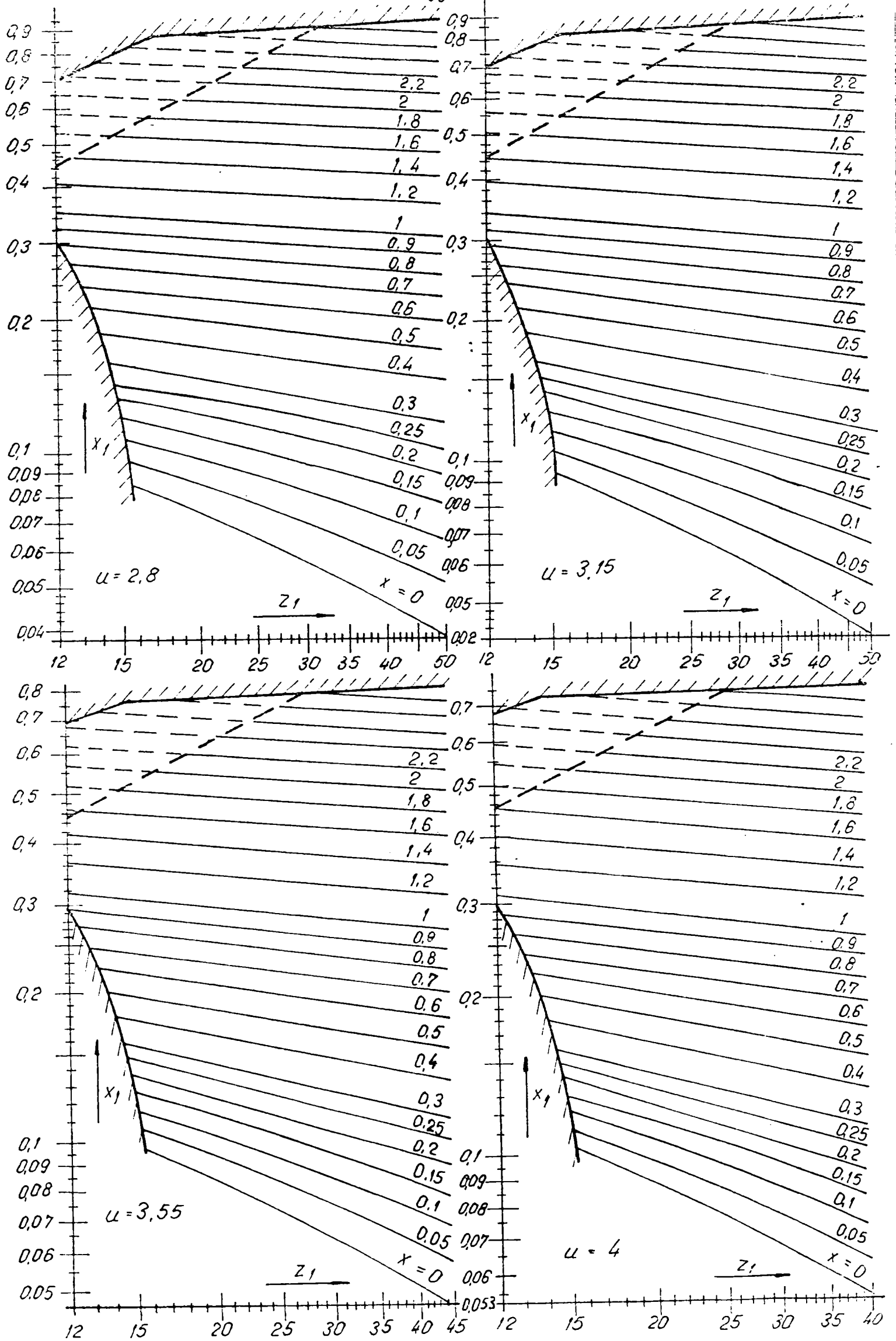


Fig. 5.52 ÷ 5.55

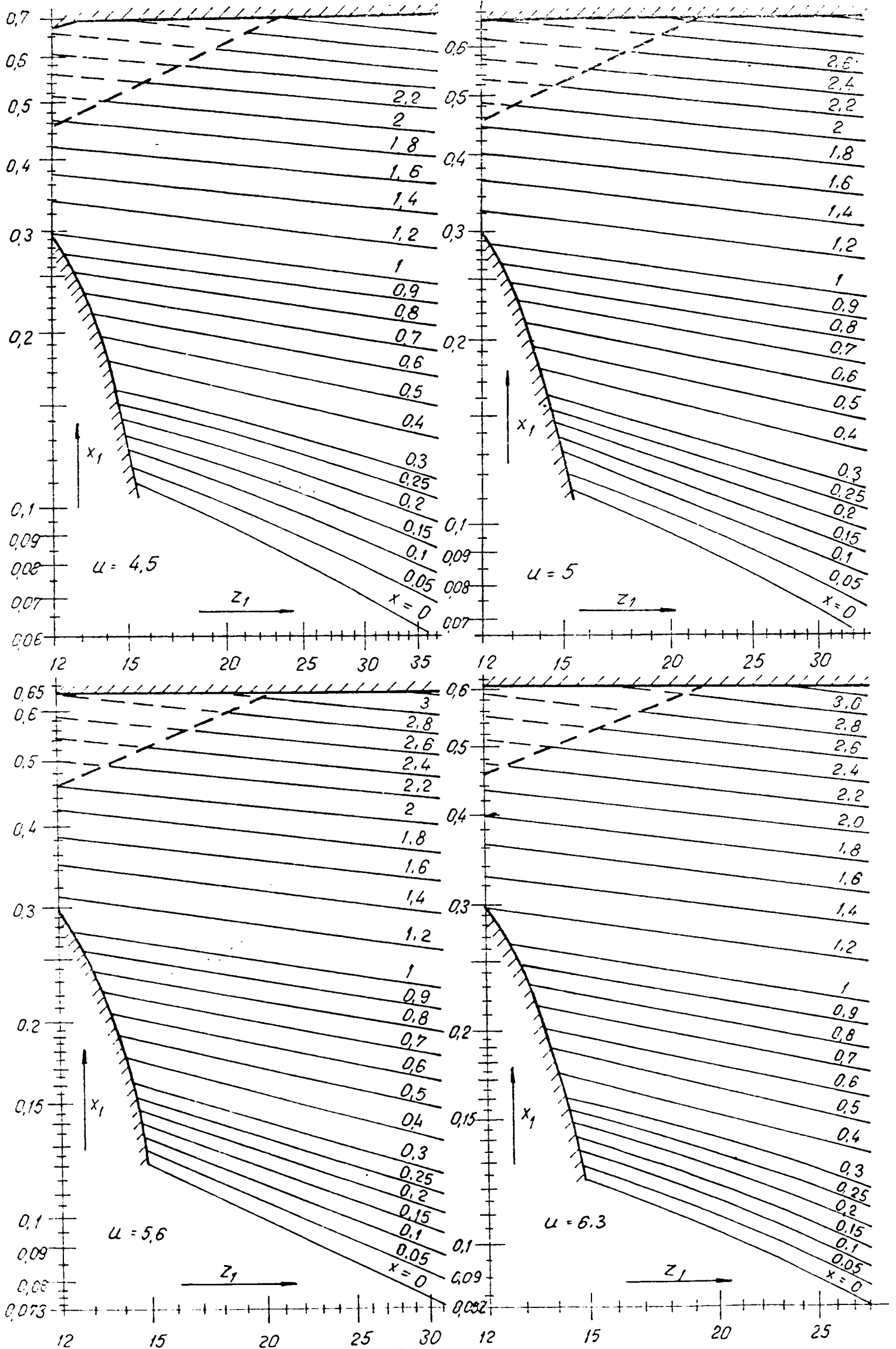


Fig. 5.66 ÷ 5.69

Se noteaza

$$X = \begin{bmatrix} x_1 \\ x_2 \\ x_3 \end{bmatrix}$$

Sistemul $f(x)=0$ se rezolva prin metoda Newton, dupa care o aproximatie de ordinul $n+1$ a solutiei se obtine din aproximarea n cu relatia:

$$X^{(n+1)} = X^{(n)} - W^{-1}(X^{(n)}) \cdot f(X^{(n)}) \quad (5.133)$$

in care

$$f = \begin{bmatrix} f_1 \\ f_2 \\ f_3 \end{bmatrix}$$

este matricea solutiilor aproximativa ($x_1=z_1$; $x_2=x_1$; $x_3=x_1$).

$W^{-1}(x)$ - inversa matricei Jacobiene avind expresia:

$$W(x) = \begin{vmatrix} \frac{\partial f_1}{\partial x_1} & \frac{\partial f_1}{\partial x_2} & \frac{\partial f_1}{\partial x_3} \\ \frac{\partial f_2}{\partial x_1} & \frac{\partial f_2}{\partial x_2} & \frac{\partial f_2}{\partial x_3} \\ \frac{\partial f_3}{\partial x_1} & \frac{\partial f_3}{\partial x_2} & \frac{\partial f_3}{\partial x_3} \end{vmatrix} \quad (5.134)$$

inlocuind in (5.134) necunoscutele initiale se obtine:

$$W(x) = \begin{vmatrix} \frac{\partial f_1}{\partial z_1} & \frac{\partial f_1}{\partial x_1} & \frac{\partial f_1}{\partial x_3} \\ \frac{\partial f_2}{\partial z_1} & \frac{\partial f_2}{\partial x_1} & \frac{\partial f_2}{\partial x_3} \\ \frac{\partial f_3}{\partial z_1} & \frac{\partial f_3}{\partial x_1} & \frac{\partial f_3}{\partial x_3} \end{vmatrix} \quad (5.135)$$

Derivatele functiei vitezelor de alunecare egalizate

Derivata functiei f_1 in raport cu z_1 va avea expresia:

$$\frac{\partial f_1(z_1, x_1, x_s)}{\partial z_1} = \frac{\partial p_{A2}}{\partial z_1} - \frac{\partial p_{c2}}{\partial z_1} - \frac{\partial p_{E1}}{\partial z_1} + \frac{\partial p_{c1}}{\partial z_1} = W(1, 1)$$

tinind cont de rel. (5.114), (5.118), (5.110) si

$$db_2 = m z_2 \cos \alpha = m \cdot u \cdot z_1 \cos \alpha \quad (5.137)$$

rezulta

$$\frac{\partial p_{A2}}{\partial z_1} = \frac{da_2 \frac{\partial da_2}{\partial z_1} - db_2 \frac{\partial db_2}{\partial z_1}}{4 p_{A2}} \quad (5.138)$$

unde

$$\frac{\partial da_2}{\partial z_1} = m \cdot u - 2m \frac{\partial \Delta y}{\partial z_1} \quad (5.139)$$

$$\frac{\partial db_2}{\partial z_1} = m \cdot u \cdot \cos \alpha \quad (5.140)$$

$$\frac{\partial \Delta y}{\partial z_1} = \frac{1}{m} \cdot \frac{\partial a}{\partial z_1} - \frac{1}{m} \cdot \frac{\partial a_w}{\partial z_1} \quad (5.141)$$

Din

$$a = \frac{m z_1}{2} (u + 1) \quad (5.142)$$

si

$$a_w = \frac{a \cdot \cos \alpha}{\cos \alpha_w} \quad (5.143)$$

rezulta

$$\frac{\partial a}{\partial z_1} = \frac{m}{2} (u + 1) \quad (5.144)$$

si

$$\frac{\partial a_w}{\partial z_1} = \frac{\frac{\partial a}{\partial z_1} \cos \alpha \cdot \cos \alpha_w + a \cdot \cos \alpha \sin \alpha_w \frac{\partial \alpha_w}{\partial z_1}}{\cos^2 \alpha_w} \quad (5.145)$$

Din (5.111) rezulta:

$$\frac{u+1}{2 \operatorname{tg} \alpha} (\operatorname{inv} \alpha_w + \operatorname{inv} \alpha) + \frac{z_1(u+1)}{2 \operatorname{tg} \alpha} \left(\frac{\frac{\partial \alpha_w}{\partial z_1}}{\cos^2 \alpha_w} - \frac{\partial \alpha_w}{\partial z_1} \right) = 0 \quad (5.146)$$

de unde

$$\frac{\partial \alpha_w}{\partial z_1} = \frac{\operatorname{inv} \alpha - \operatorname{inv} \alpha_w}{z_1 \cdot \operatorname{tg}^2 \alpha_w} \quad (5.147)$$

Derivind rel. (5.117) in raport cu z_1 se obtine:

$$\frac{\partial p_{c2}}{\partial z_1} = \frac{1}{2} \frac{\partial db_2}{\partial z_1} \cdot \operatorname{tg} \alpha_w + \frac{1}{2} \frac{db_2}{\cos^2 \alpha_w} \cdot \frac{\partial \alpha_w}{\partial z_1} \quad (5.148)$$

Derivata rel. (5.115) in raport cu z_1 va fi:

$$\frac{\partial p_{E1}}{\partial z_1} = \frac{da_1 \frac{\partial da_1}{\partial z_1} - db_1 \frac{\partial db_1}{\partial z_1}}{4 p_{E1}} \quad (5.149)$$

unde

$$\frac{\partial da_1}{\partial z_1} = m - 2m \cdot \frac{\partial \Delta y}{\partial z_1} \quad (5.150)$$

$$\frac{\partial db_1}{\partial z_1} = m \cdot \cos \alpha \quad (5.151)$$

Din relatia (5.116) rezulta:

$$\frac{p_{c1}}{z_1} = \frac{1}{2} \frac{\partial db_1}{\partial z_1} \cdot \operatorname{tg} \alpha_w + \frac{1}{2} \frac{db_1}{\cos^2 \alpha_w} \cdot \frac{\partial \alpha_w}{\partial z_1} \quad (5.152)$$

Derivata functiei f_1 in raport cu x_1 este:

$$\frac{\partial f_1(z_1, x_1, x_5)}{\partial x_1} = \frac{\partial p_{A2}}{\partial x_1} - \frac{\partial p_{c2}}{\partial x_1} - \frac{\partial p_{E1}}{\partial x_1} + \frac{\partial p_{c1}}{\partial x_1} = W(1,2) \quad (5.153)$$

in care derivatele partiale rezulta din rel. (5.122), (5.123) si (5.124).

Derivata functiei f_1 in raport cu x_5 este:

$$\frac{\partial f_1(z_1, x_1, x_5)}{\partial x_5} = \frac{\partial p_{A2}}{\partial x_5} - \frac{\partial p_{c2}}{\partial x_5} - \frac{\partial p_{E1}}{\partial x_5} + \frac{\partial p_{c1}}{\partial x_5} = W(1,3) \quad (5.154)$$

tinind cont de relatiile (5.114), (5.118), si (5.110) se obtine:

$$\frac{\partial p_{A2}}{\partial x_s} = \frac{da_2 \frac{\partial da_2}{\partial x_s}}{4 p_{A2}} \quad (5.155)$$

$$\frac{\partial da_2}{\partial x_s} = 2m - 2m \frac{\partial \Delta y}{\partial x_s} \quad (5.156)$$

$$\frac{\partial \Delta y}{\partial x_s} = -\frac{1}{m} \cdot \frac{\partial a_w}{\partial x_s} + 1 \quad (5.157)$$

Prin derivarea rel. (5.143) în raport cu x_s se obține:

$$\frac{\partial a_w}{\partial x_s} = \frac{a \cos \alpha}{\cos^2 \alpha_w} \sin \alpha_w \frac{\partial \alpha_w}{\partial x_s} \quad (5.158)$$

Derivind rel. (5.111) în funcție de x_s rezulta:

$$1 = \frac{z_1 + z_2}{2 \operatorname{tg} \alpha} \cdot \operatorname{tg}^2 \alpha_w \cdot \frac{\partial \alpha_w}{\partial x_s} \quad (5.159)$$

de unde

$$\frac{\partial \alpha_w}{\partial x_s} = \frac{2 \operatorname{tg} \alpha}{(z_1 + z_2) \cdot \operatorname{tg}^2 \alpha_w} \quad (5.160)$$

Derivatele razelor de curbura în polul angrenării vor fi:

$$\frac{\partial p_{c2}}{\partial x_s} = \frac{db_2}{2 \cos^2 \alpha_w} \cdot \frac{\partial \alpha_w}{\partial x_s} \quad (5.161)$$

$$\frac{\partial p_{c1}}{\partial x_s} = \frac{db_1}{2 \cos^2 \alpha_w} \cdot \frac{\partial \alpha_w}{\partial x_s} \quad (5.162)$$

Din rel. (5.115) se obține prin derivare în raport cu x_s :

$$\frac{\partial p_{E1}}{\partial x_s} = \frac{da_1 \frac{\partial da_1}{\partial x_s}}{4 p_{E1}} \quad (5.163)$$

unde

$$\frac{\partial da_1}{\partial x_s} = 2 \frac{\partial a_w}{\partial x_s} - 2m \quad (5.164)$$

Derivatele functiei gradului de acoperire IMPUR

Derivind functia f_2 in raport cu z_1 obtinem:

$$\frac{\partial f_2(z_1, x_1, x_s)}{\partial z_1} = \frac{\partial p_{A2}}{\partial z_1} - \frac{\partial p_{C2}}{\partial z_1} + \frac{\partial p_{E1}}{\partial z_1} - \frac{\partial p_{C1}}{\partial z_1} = W(2,1) \quad (5.165)$$

in care derivatele razelor de curbura rezulta din relatiile (5.138), (5.148), (5.149) si (5.152).

Prin derivarea functiei f_2 in raport cu x_1 se obtine:

$$\frac{\partial f_2(z_1, x_1, x_s)}{\partial x_1} = \frac{\partial p_{A2}}{\partial x_1} - \frac{\partial p_{C2}}{\partial x_1} + \frac{\partial p_{E1}}{\partial x_1} - \frac{\partial p_{C1}}{\partial x_1} = W(2,2) \quad (5.166)$$

in care derivatele rezulta din relatiile (5.122), (5.123) si (5.124).

Derivata functiei f_2 in raport cu x_s va fi:

$$\frac{\partial f_2(z_1, x_1, x_s)}{\partial x_s} = \frac{\partial p_{A2}}{\partial x_s} - \frac{\partial p_{C2}}{\partial x_s} + \frac{\partial p_{E1}}{\partial x_s} - \frac{\partial p_{C1}}{\partial x_s} = W(2,3) \quad (5.167)$$

in care derivatele rezulta din relatiile (5.155), (5.161), (5.162) si (5.163).

Derivatele functiei de evitare a interferentei in zona de racordare a bazei dintelui

Derivata functiei f_3 in raport cu z_1 este:

$$\frac{\partial f_3(z_1, x_1, x_s)}{\partial z_1} = \frac{\partial p_{E2}}{\partial z_1} - \frac{\partial p_{U2}}{\partial z_1} = W(3,1) \quad (5.168)$$

Derivata razei de curbura p_{E2} se obtine din rel. (5.130).

$$\frac{\partial p_{E2}}{\partial z_1} = \frac{\partial a_w}{\partial z_1} \cdot \sin \alpha_w + a_w \cos \alpha_w \frac{\partial \alpha_w}{\partial z_1} - \frac{\partial p_{E1}}{\partial z_1} \quad (5.169)$$

Derivatele partiale $\frac{\partial a_w}{\partial z_1}$; $\frac{\partial \alpha_w}{\partial z_1}$; $\frac{\partial p_{E1}}{\partial z_1}$ se obtin din

relatiile (5.145), (5.147) si (5.149).

Derivind relatia (5.131) in raport cu z_1 se obtine:

$$\frac{\partial p_{U2}}{\partial z_1} = \frac{d l_2 \frac{\partial d l_2}{\partial z_1} - d b_2 \frac{\partial d b_2}{\partial z_1}}{4 \cdot p_{U2}} \quad (5.170)$$

De asemenea $\frac{\partial d l_2}{\partial z_1}$ se obtine din rel. (5.132):

$$\frac{\partial dl_2}{\partial z_1} = \frac{dl_2}{db_2} \cdot \frac{\partial db_2}{\partial z_1} + \frac{db_2^2}{dl_2} \cdot \frac{2(1-x_3+x_1)}{z_1^2 u \sin \alpha \cos \alpha} \left[\operatorname{tg} \alpha - \frac{2(1-x_3+x_1)}{z_1 u \sin \alpha \cos \alpha} \right] \quad (5.171)$$

Derivata $\frac{\partial db_2}{\partial z_1}$ se calculeaza conform rel. (5.140).

Derivind functia f_3 in raport cu x_1 se obtine:

$$\frac{\partial f_3(z_1, x_1, x_3)}{\partial x_1} = \frac{\partial p_{E2}}{\partial x_1} - \frac{\partial p_{u2}}{\partial x_1} = W(3,2) \quad (5.172)$$

in care

$$\frac{\partial p_{E2}}{\partial x_1} = - \frac{\partial p_{E1}}{\partial x_1} = - \frac{m d a_1}{2 p_{E1}} \quad (5.173)$$

Derivata $\frac{\partial p_{u2}}{\partial x_1}$ rezulta din rel. (5.131):

$$\frac{\partial p_{u2}}{\partial x_1} = \frac{dl_2}{4 p_{u2}} \frac{\partial dl_2}{\partial x_1} \quad (5.174)$$

iar din rel. (5.132):

$$\frac{\partial dl_2}{\partial x_1} = - \frac{2 db_2^2}{dl_2} \cdot \frac{\operatorname{tg} \alpha - \frac{2(1-x_3+x_1)}{z_1 u \sin \alpha \cos \alpha}}{z_1 u \sin \alpha \cos \alpha} \quad (5.175)$$

Derivata functiei f_3 in raport cu x_3 rezulta:

$$\frac{\partial f_3(z_1, x_1, x_3)}{\partial x_3} = \frac{\partial p_{E2}}{\partial x_3} - \frac{\partial p_{u2}}{\partial x_3} = W(3,3) \quad (5.176)$$

Din rel. (5.130) rezulta:

$$\frac{\partial p_{E2}}{\partial x_3} = \frac{\partial a_w}{\partial x_3} \sin \alpha_w + a_w \cos \alpha_w \frac{\partial \alpha_w}{\partial x_3} - \frac{\partial p_{E1}}{\partial x_3} \quad (5.177)$$

unde $\frac{\partial a_w}{\partial x_3}$; $\frac{\partial \alpha_w}{\partial x_3}$; $\frac{\partial p_{E1}}{\partial x_3}$ rezulta din rel. (5.158), (5.160) si (5.163).

Derivind relatia (5.131) in raport cu x_5 se obtine:

$$\frac{\partial \rho_{u_2}}{\partial x_5} = \frac{dl_2 \frac{\partial dl_2}{\partial x_5}}{4 \rho_{u_2}} \quad (5.178)$$

cu

$$\frac{\partial dl_2}{\partial x_5} = \frac{2db_2^2}{dl_2} \cdot \frac{\operatorname{tg} \alpha - \frac{2(1-x_5+x_1)}{z_1 u \sin \alpha \cos \alpha}}{z_1 u \sin \alpha \cos \alpha} \quad (5.179)$$

Calculul intersectiei curbei de subtaiere cu curba $x_5=0$

Limita de subtaiere se calculeaza numai pe portiunea EG (unde $x_5 \geq 0$). Pentru a delimita numarul maxim de dinti pentru care se calculeaza limita de interferenta trebuie sa se gaseasca perechea x_1 si z_1 corespunzatoare punctului G, unde $x_5=0$.

Procedura este identica cu cea descrisa anterior. Cele doua functii sint in acest caz:

- functia vitezei de alunecare egalizate:

$$f_1(z_1, x_1) = \rho_{A_2} - \rho_{C_2} - \rho_{E_1} + \rho_{C_1} = 0 \quad (5.180)$$

- functia de subtaiere la roata 1:

$$f_2(z_1, x_1) = x_1 - ha^* + z_1 \sin^2 \alpha / 2 = 0 \quad (5.181)$$

iar matricea W este

$$W(x) = \begin{vmatrix} \frac{\partial f_1}{\partial z_1} & \frac{\partial f_1}{\partial x_1} \\ \frac{\partial f_2}{\partial z_1} & \frac{\partial f_2}{\partial x_1} \end{vmatrix} \quad (5.182)$$

Derivatele $\frac{\partial f_1}{\partial z_1}$ si $\frac{\partial f_1}{\partial x_1}$ se calculeaza conform

relatiilor: (5.136) si (5.155).

Derivata $\frac{\partial f_2}{\partial z_1}$ rezulta din (5.181): $\frac{\partial dl_2}{\partial x_1}$

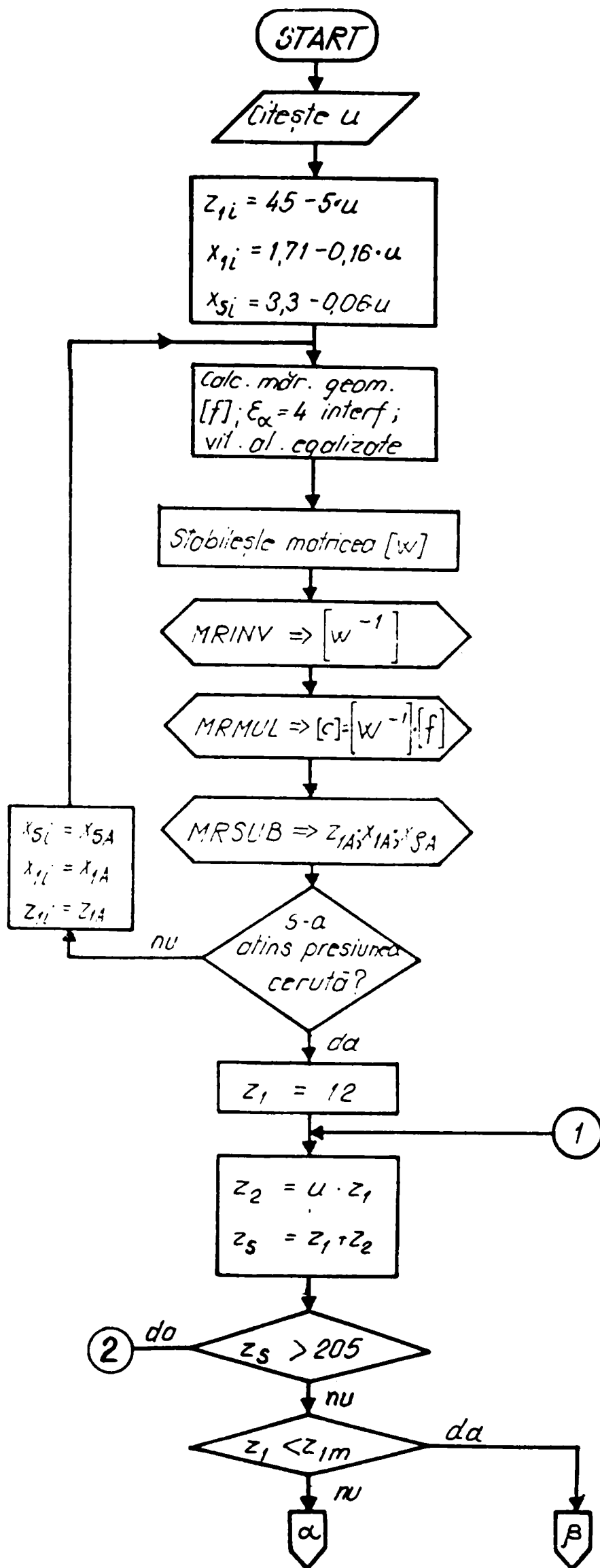


Fig 5.70

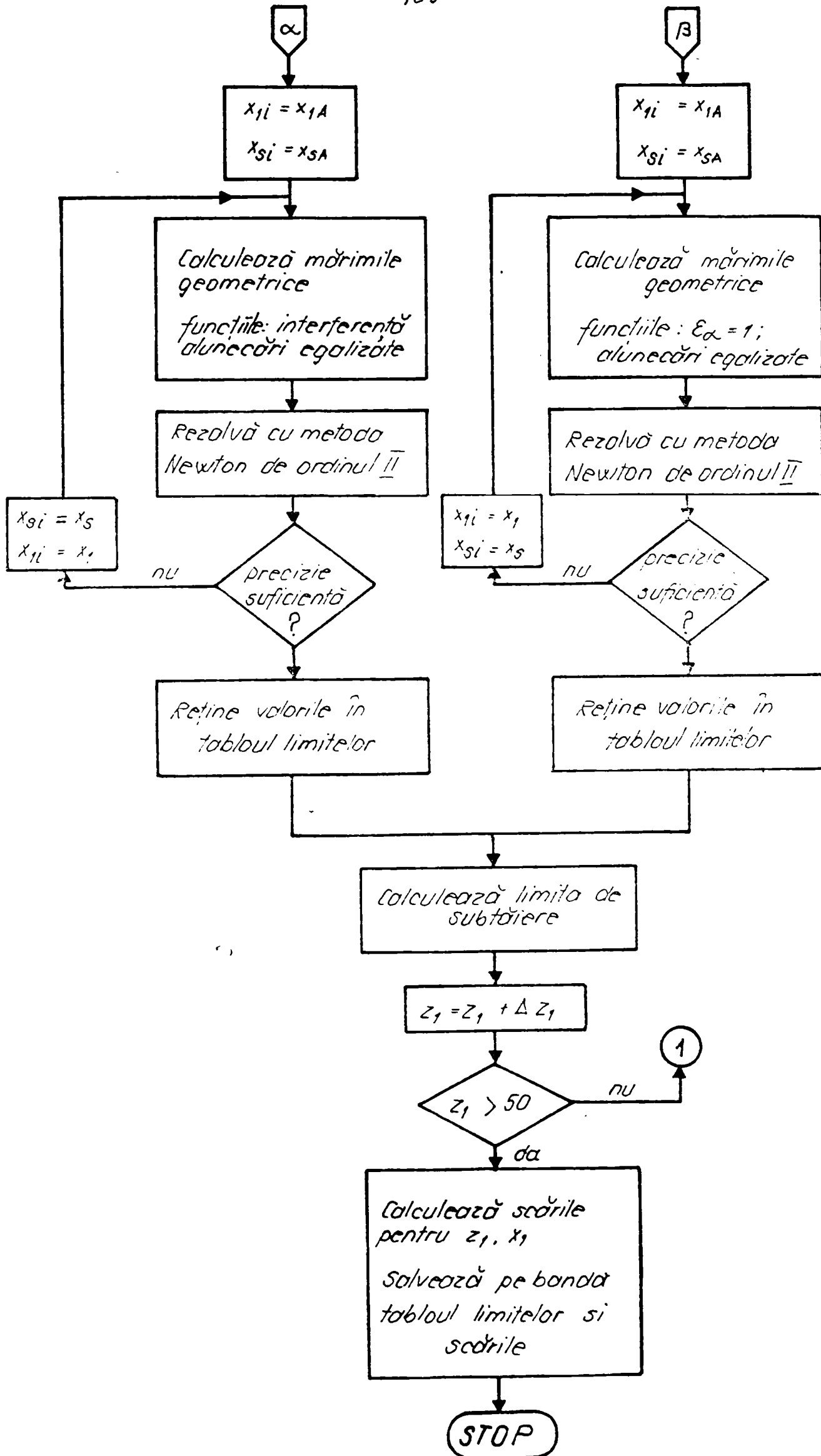


Fig. 5.70 (continuare)

$$\frac{\partial f_2(z_1, x_1)}{\partial z_1} = \frac{\sin^2 \alpha}{2} = W(2,1) \quad (5)$$

iar derivata $\frac{\partial f_2}{\partial x_1}$ va fi:

$$\frac{\partial f_2}{\partial x_1} = 1 \quad (5.184)$$

Organigrama programului de calcul a curbelor limita este data in fig.5.70, iar programul de calcul in limbaj BASIC in anexa 5.

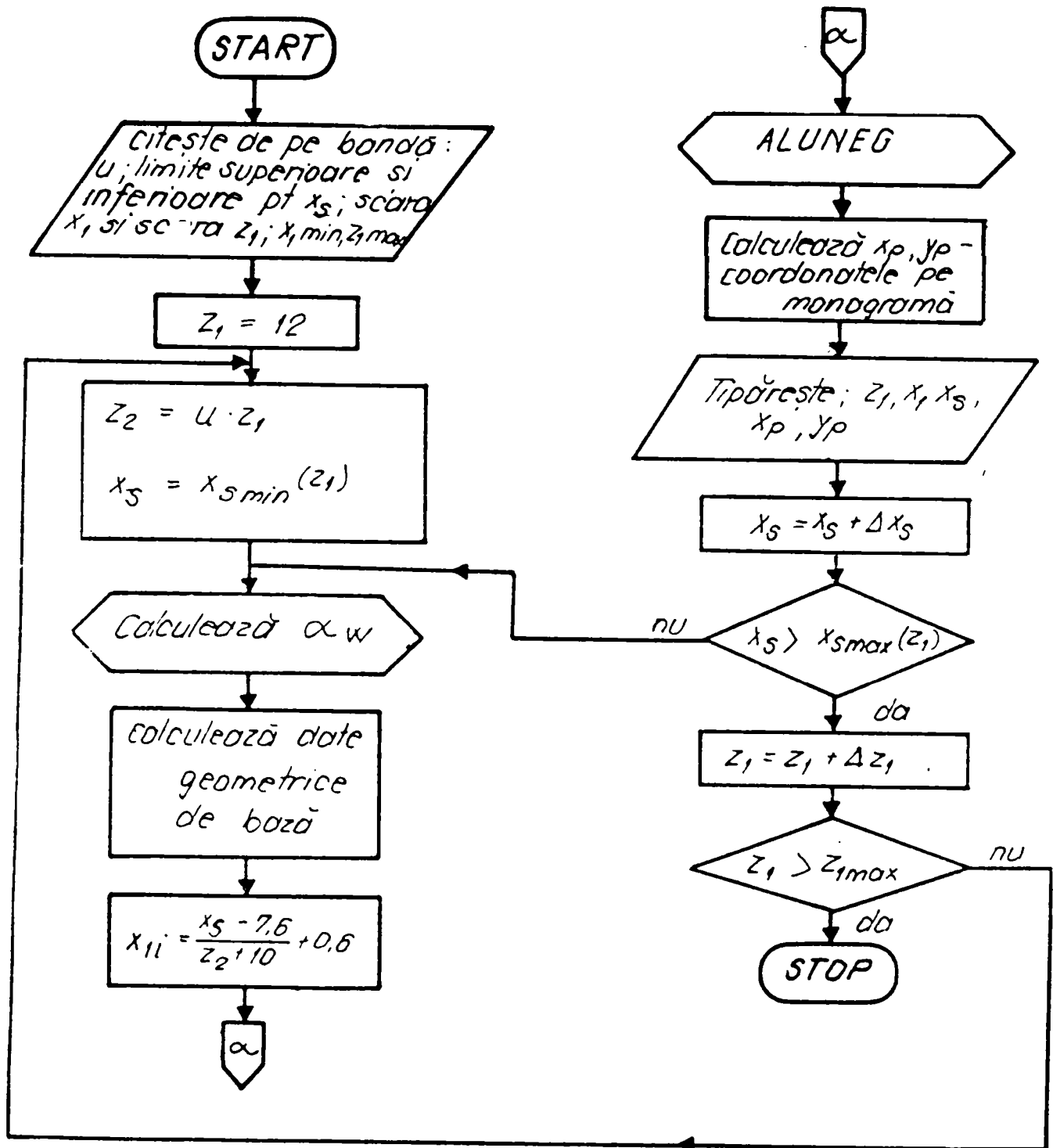


Fig.5.71

Organigrama programului de calcul a funcțiilor viteze de alunecare egalizate pentru nomografiere este prezentată în fig.5.71, iar programul de calcul în limbaj BASIC în anexa 6.

5.3.5. Variatia cantitatii de caldura generata in timpul angrenarii

Din cele arătate anterior rezulta ca cea mai mare influență asupra puterii de frecare o are viteza de alunecare, în timp ce coeficientul de frecare este aproape constant pe segmentul de angrenare. O influență mai redusă o are repartitia sarcinii pe cele două perechi de dinți în angrenare.

Înlocuind în relația puterii de frecare (5.3) expresiile pentru coeficientul de frecare (5.10) și a vitezei de alunecare (5.86) se obține:

$$2 \cdot 10^{-3} \left(\frac{K_A F_N / b}{\eta_{oil} V_\Sigma} \right)^{0,25} \left(\frac{R_a}{\rho_{red}} \right)^{0,25} \omega_1 \left| \frac{\rho_{y2}}{u} - \rho_{y1} \right| \quad (5.185)$$

unde unitatile de masura sînt: F_N [N]; η_{oil} [mPas]; V_Σ [m/s]; R_a [μ m]; ρ_{red} [mm]; $\rho_{y1,2}$ [mm]; ω_1 [rad/s]; F_T [W]; b [mm].

Raza de curbura redusă rezulta din:

$$\frac{1}{\rho_{red}} = \frac{1}{\rho_{y1}} + \frac{1}{\rho_{y2}} \quad (5.186)$$

iar viteza sumă va fi conform fig.5.3:

$$V_\Sigma = (\omega_2 \rho_{y2} + \omega_1 \rho_{y1}) \cdot 10^{-3} = \omega_1 \left(\frac{\rho_{y2}}{u} + \rho_{y1} \right) \cdot 10^{-3} \quad (5.187)$$

Înlocuind în rel. (5.185) rezulta:

$$P_f = 6,75 \cdot 10^{-4} \left(\frac{K_A \cdot F_N / b \cdot u}{\rho_{y2} + u \rho_{y1}} \right)^{0,25} \left(\frac{R_a}{\eta_{oil}} \right)^{0,25} \left(\frac{1}{\rho_{y1}} + \frac{1}{\rho_{y2}} \right)^{0,25} \cdot F_N \cdot \omega_1^{0,75} \cdot \left| \frac{\rho_{y2}}{u} - \rho_{y1} \right| \quad (5.188)$$

Singurele variabile din relația (5.188) pentru un angrenaj dat în condiții de funcționare cunoscute sînt F_N și $\rho_{y1,2}$.

Notind

$$C = 6,75 \cdot 10^{-4} \cdot \omega_1^{0,75} \left(\frac{K_A \cdot R_a}{b \cdot \eta_{oil}} \right)^{0,25} \cdot u^{-0,75} \quad (5.189)$$

se obtine:

$$P_f = C \cdot F_N^{1,25} \cdot \left(\frac{1}{\beta_{y2} + u \beta_{y1}} \right)^{0,25} \cdot \left(\frac{1}{\beta_{y1}} + \frac{1}{\beta_{y2}} \right)^{0,25} \cdot |\beta_{y2} - u \beta_{y1}| \quad (5.190)$$

Exprimind β_{y2} in functie de β_{y1}

$$\beta_{y2} = a_w \sin \alpha_w - \beta_{y1} \quad (5.191)$$

rezulta o relatie in care singurele variabile sint F_N si β_{y1}

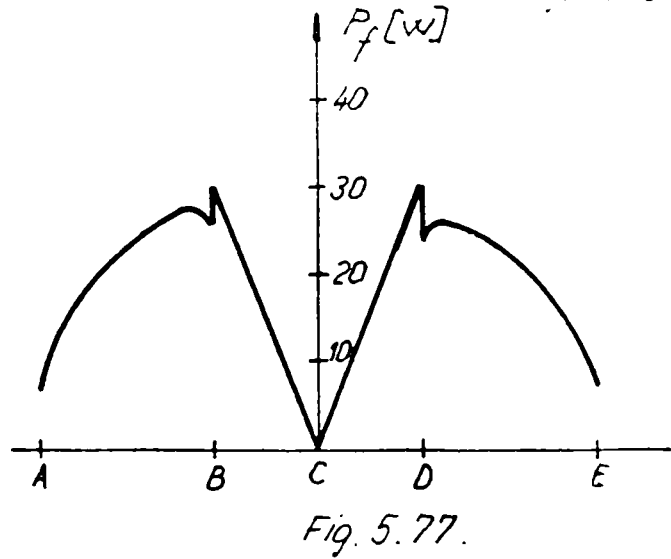
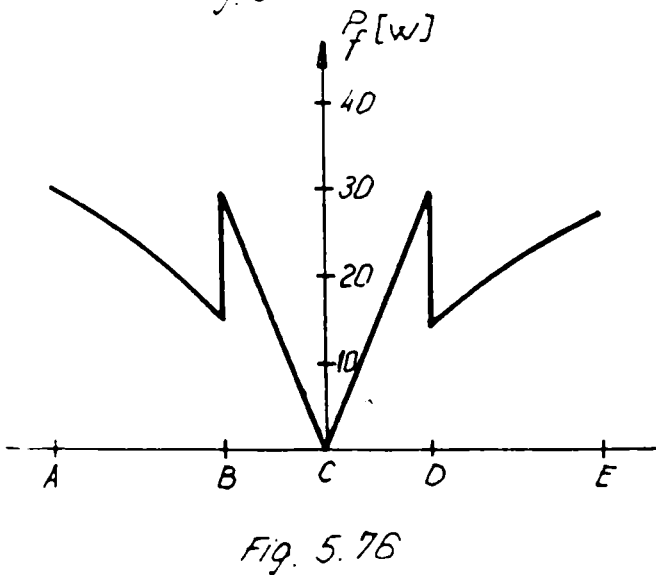
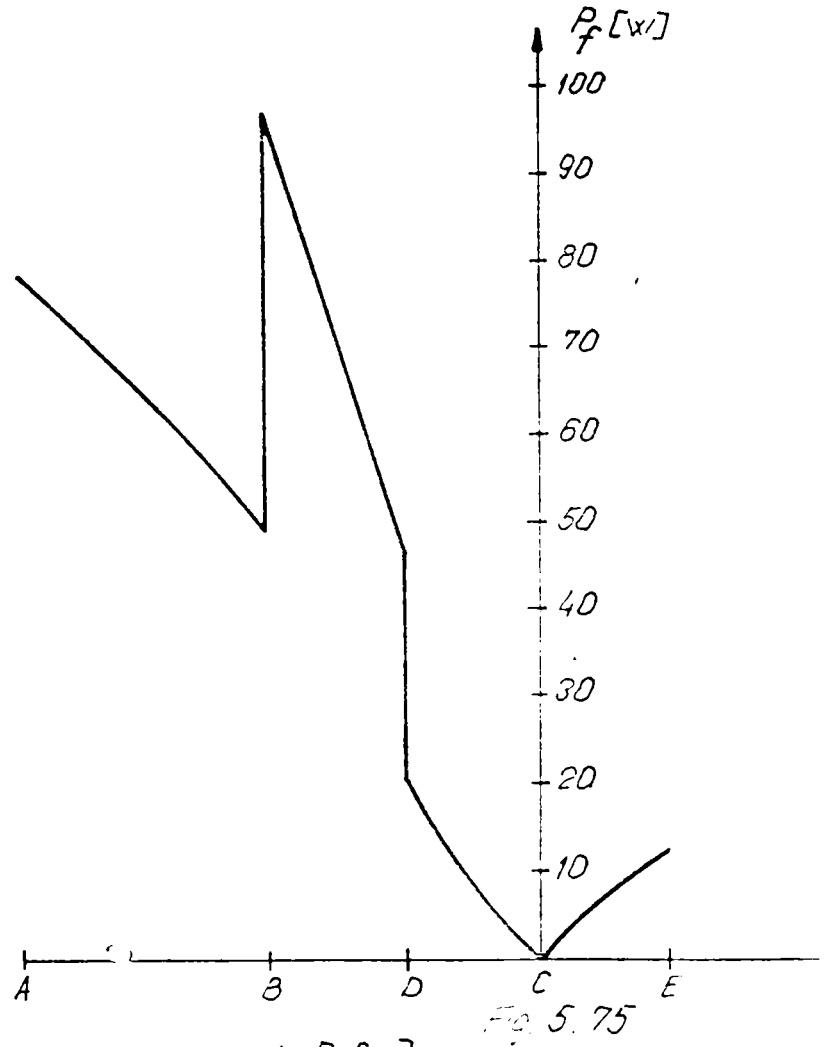
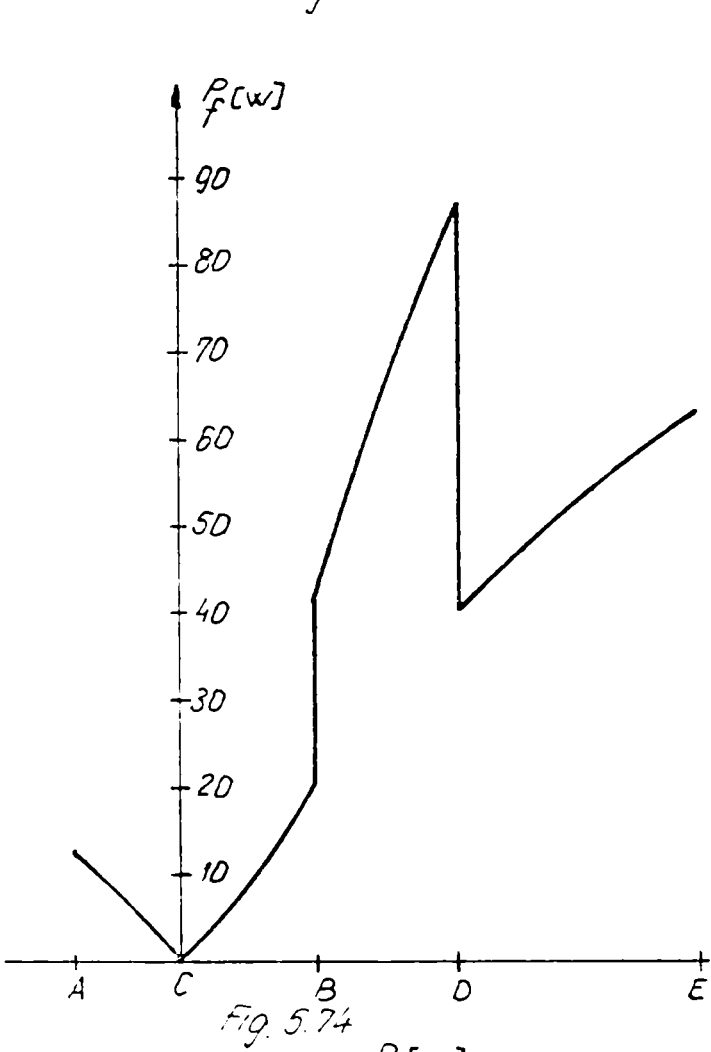
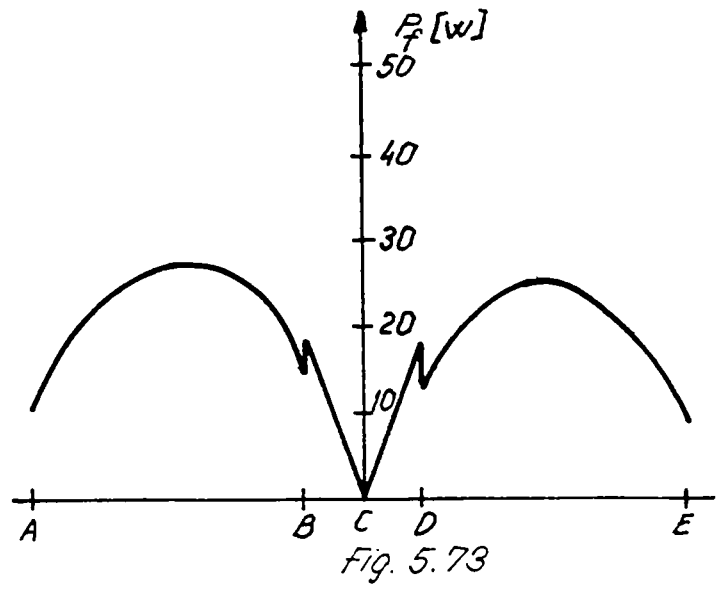
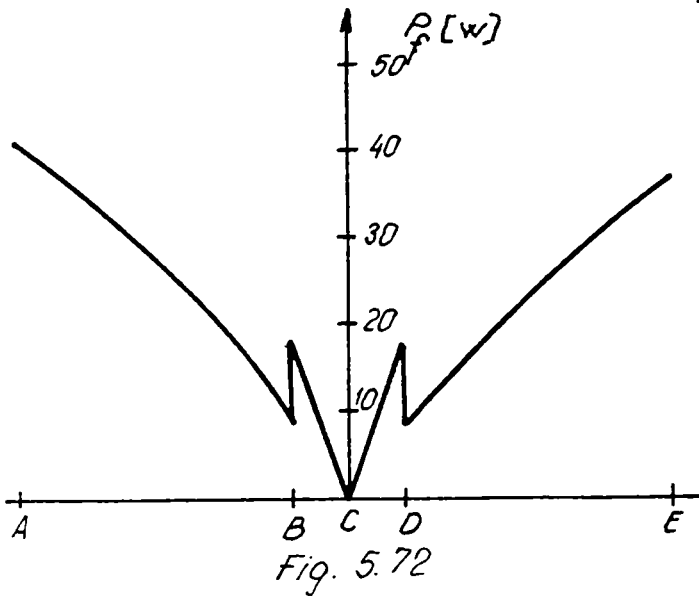
$$P_f = C \cdot F_N^{1,25} \cdot \left[\frac{1}{a_w \sin \alpha_w + (u-1) \beta_{y1}} \right]^{0,25} \cdot \left(\frac{1}{\beta_{y1}} + \frac{1}{a_w \sin \alpha_w - \beta_{y1}} \right) \cdot |a_w \sin \alpha_w - (u+1) \beta_{y1}| \quad (5.19)$$

Pentru reprezentare grafica se admit urmatoarele valori: $\omega_1 = 100$ rad/s; $K_A = 1$; $R_a = 1 \mu m$; $b = 10$ mm; $\eta_{oil} = 10$ mPas. Cu acestea constanta C devine $C = 6,75 \cdot 10^{-3} \cdot u^{-0,75}$.

In figurile 5.72-5.78 si in tabelul 5.3 sint date rezultatele pentru unele angrenaje cu $u=1$ si $a=117$ mm.

tabelul 5.3

z_1	z_2	m	x_1	x_2	C_a	P_{fmax}	ΔP_{fmax}	Fig.
		[mm]			[mm]	[W]	[%]	
39	39	3	0	0	0	40,54	0	5.72
39	39	3	0	0	0,06	27,68	-31,72	5.73
39	39	3	0,7	-0,7	0	87	+114,60	5.74
39	39	3	-0,7	0,7	0	97,25	+139,87	5.75
38	38	3	0,546	0,546	0	30,14	-25,65	5.76
38	38	3	0,546	0,546	0,04	30,14	-25,65	5.77
26	26	4,5	0	0	0	62,96	+55,30	5.78

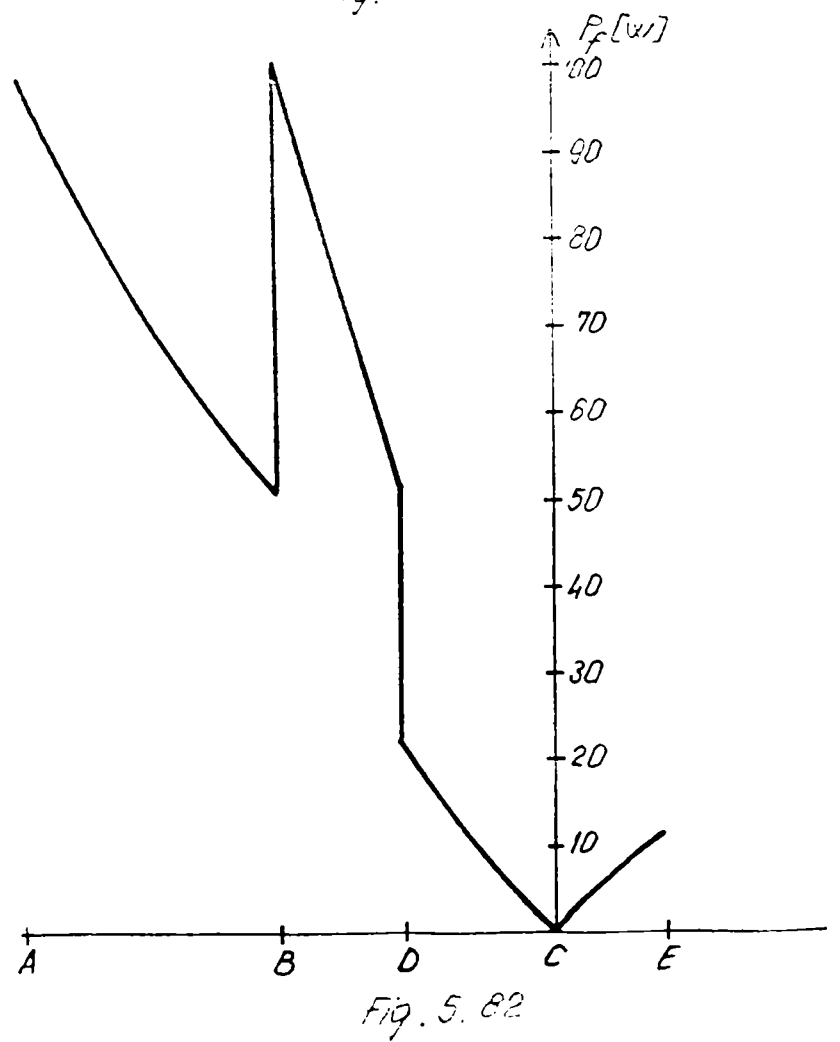
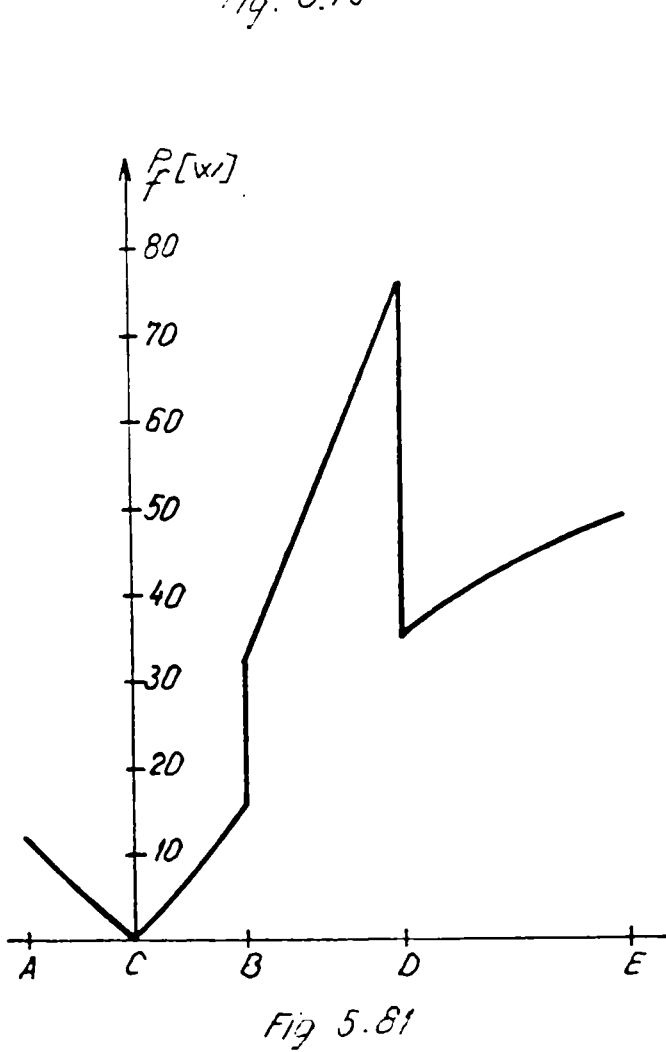
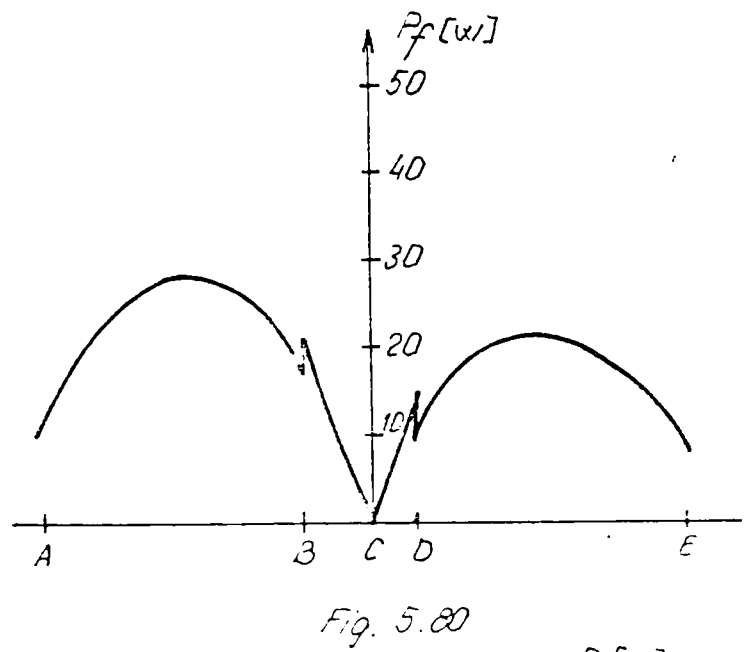
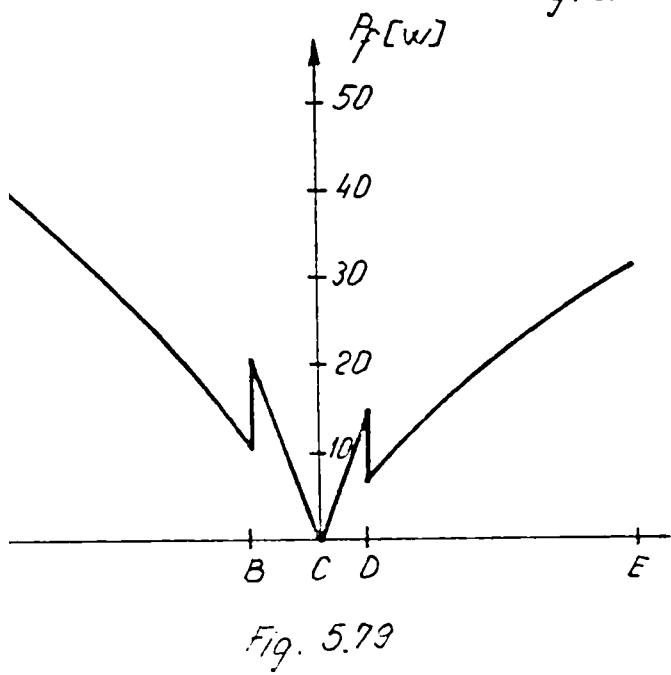
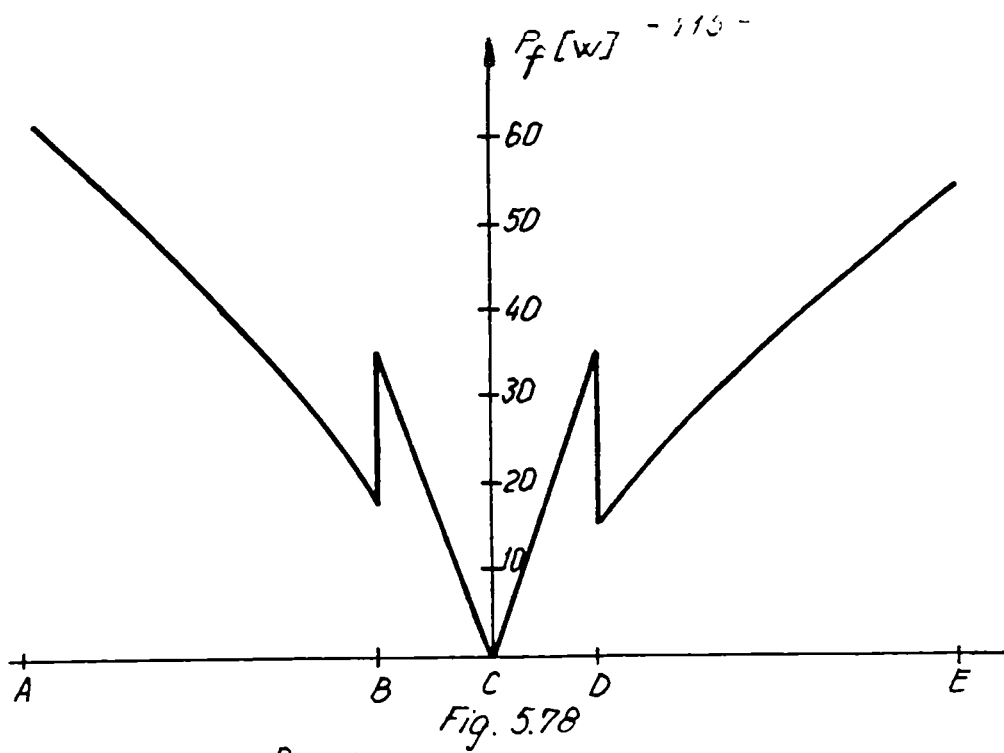


Admitind drept angrenaj de referinta angrenajul cu $z_1=z_2=39$; $m=3$; $x_1=x_2=0$; $C_a=0$ se observa ca reducerea cea mai mare a puterii maxime de frecare se obtine flancind angrenajul de referinta (scadere de 31,72%). O scadere substantiala se obtine insa si prin cresterea unghiului de angrenare (de la 20° la $23^\circ43'$) unde scaderea puterii maxime de frecare este de 25,65%. Aceasta a doua cale este de preferat fiind mult mai ieftina. Angrenajul cu unghiul de angrenare marit si flancat nu duce la modificarea puterii maxime fata de cel neflancat cu acelasi unghi de angrenare. Se observa in schimb influenta hotaritoare a deplasarilor specifice de profil, puterea de frecare fiind de 2,4 ori mai mare in cazul deplasarilor $x_1=-x_2=-0,7$ decit in cazul $x_1=x_2=0$. Acest virf de putere de frecare duce la temperaturi instantanee locale foarte mari care pot distruge pelicula de lubrifiant. In sfirsit cresterea modulului cu 50% duce la crestere a puterii maxime de frecare cu 55,3%.

In mod similar s-au analizat unele angrenaje cu $u=1,6$ si $a=117$. Rezultatele reies din figurile 5.79-5.85 si din tabelul 5.4.

tabelul 5.4

z_1	z_2	m	x_1	x_2	C_a	P_{fmax}	ΔP_{fmax}	Fig.
		[mm]			[mm]	[W]	[%]	
30	48	3	0	0	0	42,01	0	5.79
30	48	3	0	0	0,06	28,57	-32	5.80
30	48	3	0,7	-0,7	0	75,58	+79,91	5.81
30	48	3	-0,7	0,7	0	100,69	+139,68	5.82
29	46	3	0,7	1,0	0	34,52	-17,83	5.83
29	46	3	0,7	1,0	0,035	34,52	-17,83	5.84
20	32	4,5	0	0	0	70,30	+67,34	5.85



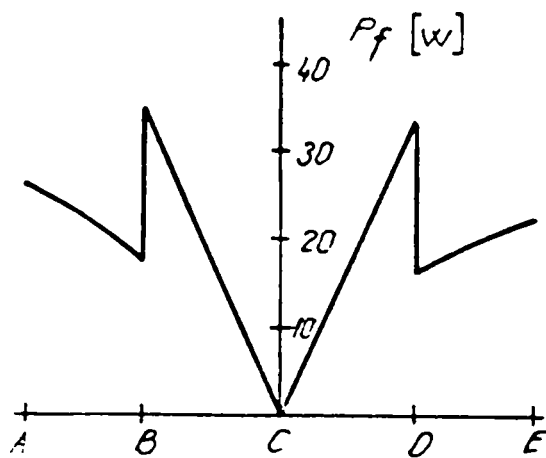


Fig 5.83

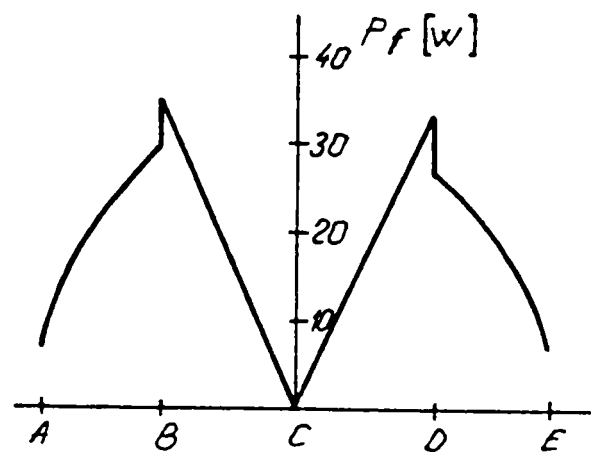


Fig 5.84

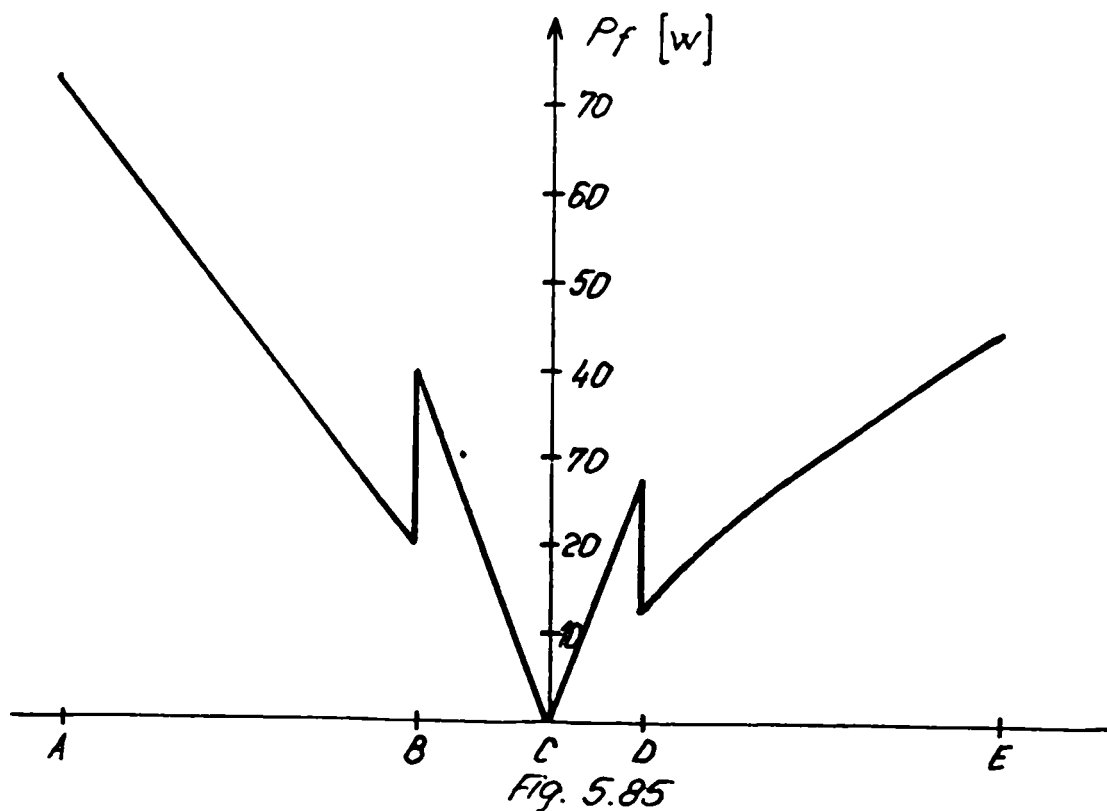


Fig. 5.85

Fata de angrenajul de referinta cu $z_1=30$; $z_2=48$; $m=3$; $\gamma_1=\gamma_2=0$; $C_a=0$ se observa si aici influenta buna a flancarii asupra puterii maxime de frecare. Prin cresterea unghiului de angrenare la $\alpha_w=25^\circ, 22'$ s-a obtinut o scadere de numai 17,83%, mai mica decit scaderea in cazul flancarii. Si de aici rezulta ca marirea unghiului de angrenare impreuna cu flancarea profilului nu este justificata. Aceeasi influenta catastrofală a deplasarii segmentului de angrenare spre inceputul angrenarii rezulta si pentru acest angrenaj. Si in acest caz rezulta o crestere a puterii maxime de frecare cu cresterea modulului.

Daca puterea de frecare intr-un punct dat da o imagine asupra suprasolicitarii termice locale, cantitatea de caldura

generata dealungul segmentului de angrenare, va da o imagine a suprasolicitarii termice globale (temperatura de masa).

Inlocuind in rel.(5.4) expresia (5.192) se obtine cantitatea de caldura generata de-a lungul segmentului de angrenare pentru o pereche de dinti:

$$Q = \int_0^{t_a} C \cdot F_N^{1,25} \left[\frac{1}{a_w \sin \alpha_w + (u-1) \rho_{y1}} \right]^{0,25} \cdot \left(\frac{1}{\rho_{y1}} + \frac{1}{a_w \sin \alpha_w - \rho_{y1}} \right)^{0,25} \cdot |a_w \sin \alpha_w - (u+1) \rho_{y1}| \cdot dt \quad (5.193)$$

Timpul de angrenare pentru un punct Y dat rezulta din rel.(5.5) (vezi fig.5.3):

$$t = \frac{\rho_{y1} - \rho_{A1}}{\omega_1 \cdot r_{b1}} \quad (5.194)$$

de unde

$$dt = \frac{d\rho_{y1}}{\omega_1 \cdot r_{b1}} \quad (5.195)$$

si integrala (5.193) devine:

$$Q = \frac{C}{\omega_1 \cdot r_{b1}} \cdot \int_{\rho_{A1}}^{\rho_{E1}} F_N^{1,25} \left[\frac{1}{a_w \sin \alpha_w + (u-1) \rho_{y1}} \right]^{0,25} \cdot \left(\frac{1}{\rho_{y1}} + \frac{1}{a_w \sin \alpha_w - \rho_{y1}} \right)^{0,25} \cdot |a_w \sin \alpha_w - (u+1) \rho_{y1}| \cdot d\rho_{y1} \quad (5.196)$$

Funcția de sub integrand nefiind o funcție continuă, se integrează numeric cu metoda Simpson.

Organigrama programului de integrare rezulta din fig.5.86, iar programul de calcul este dat in anexa 7. Si aici se foloseste o metoda iterativa de integrare, care continua pina ce se atinge precizia ceruta.

Rezultatele calculului pentru $u=1$ rezulta din fig.5.87-5.88 si din tab.5.5. Datele initiale sint aceleasi ca in cazul calculului puterii de frecare.

Din tabelul 5.5 rezulta ca cea mai eficienta metoda de reducere a cantitatii de caldura de frecare este cresterea unghiului de angrenare si in al doilea rind, dar cu eficienta

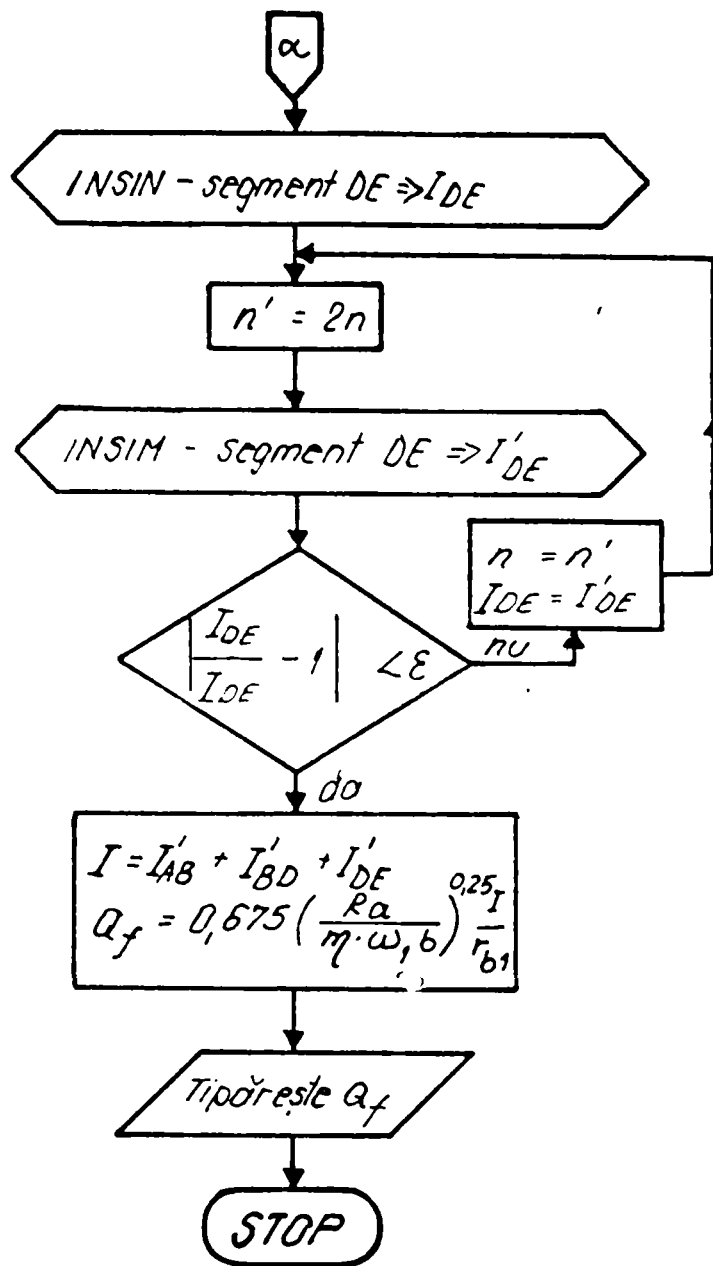
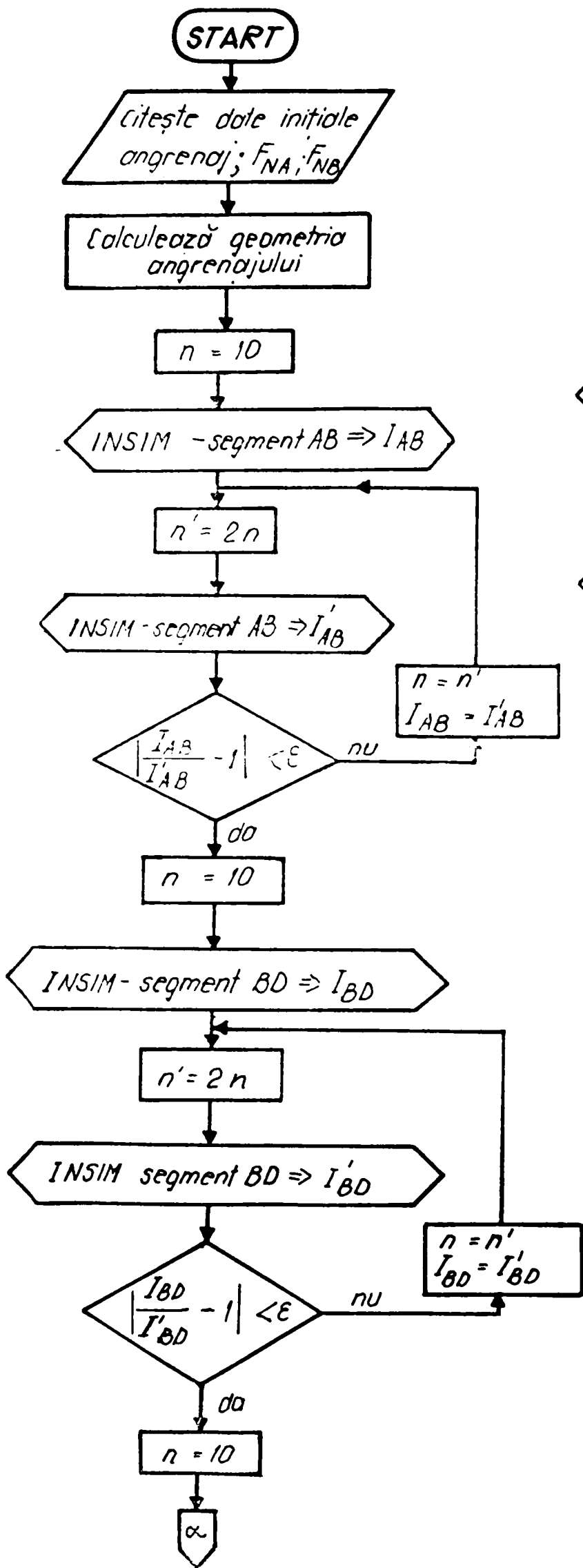


Fig. 5.86

mai mica flancarea. Ambele masuri aplicate simultan nu duc la scaderi spectaculoase ale cantitatii de caldura produsa prin frecare si flancarea nu este justificata in cazul unghiurilor de angrenare marite.

tabelul 5.5

z1	z2	m	x _s	δ/m	C _a	Q _{fmin.}	ΔQ_{fmin}	Fig./
		[mm]			[mm]	[Ws]	[%]	/curba
39	39	3	0	0	0	58,95	0	5.87/1
39	39	3	0	0,2	0	57,50	-2,46	5.87/2
39	39	3	0	0	0,06	50,40	-14,50	5.87/3
26	26	4,5	0	0	0	123,61	+109,69	5.87/4
38	38	3	1,09	0	0	45,69	-22,49	5.88/1
38	38	3	1,09	0,2	0	45,12	-23,46	5.88/2
38	38	3	1,09	0	0,04	42,96	-27,12	5.88/3
19	19	6	0,546	0	0	173,65	+194,57	5.88/4

Eficienta maxima a flancarii se obtine pentru cazul segmentelor de intrare si de iesire din angrenare aproximativ egale (viteze de alunecare egalizate) (fig.5.87). La deplasari specifice mari flancarea este deasemenea nejustificata, ducind la o scadere neinsemnata a cantitatii de caldura de frecare.

Din fig.5.87 si 5.88 si din tab.5.5 rezulta o influenta neglijabila a subtierii dintilor.

In schimb se observa influenta notariitoare a repartitiei deplasarii specifice de profil ajungindu-se la o crestere a cantitatii de caldura de frecare cu 79,8% in cazul $\delta=0$; $C_a=0$; $x_1=-x_2=-0,7$ fata de cazul $\delta=0$; $C_a=0$; $x_1=x_2=0$. Aceeasi tendinta rezulta si pentru celalalte cazuri.

Una din marimile cele mai importante de influenta este modulul. La o crestere a modulului de la 3 la 4,5 rezulta o

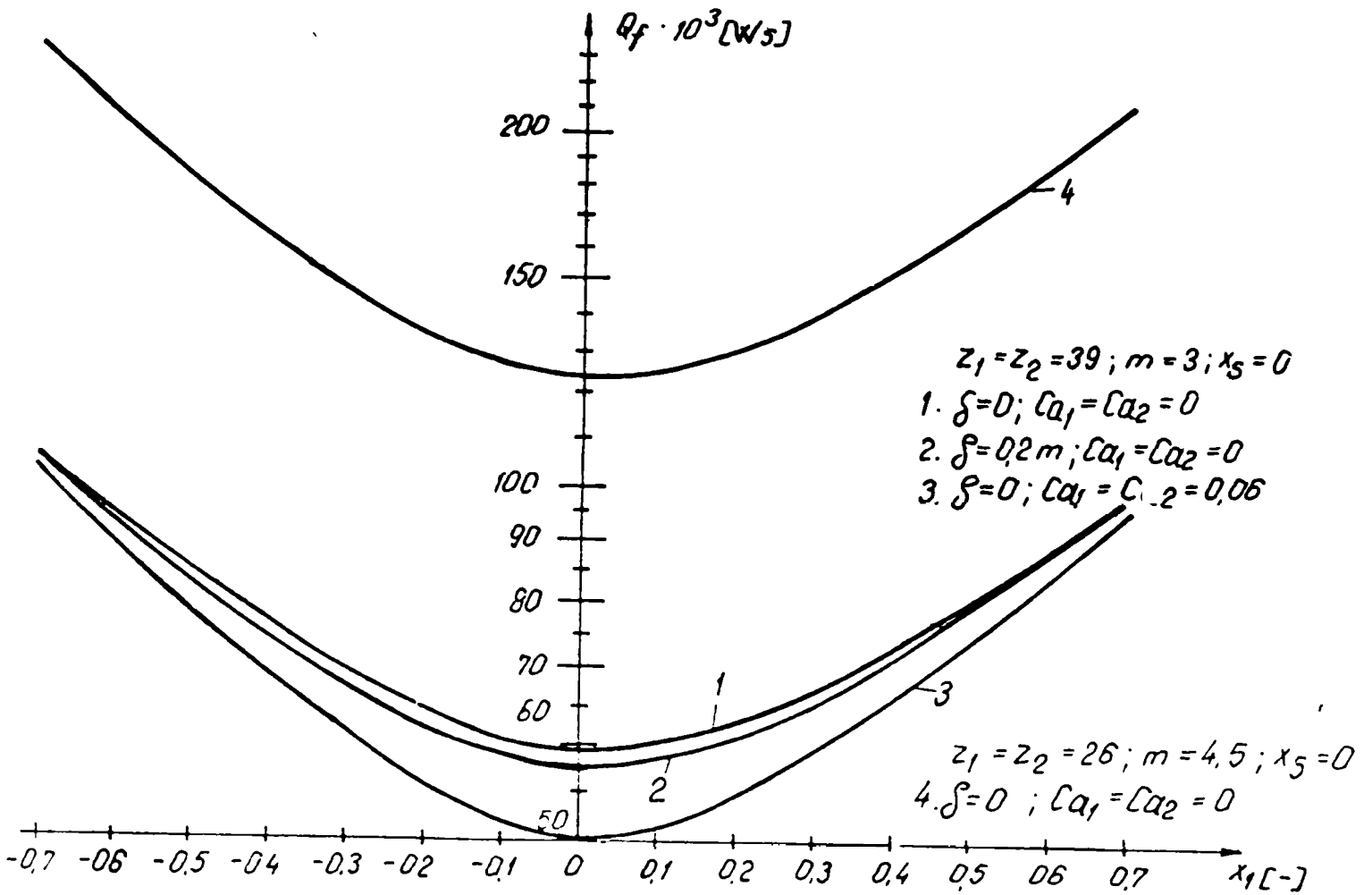


Fig 5.87.

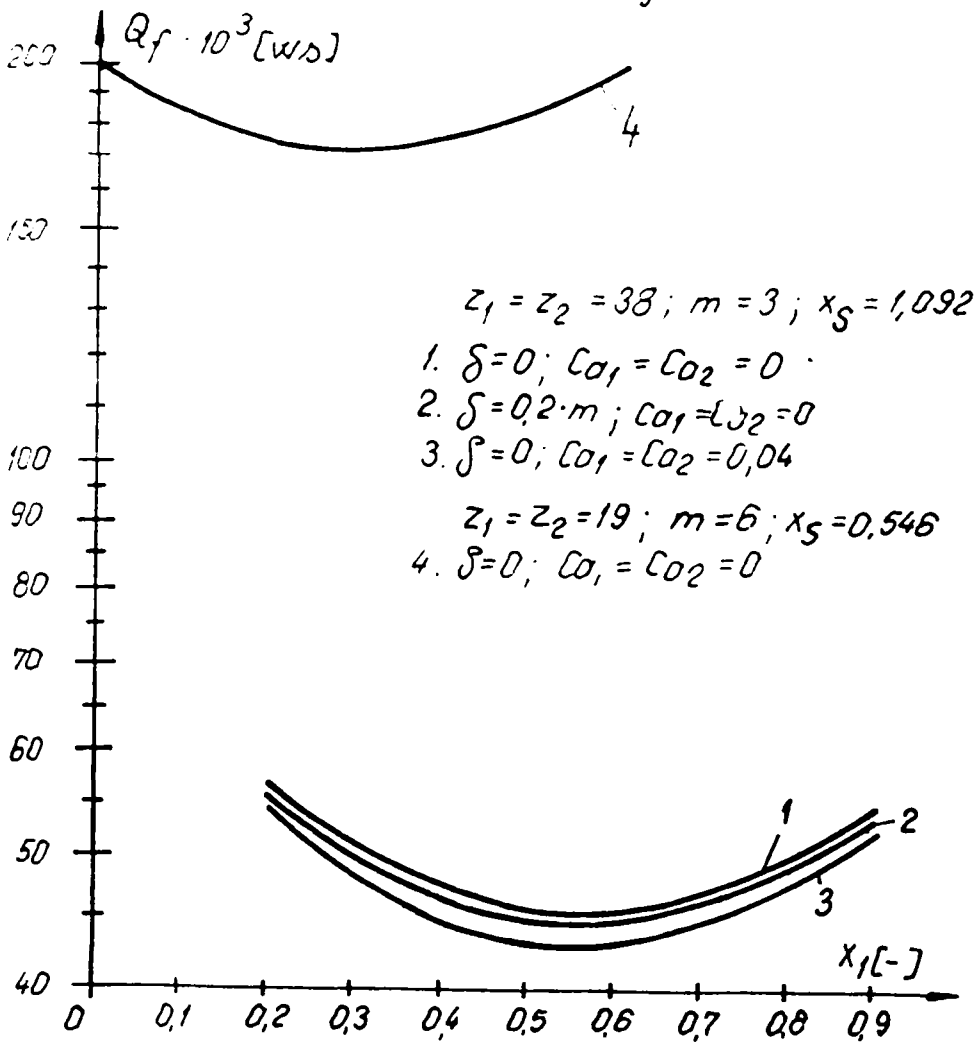


Fig 5.88

crestere de 109,69% a cantitatii de caldura minime, iar la o crestere a moduluiui la 6 variatia este de 194,57% cu toate ca in acest caz unghiul de angrenare este marit. Aceasta crestere este mai pronuntata la repartitia necorespunzatoare a deplasarilor specifice de profil pe cele doua roti.

Concluzii similare rezulta si pentru $u=1,6$, rezultatele calculelor corespunzatoare fiind aratate in fig.5.89 si 5.90 si in tab.5.6.

tabelul 5.6

z1	z2	m	xs	δ/m	Ca	Qfmin. ·1000	$\Delta Qfmin$	Fig./ /curba
		[mm]			[mm]	[Ws]	[%]	
30	48	3	0	0	0	69,75	0	5.89/1
30	48	3	0	0,2	0	68,05	-2,44	5.89/2
30	48	3	0	0	0,06	60,06	-13,89	5.89/3
20	32	4,5	0	0	0	145,48	+108,57	5.89/4
29	46	3	1,70	0	0	50,57	-27,50	5.90/1
29	46	3	1,70	0,2	0	50,33	-27,84	5.90/2
29	46	3	1,70	0	0,035	49,35	-29,25	5.90/3

Influenta modulului fiind foarte mare s-a trasat variatia cantitatii de caldura de frecare in functie de modul pentru $u=1$ (fig.5.91) si pentru $u=1,6$ (fig.5.92).

Din figurile amintite rezulta o crestere exponentiala a cantitatii de caldura de frecare cu modulul. Se impune deci ca modulul sa fie cit mai mic posibil, adica la limita rezistentei la oboseala bazei dintelui.

Influenta raportului de transmitere rezulta din fig.5.93. Odata cu cresterea raportului de transmitere apare o crestere a cantitatii de caldura de frecare. In aceste cazuri se impune deci o proiectare foarte ingrijita in privinta alegerii modulului, a unghiului de angrenare, si a repartitiei

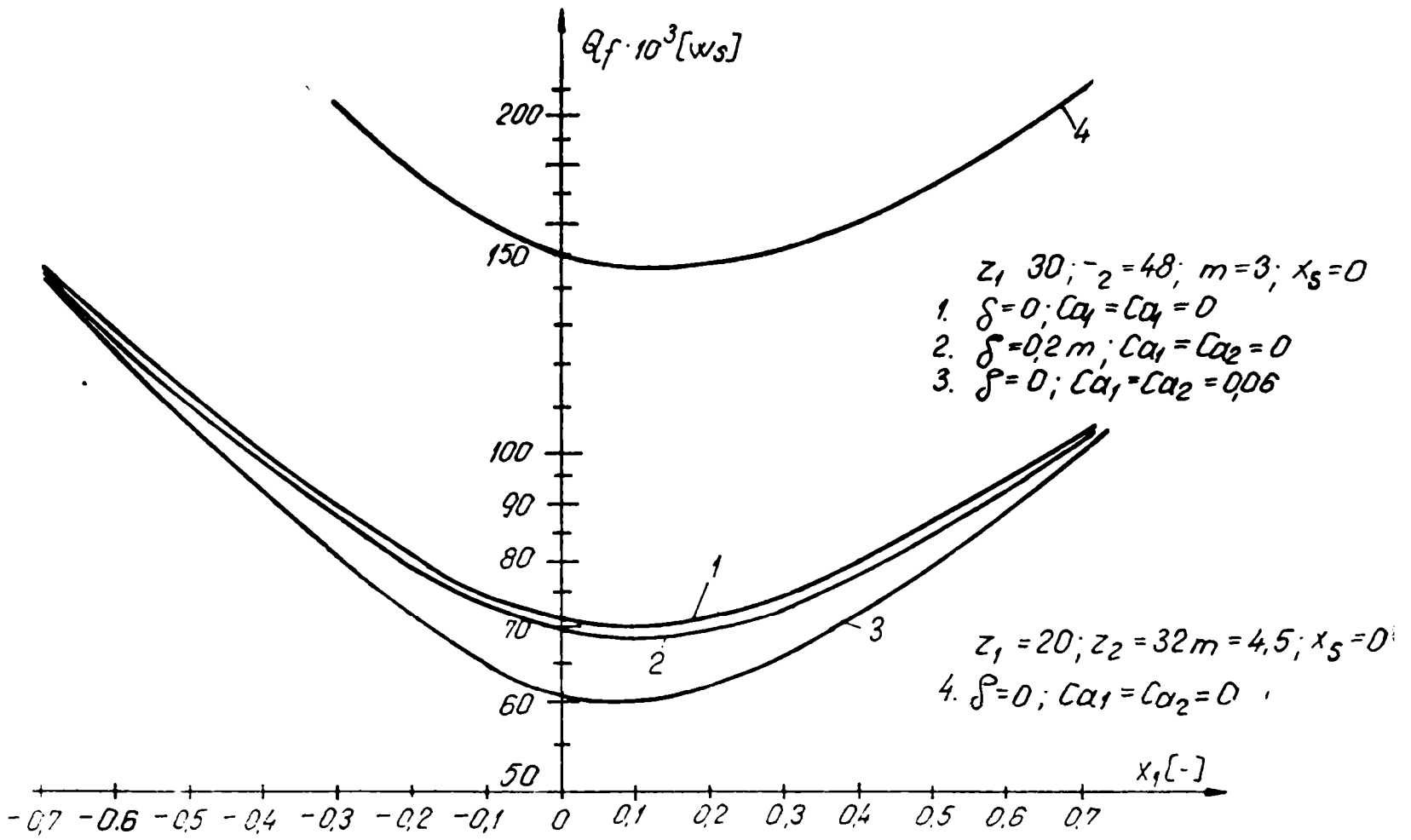


Fig 5.89

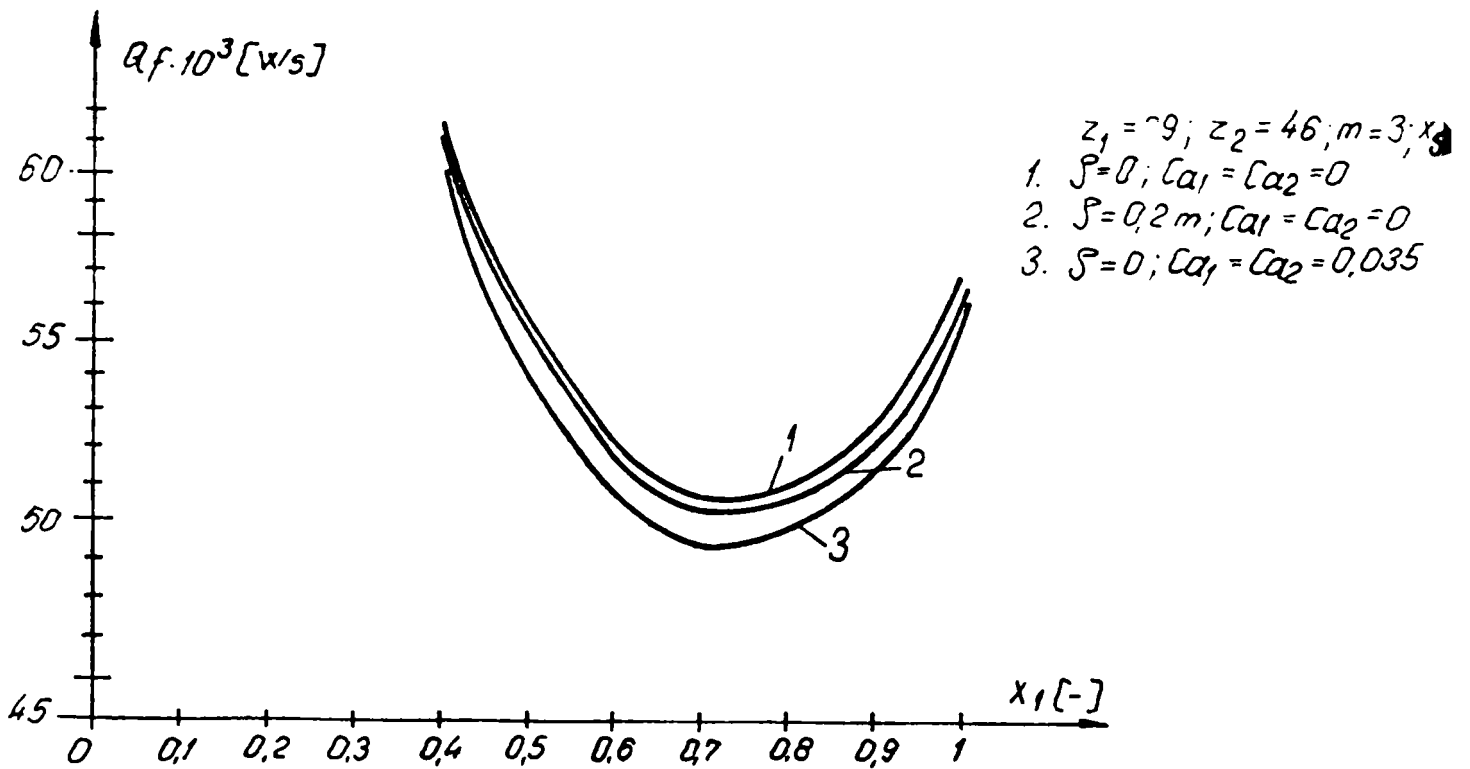


Fig 5.90

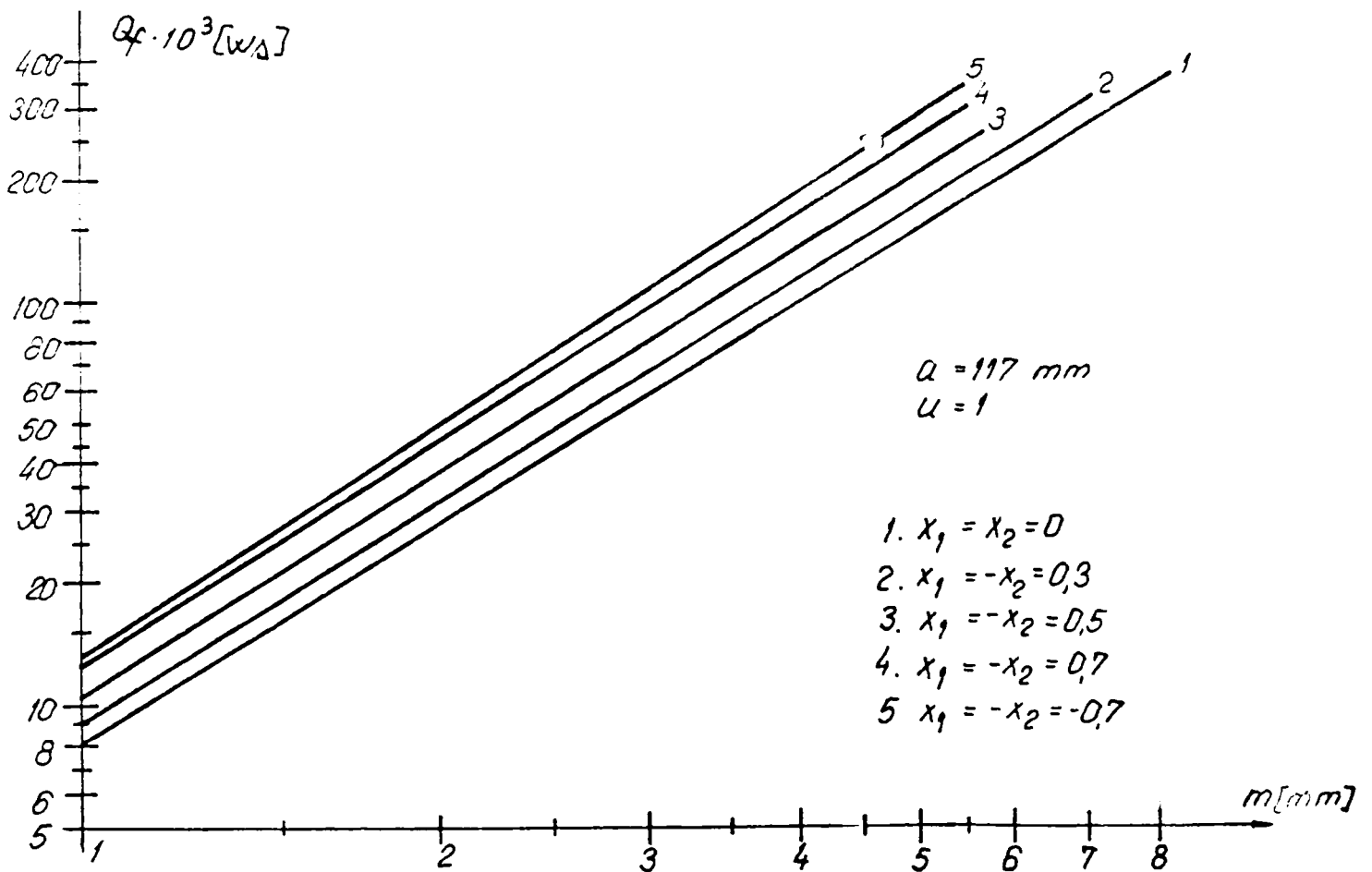


Fig 5.91

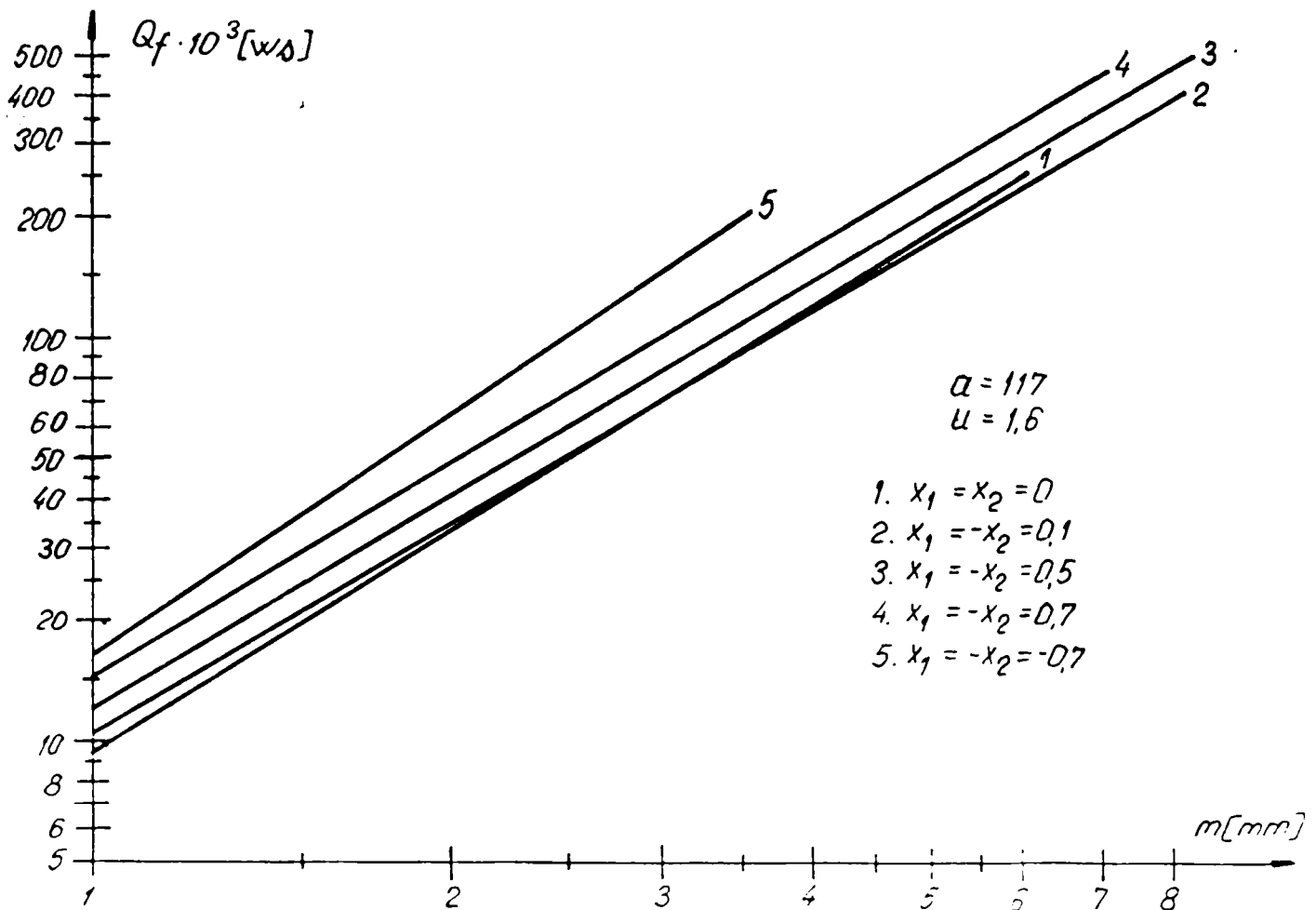


Fig 5.92

deplasărilor specifice de profil și a flancării dacă este cazul.

În fig.5.93 se vede că pentru diverse rapoarte de transmitere se obține minimum cantității de căldură de frecare pentru alte repartitii ale deplasărilor suma de profil. Valorile coeficienților de deplasare corespund aproximativ cu cele rezultate din condiția vitezelor de alunecare egalizate.

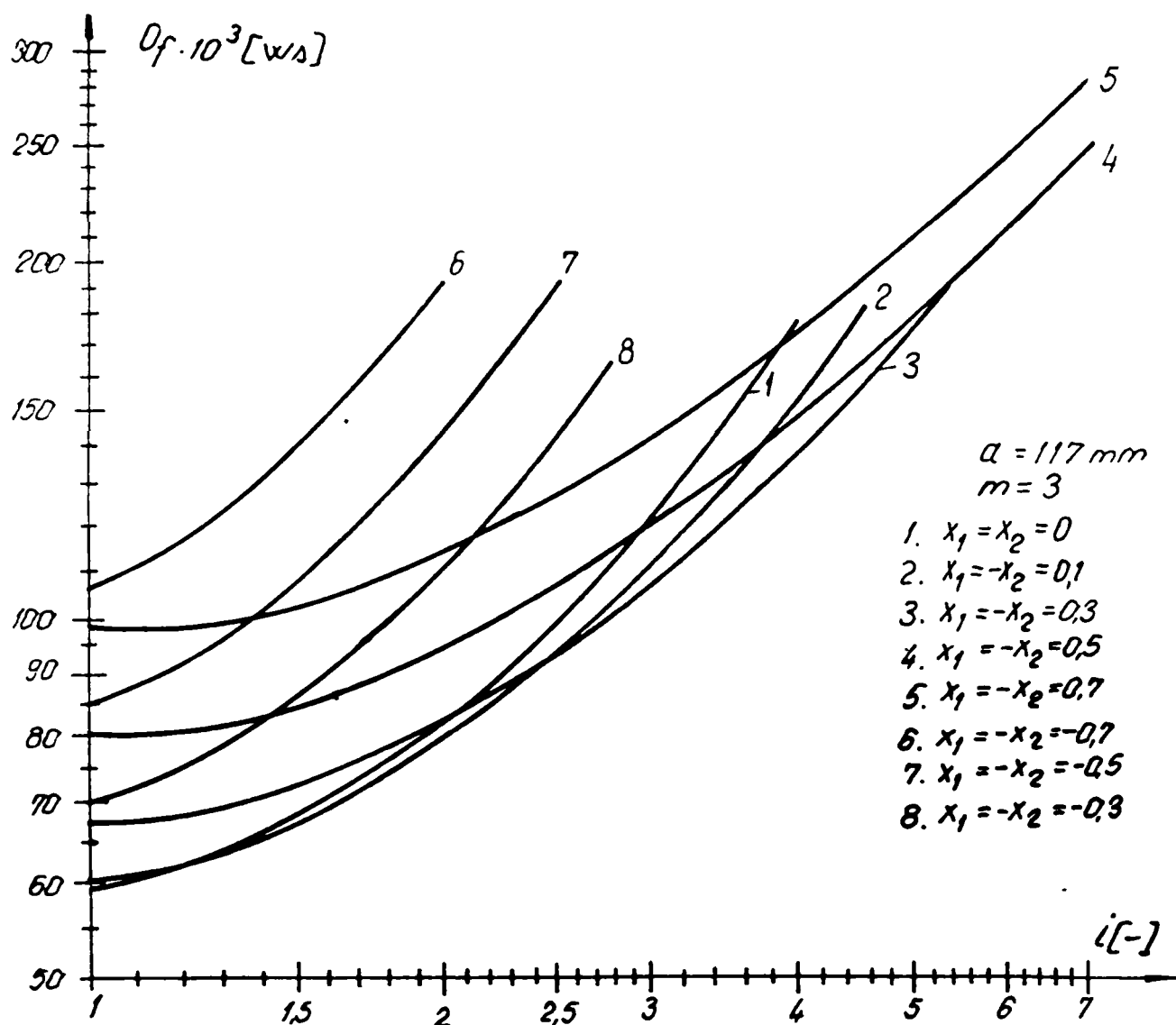


Fig.5.93

5.4. Măsuri pentru reducerea rezistenței termice de contact

Una din metodele de micșorare a pericolului de gripare este și mărirea disipării căldurii generate prin frecare spre mediul ambiant, sau cu alte cuvinte rezistența termică ce se opune fluxului termic spre mediul ambiant să fie cât mai mică.

Așa cum s-a arătat în cap.5.2 trebuie să se facă distincție între rezistența termică de contact și o rezistență termică de masă, cele două rezistențe fiind inseriate.

În timp ce rezistența termică de masă nu poate fi influențată pentru o distanță dintre axe și o lățime a danturii

date, rezistenta termica de contact depinde in mare masura de elementele cinematice si geometrice ale danturii.

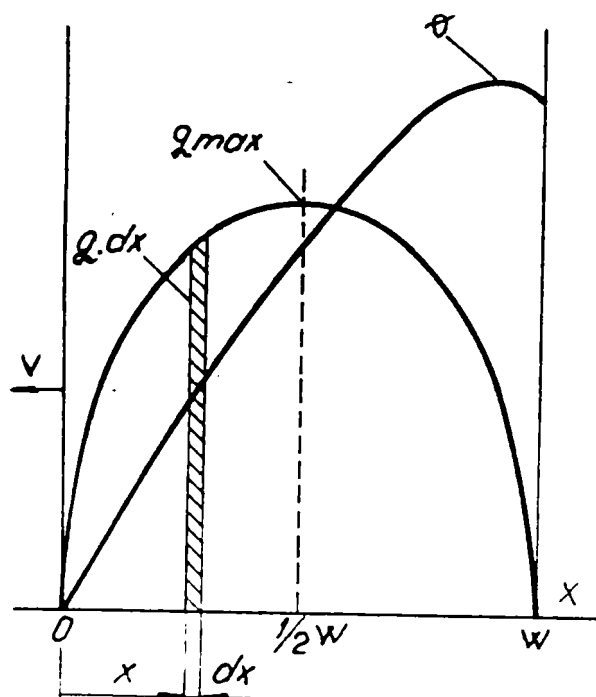


Fig. 5.94

Rezistenta termica de contact a fost dedusa de Blok [B2], considerind o sursa mobila de caldura sub forma de banda de latime egala cu latimea hertziana w (fig.5.94) ce se deplaseaza cu viteza v peste un semispatiu.

Conductivitatea elementara a unei fisii dx situata la distanta de capatul conductor al sursei mobile de caldura si cu o lungime b egala cu latimea danturii r este:

$$d\left(\frac{1}{R_t}\right) = \frac{1}{b} \cdot \frac{q \cdot dx}{v} \quad (5.197)$$

unde θ [$^{\circ}C$] este temperatura instantanee locale si

q [W] - fluxul termic local, definit pentru o distributie semieliptica (hertziana) prin

$$q = q_{max} \cdot 2 \cdot \left[\frac{x}{w} - \left(\frac{x}{w} \right)^2 \right]^{1/2} \quad (5.198)$$

unde q_{max} este fluxul maxim de caldura din centrul sursei ($x=0,5w$) si care este egal cu

$$q_{max} = \frac{4}{\pi} \cdot \frac{Q}{w} \quad (5.199)$$

unde Q este caldura generata pe unitatea de latime b , a fiancului de dinte.

Conductivitatea totala va rezulta:

$$\frac{1}{R_c} = \frac{1}{b} \int_0^w \frac{q dx}{v} \quad (5.200)$$

Introducand expresiile temperaturii instantanee si facind o evaluare numerica Blok ajunge la concluzia "ca rezistentele termice de contact pentru cele doua roti au expresiile:

$$R_{t1} = \frac{0,478}{b \cdot B_{M1} \sqrt{w \cdot v_{t1}}} \quad (5.201)$$

$$R_{t2} = \frac{0,478}{b \cdot B_{M2} \sqrt{w} \cdot v_{t2}} \quad (5.202)$$

unde $B_{M1,2}$ [N/mm.s^{0,5}.°C] este coeficientul contactului termic (vezi rel.3.32);

$v_{t1,2}$ [m/s] - viteza tangentiala la dinte.

Explicitind rel. (5.201) si (5.202) se obtine:

$$R_{t1} = \frac{0,267 \cdot E_{red}^{0,25}}{b \cdot B_{M1} \cdot \rho_{red}^{0,25} (F_N/b)^{0,25} \cdot v_{t1}^{0,5}} \quad (5.203)$$

si

$$R_{t2} = \frac{0,267 \cdot E_{red}^{0,25}}{b \cdot B_{M2} \cdot \rho_{red}^{0,25} (F_N/b)^{0,25} \cdot v_{t2}^{0,5}} \quad (5.204)$$

unde

$$\frac{1}{E_{red}} = \frac{1}{2} \left(\frac{1 - \nu_1^2}{E_1} + \frac{1 - \nu_2^2}{E_2} \right) \quad (5.205)$$

iar ρ_{red} rezulta din rel. (5.186).

Inlocuind toate marimile liniare in mm si exprimind razele de curbura conform celor aratate in subcap.5.3.5 rezulta:

$$R_{t1} = \frac{267 E_{red}^{0,25} \left(\frac{1}{\rho_{y1}} + \frac{1}{a_w \sin d_w - \rho_{y1}} \right)^{0,25}}{b \cdot B_{M1} \left(\frac{F_N}{b} \right)^{0,25} \cdot (w \cdot \rho_{y1})^{0,5}} \quad (5.206)$$

$$R_{t2} = \frac{267 E_{red}^{0,25} \left(\frac{1}{\rho_{y1}} + \frac{1}{a_w \sin d_w - \rho_{y1}} \right)}{b \cdot B_{M2} \left(\frac{F_N}{b} \right)^{0,25} \cdot [w_1 (a_w \sin d_w - \rho_{y1})]^{0,5}} \quad (5.207)$$

Este de dorit ca rezistentele termice de contact sa fie cit mai mici.

Admitind aceleasi angrenaje ca in subcapitolul anterior si $B_{M1} = B_{M2} = 13,6$ [N/mm.s^{0,5}.°C] valoare medie pentru oteluri se pot calcula rezistentele termice de contact de-a lungul segmentului de angrenare.

In figurile 5.95-5.101 si in tabelul 5.7 sint analizate rezistentele termice pentru angrenajul cu $u=1$.

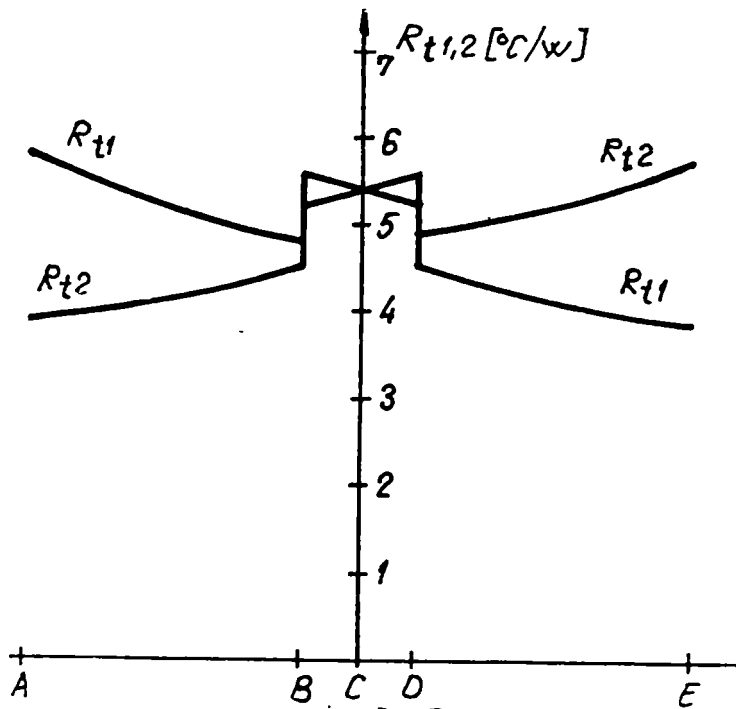


Fig. 5.95

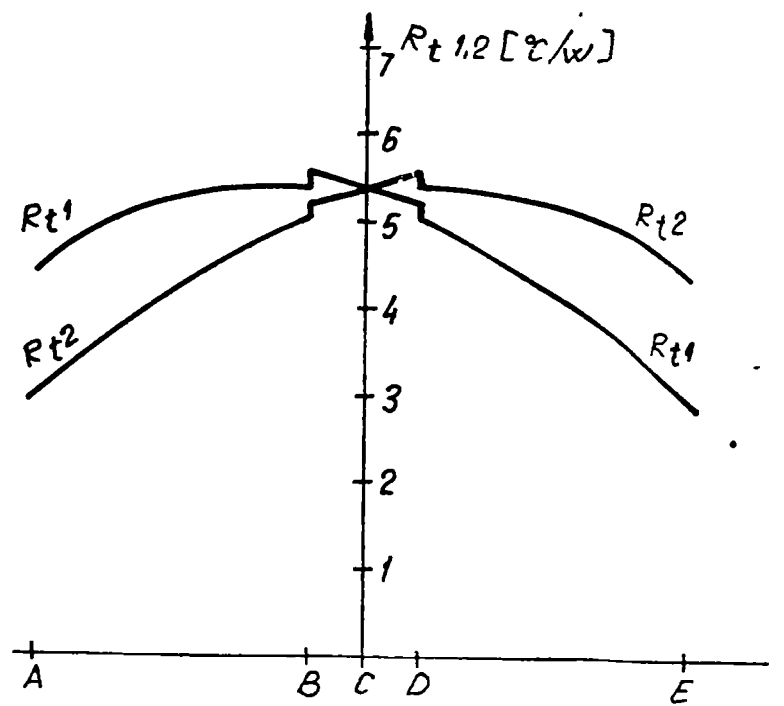


Fig. 5.96

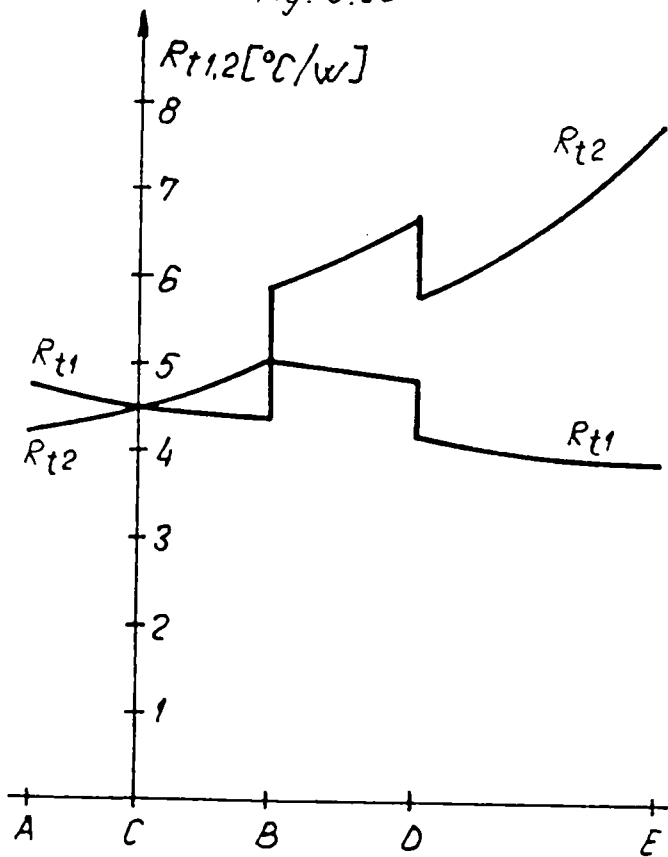


Fig. 5.97

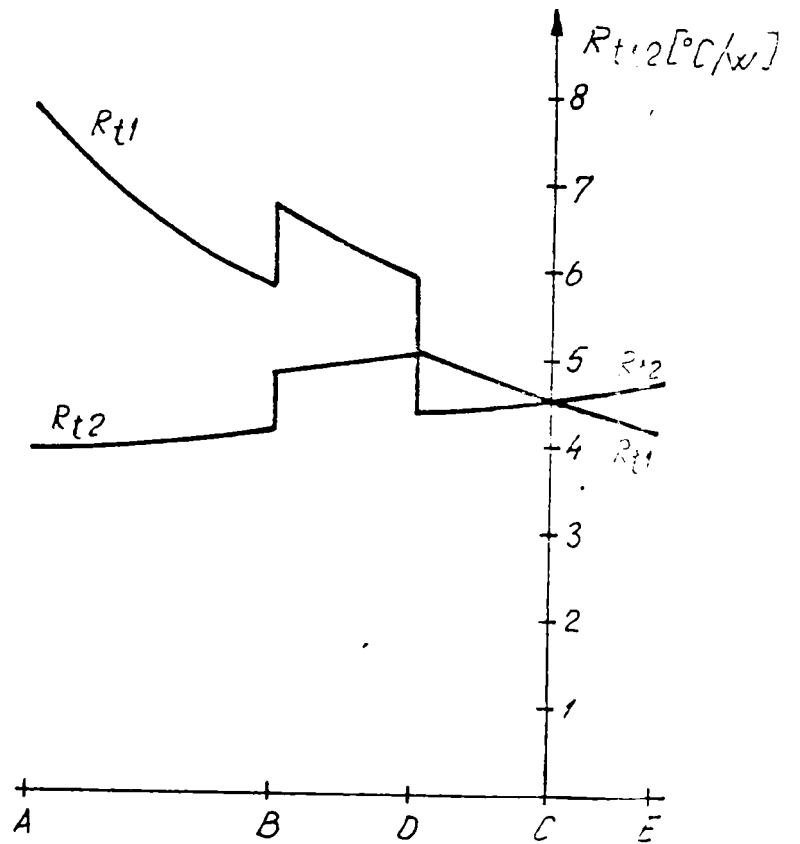


Fig. 5.98

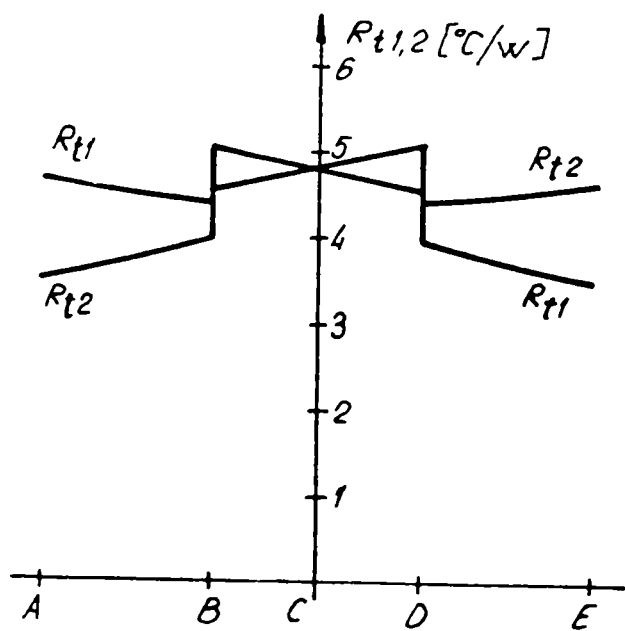


Fig. 5.99

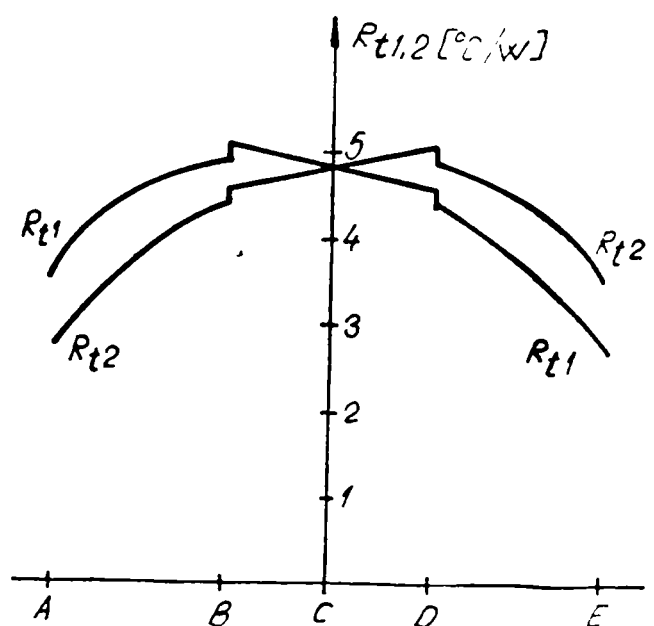


Fig. 5.100

tabelul 5.7

z ₁	z ₂	m	x ₁	x ₂	C _a	R _{tmax}	Δ R _{tmax}	Fig.
		[mm]			[mm]	[grC/W]	[%]	
39	39	3	0	0	0	5,8	0	5.95
39	39	3	0	0	0,06	5,6	-3,45	5.96
39	39	3	0,7	-0,7	0	7,83	+35	5.97
39	39	3	-0,7	0,7	0	7,83	+35	5.98
38	38	3	0,546	0,546	0	5,07	-12,59	5.99
38	38	3	0,546	0,546	0,04	5,07	-12,59	5.100
26	26	4,5	0	0	0	7,08	+22,07	5.101

Admitind drept angrenaj de referinta angrenajul cu $z_1=z_2=39$; $m=3$; $x_1=x_2=0$; $C_a=0$ se observa ca reducerea cea mai mare a rezistentei termice de contact se obtine in cazul angrenajului cu unghiul de angrenare α_w marit. Daca flancarea nu duce la o reducere substantiala a rezistentei termice de contact maxime, are inasa avantajul reducerii rezistentei termice de contact in zonele cu alunecare mare, unde si puterea de frecare este mare (fig.5.96 si 5.100).

Din nou rezulta importanta repartitiei deplasarii specifice de profil pe cele doua roti, in cazul cel mai defavorabil inregistrindu-se o crestere a rezistentei termice de contact de 35% (pentru $x_1=-x_2=0,7$ si $x_1=-x_2=-0,7$).

Cresterea modulului duce evident la cresterea rezistentei termice maxime (cu 22,07%) ceea ce duce la supraincalziri locale instantanee.

In figurile 5.102-5.108 si in tabelul 5.8 sint analizate rezistentele termice pentru angrenajul cu $u=1,6$.

Fata de angrenajul de referinta ($z_1=30$; $z_2=48$; $m=3$; $x_1=x_2=0$; $C_a=0$) se obtine reducerea cea mai mare a rezistentei termice de contact prin cresterea unghiului de angrenare α_w (fig.5.104 si 5.105). Flancarea duce si aici la

o scadere relativ redusa a rezistentei termice la angrenajul cu $\alpha_w=20^\circ$ si nu duce la nici o scadere in cazul angrenajului cu α_w marit. In schimb scade substantial rezistenta termica a rotiior fiancate in zona puterilor mari de frecare.

tabelul 5.8

z1	z2	m	x1	x2	Ca	Rtmax	Δ Rtmax	Fig.
		[mm]			[mm]	[grC/W]	[%]	
30	48	3	0	0	0	7,98	0	5.102
30	48	3	0	0	0,06	6,66	-16,54	5.103
30	48	3	0,7	-0,7	0	6,37	-20,18	5.106
30	48	3	-0,7	0,7	0	15,59	+95,36	5.107
29	46	3	0,7	1	0	5,85	-26,69	5.104
29	46	3	0,7	1	0,035	5,85	-26,69	5.105
20	32	4,5	0	0	0	12,03	+50,75	5.108

In cazul angrenajelor cu $u < 1$ se micsoreaza la angrenajele nedepasate raza de curbura a pinionului, fapt ce duce la cresteri substantiale ale rezistentei termice de contact in zona intrarii in angrenare. Din acest motiv se recomanda a se alege astfel deplasarea specifice de profil incit segmentul de angrenare sa fie deplasat spre iesirea din angrenare. Astfel la o deplasare spre iesire din angrenare a segmentului de angrenare ($x_1=-x_2=0,7$, fig.5.106) a scazut rezistenta termica maxima cu 20,18% in schimb la o deplasare spre intrare in angrenare a segmentului de angrenare ($x_1=-x_2=-0,7$, fig.5.107) rezulta o crestere cu 95,36% a rezistentei termice de contact maxime. Aceasta crestere este periculoasa si prin faptul ca valorile mari ale rezistentei termice de contact apartin pinionului care are o frecventa de angrenare de u ori mai mare decit roata.

Din fig.5.108 rezulta ca si modulele mari sint neavantajoase ele ducind la cresteri substantiale ale rezistentei termice de contact.

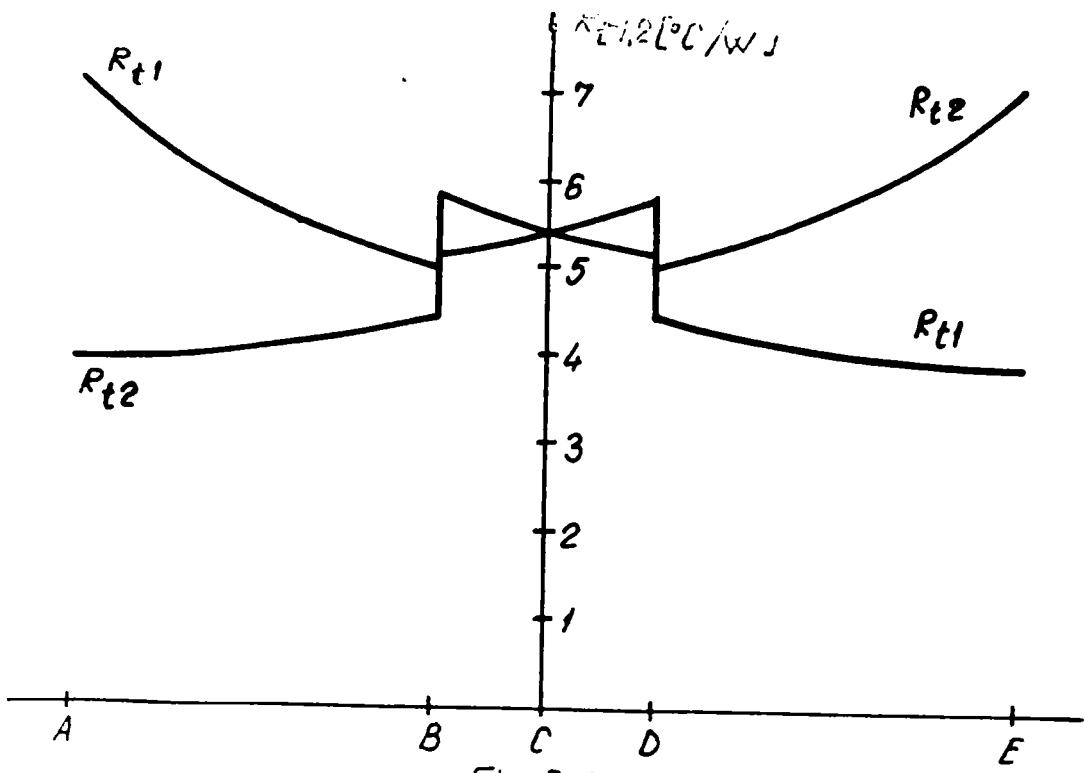


Fig 5.101

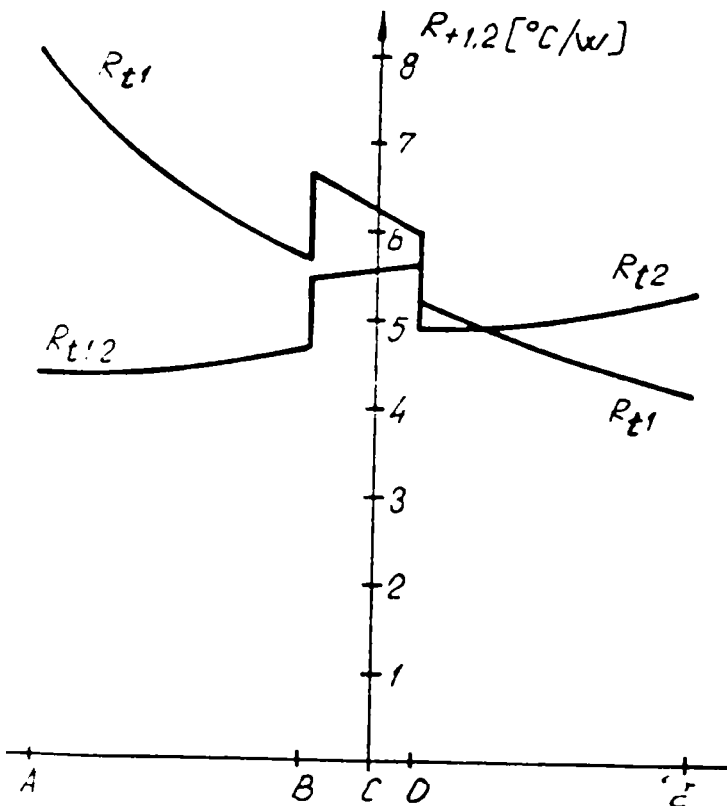


Fig. 5.102

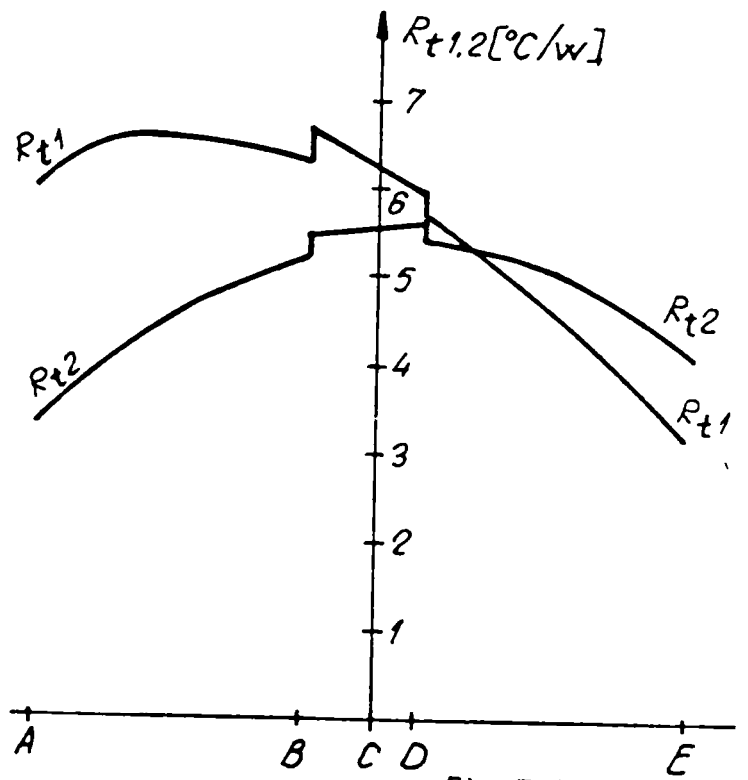


Fig. 5.103

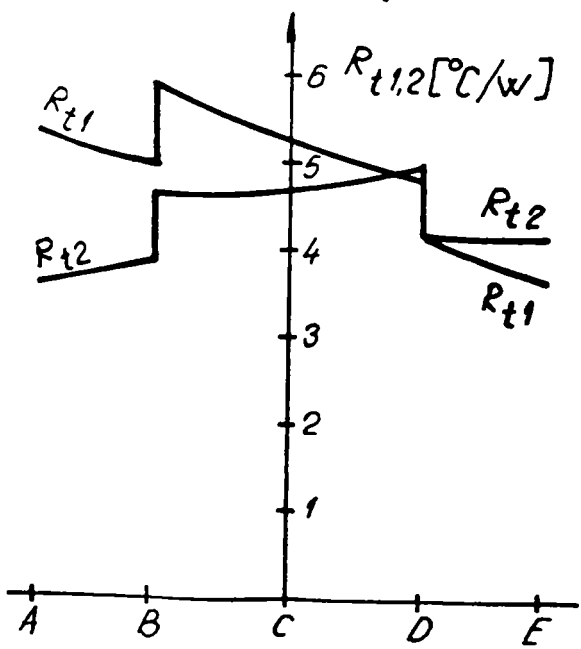


Fig. 5.104

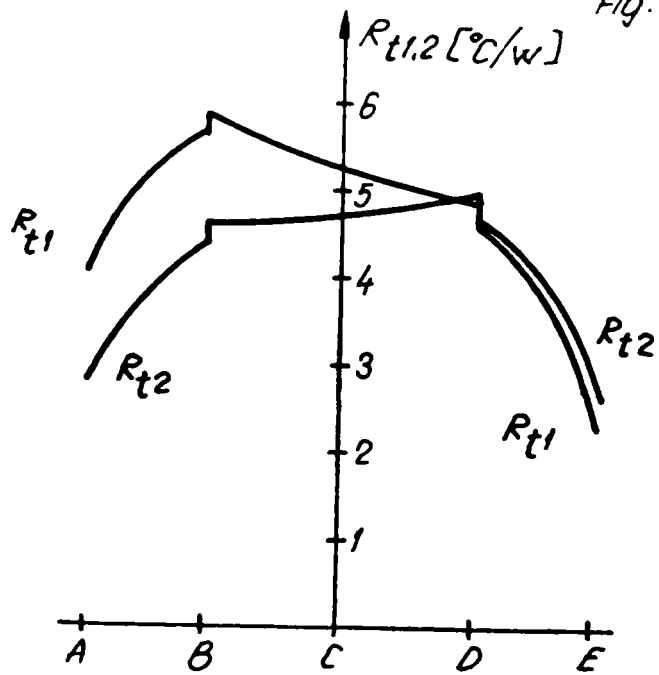


Fig. 5.105

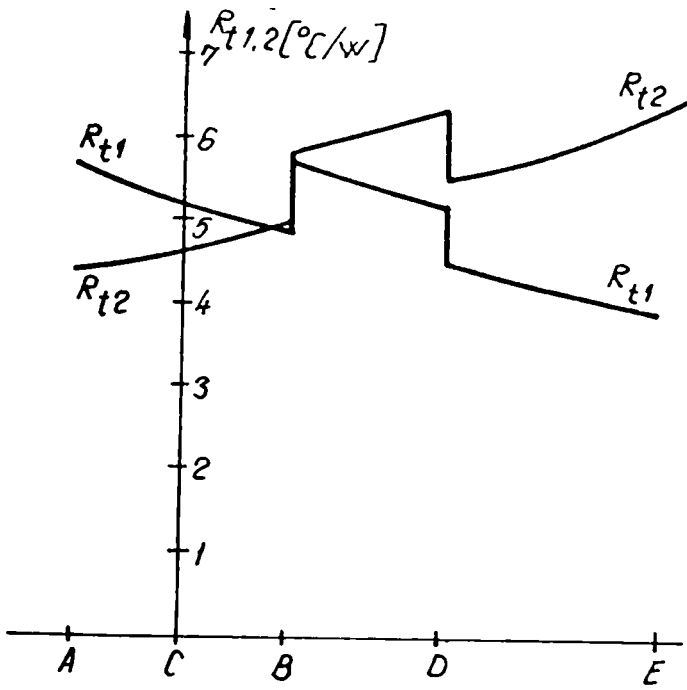


Fig. 5.106

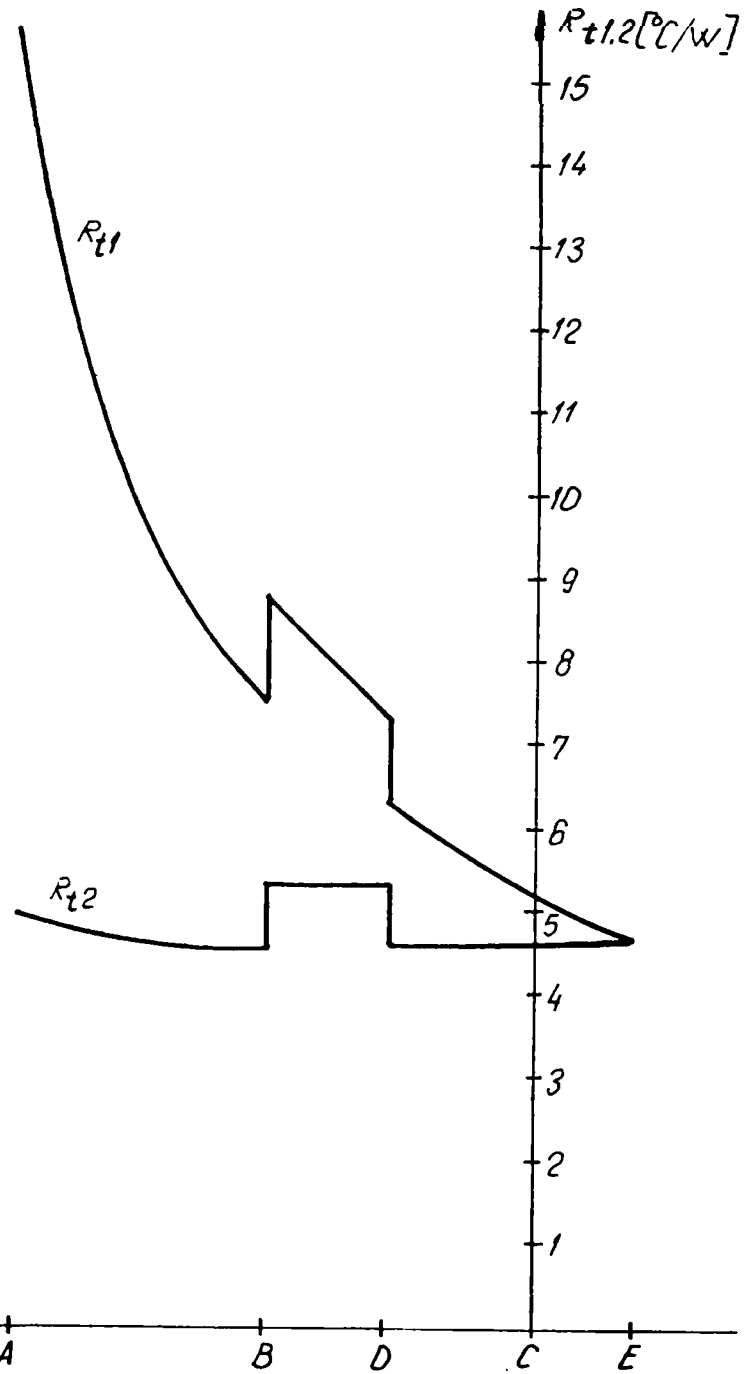


Fig 5.107

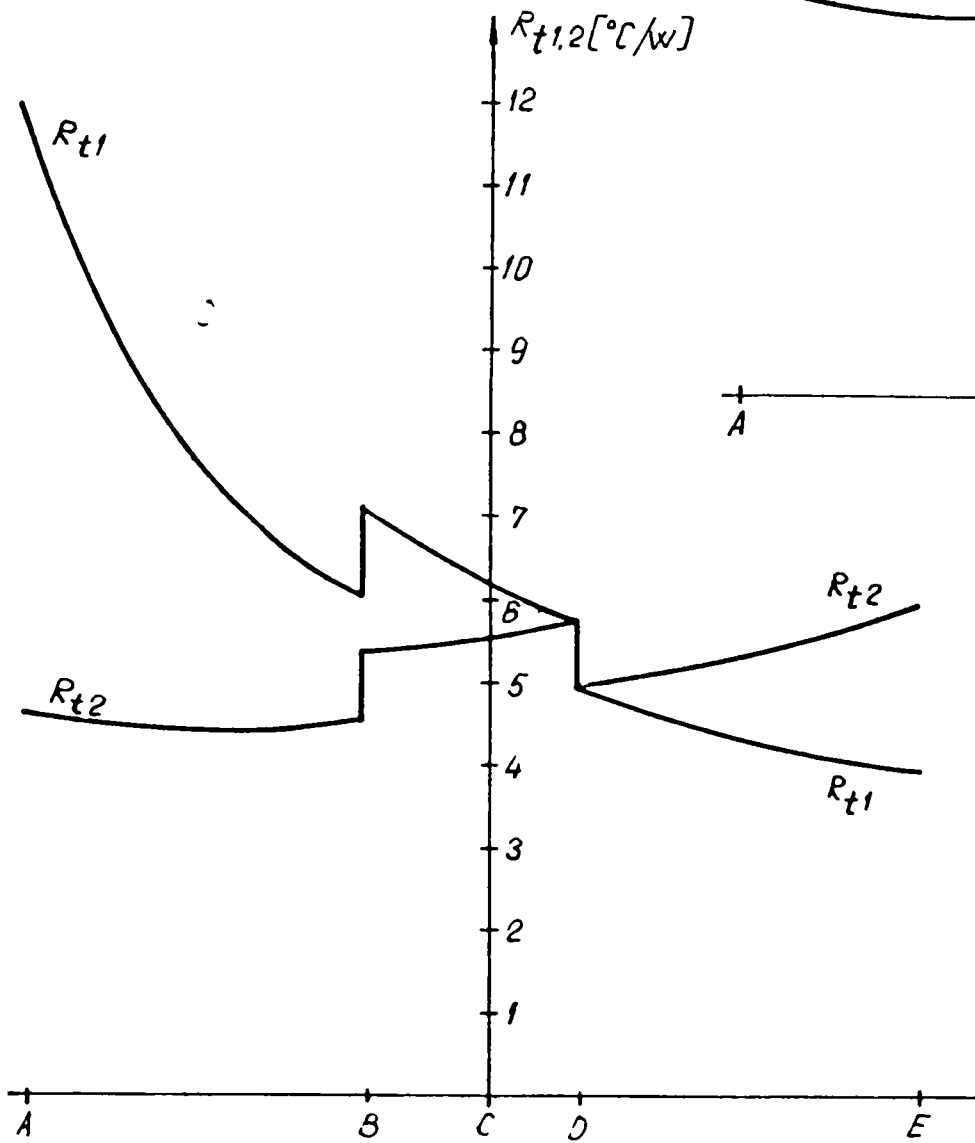


Fig 5.108

In concluzie se pot recomanda urmatoarele masuri pentru reducerea rezistentei termice de contact:

- cresterea unghiului de angrenare;
- micșorarea modulului;
- flancarea (nu intotdeauna justificata);
- repartitia corespunzatoare a deplasarilor specifice de profil.

5.5. Masuri geometrice pentru obtinerea capacitatii portante maxime la gripare

Din studiul prezentat in subcapitolele anterioare se desprind citeva concluzii importante:

In cazul unui gabarit impus (a_w si b cunoscute), cum este de obicei cazul se poate mari capacitatea portanta la gripare, pe linga alegerea unui lubrifiant cu viscozitatea corespunzatoare, a aditivului adecvat, a perechii de materiale, a tratamentului termo-chimic corespunzator si prin urmatoarele masuri geometrice:

a) Angrenajul sa fie astfel proiectat incit unghiul de angrenare ω sa fie cit mai mare, respectind insa limitele impuse de gradul de acoperire si interferenta. Un unghi de angrenare marit inseamna implicit deplasarea specifica suma pozitiva.

b) Deplasarea specifica suma sa se repartizeze astfel pe cele doua roti incit sa se realizeze viteze de alunecare egale la intrare si iesire din angrenare sau cu alte cuvinte segmentele de intrare si de iesire din angrenare sa fie egale.

c) Flancarea are drept efect o crestere a capacitatii portante la gripare. In cazul unui unghi de angrenare α_w mare nu se obtine o crestere atat de mare, incit sa merite intotdeauna investitia. Aceasta crestere este neinsemnata in cazul repartizarii necorespunzatoare a deplasarii specifice suma. Aceasta masura de crestere a capacitatii portante la gripare trebuie aplicata numai dupa un studiu amanuntit al pretului de cost si al efectului scontat.

d) Modulul sa fie cit mai mic posibil, un modul mic ducind la o crestere insemnata a capacitatii portante la gripare prin scaderea vitezei de alunecare. Se recomanda de aceea sa se aleaga modulul la limita rezistentei la oboseala a bazei dintelui.

e) Rugozitatea sa fie cit mai mica, pentru a obtine coeficientii de frecare redusi si cantitatea de caldura generata prin frecare cit mai mica.

In cazul in care gabaritul nu este impus se porneste de la solicitarea critica a danturii care se accepta a fi contactul hertzian [G5;N2].

Solicitarea hertziana are expresia [G5]:

$$\begin{aligned} \sigma_H &= \sigma_{H0} \cdot \sqrt{K_H} = \tilde{\Pi} Z \cdot \sqrt{K_H \cdot \frac{F_t}{d_1 \cdot b} \cdot \frac{u+1}{u}} \leq \sigma_{HP} = \\ &= \frac{\sigma_{Hlim}}{S_H} \cdot Z_H' \end{aligned} \quad (5.208)$$

unde $K_H = K_A \cdot K_V \cdot K_{H\beta} \cdot K_{H\alpha}$ - un produs de factori de influenta functie de sarcina efectiva preluata de un dinte;

$\tilde{\Pi} Z = Z_H \cdot Z_B \cdot Z_E \cdot Z_{E'} \cdot Z_{\beta}$ - un produs de factori de influenta functie de particularitatile de definire a starii critice de solicitare;

$Z_H' = Z_{NT} \cdot Z_L \cdot Z_Q \cdot Z_V \cdot Z_W \cdot Z_X$ - un produs de factori de influenta functie de comportamentul materialului in conditiile proprii unui angrenaj.

Notind $\psi_a = b/a_w \leq 1,2$; si exprimind

$$d_1 = \frac{2a_w}{u+1} \quad (5.209)$$

$$-t = \frac{2T_1}{d_1} = \frac{T_1(u+1)}{a_w} = \frac{10^6 \cdot P_1 \cdot (u+1)}{a_w \cdot \omega_1} \quad (5.210)$$

se obtine din rel. (5.208) relatia de dimensionare:

$$a_w \geq 10^2 (u+1) \sqrt[3]{\left(\frac{\tilde{\Pi} Z}{\sigma_{HP}}\right)^2 \cdot \frac{K_H \cdot P_1}{2\omega_1 \psi_a \cdot u}} \quad (5.211)$$

Orientativ valorile initiale ale factorilor de influenta se pot alege [G5]:

$$K_H \geq 3,9 ; \tilde{\Pi} Z \approx 2,5 \cdot Z_E \cdot \sqrt{\cos \beta} \text{ si } Z_H' = 1$$

Pentru otei pe otei $Z_E = 189,8$, iar $\tilde{\Pi} Z = 474,5$ pentru dinti drepti.

Marimea ce influenteaza hotaritor distanta dintre axe este coeficientul de latime ψ_a , care se poate alege in functie de viteza periferica intre anumite limite [B6].

Pentru a vedea cum trebuie ales coeficientul de latime se tine cont de recomandarea de mai sus ca modulul sa fie cit mai mic posibil, adica la limita solicitarii de oboseala a bazei dintelui.

Tensiunea la baza dintelui se exprima prin relatia:

$$\sigma_F = \sigma_{Fo} \cdot K_F = K_F \frac{F_t}{m_n \cdot b} \cdot \tilde{\Pi} Y \leq \sigma_{FP} = \frac{\sigma_{Flim}}{S_F} \cdot Y_F \quad (5.21)$$

unde $K_F = K_A \cdot K_V \cdot K_F \beta \cdot K_F \alpha$ - un produs de factori de influenta functie de sarcina efectiva preluata de un dinte;

$Y = Y_{Fa} \cdot Y_{Sa} \cdot Y_{\beta} \cdot Y_{\alpha}$ - un produs de factori de influenta functie de particularitatile de definire a starii critice de solicitare;

$Y_F = Y_{NT} \cdot Y_{rel T} \cdot Y_{R_{rel T}} \cdot Y_{X} \cdot Y_{ST}$ - un produs de factori de influenta functie de comportamentul materialului in conditiile proprii unui angrenaj.

Cerinta unui modul la limita rezistentei la oboseala bazei dintelui este echivalenta cu conditia capacitatii portante egale la contact si la oboseala a bazei dintelui. Egalind expresiile fortei tangentiale exprimate din rel. (5.208) si (5.212) si tinind cont de rel. (5.209) se obtine:

$$m_n = \left(\frac{\sigma_{HP}}{\tilde{\Pi} Z} \right)^2 \frac{2 a_w \cdot U}{(U+1)^2} \cdot \frac{K_F}{K_H} \cdot \frac{\tilde{\Pi} Y}{\sigma_{FP}} \quad (5.213)$$

Admitind $K_F = K_H$, $\tilde{\Pi} Y = 3,4$ si $\tilde{\Pi} Z = 474,5$ rezulta pentru modul:

$$m_n = 3,02 \cdot 10^{-5} \frac{a_w \cdot U}{(U+1)^2} \cdot \frac{\sigma_{HP}^2}{\sigma_{FP}} \quad (5.214)$$

Puterile maxime de frecare apar in punctele de intrare (A) si de iesire din angrenare (E), unde f_{v1} are expresiile:

$$f_{A1} = a_w \cdot \sin \alpha_w - \frac{1}{2} \sqrt{d_{a2}^2 - d_{b2}^2} \quad (5.215)$$

$$f_{E1} = \frac{1}{2} \sqrt{d_{a1}^2 - d_{b1}^2} \quad (5.215)$$

Considerind angrenajul nedeplasat ($x_1 = x_2 = 0$) si $h_{*o} = 1$ se pot exprima diametrele de cap ca fiind in cazul angrenajului cu dinti drepti:

$$d_{a1,2} = m z_{1,2} + 2m \quad (5.217)$$

Tinind cont de relatia (5.209) se obtine:

$$da_1 = 2a_w \left(\frac{1}{u+1} + \frac{m}{a_w} \right) \quad (5.218)$$

$$da_2 = 2a_w \left(\frac{1}{u+1} + \frac{m}{a_w} \right) \quad (5.219)$$

unde m/a_w rezulta a fi constant din rel. (5.213).

Inlocuind relatiile (5.218) si (5.219) in (5.215) si (5.216) se obtine:

$$\eta = a_w \left[\sin \alpha_w - \sqrt{\left(\frac{u}{u+1} + \frac{m}{a_w} \right)^2 - \frac{u^2}{(u+1)^2} \cos^2 \alpha} \right] \quad (5.220)$$

$$\varepsilon_1 = a_w \sqrt{\left(\frac{1}{u+1} + \frac{m}{a_w} \right)^2 - \frac{\cos^2 \alpha}{(u+1)^2}} \quad (5.221)$$

Expresia din paranteza dreapta din rel. (5.220) si cea de sub radical din rel. (5.221) sint constante pentru un u dat, si se poate scrie:

$$f_{A_1} = C_{A_1} \cdot a_w \quad (5.222)$$

$$f_{E_1} = C_{E_1} \cdot a_w \quad (5.223)$$

Inlocuind expresiile (5.222) si (5.223) in relatia puterii de frecare (5.192) se obtine:

$$P_{fA,E} = C \cdot F_N^{1,25} \left[\frac{1}{a_w \cdot \sin \alpha_w + (u-1) C_{A_1, E_1} \cdot a_w} \right]^{0,25} \cdot \left(\frac{1}{C_{A_1, E_1} \cdot a_w} - \frac{1}{a_w \cdot \sin \alpha_w - C_{A_1, E_1} \cdot a_w} \right)^{0,25} \cdot \left| a_w \cdot \sin \alpha_w - (u+1) C_{A_1, E_1} \cdot a_w \right| \quad (5.224)$$

sau

$$P_{fA,E} = C \cdot F_N^{1,25} \cdot a_w^{0,5} \cdot \left[\frac{1}{\sin \alpha_w + (u-1) C_{A_1, E_1}} \right]^{0,25} \cdot \left(\frac{1}{C_{A_1, E_1}} + \frac{1}{\sin \alpha_w - C_{A_1, E_1}} \right)^{0,25} \cdot \left| \sin \alpha_w - (u+1) \cdot C_{A_1, E_1} \right| \quad (5.225)$$

Admitind o distanta dintre axe de referinta a_w se poate

exprima distanta dintre axe ca fiind $a_w = \varphi \cdot a_{wr}$. Din relatia 5.211 rezulta $a_w^2 \cdot b = a_{wr}^2 \cdot b_r = ct$ de unde $b = (a_{wr}/a_w)^2 \cdot b_r = \varphi^{-2} \cdot b_r$. Inlocuind aceasta latime in expresia constantei C (rel.5.189) rezulta $C = \varphi^{0,5} \cdot C_r$.

Din relatia (5.210) rezulta $F_{Nr} \cdot a_{wr} = F_N \cdot a_w = const.$, de unde se obtine $F_N = F_{Nr} \cdot a_{wr} / a_w = F_{Nr} / \varphi$.

Cu aceste considerente relatia (5.225) se transforma in:

$$P_{frA,E} = \varphi^{-0,25} \cdot C_r \cdot F_{Nr} \cdot a_{wr} \left[\frac{1}{\sin \alpha_w + (u-1)C_{A1,E1}} \right]^{0,25} \cdot \left(\frac{1}{C_{A1,E1}} + \frac{1}{\sin \alpha_w - C_{A1,E1}} \right)^{0,25} \cdot \left| \sin \alpha_w - (u+1)C_{A1,E1} \right| \quad (5.226)$$

sau

$$P_{frA,E} = \varphi^{-0,25} \cdot P_{frA,E_r} \quad (5.227)$$

Din relatia (5.227) rezulta ca pentru a reduce puterea de frecare si implicit pericolul de gripare se impune un φ cit mai mare, adica distante dintre axe mari si latimi mici. Aceasta confirma cercetarile lui Lechner amintite in cap.2, dupa care scaderea latimii duce la cresterea limitei de gripare.

O distanta dintre axe mare duce la viteze periferice mari si la reducerea fortei tangentiala la care apare griparea, dar totodata apare in mai mare masura o micorare a fortei tangentiala efective.

In considerentele de mai sus nu s-au luat in seama variatiile factorilor ce intra in calculul angrenajelor dupa STAS, respectiv DIN, care pot avea si ei o influenta asupra conditiilor de angrenare si intr-un caz dat se impune de aceea o analiza amanuntita a variatiei capacitatii portante la gripare.

Avindu in vedere multitudinea de factori ce influenteaza procesul de gripare, este necesar sa fie verificate unele ipoteze prin incercarea unor angrenaje la gripare.

6. INSTALATIA EXPERIMENTALA PENTRU INCERCAREA ANGRENAJELOR LA GRIPARE

Studierea experimentală a fenomenului de gripare se poate efectua pe instalatii ce folosesc cuple ce modeleaza angrenajul

sau pe instalatii ce folosesc angrenaje.

Primele instalatii functioneaza in regim stationar si se preteaza pentru studierea influentei parametrilor starii suprafetelor, a materialului, a vitezei de alunecare, a razei de curbura sau a incarcarii nominale. Utilizarea rezultatelor acstor cercetari la angrenaje este insa dificila, deoarece rotile dintate cu flancurile evolventice isi transmit fluxul de forta nominal printr-o variatie continua a vitezei de alunecare, a razelor de curbura si a incarcarii herziene intre anumite valori, desi viteza pe cercul rostogolire si momentul de torsiune sint constante.

Interactiunea parametrilor de influenta a griparii in conditiile modificarii lor continue intr-o anumita gama, se poate urmari cel mai bine pe standuri cu roti dintate. Din acest motiv se preconizeaza utilizarea unui stand de incercare cu roti dintate.

6.1. Clasificarea instalatiilor experimentale cu roti dintate

Inercarea unui angrenaj are drept scop stabilirea parametrilor limita la care rezista, respectiv angrenajul isi poate indeplini in mod corespunzator rolul functional.

Inercarea se executa in conditii cit mai apropiate de cele de exploatare sau in conditii standard unanim acceptate pentru a oferi o baza de comparatie cit mai reala.

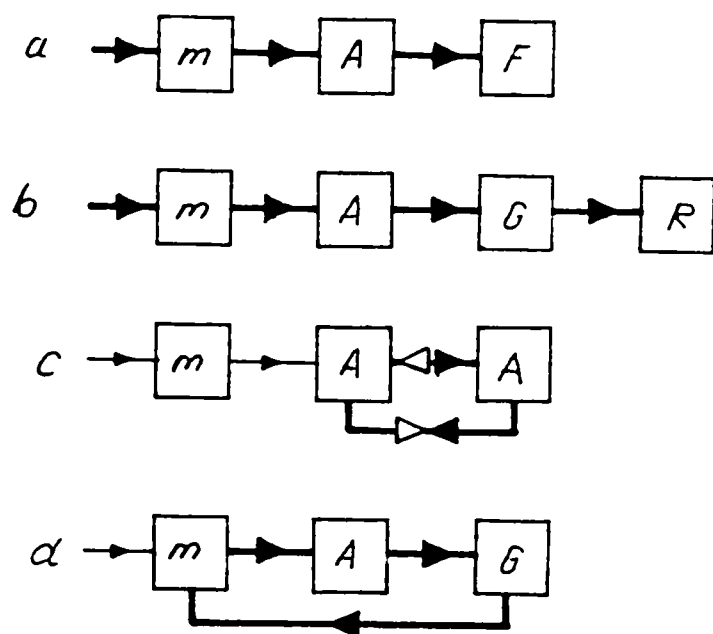


Fig.6.1

a - stand cu flux energetic mecanic deschis, b - stand cu flux energetic electric deschis, c - stand cu flux energetic mecanic inchis, d - stand cu flux energetic electric inchis.

Cercetarea experimentală a angrenajelor se face pe standuri a caror scheme structurale sint aratate in fig.6.1 [M9] unde: a - stand cu flux energetic mecanic deschis (m - motor electric, A - angrenaj, F - frina), b - stand cu flux energetic electric deschis (G - generator electric, R - rezistenta electrica), c - stand cu flux energetic

La standurile cu flux energetic deschis, intreaga putere de incercare a angrenajului este disipata, pe cind la standurile cu flux energetic inchis, consumul de energie se limiteaza la acoperirea pierderilor prin frecare, adica reprezinta doar o parte relativ mica din puterea la care este incarcat angrenajul de incercat. Deoarece incercarile angrenajelor cer foarte mult timp, se executa standurile pentru angrenaje cu flux energetic mecanic inchis, acestea avind si avantajul unei constructii simple si ieftine. (fig.6.1.c)

Un stand pentru angrenaje cu flux energetic mecanic inchis (fig.6.2) cuprinde doua reductoare (1,2) cu raport de transmitere identic (unul cu angrenajul incercat, celalalt de returnare), cu arbori legati astfel incit se obtine un contur

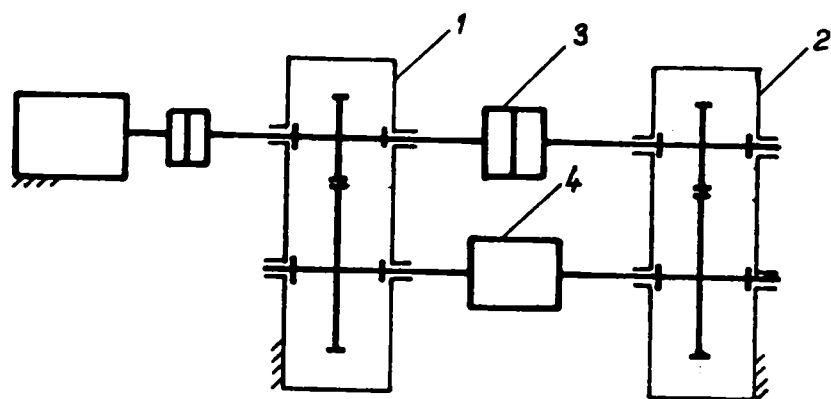


Fig.6.2

inchis de angrenaje si arbori. Pentru tensionarea acestui contur este suficient a introduce o deformatie torsionala realizata prin sistemul de incarcare 3.

Valoarea incarcarii in stand este indicata de un sistem de masurare 4. Sistemele de incarcare si de masurare a incarcarii se dispun pe liniile arborilor de turatie mare, respectiv de turatie mica sau invers.

Incercarea conturului standurilor cu flux energetic inchis mecanic este indicata in fig.6.3 [M9].

Conditii reproductibilitatii rezultatelor experimentale au fost stabilite de Miloiu [M9] dupa cum urmeaza:

1. Sa se respecte amplasarea angrenajului incercat si sensul de rotatie al motorului de antrenare. O schimbare a angrenajului de incercat cu angrenajul de returnare cumulat cu schimbarea sensului de rotatie al motorului de antrenare, poate sa duca la erori de maxim 31% ;

2. Sa se pastreze timp indelungat aceeasi incarcare (pentru standurile cu incarcare constanta sau in trepte);

3. Standul sa permita masurarea incarcarii in timpul functionarii ;

4. Standul sa fie simplu constructiv ;

5. Angrenajul de returnare sa fie de o precizie cit mai

mare pentru a nu perturba conditiile de lucru ale angrenajului de incercat ;

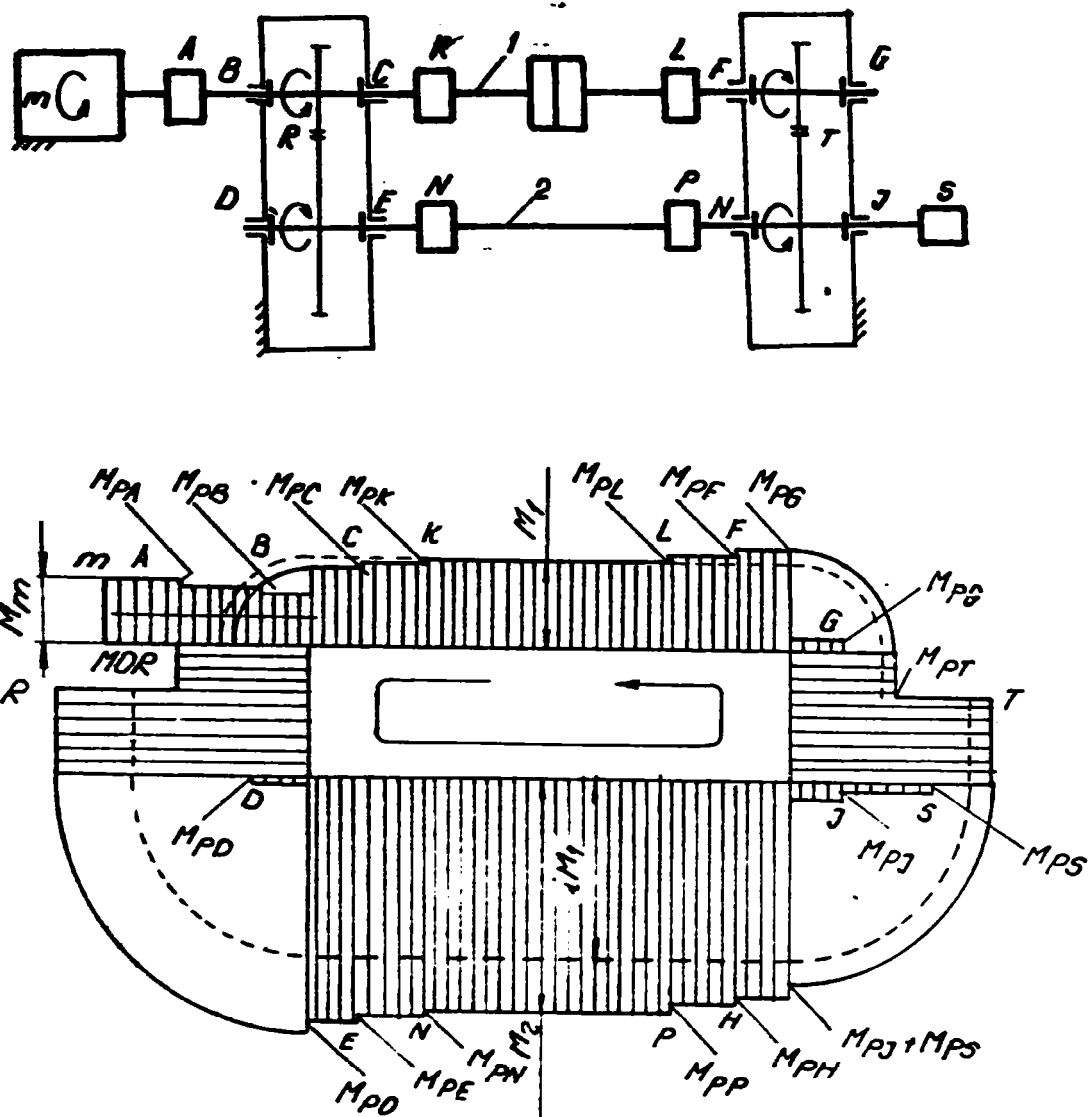


Fig.6.3.

6. Sa se evite folosirea altor angrenaje decat cele de incercat si de intoarcere pentru a nu introduce sollicitari dinamice suplimentare ;

7. Rotile de incercat sa nu fie in angrenare si cu alte roti deoarece este imposibila separarea influentei erorilor de executie ;

8. Pentru efectuarea diverselor masuratori asupra angrenajului de incercat sa nu fie necesara demontarea reductorului cu acest angrenaj, deoarece se schimba conditiile de rezemare a arborilor ;

9. La reductorul cu angrenajul de incercat se cere respectarea foarte riguroasa a jocurilor recomandate in rulmenti; pe toata durata experimentarii se vor mentine foarte riguros aceleasi jocuri ;

10. Sa nu lucreze in regim de rezonanta.



**6.2. Standul utilizat pentru incercarea angrenajelor
la gripare**

Standul utilizat in cadrul lucrarii este un stand in

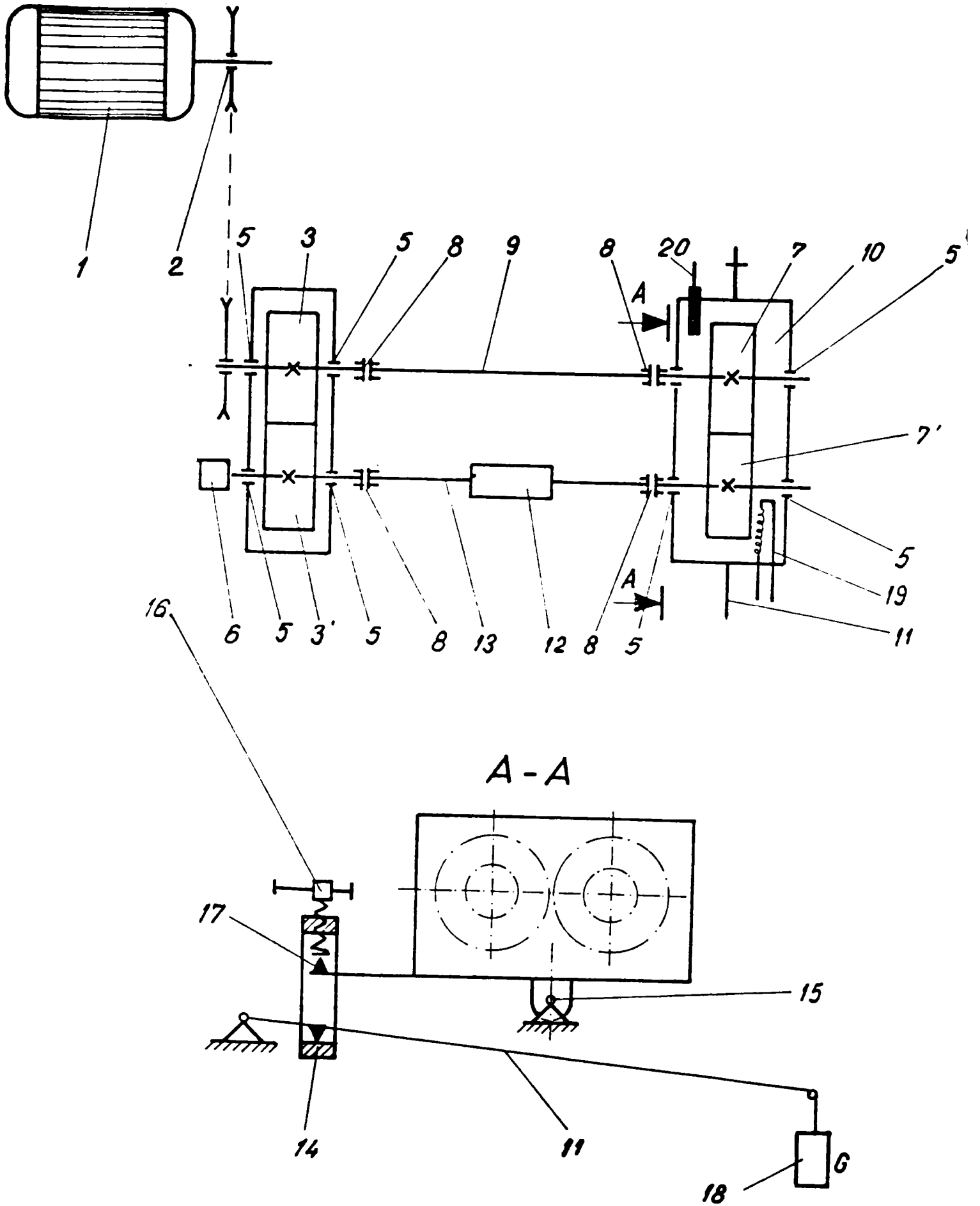


Fig.6.4.

circuit mecanic inchis. Schema standului este reprezentata in fig.6.4. Standul se compune din: 1 - motor electric; 2 - transmisie prin curele; 3-3' - angrenajul de inchidere a circuitului energetic; 4 - cutie de returnare; 5 - rulmenti; 6 - inregistrator de turatii; 7-7' - angrenajul de incercare; 8 - cuplaj cardanic; 9 - arbore; 10 - cutia de incercare; 11 - brate de incarcare; 12 - doza de masurare a momentului de torsiune; 13 - arbore; 14 - sistem de legatura; 15 - axa de rotatie a cutiei de incercare; 16 - surub de reglare; 17 - cutit; 18 - greutatea de incarcare; 19 - rezistenta de incalzire a uleiului; 20 - traductor de temperatura.

Incarcarea conturului inchis compus din rotile de incercare 7-7', arborii 9-13 si angrenajul de returnare 3-3', se face prin bascularea cutiei de incercare 10 in jurul axei fixe, paralela cu axa rotilor de incercat, amplasata la baza cutiei de incercare. Acest stand are avantajul incarcarii in timpul functionarii. Variatia incarcarii se face prin schimbarea greutatii G (poz.18). Standul a fost astfel conceput incit sa permita modificarea vitezei periferice prin schimbarea rocii conduse a transmisiei prin curele.

Ungerea angrenajelor din cutia de incercare se poate face fie prin barbotare, fie prin injectare sub presiune. Alimentarea electrica a standului este astfel conceputa incit pornirea standului in cazul ungerii prin injectie sa se poata face numai

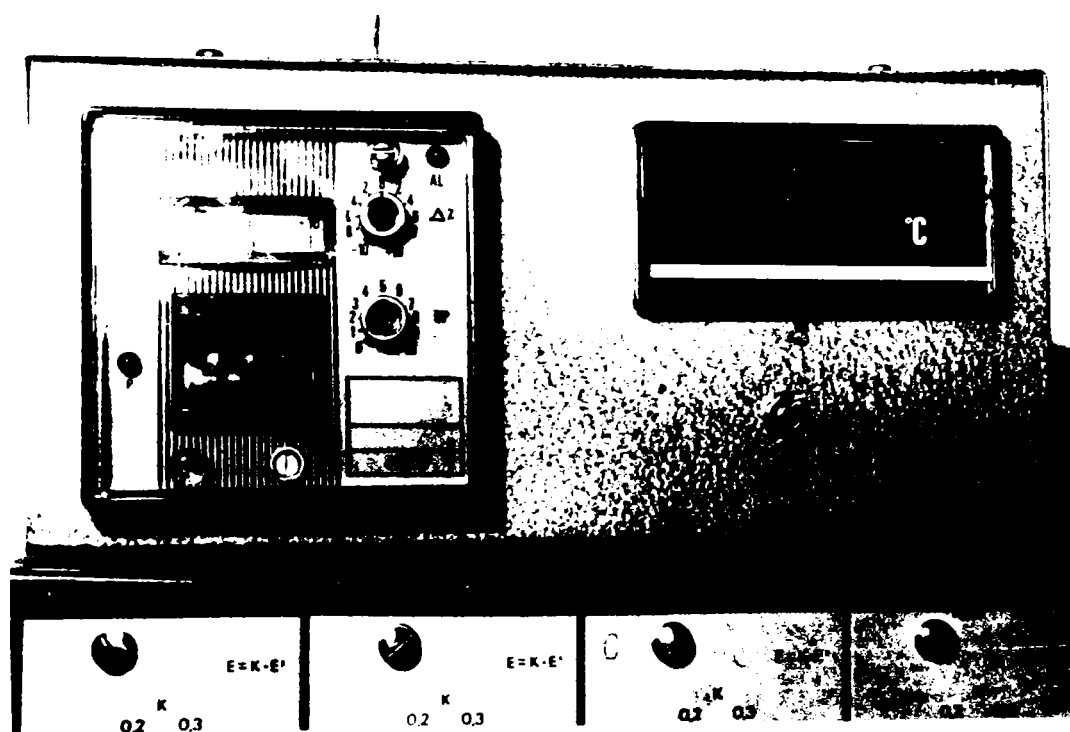


Fig.6.5.

dupa pornirea instalatiei de pompare.

Rezistenta electrica de incalzire a uleiului are o putere nominala de 1800W/220V si va fi alimentata la 90V pentru a nu depasi puterea specifica admisibila ($3,8 \text{ W/cm}^2$).

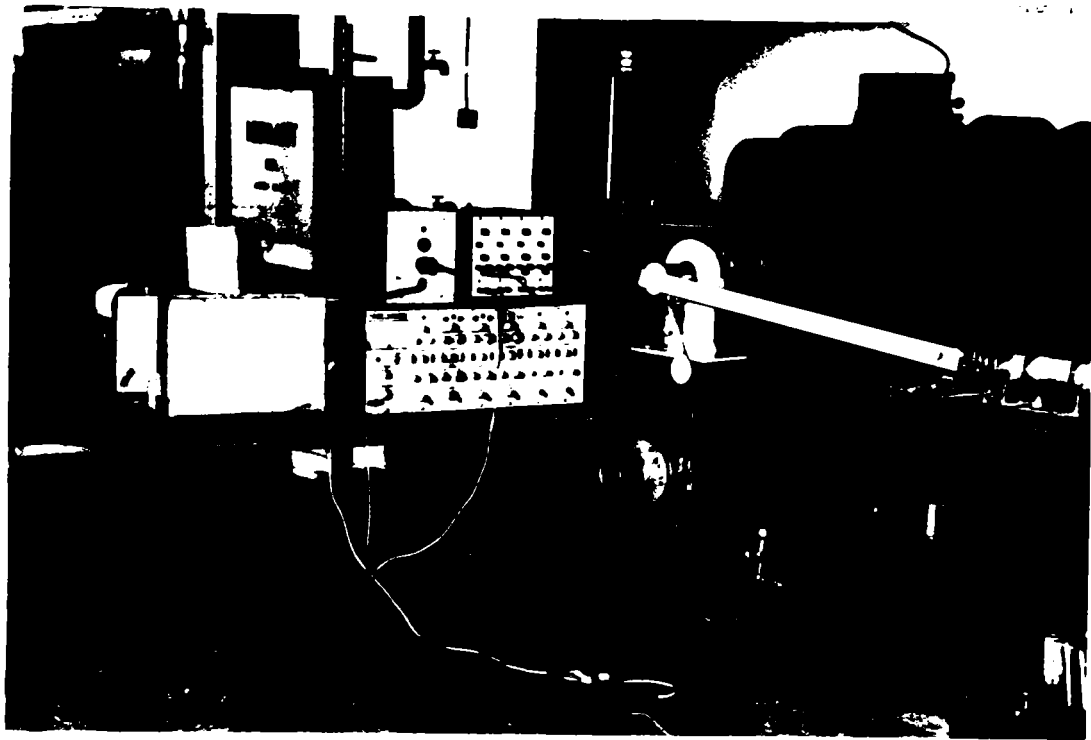


Fig.6.6.

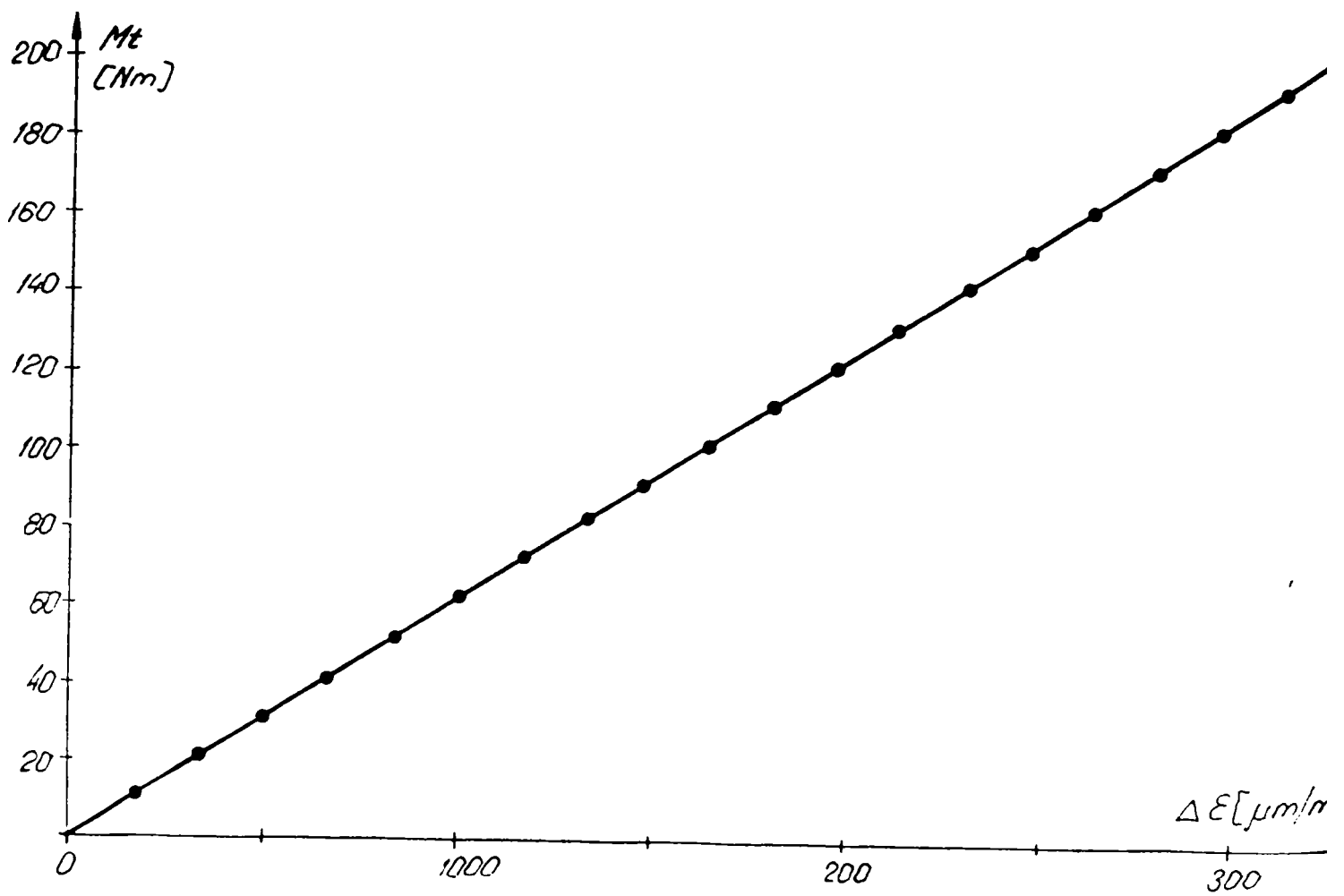


Fig.6.7.

Temperatura minima a bairi de ulei se poate mentine la $90^{\circ}\pm 3^{\circ}\text{C}$ cu ajutorul unui sistem de reglare a temperaturii aratat in fig.6.5.

Numarul de ture se masoara printr-un traductor inductiv si un numarator de impulsuri.

Cupla torsionometrica de tip Philips a fost etalonata cu ajutorul dispozitivului din fig.6.6.

In fig.6.7 este data curba de etalonare.

Se observa ca este o caracteristica liniara astfel incit prin regresie liniara se gaseste caracteristica

$$M_t = -0,084 + 0,0613 \cdot \Delta \epsilon \quad [\text{N}\cdot\text{m}]$$

cu o corelatie foarte buna (99,99%).

Tab.6.1.

Simultan s-a facut si

Domeniul $\mu\text{m/m}$	M_t [Nm]	etalonarea inregistratorului cu hirtie fotosensibila. Prin regresie liniara s-au gasit caracteristicile pe domenii de masurare ale puntii tensometrice (tab.6.1). In tabelul 6.1, Δ se masoara in mm. Etalonarea s-a facut in conditii statice. In timpul functionarii apar insa si forte dinamice care se datoresc: sursei energetice, angrenajelor de incercat si de returnare, rigiditatii arborilor si carcusei etc.
0 - 500	$M_t = 0,196 + 0,196\Delta$	
0 - 1000	$M_t = 0,409 + 0,389\Delta$	
0 - 2000	$M_t = 0,141 + 0,785\Delta$	
0 - 5000	$M_t = 1,04 + 1,975\Delta$	

In cazul standurilor cu circuit energetic mecanic inchis problema se complica prin faptul ca inchiderea circuitului se face prin angrenajul de returnare aie carui caracteristici geometrice si cinematice vor produce forte perturbatoare. Din acest motiv se executa angrenajul de returnare cu o precizie mult mai mare decit angrenajul de incercat.

Folosirea celor patru cuplaje cardanice introduc sollicitari dinamice suplimentare care se insumeaza cu celalalte.

Coeficientul dinamic se exprima ca un raport dintre momentul maxim si momentul nominal:

$$K_d = \frac{M_{t\max}}{M_t} \quad (6.1)$$

Momentul maxim si cel nominal rezulta din inregistrarea momentului masurat unde se considera momentul nominal:

$$M_t = \frac{M_{tmax} + M_{tmin}}{2} \quad (6.2)$$

Coeficientul dinamic este o functie de momentul nominal si scade odata cu cresterea acestuia.

Pentru a putea fi utilizat eficient se exprima coeficientul dinamic sub forma unui polinom:

$$K_d = \sum_{i=0}^{n_0} a_i M_t^i = a_0 + a_1 M_t + a_2 M_t^2 + \dots + a_{n_0} M_t^{n_0} \quad (6.3)$$

Coeficientii polinomului se determina prin metoda celor mai mici patrate, punind conditia ca suma patratelor abaterilor valorilor masurate K_{dk} fata de cele calculate $f(M_{tk}, a_0, a_1, \dots, a_{n_0})$:

$$S = \sum_{k=1}^N [K_{dk} - f(M_{tk}; a_0, a_1, \dots, a_{n_0})]^2 \quad (6.4)$$

sa ia valoarea minima.

Gradul polinomului n_0 trebuie sa fie mai mic decit numarul punctelor masurate ($n_0 < N$).

In situatiile cind se folosesc polinoame drept formule empirice apare problema alegerii gradului optim al polinomului: un polinom de grad prea mic va da o descriere prea grosolana a materialului empiric, iar un polinom de grad mare (apropiat de numarul $N-1$, unde N este numarul masurarilor) nu va atenua "zgomotul" experimentului, adica asupra coeficientilor lui se vor manifesta puternic erorile, erori provocate de datele initiale. In particular, daca gradul polinomului este $N-1$, atunci polinomul descrie exact toate punctele date si deci va pastra tot "zgomotul" [R10].

Pentru a reduce erorile de calcul al coeficientilor polinomului si a putea creste usor gradul polinomului se dezvolta relatia (6.3) dupa polinoame ortogonale Cebisev

$$\text{unde } \sum_{k=1}^N p_i(M_{tk}) \cdot p_j(M_{tk}) = 0 \text{ pentru } i \neq j.$$

Parametrii b_j se estimeaza cu ajutorul formulelor:

$$b_j = \frac{1}{H_j} \sum_{k=1}^N K_{dk} \cdot p_j(M_{tk}) \quad (6.6)$$

Polinoamele ortogonale de grad superior cu coeficientii termenului de grad maxim egali cu unitatea, se definesc cu ajutorul relatiilor de recurenta

$$p_{j+1}(M_t) = (M_t + \beta_{j+1}) p_j(M_t) - \frac{H_j}{H_{j-1}} p_{j-1}(M_t) \quad (6.7)$$

($j = 1, 2, \dots$)

unde

$$H_j = \sum_{k=1}^N p_j^2(M_{tk}) \quad (6.8)$$

si

$$\beta_{j+1} = -\frac{1}{H_j} \sum_{k=1}^N M_{tk} p_j^2(M_{tk}) \quad (6.9)$$

($j = 0, 1, 2, \dots$)

Primele doua polinoame Cebisev au expresiile:

$$p_0(M_t) = 1 \quad (6.10)$$

$$p_1(M_t) = M_t - \overline{M_t} \quad (6.11)$$

unde

$$\overline{M_t} = \frac{\sum M_{tk}}{N} \quad (6.12)$$

este media aritmetica a momentului nominal.

Calculul valorilor polinoamelor ortogonale Cebisev cu ajutorul relatiilor de recurenta (6.7...6.9) se poate programa

pe calculator. Efectuarea calculului parametrilor pe calculator devine:

$$S_{n_0} = \sum_{k=1}^{n_0} \left[K_{dk} - \sum_{j=0}^{n_0-k} b_j \cdot p_j(M_{tk}) \right]^2 \quad (6.13)$$

Raportul $S_{n_0}/(N-n_0-1)$ constituie o estimatie a dispersiei

σ^2 , iar pentru valori suficient de mari ale numărului

$$N-n_0-1 \text{ se poate lua } \sigma^2 \approx \frac{S_{n_0}}{N-n_0-1}$$

Pentru alegerea gradului optim se procedează deci în felul următor: se calculează succesiv estimările parametrilor b_0, b_1, b_2, \dots cu formula (6.6); după ce s-a calculat estimatia succesivă b_n , se calculează suma patratelor abaterilor corespunzătoare cu formula:

$$S_n = \sum_{k=1}^N K_d k^2 - (b_0^2 H_0 + b_1^2 H_1 + \dots + b_n^2 H_n) \quad (6.14)$$

Adăugarea fiecărui nou termen $b_{n+1} p_{n+1}(M_t)$ la dezvoltarea lui K_d după polinoamele ortogonale $p_j(M_t)$ micșorează suma patratelor abaterilor S_n cu mărimea $b_{n+1}^2 H_{n+1}$.

Fiecare valoare S_n astfel calculată se împarte la $N-n-1$ și raportul obținut se compară cu valoarea precedentă a acestui raport. Gradul polinomului ales trebuie mărit pînă cînd raportul nu încetează să descrească vizibil. Atunci valoarea $n=n_0$, după care raportul practic nu mai descrește, ne dă gradul optim.

Organigrama procedurii de calcul este dată în fig.6.8, iar programul de calcul în Anexa 8.

În toate considerațiile de mai sus s-au considerat ponderi egale ale măsurătorilor, programul permite însă și calculul parametrilor în cazul unor ponderi neegale.

Variația momentului pentru standul considerat s-a înregistrat cu ajutorul unui oscilograf. În fig.6.9 sînt reprezentate oscilogramele pentru două încărcări diferite. Momentul maxim și cel nominal se măsoară pe oscilograma. Aplicînd metoda regresiei polinomiale descrisă mai sus rezultă pentru standul utilizat coeficientul dinamic:

$$K_d = -4,46 \cdot 10^{-6} M_t^3 + 2,05 \cdot 10^{-5} M_t^2 - 3,2 \cdot 10^{-3} M_t + 1,193$$

care pentru $M_t > 10 \text{ Nm}$ dă o eroare sub 1%.

Variația coeficientului dinamic este reprezentată în fig. 6.10.

În fig.6.11 este arătat ansamblul stand-aparate de măsurat.

6.3. Epruvetele încercate

Distanța dintre axe a standului este de 117 mm normalizată în cadrul Catedrei de Organe de mașini și mecanisme. Rotile

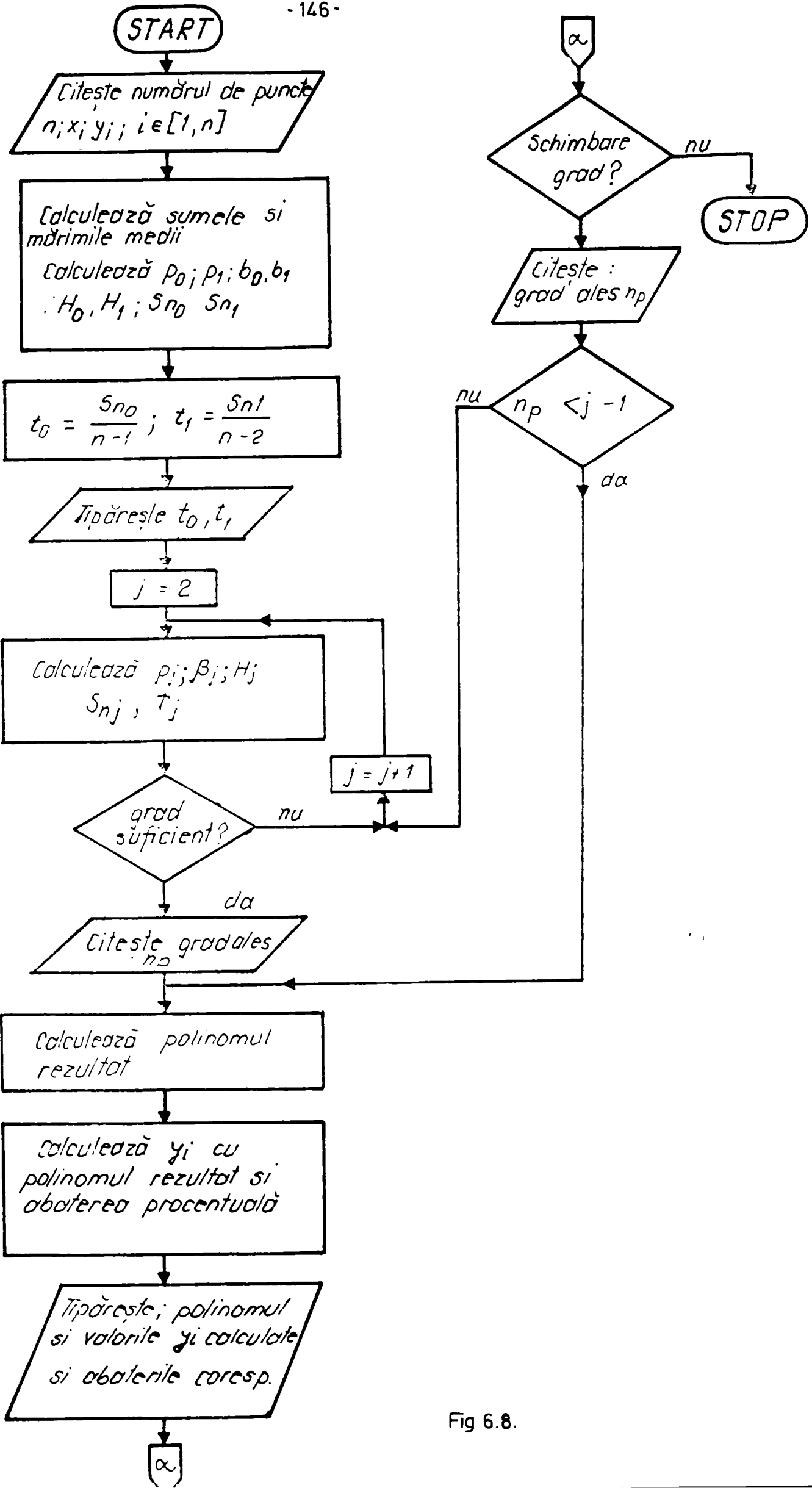


Fig 6.8.

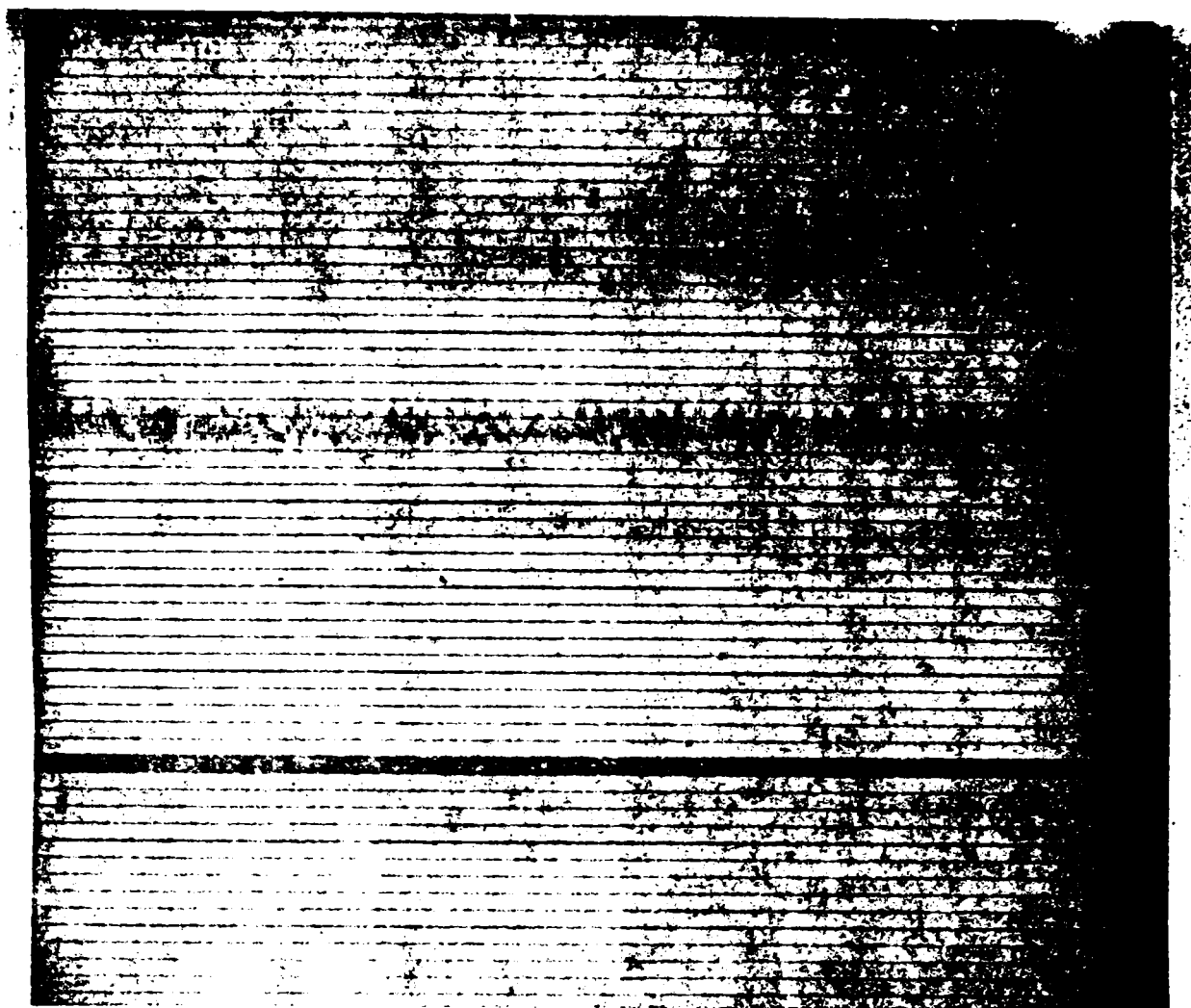


Fig.6.9

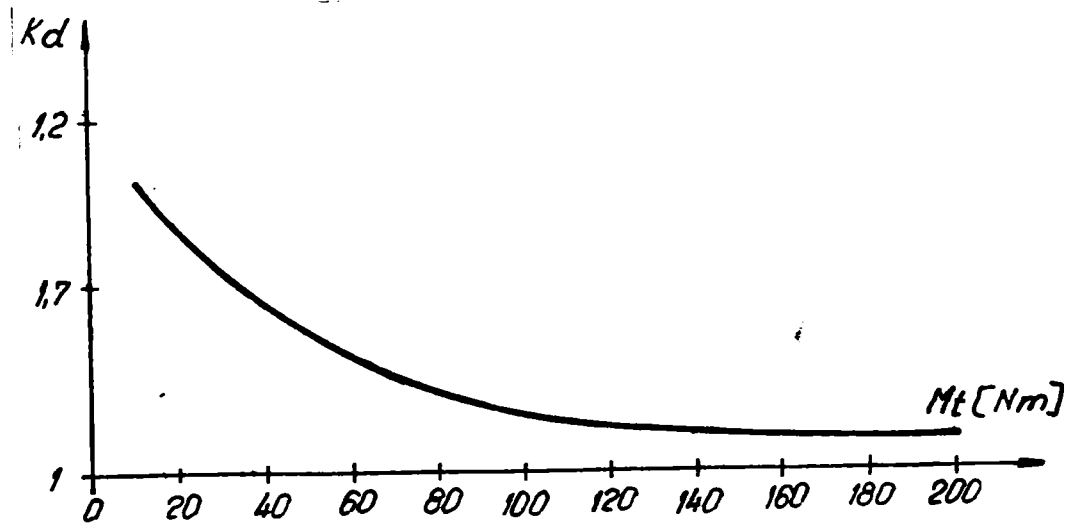


Fig.6.10.

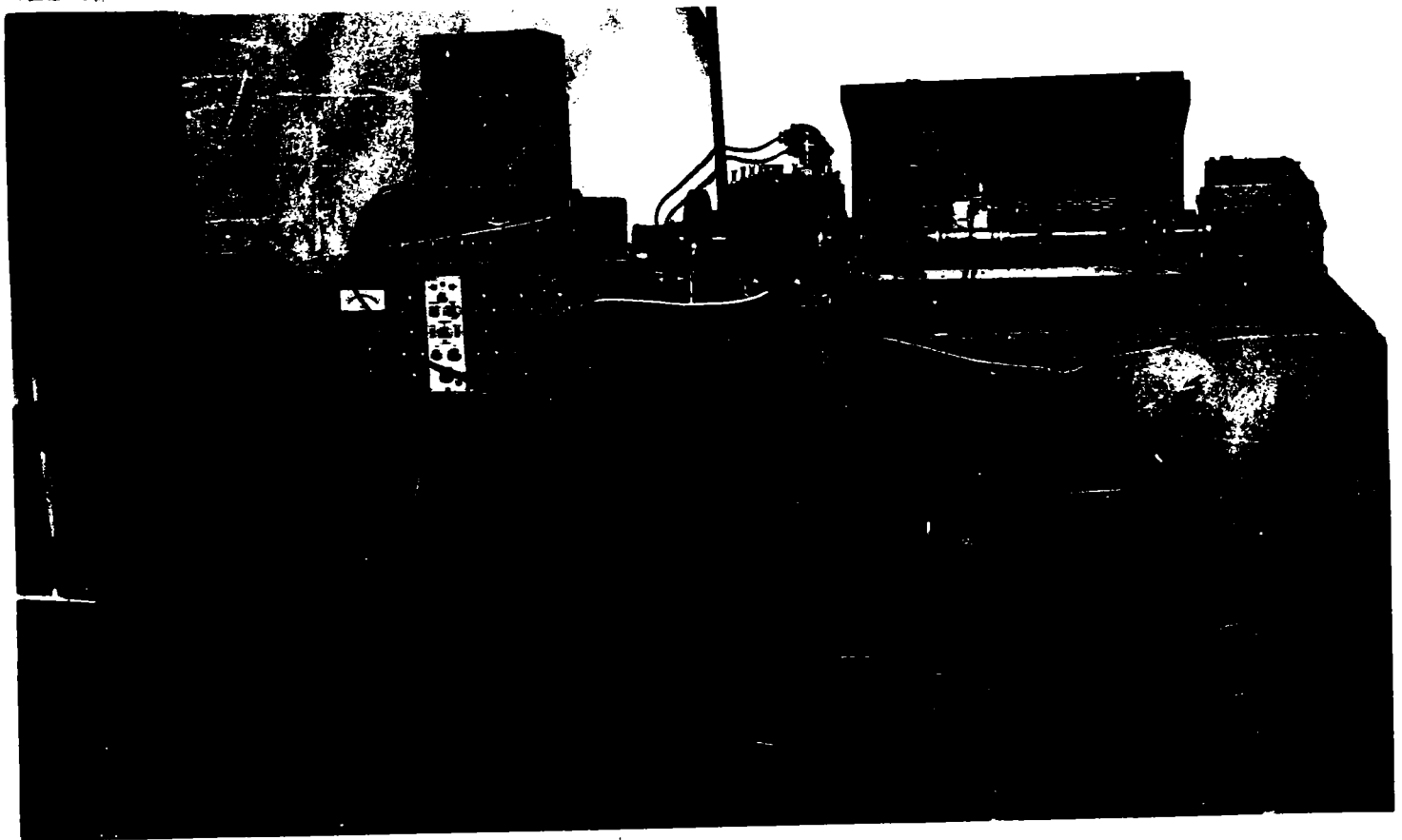


Fig.6.11.

dintate au fost executate cu o scula standardizata ($\alpha_o=20^\circ$; $h^*_{ao}=1$; $C^*_{ao}=0,25$; $f^*_{o+}=0,38$) cu modulul de 3 mm.

Reducerea costurilor de incercare pe de o parte si posibilitatea de a incerca doua roti dintate identice ca geometrie, duritate, precizie de executie si pozitie fata de arbore a dus la conceperea unor roti dintate cu doua piste. Trecerea de pe o pista pe cealalta se face fara demontarea rotilor prin schimbarea pozitiei relative a rotilor de incercare pe arborii pe care sint montati. Prin demontare si rotirea ambelor roti cu 180° se pot incerca inca doua piste. Nu se recomanda inversarea sensului de rotatie, care ar schimba intre ele rolul rotilor conducatoare si conduse din cauza erorilor ce

apar si amintite in subcapitolul 6.1.

Rotile folosite au fost nedepasate sau zero deplasate ($x_1=x_2=0$; $x_1=-x_2=+-0,3$; $x_1=-x_2=+-0,5$; $x_1=-x_2=+-0,7$) si au fost fabricate in treapta 7 de precizie.

In fig.6.12 se prezinta rotile dintate folosite, iar in tabelul 6.2 caracteristicile geometrice ale rotilor pentru $u=1$ si in tabelul 6.3 pentru $u=1,6$.

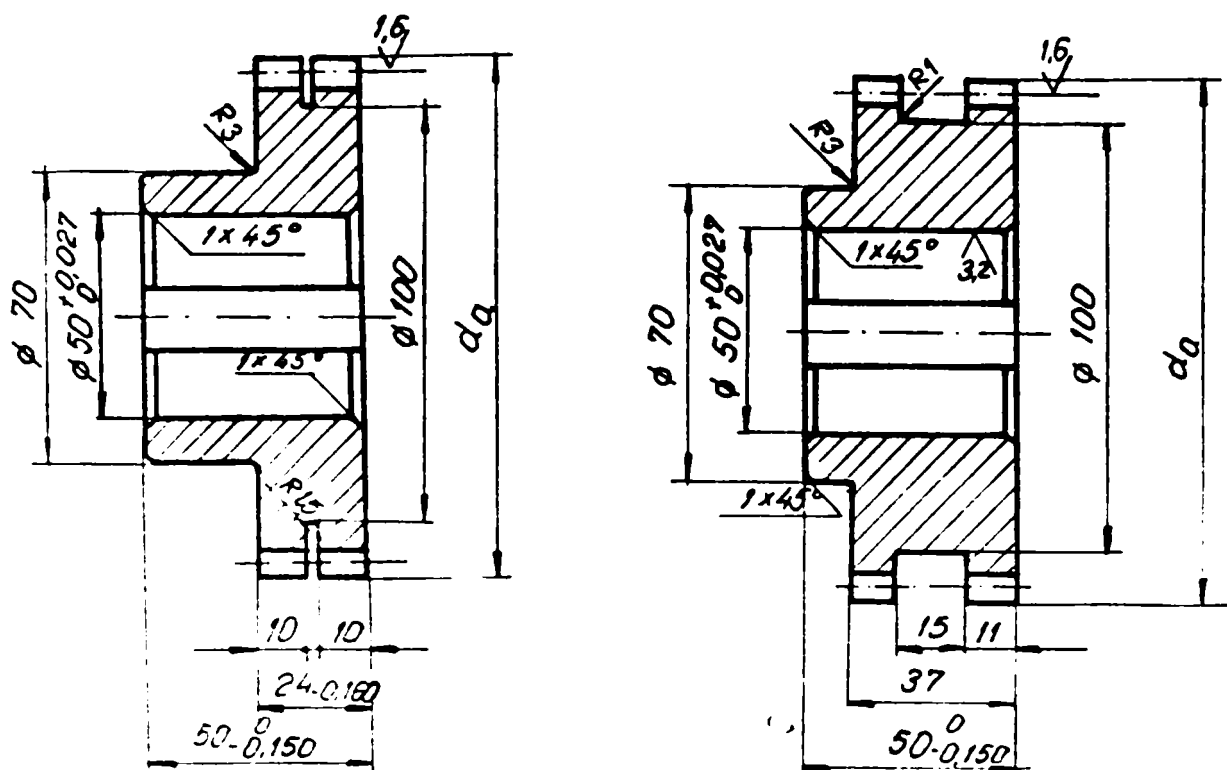


Fig.6.12.

6.4. Metodologia de incercare a angrenajelor la gripare

Incercarea angrenajelor la gripare se efectueaza cu sarcina constanta si viteza variabila in trepte [T10]; mai frecvent cu viteza constanta si incarcarea variabila in trepte [U2;N5;D14] sau combinat cu sarcina si viteza variabila [T1].

Incercarile s-au efectuat luind drept baza proiectul de standard de determinare a rezistentei uleiurilor la presiuni ridicate [U2].

Treptele de incarcare si marimile caracteristice din zona de contact sint cuprinse in tabelul 6.4 pentru o turatie de $n_1=1200$ rot/min si durata pe o treapta de 27' (32400 cicluri/treapta).

Inainte de inceputul incercarilor se spala de doua ori carcasa transmisiei de proba cu solvent pentru eliminarea impuritatilor de la incercarile anterioare. Solventul se va introduce pina deasupra arborilor pentru eliminarea impuritatilor cauzate de uleiul vechi din rulmenti.

Tab. 6.2

Nr. crt.	Mărimea	Simbol	Angr. nedep.	Angrenaje zero deplasate					
1	Depl. de profil	X_1/X_2	0/0	0,3/-0,3	05/-0,5	0,7/-0,7	-0,3/0,3	-0,5/0,5	-0,7/0,7
2	Numărul de dinți	Z_1/Z_2		39/39					
3	Diametre de divizare	d_1/d_2 [mm]		117/117					
4	Diametre de bază	db_1/db_2 [mm]		109,944/109,944					
5	Diametre interioare	df_1/df_2 [mm]	109,5 /109,5	111,3/107,7	112,5/106,5	113,7/105,3	107,7/111,3	106,5/112,5	105,3/113,7
6	Diametre de cap	da_1/da_2 [mm]	123 /123	124,8/121,2	126/120	127,2/118,8	121,2/124,8	120/126	118,8/127,2
7	Grad de acoperire -de cap -de picior	ε	1,708	1,695	1,671	1,634	1,695	1,671	1,634
		ε_1	0,854	0,621	0,456	0,282	1,074	1,215	1,352
		ε_2	0,854	1,074	1,215	1,352	0,621	0,456	0,282
8	Viteze de alunecare -la intrare în angr. -la ieșire din angr.	V_{gA}	0,015 ω_1	0,011 ω_1	0,008 ω_1	0,005 ω_1	0,019 ω_1	0,022 ω_1	0,024 ω_1
		V_{gE}	0,015 ω_1	0,019 ω_1	0,022 ω_1	0,024 ω_1	0,011 ω_1	0,008 ω_1	0,005 ω_1

Tab. 6.3

Nr. crt.	Mărimea	Simbol	Angr. nedep.	Angrenaje zero deplasate					
				x_1/x_2	$0,5/-0,5$	$0,7/-0,7$	$-0,3/0,3$	$-0,5/0,5$	$-0,7/0,7$
2	Numărul de dinți	Z_1/Z_2		30/48					
3	Diametre de divizare	d_1/d_2 [mm]		90/144					
4	Diametre de bază	db_1/db_2 [mm]		84,572 / 135,316					
5	Diametre interioare	df_1/df_2 [mm]	82,5/136,5	84,3/134,7	85,5/133,5	86,7/132,3	80,7/138,3	79,5/139,5	78,3/140,7
6	Diametre de cap	da_1/da_2 [mm]	96/150	97,8/148,2	99/147	100,2/145,8	94,2/151,8	93/153	91,8/154,2
7	Grad de acoperire	ε	1,7001	1,667	1,630	1,580	1,708	1,697	1,672
	- de cap	ε_1	0,874	0,632	0,462	0,284	1,103	1,251	1,394
	- de picior	ε_2	0,827	1,035	1,168	1,296	0,605	0,446	0,278
8	Viteze de alunecare	V_{gA}	$0,013 \cdot \omega_1$	$0,009 \cdot \omega_1$	$0,007 \cdot \omega_1$	$0,004 \cdot \omega_1$	$0,016 \cdot \omega_1$	$0,018 \cdot \omega_1$	$0,02 \cdot \omega_1$
	- la intrare în angr. - la ieșire din angr.	V_{gE}	$0,012 \cdot \omega_1$	$0,015 \cdot \omega_1$	$0,017 \cdot \omega_1$	$0,019 \cdot \omega_1$	$0,009 \cdot \omega_1$	$0,006 \cdot \omega_1$	$0,004 \cdot \omega_1$

Tabelul 6.4.

Treapta de incarc.	Moment de torsiune la pinion Mt1 [Nm]	Presiunea hertziana in C [MPa]		Lucrul mecanic transmis pina la sfirsitul treptei [kWh]
		u=1	u=1,6	
1	3,3	148,4	173,9	0,19
2	13,7	302,3	354,3	0,96
3	33,3	485,3	568,7	2,96
4	60,8	636,91	746,3	6,40
5	94,1	792,4	928,5	11,72
6	135,3	950,11	1113,35	19,37
7	183,4	1106,2	1296,2	29,74
8	239,3	1263,6	1480,7	43,27
9	302,0	1419,5	1663,4	60,35
10	372,6	1576,7	1847,6	81,42
11	450,1	1732,9	2030,7	106,87
12	534,5	1888,4	2212,9	137,1

Inainte de montaj roțile de proba sint deasemenea spalate cu solvent. Se examineaza flancurile de la o distanta de 250 mm si se noteaza neregularitatile existente. Rotile dintate cu urme de coroziune se elimina.

Inercarea pentru fiecare treapta incepe cind uleiul din baie a atins temperatura de 90±3°C temperatura minima mentinuta in timpul incercarii. Temperatura maxima nu este limitata si poate sa ajunga la trepte de incarcare ridicate pina la 140-150°C.

Starea de deteriorare dupa fiecare trapta de incarcare se determina prin observarea suprafetei flancurilor cu ajutorul unui stereomicroscop de tip IOR. Flancurile deteriorate sunt marcate.

Se masoara cu lupa suprafata deteriorata prin uzare. Se compara cu valorile limitate si cu fotografiile si schitele din [U2] tabelul 4.

Flancurile angrenajului se considera deteriorate prin gripare, atunci cind suprafata deteriorata pe toate flancurile depaseste 20% din suprafata totala activa.

Uleiul utilizat a fost ulei H12 NID 4778-71 cu viscozitate de minim 11,8cst/50°C. Acest ulei utilizat pentru ungerea cuplajelor electromagnetice duce la angrenaje la cresterea pericolului de gripare.

7. REZULTATE EXPERIMENTALE

Treapta de precizie a unui angrenaj poate influenta capacitatea portanta la gripare prin modificarea fortelor dinamice si a repartitiei frontale si axiale a sarcinii. Din acest motiv este necesara determinarea treptei de precizie a rotilor incercate. Treapta de precizie se determina in aceasta lucrare prin masurarea excentricitatii rotii, a variatiei distantei de masurat dintre axe si a pasului.

7.1. Determinarea excentricitatii rotilor incercate

Pentru a obtine o imagine asupra preciziei de fabricatie a rotilor dintate si a elimina cele necorespunzatoare s-au facut masuratori pentru a determina excentricitatea rotilor.

Masurarea s-a efectuat pe instalatia din fig.7.1 fabricata de I.M.F.Bucuresti.

Arborele pe care au fost montate rotile este de mare precizie avind excentricitatea de 1 m.

Schema instalatiei este aratata in fig.7.2 [R9].

In fig.7.2 a este roata dintata; b - palpatorul si c - instrumentul de masura. Palpatorul, care poate fi sub forma sferica si pentru roti cu dinti drepti si sub forma cilindrica

cau conica, trebuie sa faca contact pe ambele flancuri si centrul sferei sa se gaseasca pe axa de simetrie a golului dintre doi dinti. In acest caz vom masura distanta minima intre centrul de rotatie al dornului si palpator. Prin rotirea usoara cu mina se poate cauta pozitia in care instrumentul de masura arata valoarea minima.



Fig.7.1.

Palparea trebuie sa se faca pe cit posibil pe cercul de divizare. Din aceasta conditie rezulta diametrul sferei palpatoarea:

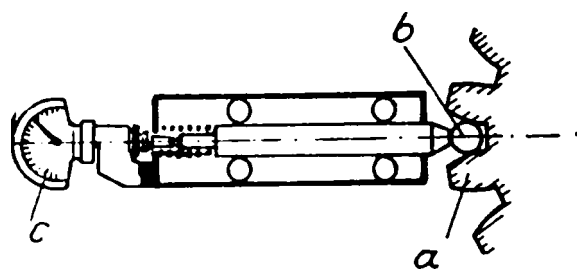


Fig.7.2.

$$d_r = \frac{m \cdot \pi}{2 \cos \alpha} \left(1 - \frac{4}{\pi} x \operatorname{tg} \alpha \right)$$

Rezultatele masuratorilor se pot reprezenta pe o diagrama (fig. 7.3).

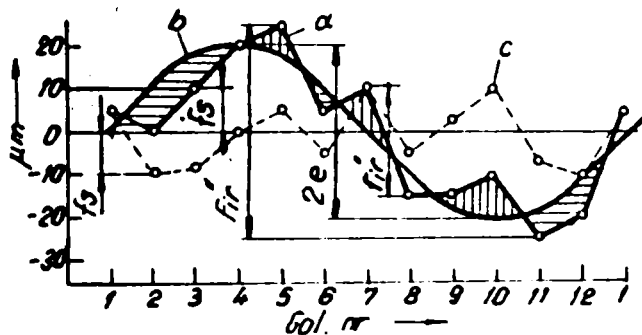


Fig. 7.3.

Diferenta maxima $f - f''$ de pe desen reprezinta variatia

In fig.7.3 curba a este curba ce uneste punctele masurate. Diferenta dintre valorile maxima si minima reprezinta variatia distantei de masurat dintre axe la o rotatie completa a rotii (Fig. 7.3 - STAS 6273-81).

distanței de măsurat dintre axe la rotirea rotii cu un dinte.

Caracterul sinusoidal al curbei erorii (curba a din fig.7.3) este determinat de excentricitatea alezajului rotii dintate. Separarea excentricității alezajului fata de variația grosimii dinților și a pasului de divizare se face prin trasarea unei sinusoidale (curba b - fig.7.3), astfel încât suprafețele măsurate deasupra și dedesubtul sinusoidalei să fie egale. Diferența între valoarea maximă a sinusoidalei și valoarea ei minimă reprezintă dublul excentricității ($2e$).

Curba c din fig.7.3 reprezintă variația măsurii golului între dinți și se obține din diferența dintre valoarea măsurată și sinusoidală.

Metoda grafică de determinare a excentricității este greoaie și imprecisă. Din acest motiv în cadrul prezentei lucrări se aplică o regresie neliniară astfel încât suma patratelor abaterilor valorilor măsurate fata de cele calculate să fie minime.

Ecuatia sinusoidalei se poate exprima prin:

$$y = y_0 + e \cdot \sin(\varphi + \varphi_0) \quad (7.2)$$

unde y_0 este deplasarea originii datorită reglajului inițial necorespunzător al comparatorului;

e - excentricitatea;

φ - unghiul de rotire;

φ_0 - defazajul sinusoidalei fata de origine.

Suma patratelor abaterilor valorilor măsurate y_k de la cele calculate

$$S = \sum_{k=1}^N [y_k - y_0 - e \sin(\varphi_k + \varphi_0)]^2 \quad (7.3)$$

trebuie să ia valoarea minimă.

Minimul sumei se obține dacă sunt îndeplinite condițiile:

$$\frac{\partial S}{\partial y_0} = 0 \quad ; \quad \frac{\partial S}{\partial e} = 0 \quad \text{și} \quad \frac{\partial S}{\partial \varphi_0} = 0 \quad (7.4)$$

Din (7.3) se obține:

$$\frac{\partial S}{\partial y_0} = -2 \sum_{k=1}^N [y_k - y_0 - e \sin(\varphi_k + \varphi_0)] \quad (7.5)$$

$$\frac{\partial S}{\partial e} = -2 \sum_{k=1}^N [y_k - y_0 - e \sin(\varphi_k + \varphi_0)] \cdot \sin(\varphi_k + \varphi_0) \quad (7.6)$$

$$\frac{\partial S}{\partial \varphi_0} = -2e \sum_{k=1}^N [y_k - y_0 - e \sin(\varphi_k + \varphi_0)] \cdot \cos(\varphi_k + \varphi_0) \quad (7.7)$$

de unde rezulta sistemul de ecuatii:

$$\left. \begin{aligned} \bar{1} &= \sum_{k=1}^N [y_k - y_0 - e \sin(\varphi_k + \varphi_0)] = 0 \\ \bar{2} &= \sum_{k=1}^N [y_k - y_0 - e \sin(\varphi_k + \varphi_0)] \cdot \sin(\varphi_k + \varphi_0) = 0 \\ \bar{3} &= \sum_{k=1}^N [y_k - y_0 - e \sin(\varphi_k + \varphi_0)] \cdot \cos(\varphi_k + \varphi_0) = 0 \end{aligned} \right\} (7.8)$$

Rezolvarea sistemului de ecuatii (7.8) se poate efectua iterativ cu metoda Newton conform careia o aproximatie de ordinul (n+1) a solutiei, se obtine din aproximatia de ordinul n:

$$X^{n+1} = X^n + C^n \quad (7.9)$$

in care s-a notat cu: X^n - aproximatia de ordinul n; X^{n+1} - aproximatia de ordinul n+1; C^n - corectia.

Corectia C^n se poate calcula cu relatia:

$$\text{in care} \quad C^n = -W^{-1} \cdot F(x^n) \quad (7.10)$$

$$X^n = \begin{vmatrix} x_1^n \\ x_2^n \\ x_3^n \end{vmatrix} = \begin{vmatrix} y_0 \\ e \\ \varphi_0 \end{vmatrix} \quad (7.11)$$

$$F(x^n) = \begin{vmatrix} F_1(x^n) \\ F_2(x^n) \\ F_3(x^n) \end{vmatrix} = \begin{vmatrix} \frac{\partial S}{\partial y_0} \\ \frac{\partial S}{\partial e} \\ \frac{\partial S}{\partial \varphi_0} \end{vmatrix} \quad (7.12)$$

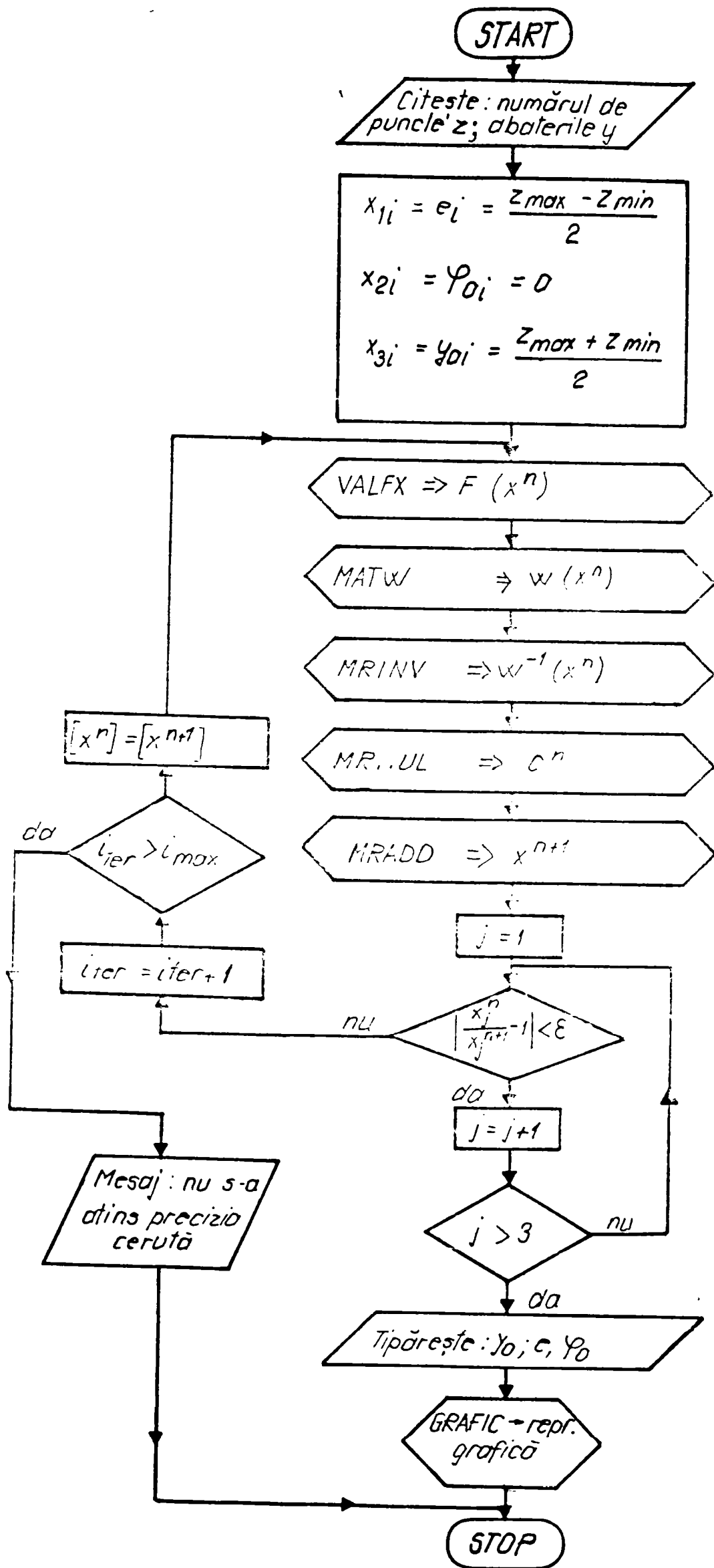
$$W = \begin{vmatrix} \frac{\partial F_1(x^n)}{\partial x_1} & \frac{\partial F_1(x^n)}{\partial x_2} & \frac{\partial F_1(x^n)}{\partial x_3} \\ \frac{\partial F_2(x^n)}{\partial x_1} & \frac{\partial F_2(x^n)}{\partial x_2} & \frac{\partial F_2(x^n)}{\partial x_3} \\ \frac{\partial F_3(x^n)}{\partial x_1} & \frac{\partial F_3(x^n)}{\partial x_2} & \frac{\partial F_3(x^n)}{\partial x_3} \end{vmatrix} = \begin{vmatrix} \frac{\partial^2 S}{\partial y_0^2} & \frac{\partial^2 S}{\partial y_0 \partial e} & \frac{\partial^2 S}{\partial y_0 \partial \varphi_0} \\ \frac{\partial^2 S}{\partial e \partial y_0} & \frac{\partial^2 S}{\partial e^2} & \frac{\partial^2 S}{\partial e \partial \varphi_0} \\ \frac{\partial^2 S}{\partial \varphi_0 \partial y_0} & \frac{\partial^2 S}{\partial \varphi_0 \partial e} & \frac{\partial^2 S}{\partial \varphi_0^2} \end{vmatrix} \quad (7.13)$$

Luind drept baza sistemul (7.8) rezulta:

$$\left. \begin{aligned} W_{1,1} &= -N; \quad W_{1,2} = -\sum_{k=1}^N \sin(\varphi_k + \varphi_0); \quad W_{1,3} = -e \sum_{k=1}^N \cos(\varphi_k + \varphi_0) \\ W_{2,1} &= -\sum_{k=1}^N \sin(\varphi_k + \varphi_0); \quad W_{2,2} = -\sum_{k=1}^N \sin^2(\varphi_k + \varphi_0) \\ W_{2,3} &= \sum_{k=1}^N \left[(y_k - y_0) \cos(\varphi_k + \varphi_0) - e \sin(2\varphi_k + 2\varphi_0) \right] \\ W_{3,1} &= -\sum_{k=1}^N \cos(\varphi_k + \varphi_0); \quad W_{3,2} = -\frac{1}{2} \sum_{k=1}^N \sin(2\varphi_k + 2\varphi_0) \\ W_{3,3} &= \sum_{k=1}^N \left[(y_0 - y_k) \cdot \sin(\varphi_k + \varphi_0) + e \cos(2\varphi_k + 2\varphi_0) \right] \end{aligned} \right\} (7.14)$$

Organigrama de calcul este prezentata in fig.7.4, iar programul de calcul in anexa 9.

Deasemenea au fost trasate curbele de forma celor din fig.7.3 pe calculator. O astfel de diagrama este reprezentata in fig.7.5.



R-93/1 z=39 R=9.032 fi=-195.561

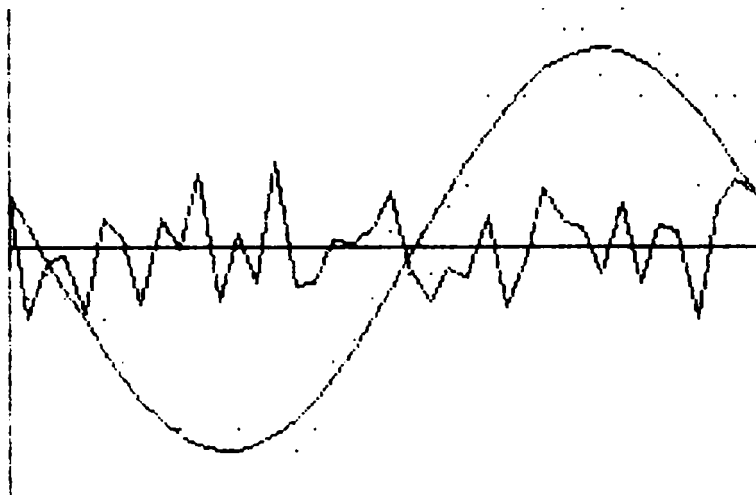


Fig.7.5.

7.2. Determinarea pasului

Fasul reprezentind distanta dintre doua flancuri consecutive de acelasi sens (flancuri omologe) ale roti dintate, capata o importanta deosebita ca element de functionare pentru angrenarea corecta a rotilor dintate. Intrucit trecerea de la un dinte la altul se realizeaza prin schimbarea profilelor active pe linia de angrenare, o conditie importanta pentru calitatea angrenarii este precizia pasului de baza. Schimbarea fara socuri a unei perechi de profile active cu perechea urmatoare determina functionarea buna a angrenajului, iar aceasta depinde de precizia pasului de baza.

Din cauza abaterilor pasului, dintii angrenind neregulat, se produce zgomot si cresc fortele dinamice cu influenta negativa asupra capacitatii portante a angrenajului. Aceste abateri sint provocate in primul rind de impreciziile si de uzurile mecanismelor de divizare ale masinilor-unelte si de imprecizia sculelor de aschiere, in cazul sculelor de rostogolire care poseda mai multe flancuri generatoare. Aceste scule includ in constructia lor, pe langa pasul pe cercul de divizare si pasul de baza determinat de unghiul profilului de referinta al sculei.

Cercul de divizare si cercul de baza ale danturii sint intotdeauna coaxiale, fiind realizate simultan in aceeasi operatie. Roata dintata are intotdeauna un singur cerc de divizare, dar poate avea teoretic doua sau mai multe cercuri de baza daca unghiurile de profil ale sculei difera.

Pasul se masoara prin diferite metode, in functie de gradul de precizie si de metoda de prelucrare a danturii.

S-au retinut pentru
i.c. ca m o
care au avut $F_{1r}'' \leq 50$
 μm si $f_{1r}'' \leq 30$ μm
(treapta 7 de precizie
STAS 6273-81).

In anexa 10 s'nt
centralizate rezultatele
masuratorilor si rotile
admise pentru incercare.

Importanta si eficienta masurarii pasului nu trebuie supraestimata, deoarece rezultatele masurarii sint influentate de erorile de forma ale profilului. In general, se poate afirma ca verificarea pasului are sens numai atunci cind erorile formei profilului se situeaza intre limite de valori mici sau cind ele sint identice la toate flancurile omoloage.

La masurarea pasului se recomanda in general a se ghida dupa urmatoarea regula de baza:

- masurarea pasului de baza sa se efectueze in cazul prelucrarii danturii cu scule cu un singur dinte (mortezare cu un dinte, rectificare);

- masurarea pasului de divizare sau a pasului normal trebuie intreprinsa in cazul prelucrarii danturii cu scule cu mai multi dinti (frezare cu freze-melc, mortezare cu pieptene sau cutit-roata, severuire), precum si la determinarea erorii cumulate a pasului.

Masurarea valorii absolute a pasului de divizare nu este importanta pentru angrenare, cinematica angrenarii depinzind de diferenta dintre pasii de divizare alaturati.

La masurarea comparativa a pasilor de divizare alaturati, pe flancuri omoloage, este necesar sa se respecte aceeasi raza de masurare pentru ambele virfuri de masurare ale aparatului. Din acest motiv pasul de divizare nu poate fi masurat fara o baza de referinta. Cea mai corecta baza pentru masurare ar oferi suprafata axului sau a dornului de control, dar din cauza simplificarii constructiei aparatelor de masurare se recurge, la cercul de virf sau la cercul de fund.

Eroarea pasului de divizare rezulta fie prin calcul din unghiurile de divizare masurate, fie din masurarea directa a abaterilor. In general, se renunta la o reglare precisa a aparatului pe cercul de divizare, fiind satisfacatoare numai o reglare aproximativa.

Abaterea pasului de divizare poate fi determinat pe doua cai, si anume:

- prin masurarea valorii unghiului dintre doua flancuri omoloage a doi dinti consecutivi;

- prin masurarea corzii efective, corespunzatoare fiecarui pas, pe un cerc de masurare situat in apropierea cercului de divizare (masurind in acest caz numai variatia corzilor pasului).

In prezenta lucrare s-a utilizat metoda prin masurarea corzii pasului. Prin aceasta metoda, se masoara de cele mai multe ori abaterea de la pas, deci diferenta dintre doi pasi alaturati.

La aparatul de controlat roti dintate Zeiss, roata dintata este tinuta pe loc in timpul masurarii printr-un opritor cu bila, contactul cu unul din flancurile pasului de controlat se realizeaza prin sania tangentiala a aparatului, cu una din bilele palpatoare. Acest contact se asigura prin actiunea unei forte constante, produsa de un cablu cu greutate (fig.7.6).

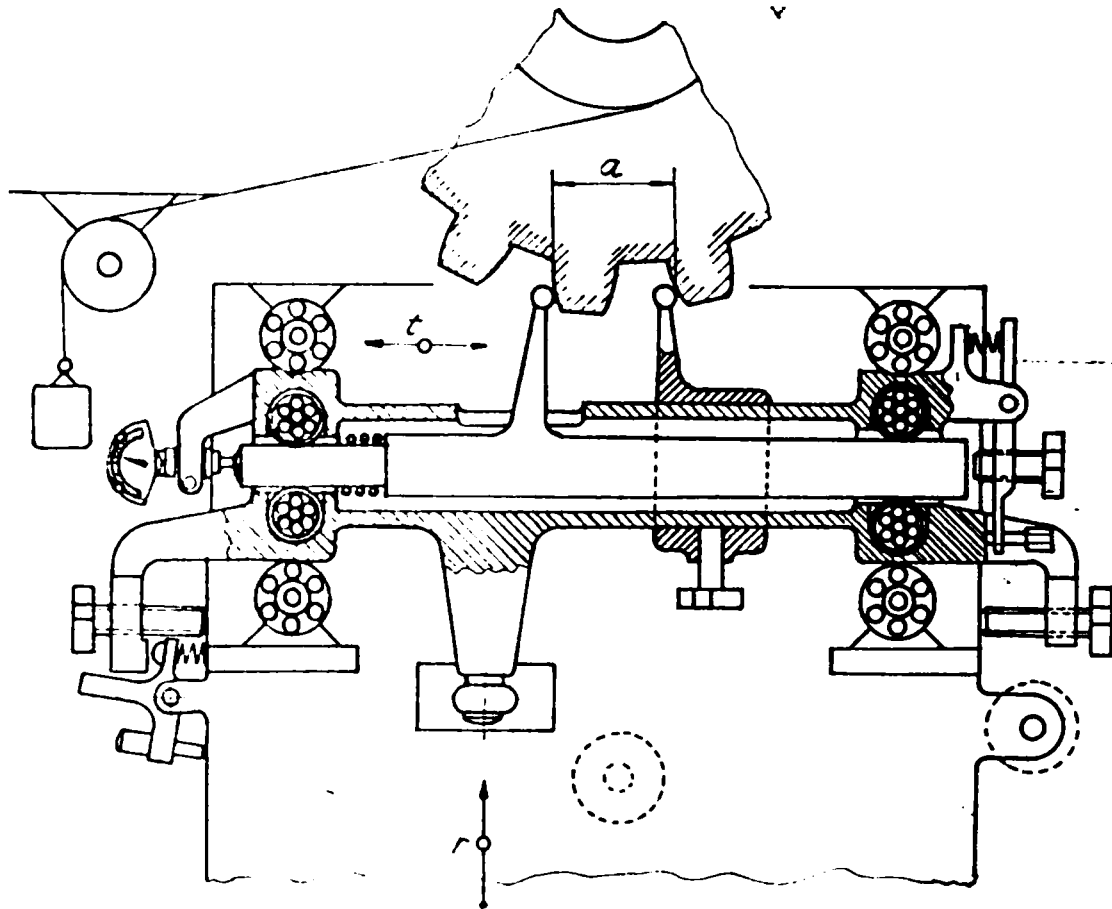


Fig.7.6.

Pe flancul al doilea se aplica in timpul masurarii a doua bila palpatoare, al carei brat palpator este in legatura cu un comparator cu cadran. Forta de masurare a comparatorului trebuie sa fie mai mica decit forta cu care se aplica bila fixa. Este suficient ca cele doua bile palpatoare sa fie reglate, prin aprecierea ochiului, inainte de masurare, astfel incit ele sa atinga flancurile aproximativ pe acelasi cerc. Pentru pasul urmator, caruciorul de masurat cu bile palpatoare trebuie retras, opritorul cu bila trebuie scos, iar dupa rotirea rotii, caruciorul se readuce in pozitie de masurare.

In fig.7.7 este aratata instalatia in pozitia de masurare. Pentru prelucrarea rezultatelor masuratorilor se procedeaza

in felul urmatoar:

Valorile masurate se trec intr-un tabel (tab.7.1) coloana 1. (Aici un exemplu de roata cu $z=14$ dinti). Deasemenea se pot reprezenta grafic (fig.7.8 curba a).



Fig.7.7.

Deoarece s-a folosit pentru punerea la punct a aparatului o valoare oarecare a pasului trebuie sa se determine in prima

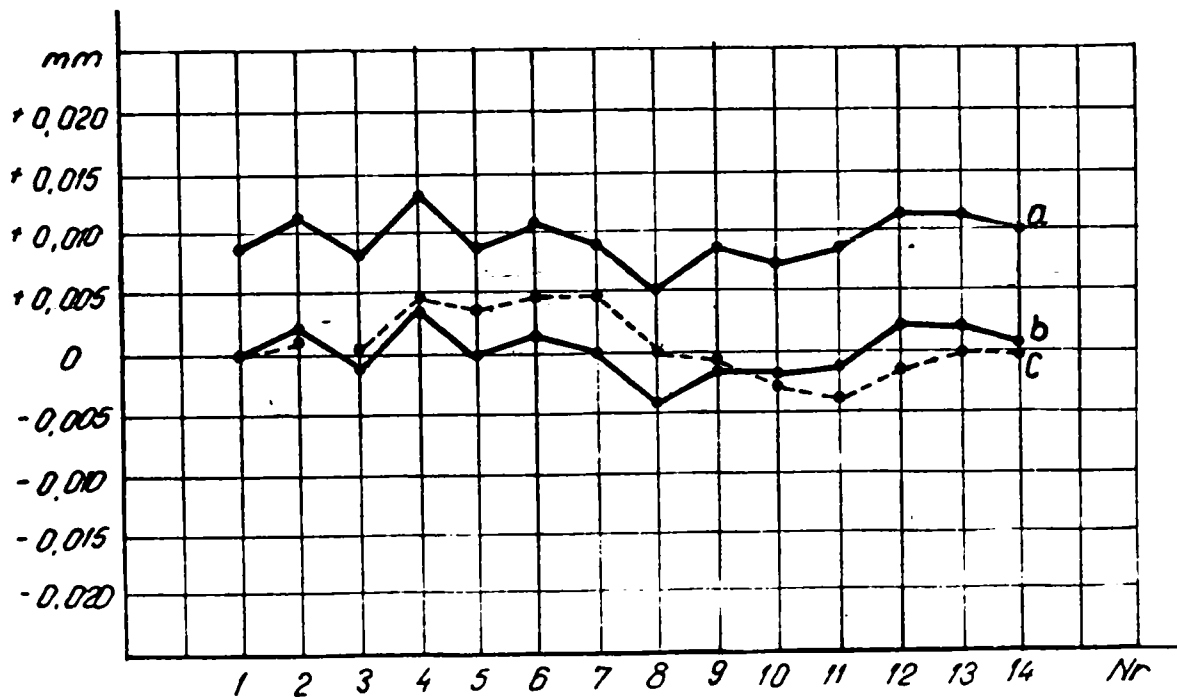


Fig.7.8.

instanta abaterea pasului luat drept etalon fata de pasul mediu (care trebuie sa fie egala cu marimea pasului fara abateri).

Tabelul 7.1.

Nr. pasului	Abaterea fata de pasul etalon [μm]	Abaterea de pas [μm]	Abaterea cumulata fata de pasul nr.14 [μm]
1	+ 8,7	- 0,5	- 0,5
2	+ 11	+ 1,8	+ 1,3
3	+ 8,2	- 1,0	+ 0,3
4	+ 13	+ 3,8	+ 4,1
5	+ 8,7	- 0,5	+ 3,6
6	+ 10,2	+ 1,0	+ 4,6
7	+ 9,2	0	+ 4,6
8	+ 5,0	- 4,2	+ 0,4
9	+ 8,2	- 1,0	- 0,6
10	+ 7	- 2,2	- 2,8
11	+ 8	- 1,2	- 4,0
12	+ 11	+ 1,8	- 2,2
13	+ 11	+ 1,8	- 0,4
14	+ 9,6	+ 0,4	0
	Suma=+128,8 128,8.14=+9,2= =abaterea pasu- lui etalon fata de pasul mediu	+ 10,6 Suma=0	- 10,6 Abaterea cumu- lata a rotii +4,6+/-4,0/=8,6

Aceasta eroare rezulta ca valoare medie a tuturor abaterilor masurate la roata. Ca sa se obtina abaterea de pas f_{pr} fata de valoarea medie se scade din abaterea masurata, abaterea pasului etalon tinindu-se cont bineinteleles de semn (coloana 2, tab.7.1 si curba b fig.7.8).

Aceste erori sint in parte pozitive, in parte negative, iar sumele lor partiale - pozitive si negative - trebuie sa fie egale intre ele si de sens contrar.

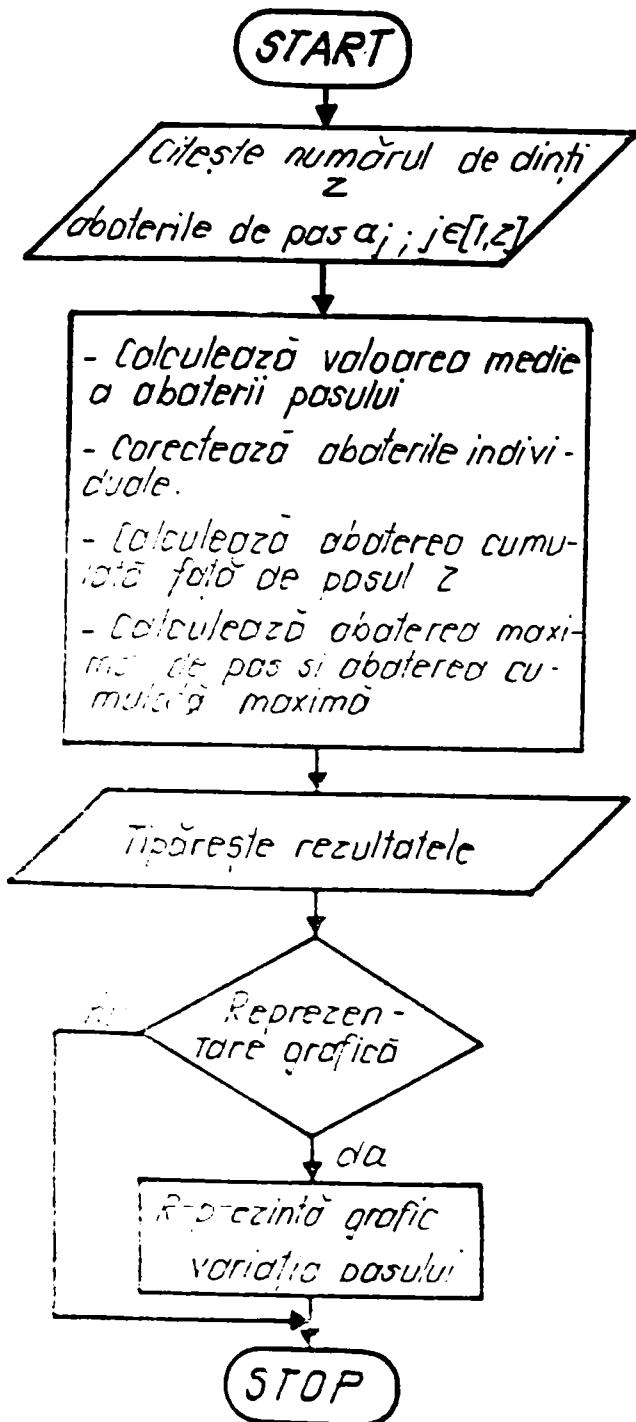


Fig.7.9

dintate (F_{pr}).

Pentru usurarea prelucrării datelor masurate s-a conceput un program de calcul prezentat in anexa 11, iar organigrama de calcul in fig.7.9.

Abaterea cumulata a k pasi este diferenta maxima a abaterii cumulate de pas dintre valorile efective ale unui numar oarecare k de pasi si valoarea nominala (teoretica) a aceluasi numar de pasi.

Adunind succesiv abateriile de pas (col.2,tab.7.1.) , cu respectarea semnului lor, incepind de la un pas oarecare, de exemplu de la primul, se vor obtine diferitele abateri cumulate de pas in functie de numarui respectiv de pasi considerati (col. 3, tab.7.1 si curva c, fig.7.8). Ultima abatere cumulata de pas obtinuta prin adunarea succesiva, trebuie sa fie egala cu zero, intrucit suma tuturor abateriilor partiale ste egala cu zero.

Adunind valorile maxime, pozitive si negative (in valori absolute) ale erorilor cumulate de pas se obtine abaterea cumuata a rotii

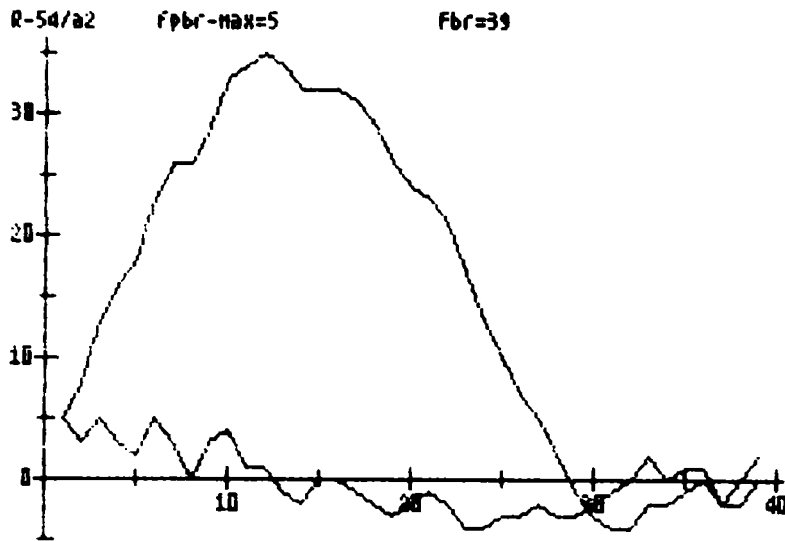


Fig.7.10.

7 de precizie STAS 6273-81:

($f_{pr} \leq f_{pe} = \pm 18 \mu m$ si $F_{pr} \leq F_p = 63 \mu m$).

In anexa 12 sint centralizate rezultatele masuratorilor si rotile admise pentru incercare.

7.3. Influenta repartitiei deplasarii specifice de profil asupra aparitiei fenomenului de gripare

Asa cum a rezultat din cap.5, influenta cea mai mare asupra puterii de frecare si a cantitatii de caldura generate de-a lungul segmentului de angrenare o are viteza de alunecare, care se poate influenta hotaritor prin repartizarea corespunzatoare a deplasarii specifice de profil pe cele doua roti in angrenare. Asa cum s-a vazut, atat repartitia sarcinii pe cele doua perechi de dinti in angrenare, cit si coeficientul de frecare variaza putin cu schimbarea repartitiei deplasarii specifice de profil pe cele doua roti in angrenare.

Epruvetele incercate au fost prezentate in subcapitolul 6.3 iar metodologia de incercare in subcapitolul 6.4.

Rezultatele masuratorilor rezulta din tab.7.2 si fig.7.11 pentru $u=1$ si din tab.7.3 si fig.7.12 pentru $u=1,6$.

In tabelele 7.2 si 7.3 sint incluse si valorile raportului vitezei de alunecare la inceputul si sfirsitul angrenarii, iar in fig.7.13 si 7.14 este reprezentata variatia capacitatii portante la gripare in functie de acest raport.

Polinoamele ce trec prin punctele obtinute pe cale experimentală avind suma patratelor abaterilor minima sint date in tabelul 7.4 in care sint cuprinsi si indicii de corelatie.

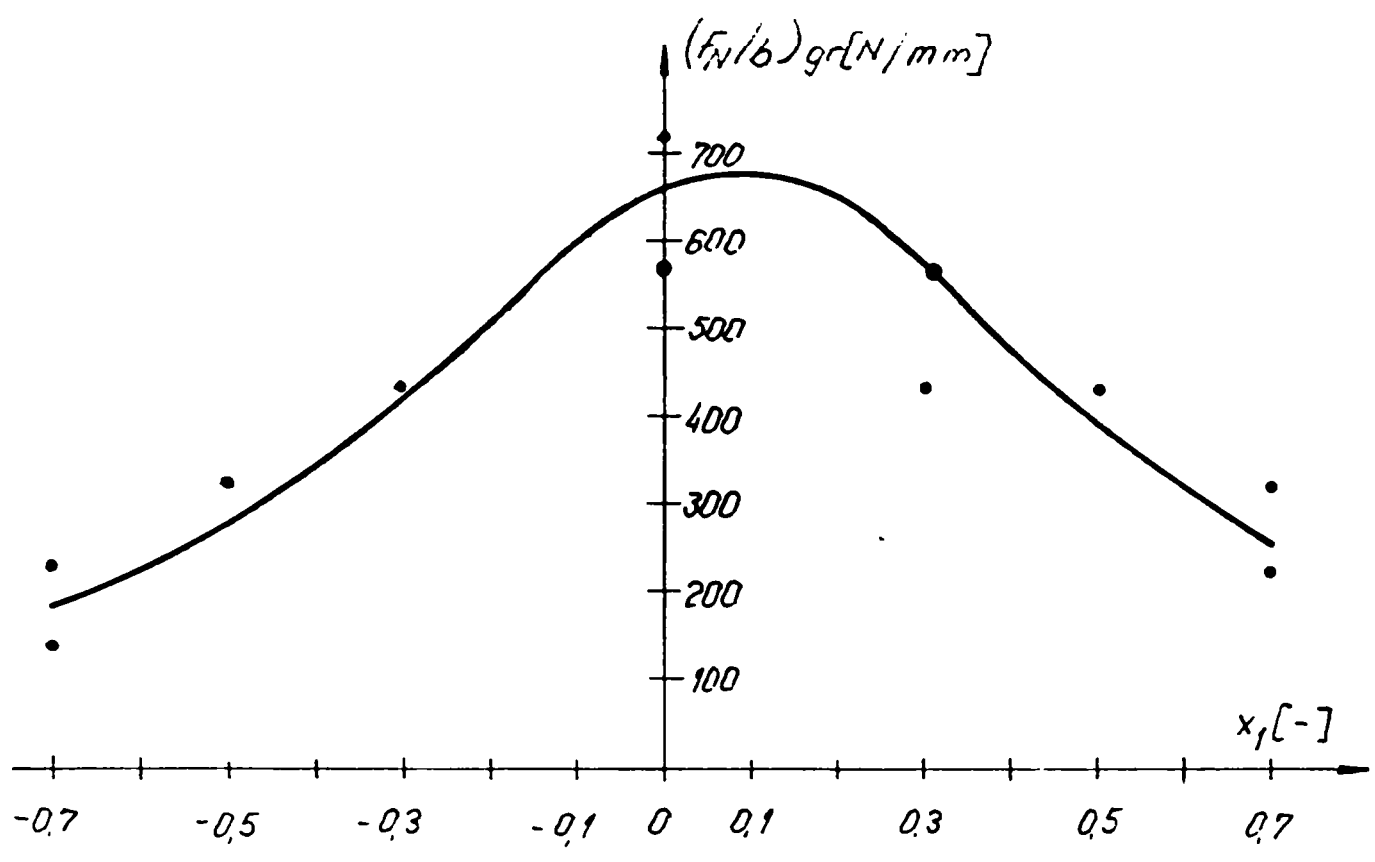
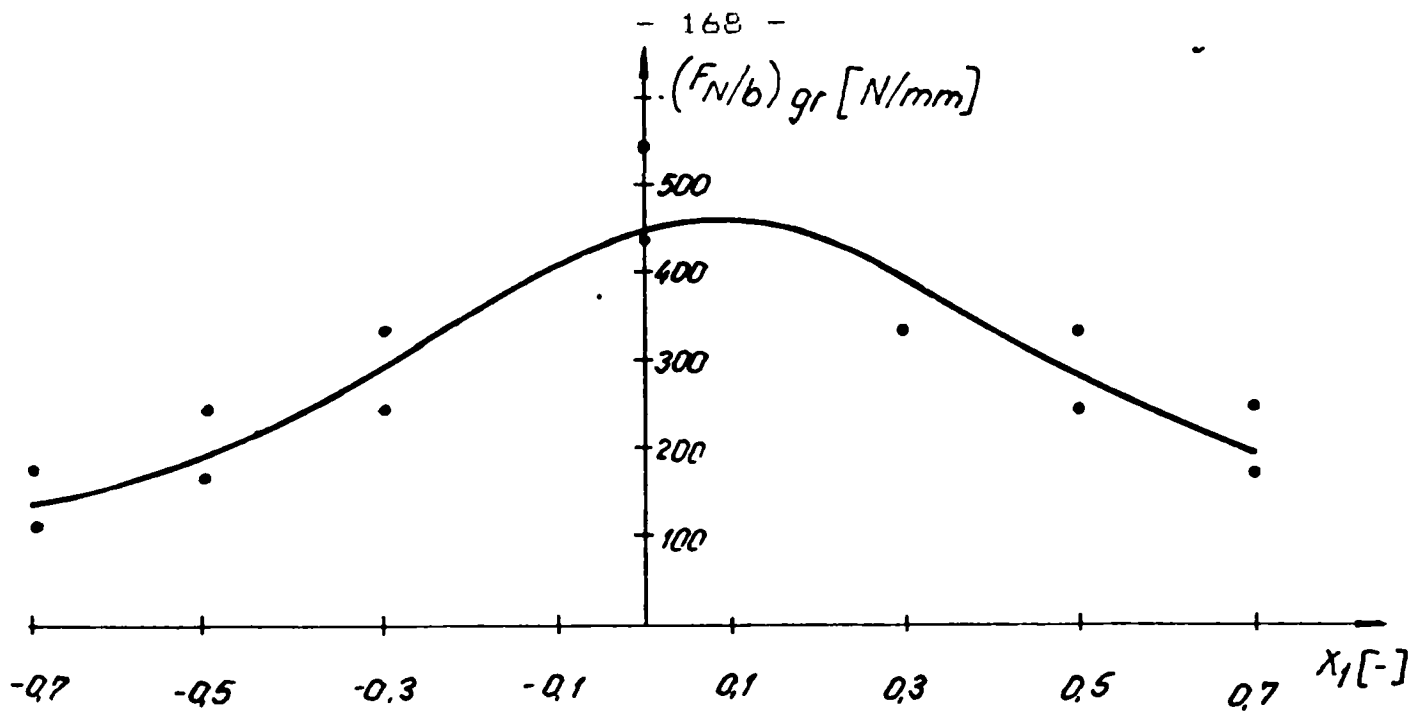
Rezultatele se pot obtine sub forma tabelara (exemplu tab.7.1.) sau grafica pe ecranul display-ului sau la imprimanta (fig.7.10). In fig.7.10 s-au reprezentat numai curbele b si c din fig.7.8.

S-au retinut pentru incercari numai rotile care au corespuns treptei

Polinoamele si indicii de corelatie au fost obtinute cu ajutorul programului descris in subcapitolul 6.2.

Tabelul 7.2.

x1	x2	Vgf/Vga	treapta de gripare	Mt1gr [N.m]	(FN/b)gr [N]
			5	94,1	171,2
-0,7	0,7	8,02	4	60,8	110,6
			5	94,1	171,2
-0,5	0,5	2,67	6	135,3	246,1
			6	135,3	246,1
-0,3	0,3	1,733	7	183,4	333,6
			8	239,3	435,3
0	0	1	9	302,0	549,4
			7	183,4	333,6
0,3	-0,3	0,577	7	183,4	333,6
			7	183,4	333,6
0,5	-0,5	0,375	6	135,3	246,1
			5	94,1	171,2
0,7	-0,7	0,125	6	135,3	246,1



Tabelul 7.3.

x1	x2	Vgf/Vga	treapta de gripare	Mtigr [N.m]	(FN/b)gr [N]
1	2	3	4	5	6
			5	94,1	222,5
-0,7	0,7	5,02	4	60,8	143,8

Tabelul 7.3. (Continuare)

1	2	3	4	5	6	
			6	135,3	320	
-0,5	0,5	2,8				
			6	135,3	320	
			7	183,4	433,7	
-0,3	0,3	1,83				
			7	183,4	433,7	
			8	239,3	565,9	
0	0	1,06				
			9	302,0	714,2	
			7	183,4	433,7	
0,3	-0,3	0,61				
			8	239,3	565,9	
			7	183,4	433,7	
0,5	-0,5	0,4				
			7	183,4	433,7	
			5	94,1	222,5	
0,7	-0,7	0,22				
			6	135,3	320	

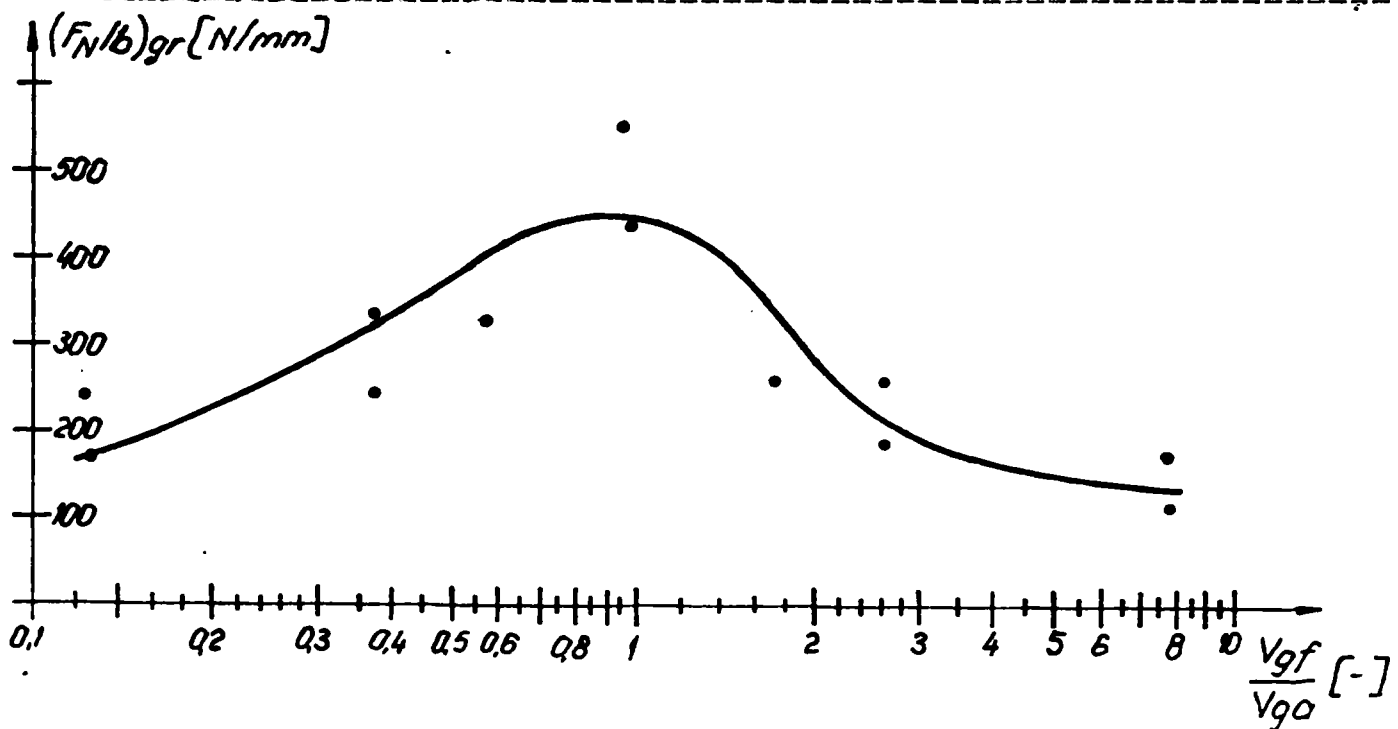


Fig.7.13.

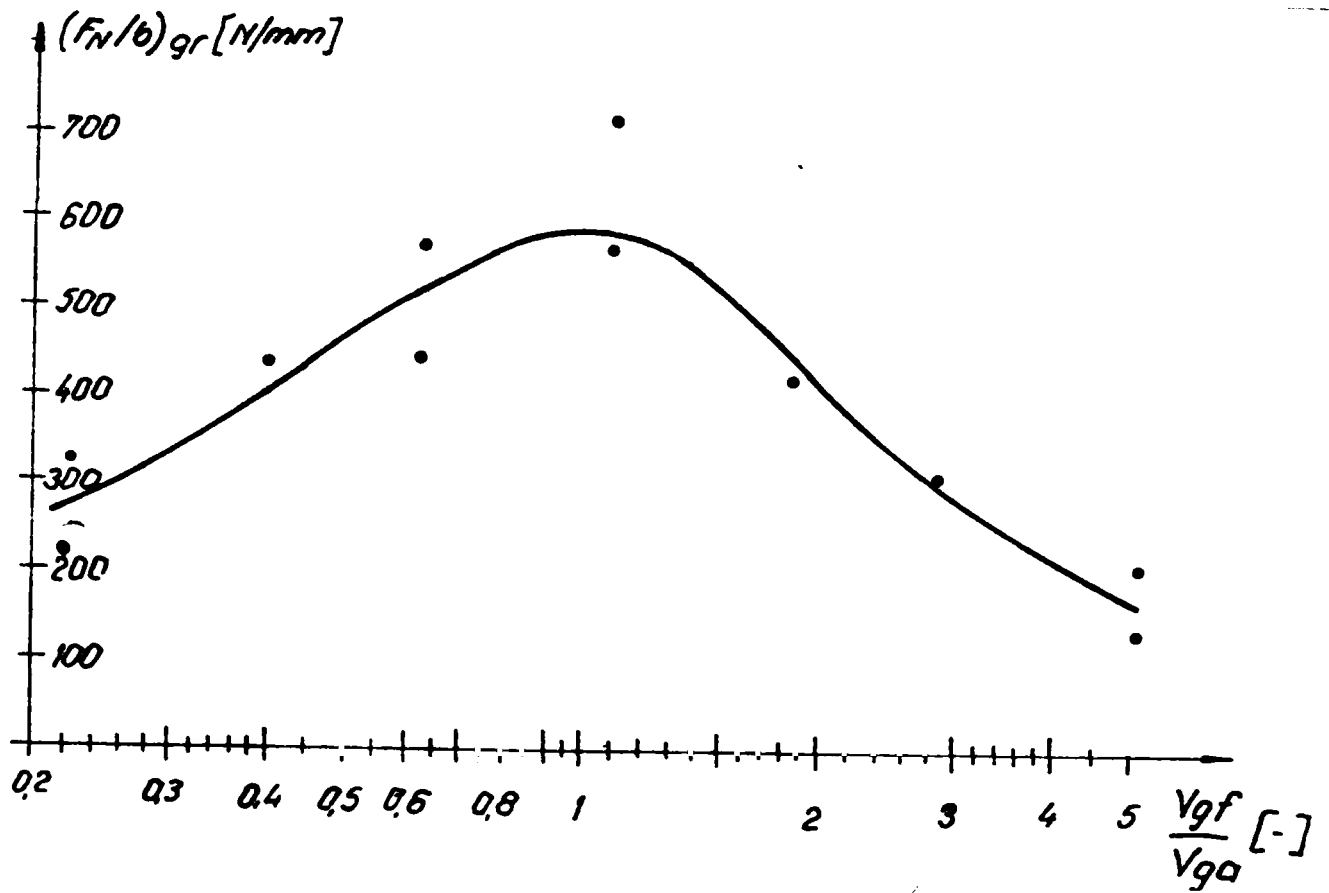


Fig.7.14.

Din figurile 7.13 si 7.14 rezulta capacitatea portanta maxima in jurul raportului vitezelor de alunecare la intrare si iesire din angrenare aproximativ egal cu 1, ceea ce confirma consideratiile teoretice de dinainte.

Tabelul 7.4.

u	Ecuatia	indice de corelatie
1	$(F_N/b)_{gr} = 398,94 + 60,934x1 - 499,24x1^2$	0,84
1,6	$(F_N/b)_{gr} = 86,81 + 839,24 \frac{V_{gf}}{V_{ga}} - 664,99 \left(\frac{V_{gf}}{V_{ga}}\right)^2 + 171,1 \left(\frac{V_{gf}}{V_{ga}}\right)^3 - 12,61 \left(\frac{V_{gf}}{V_{ga}}\right)^4$	0,87
1,6	$(F_N/b)_{gr} = 568,72 + 83,84x1 - 722,54x1^2$	0,92
1,6	$(F_N/b)_{gr} = -20,84 + 1568,6 \frac{V_{gf}}{V_{ga}} - 1273,4 \left(\frac{V_{gf}}{V_{ga}}\right)^2 + 367,34 \left(\frac{V_{gf}}{V_{ga}}\right)^3 - 34,73 \left(\frac{V_{gf}}{V_{ga}}\right)^4$	0,94

8. APLICATII IN INDUSTRIE ALE CERCETARILOR LEGATE DE FENOMENUL DE GRIPARE

Cercetarile din cadrul prezentei lucrari au fost aplicate in cadrul unor contracte de cercetare cu industria din tara noastra.

In cadrul unui contract de colaborare cu I.M.Cugir [B14] s-au studiat posibilitatile optime de ungere cu același

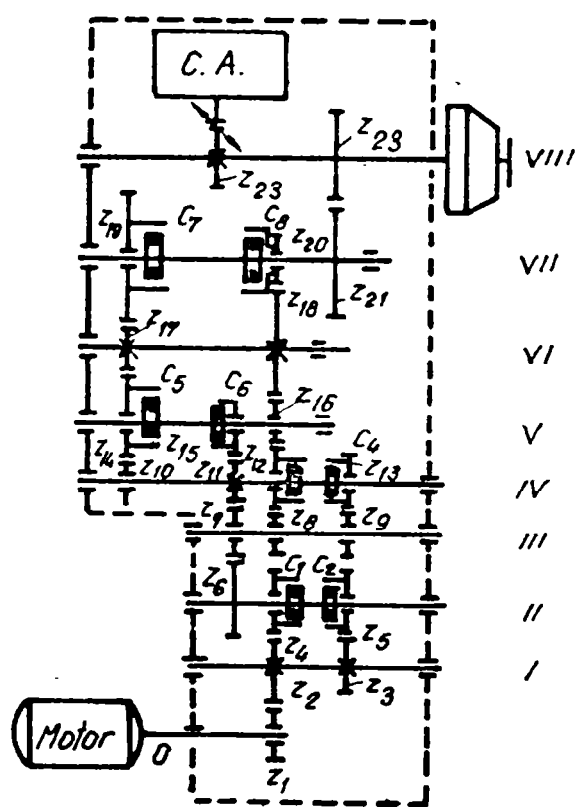


Fig.8.1.

lubrifiant a cuplajelor electromagnetice și a angrenajelor din componenta cutiilor de viteza. O cutie de viteza de acest fel este reprezentată în fig.8.1, utilizată la mașini unelte.

Viscozitatea uleiului trebuie să fie redusă pentru a reduce cât mai mult posibil cuplul rezidual al cuplajelor electromagnetice, asigurând astfel precizia de poziționare în cadrul unui ciclu automat de prelucrare. Viscozitatea scăzută duce însă inevitabil la creșterea pericolului de

gripare.

Determinarea capacității portante la gripare s-a făcut pentru rapoartele de transmitere $i=1$ și $i=1,6$ pe angrenaje zero deplasate. S-au făcut încercări și pe angrenaje extrapolare, dar acestea sînt ne semnificative, deoarece au apărut ruperi la baza dintelui înainte de apariția griparii propriu-zise.

Încercările au fost efectuate cu injecție de ulei la temperatura de 90°C.

Încercările la gripare arată următoarele:

Uleiurile H 1241 și Tb 5003 prezintă o tendință de gripare accentuată cînd se depășește o presiune hertziană mai mare de 800-900 MPa, la $n_1=1450$ rot/min, în timp ce la uleiul H 20/1 o astfel de tendință apare numai la presiuni de peste 950-1000MPa. La uleiul 302 tendința de gripare este redusă chiar și la valori de 1000 MPa.

Rezultate asemanatoare s-au obtinut si la o turatie de 2300 rot/min la ungere prin barbotare.

In incercarile la o viteza de 5,39 m/s si barbotare, urme de gripare au aparut numai la uleiurile H 12/1 si Tb 5003 la virful rotii conduse la raportul de transmitere 1,6 unde vitezele de alunecare sint cele mai mari.

Pentru calculul angrenajelor s-a folosit in cadrul contractelor de cercetare metoda Niemann [N7,P9]. Diversele metode de calcul al angrenajelor difera atit prin ipotezele de calcul admise, cit si prin rezistentele admisibile, coeficientii de siguranta, coeficientii dinamici si de repartizare a sarcinii, prin introducerea unor coeficienti speciali,etc.

Pe baza cercetarilor efectuate Niemann preconizeaza o metoda de calcul care cauta sa tina seama in mare masura de factorii care influenteaza capacitatea portanta a angrenajelor. Metoda prezinta un deosebit interes practic, in special pentru verificarea angrenajelor de mare importanta si de serie, neexistind suficienta experienta cu noua metoda DIN 3990.

Deoarece orice modificare a unui parametru al angrenajului va modifica nu numai capacitatea portanta la gripare, ci si capacitatea portanta la contact si oboseala bazei dintelui s-a realizat un program de calcul de verificare completa.

Metoda de calcul la gripare a fost descrisa in cap.3, iar metoda de calcul la contact si oboseala bazei dintelui rezulta din [N7,S2].

Organigrama programului de calcul este prezentata in fig. 8.2.

Programul prezentat in anexa 13 a fost realizat initial in limbaj FORTRAN IV si utilizat pe calculatorul FELIX C-256 si ulterior transcris in BASIC si modificat in vederea obtinerii unui program conversational. Daca deplasările specifice nu sint impuse se pot calcula din conditia de alunecari specifice egalizate sau de viteze de alunecare egalizate, dupa dorinta utilizatorului.

Diversificarea productiei de locomotive diesel electrice (LDE), a impus echiparea acestora cu motoare de puteri sporite si implicit schimbarea raportului de transmitere a angrenajului de tractiune pentru viteze mai mici si mai mari fata de situatia initiala [K11].

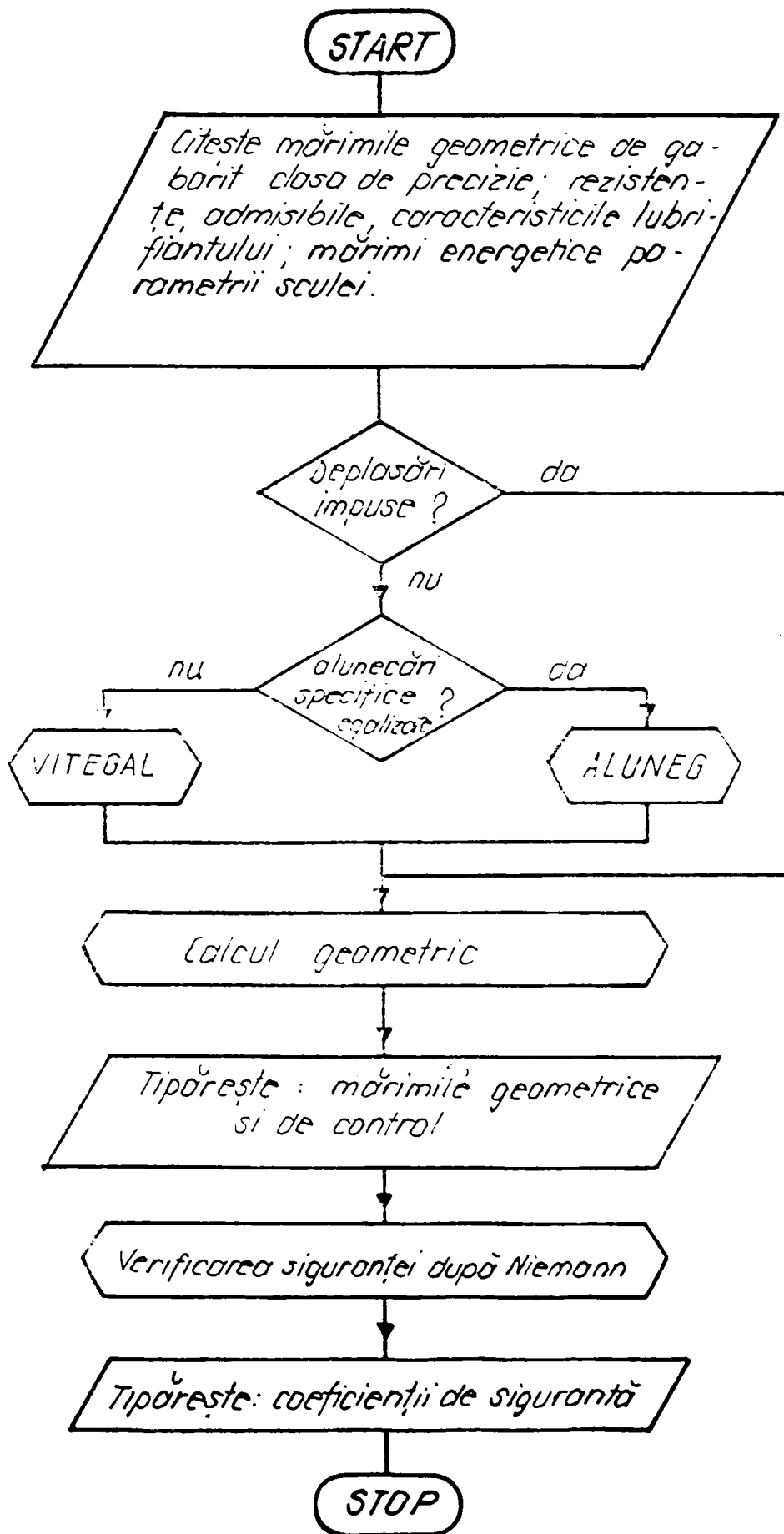


Fig.8.2

În cazul vitezei mai mici față de cea inițială, crește raportul de transmitere, ceea ce duce la creșterea momentului, micșorarea diametrului pinionului și creșterea diametrului

rotii.

Micsorarea diametrului pinionului este insa limitata de tensiunile din corpul pinionului rezultate in urma fretarii, iar cresterea diametrului rotii de respectarea gabaritului CFR.

In cazul variantei cu viteza mai mare fata de situatia initiala rezulta o crestere a pericolului de gripare datorita cresterii vitezei periferice.

Pentru a gasi solutia optima si a respecta conditiile impuse de beneficiar, s-au calculat in total 97 de variante de

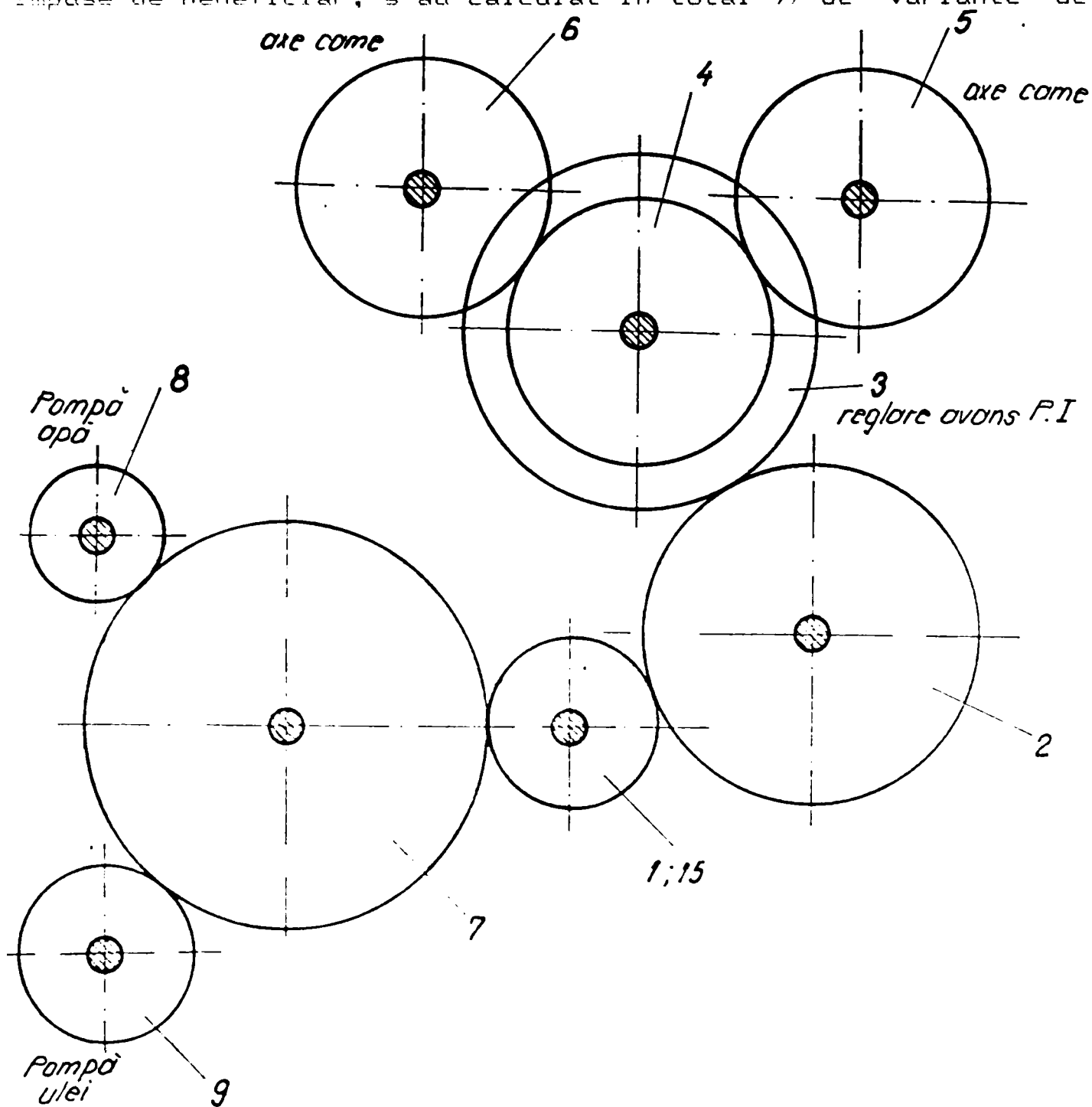


Fig.8.3.

angrenaj, drept parametrii alegindu-se modulul, unghiul de angrenare, repartitia deplasarilor specifice de profil.

Angrenajele de tractiune optime, stabilite de comun acord

cu beneficiarul au fost realizate cu scula protuberata si flancate pentru ameliorarea repartitiei sarcinii pe cele doua perechi de dinti in angrenare si reducerea socului de intrare in angrenare.

Alegerea variantelor optime a fost ingreunata de faptul ca unghiul de angrenare marit duce implicit la reducerea inadmisibila a gabaritului CFR, o crestere a capacitatii portante la gripare putind fi obtinuta numai prin micșorarea modului la limita admisibila a rezistentei la oboseala si prin alegerea unui lubrifiant cu viscozitate foarte mare.

In cazul proiectarii angrenajelor distributiei unui motor cu ardere interna se porneste de la dimensiunile principale impuse de beneficiar [B15]. (fig.8.3.).

S-au calculat cele 6 angrenaje, fiecare cu 7 variante, rezultind in final 42 variante de angrenaj.

Datorita temperaturii inalte rezulta in acest caz o viscozitate foarte scazuta a lubrifiantului si o temperatura de

cabină

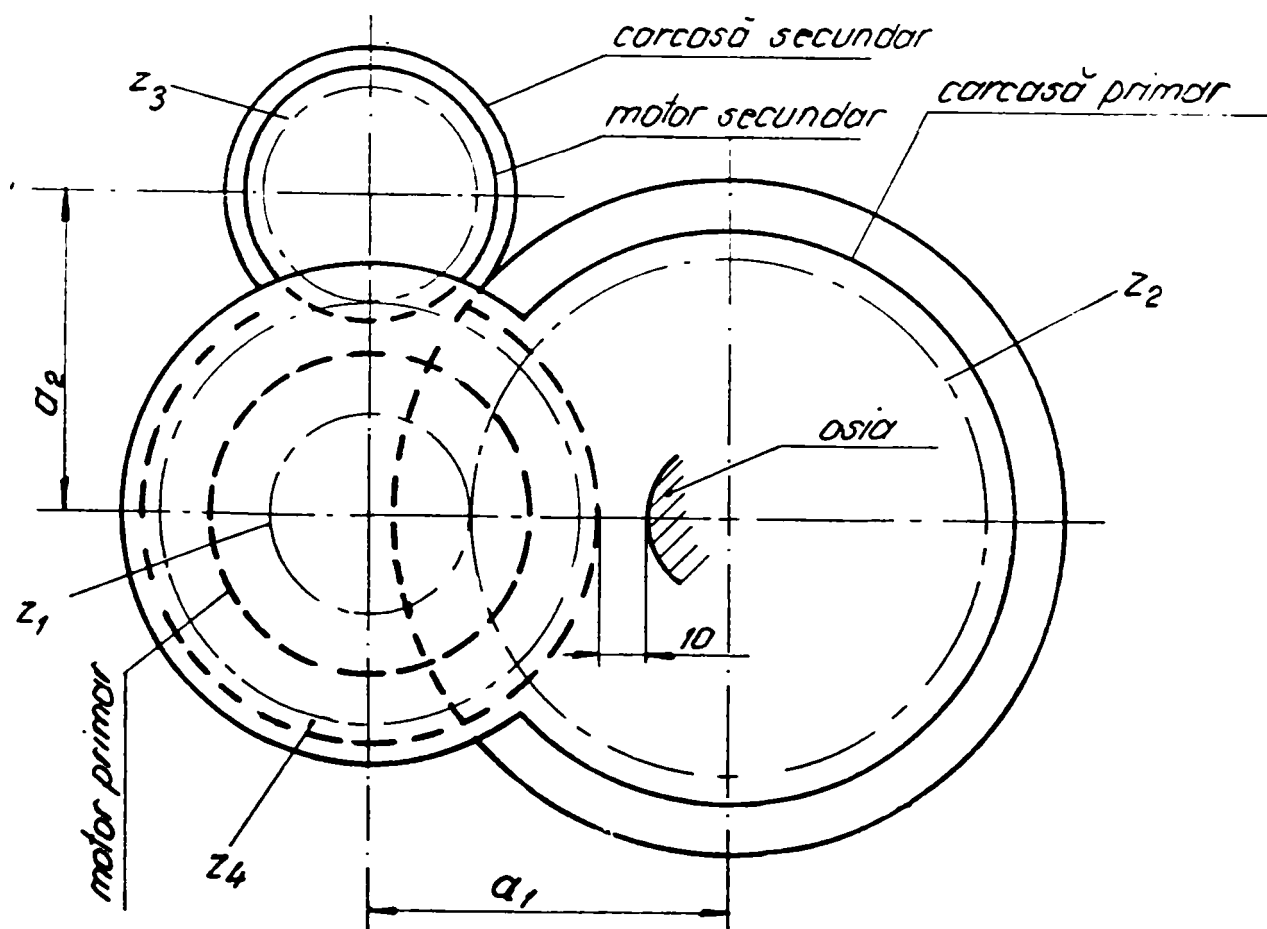


Fig.8.4.

masa ridicata, ceea ce duce la cresterea pericolului de gripare la unele dintre angrenajele distributiei. Prin cresterea unghiului de angrenare si repartizarea corespunzatoare a

deplasarii specifice suma pe cele doua roti s-a putut obtine o capacitate portanta la gripare suficient de mare.

O situatie asemanatoare se prezinta in cazul angrenajului de tractiune pentru locomotiva electrica de manevra [B11](fig. 8.4.).

Raportul mare de transmitere si temperatura ridicata a mediului ambiant duc la cresterea pericolului de gripare.

Din cele 48 de variante de angrenaje analizate rezulta ca prin reducerea modului de la 10 la 8 si alegind unghiul de angrenare si deplasările specifice in mod corespunzator s-a obtinut o crestere a coeficientului de siguranta de la 2,4 la 8,09, adica de peste 3 ori. Flancarea utilizata a dus si aici la imbunatatirea repartitiei sarcinii si reducerea socurilor de angrenare.

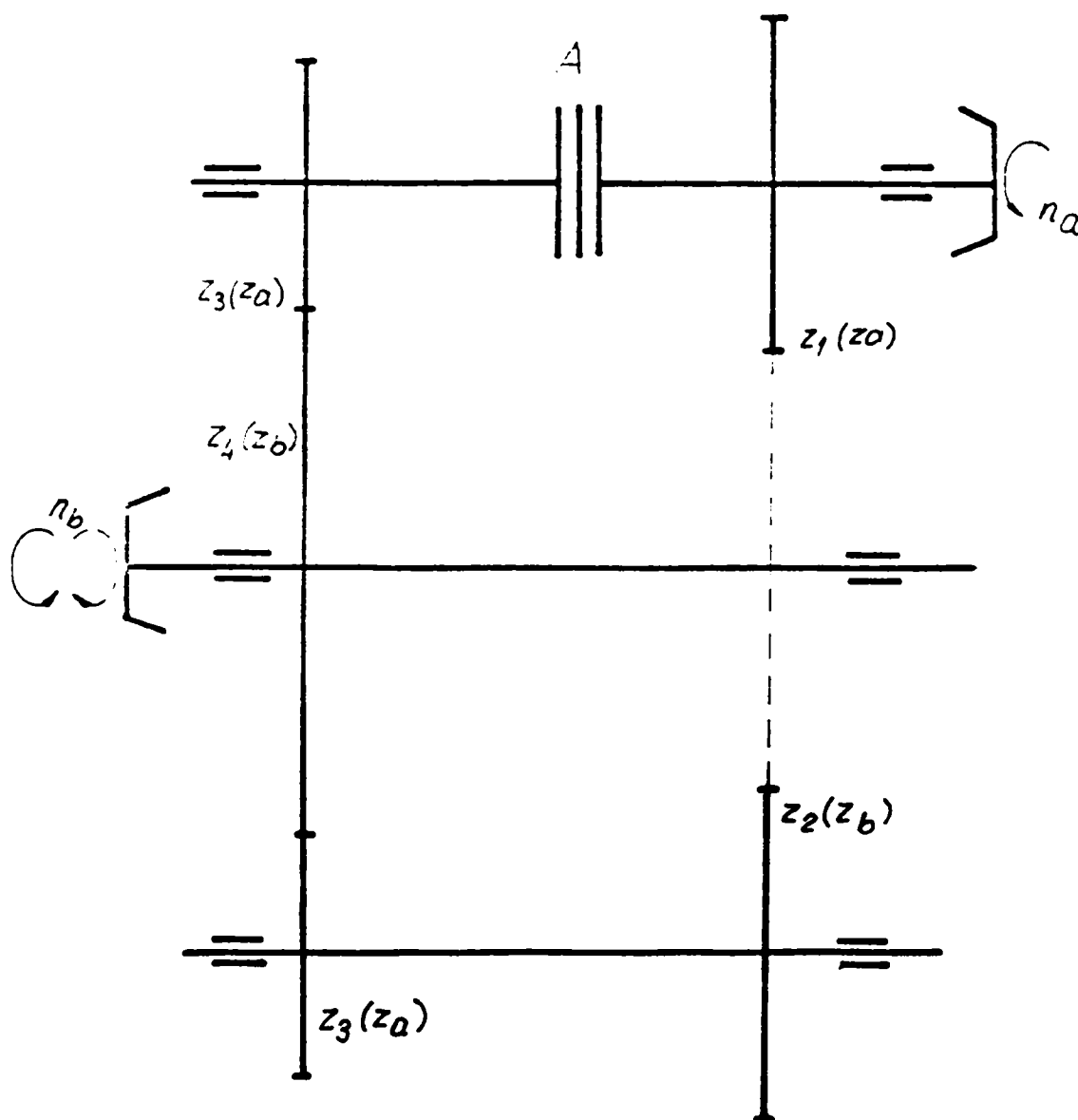


Fig.8.5.

La reductoare navale se impune in general o capacitate portanta cit mai mare pentru a realiza un gabarit si o greutate

redusa [B9](fig.8.5).

In cazul familiei de reductoare navale s-au utilizat roti cementate realizate cu scula protuberata si fiancata.

Prin alegerea corespunzatoare a modulului, a unghiului de angrenare a repartitiei deplasariilor specifice de profil, a lubrifiantului si rugozitatii s-au obtinut capacitati portante

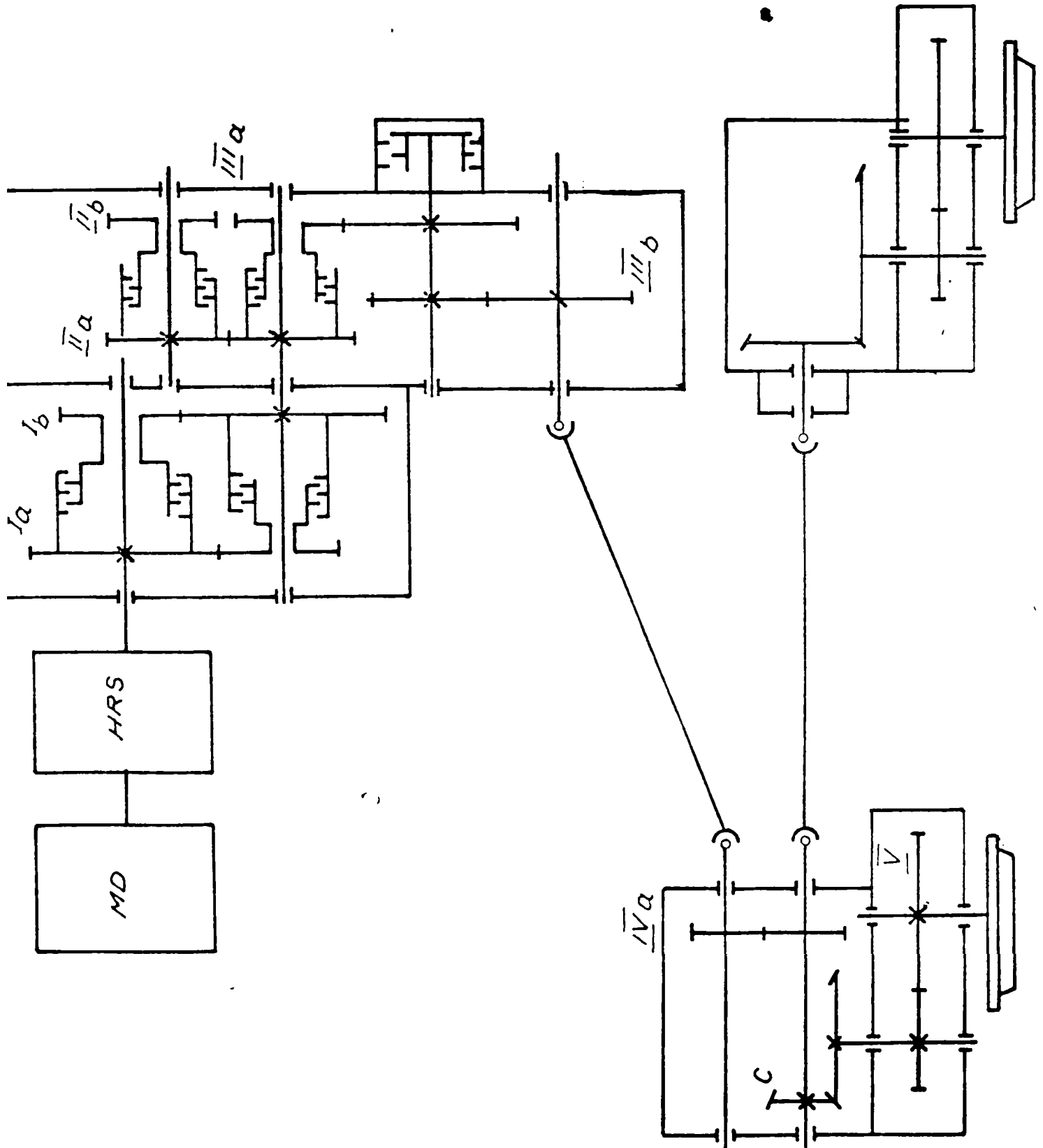


Fig.8.6.

la gripare suficient de mari, fara a diminua capacitatile portante la contact si oboseala bazei dintelui.

Rezultate asemanatoare s-au obtinut si in cazul proiectarii

angrenajelor unor locomotive de mina [B17](fig.8.6).

De remarcat ca nu au aparut gripari in exploatarea angrenajelor executate dupa proiectele amintite.

Se poate considera ca cercetarile si proiectele amintite au dus la o importanta economie de valuta prin inlocuirea importurilor.

9. CONCLUZII SI CONTRIBUTII ORIGINALE

Activitatea desfasurata pe o perioada mai lunga de cercetare a capacitatii portante a angrenajelor la gripare permite tragerea urmatoarelor concluzii:

Se considera, ca obiectul propus prezentei lucrari de posibilitate a ungerii angrenajelor cu uleiuri cu viscozitate redusa, pusa in fata cercetarii ca o necesitate de a putea unge cu acelasi ulei atat cuplajele electromagnetice cit si rotile dintate din componenta cutiilor de viteza a fost indeplinit.

Problema cercetata porneste de la analiza critica a starii actuale a cunostintelor. Se cauta si se aplica metodele cele mai adecvate de investigatie si se trag concluziile necesare pentru aplicarea practica a rezultatelor cercetarilor.

Solutionarea problemelor din prezenta lucrare a fost pregatita printr-o activitate de cercetare concretizata prin publicarea unor articole in diferite reviste si la sesiuni de comunicari [B18; B26-B28; G3-G5; F9-F15; F17; F18; F21-F23], precum si prin contracte de cercetare cu industria si cu institutii de cercetare [B9; B11; B13-B15; B17; K10; K11].

Din analiza metodelor de calcul al angrenajelor la gripare efectuata in cap.3 a rezultat ca cele mai adecvate criterii de gripare sint cele bazate pe temperatura, criteriul EHD fiind nesigur. Totodata a rezultat ca nu exista la ora actuala o metoda de calcul la gripare valabila in toate cazurile si care sa dea o siguranta deplina.

Dupa o scurta prezentare a metodei retelelor termice se trage concluzia ca reducerea pericolului de gripare se obtine prin reducerea cantitatii de caldura generata prin frecare simultan cu marirea disiparii cantitatii de caldura generata spre mediul ambiant.

Dintre masurile posibile de reducere a cantitatii de caldura generata prin frecare si de marire a disiparii acesteia spre mediul ambiant, se analizeaza cele geometrice, acestea

fiind cele mai ieftine si cu eficienta cea mai mare.

Cea mai mare influenta asupra fenomenului de gripare o are viteza de alunecare dintre flancuri, in timp ce coeficientul de frecare intre dinti si repartitia fortei pe cele doua perechi de dinti in angrenare nu pot fi influentati decit in mica masura prin geometria angrenajului.

Una dintre metodele de micșorare a vitezei de alunecare la intrare, respectiv iesire din angrenare este utilizarea unui profil combinat evolventa-cicloida, masura care prezinta insa dificultati tehnologice si nu se recomanda in practica.

O reducere a vitezei de alunecare la intrare, respectiv iesire din angrenare se poate obtine prin reducerea segmentului de angrenare, fie printr-un unghi de angrenare marit, obtinut cu o scula cu unghiul de referinta marit sau prin deplasare specifica suma pozitiva, fie prin micșorarea modulului pina la limita rezistentei dintelui la oboseala bazei dintelui, aplicind ambele masuri simultan.

Cea mai mare influenta asupra vitezei de alunecare maxime si deci si asupra capacitatii portante la gripare o are repartitia deplasarilor specifice de profil pe cele doua roti in angrenare. Cea mai avantajoasa repartitie a deplasarilor specifice de profil pe cele doua roti in angrenare corespunde egalizarii vitezelor de alunecare la inceputul si sfirsitul angrenarii sau egalitatii segmentelor de intrare si iesire din angrenare. Asa cum a rezultat pe cale experimentală se poate obtine in anumite conditii o triplare a capacitatii portante la gripare, prin repartizarea deplasarilor specifice de profil astfel incit vitezele de alunecare sa fie egale la inceputul si sfirsitul angrenarii.

O crestere a capacitatii portante la gripare se poate obtine flancind angrenajul. Flancarea duce la reducerea socurilor la intrare, respectiv iesire din angrenare si la ameliorarea repartitiei sarcinii pe cele doua perechi de dinti in angrenare, astfel incit in zona vitezei de alunecare maxime forta normaia pe dinte sa aibe valori minime. In cazul angrenajelor cu unghiul de angrenare marit se observa o crestere relativ redusa a capacitatii portante la gripare din cauza lungimii de flancare mici, dictata de asigurarea gradului de acoperire minim. Cresterea capacitatii portante la gripare este ne semnificativa in cazul angrenajelor flancate si prezentind o

asimetrie pronuntata a segmentului de angrenare fata de polul angrenarii, adica in cazul in care vitezele de alunecare la intrare si la iesire din angrenare sint mult diferite.

In cazul proiectarii unui angrenaj la care distanta dintre axe nu este impusa se recomanda un coeficient de latime cit mai mic, adica distanta dintre axe mare si latime mica, aceasta masura ducind la o crestere a capacitatii portante la gripare.

Aceste masuri geometrice impreuna cu alegerea corespunzatoare a lubrifiantului (viscozitate, aditiv), a materialelor rotilor dintate, a duritatii flancurilor, a tratamentului termo-chimic corespunzator si a unor rugozitati cit mai reduse permit realizarea unor angrenaje de inalta performanta.

Consideratiile teoretice au fost verificate pe un stand in circuit inchis mecanic, punindu-se in evidenta si pe aceasta cale influenta hotaritoare a repartizarii corespunzatoare deplasarii specifice de profil pe cele doua roti in angrenare.

Rezultatele cercetarilor au fost valorificate prin contracte de cercetare cu I.M.Cugir, I.Electrotimis Timisoara, I.C.M.Resita, ICSITEH Resita, INMT Bucuresti.

Principalele contributii originale ale tezei de doctorat se pot rezuma dupa cum urmeaza:

- stabilirea unei metode si elaborarea unui program de calcul "PROFIL" pentru descrierea si trasarea profilului dintelui, bazat pe teoria curbelor infasuratoare. Avantajul metodei consta in posibilitatea trasarii profilului flancat, a profilului cu grosime redusa a dintelui si a altor profile obtinute prin rostogolire;
- elaborarea unei metode de determinare a repartitiei sarcinii pe cele doua perechi de dinti in angrenare, pornind de la relatiile lui Weber si Banaschek si utilizind pentru descrierea profilului dintelui metoda bazata pe curbele infasuratoare prezentata mai sus. Metoda este adecvata si pentru profilul protuberat, flancat sau cu grosime redusa;
- elaborarea programului de calcul "RIGID" pentru calculul automatizat al rigiditatii in angrenare si al repartitiei sarcinii pe cele doua perechi de dinti in angrenare, bazat pe metoda descrisa;
- stabilirea unei metode de calcul a parametrilor flancarii evolventice a angrenajelor cilindrice;

- elaborarea programului de calcul "FLANCARE" pentru determinarea parametrilor flancarii si ale diagramelor de evolventmetru pentru controlul flancarii;
- stabilirea relatiilor de determinare a unghiului de angrenare limita si a deplasarilor specifice suma limita din conditiile de asigurare a gradului de acoperire minim si de evitare a interferentei secundare. Tinind cont de scopul urmarit de cresterea capacitatii portante la gripare s-a determinat numai limita superioara a unghiului de angrenare, respectiv a deplasarilor specifice suma, in functie de suma numerelor de dinti a angrenajului;
- stabilirea metodei de determinare a repartitiei deplasarilor specifice de profil din conditia vitezelor de alunecare egalizate;
- elaborarea subprogramului "ALUNEG" de calcul automatizat a deplasarilor specifice de profil din conditia vitezelor de alunecare egalizate;
- trasarea unei familii de nomograme pentru alegerea deplasarilor specifice de profil din conditia vitezelor de alunecare egalizate;
- stabilirea metodei de determinare a limitelor nomogramelor din conditiile limitarii inferioare a gradului de acoperire, a evitarii interferentei si a subtaierii;
- elaborarea programului de calcul "LIMITE" pentru determinarea limitelor nomogramelor;
- elaborarea programului de calcul "NOMOGRAMA", care permite o nomografiere usoara a metodei de repartizare a deplasarilor specifice de profil din conditia vitezelor de alunecare egalizate;
- stabilirea expresiei explicite a variatiei puterii de frecare de-a lungul segmentului de angrenare in functie de elementele geometrice ale angrenajului si analiza influentei geometriei;
- stabilirea expresiei cantitatii de caldura generate prin frecare de-a lungul segmentului de angrenare;
- elaborarea programului "INTEGRARE" de calcul a cantitatii de caldura generata prin frecare de-a lungul segmentului de angrenare cu ajutorul caruia s-a studiat influenta parametrilor geometrici;
- stabilirea expresiei explicite a variatiei rezistentei termice de contact de-a lungul segmentului de angrenare si analiza influentei parametrilor geometriei asupra acesteia;

- analizarea influentei distantei dintre axe asupra puterii de frecare si stabilirea recomandarilor de proiectare pentru cresterea capacitatii portante la gripare;
- elaborarea programului de calcul "REGRESIE" destinat regresilor polinomiale. Programul utilizeaza polinoamele Cebisev si permite gasirea gradului optim al polinomului prin analiza variatiei abaterii medii patratice.

Programul calculeaza in final indicele de corelatie pentru polinomul ales:

- elaborarea programului "EXCENTRIC" pentru calculul excentricitatii rotilor dintate pe baza masurarii bataii radiale a danturii. Programul traseaza prin punctele masurate sinusoida cu suma patratelor abaterilor valorilor masurate fata de cele calculate minime;
- elaborarea programului "PAS" pentru prelucrarea datelor masurarii pasului;
- verificarea pe cale experimentală a influentei repartitiei deplasărilor specifice de profil asupra apariției fenomenului de gripare;
- realizarea unui program "NIEMANN" de calcul a angrenajelor după metoda Niemann;
- aplicarea cercetărilor în cadrul unor contracte de cercetare cu producția.

Fenomenul de gripare fiind un fenomen foarte complex ramine încă deschis pentru cercetări ulterioare. Dintre problemele nelămurite ale griparii se amintesc:

- nu s-a elucidat încă de ce crește capacitatea portantă la gripare la viteze mari după ce a trecut printr-un minim, mai ales datorită dificultăților experimentale;
- nu există date experimentale suficiente asupra capacității portante la gripare a angrenajelor cilindrice cu dinți înclinați;
- nu s-a studiat în suficientă măsură coeficientul de frecare în prezența uleiurilor sintetice;
- metodele de calcul actuale nu țin cont de procesele fizico-chimice ce apar la contactul celor două flancuri (caracterul filmului de lubrifiant, depuneri de dipoli, straturi chimice de reacție);
- nu este clarificat procesul de gripare la unele perechi de materiale antagoniste.

BIBLIOGRAFIE

- A1 - Alekseev, N.M.; Kraghelski, I.V. - Zadacia o dvijenii po plasticeskomy poluprostranstvu s ucetom uprocinemia v sviazi c voprosami zaedania par trenia. Isslodovania po tribotehnik, Moskva 1975, p.5-11;
- A2 - Allen, C.W. - A Simplified Model for the Elastohydrodynamic Traction Between Rollers Tr. ASME J. of Lubrication Technology July 1976 (Nr.3) p.357-361;
- B1 - Balekics, M. - Tipuri caracteristice de frecare la roti dintate - Sesiunea stiintifica a "Centrului de mecanica a solidului", Bucuresti, decembrie 1970;
- B2 - Blok, H. - The present Status of the theory of gear lubrication, TH. Delft, 1968;
- B3 - Balekics, M. - Contributii privind uzura de pitting la rotile dintate cilindrice. Teza de doctorat, Timisoara, 1981;
- B4 - Bartz, W.J. - Zur Bedeutung der Elastohydrodynamik für die Zahnradschmierung - VDI - Berichte Nr.195, p.87-102;
- B5 - Bathgate, J.; Kendall, R.B. si Moorhouse, P. - Thermal aspects of gear lubrication. Wear 15(1970), p.117-129;
- B6 - Balekics, M.; Pommersheim, A.; Dolga, V. - Reductoare cilindrice, Lito IPTVT, 1984;
- B7 - Balekics, M.; Pommersheim, A. - Cu privire la dependenta solicitarii de contact limita de viteza de alunecare a celor doua suprafete de contact. Tribotehnica 82, Ploiesti 22-24 oct.1982;
- B8 - Balekics, M.; Pommersheim, A.; Nila, O. - Die Tragfähigkeit von Mineralölen mit S₂Mo - Zusätzen, Bul.Stiint. si Tehnic IP "Traian Vuia" Timisoara, Tom 31(45), Mecanica 1986, pag.5-8;
- B9 - Balekics, M.; Pommersheim, A.; Radu, A. - Cercetari privind optimizarea solutiilor angrenajelor familiilor de reductoare navale RN250, RNA(S)320/450 si RN500 - Contract de colaborare cu INMT Bucuresti 1985;
- B10 - Balekics, M.; Pommersheim, A.; Dolga, V. - Cu privire la influenta rugozitatii suprafetelor in contact asupra limitei la oboseala. MTM-Timisoara, 1980, vol.III, p.131-136;
- B11 - Balekics, M.; Pommersheim, A.; Crudu, M.; Jiean, M. - Studiul, cercetarea si proiectarea optimizata a angrenajului de

tractiune la locomotiva electrica de manevra de 220 kW pentru cocserii. - Contract de colaborare cu CCSITEH Resita 1983;

- B12 - Blok, H. - Recent Developments in gear tribology - Proc. Instn. Mech. Engrs- vol.184 Pt.30, p.21-29;
- B13 - Balekics, M.; Pommersheim, A.; Buzulica, D.; Nicoara, I., s.a. - Cercetari privind dimensionarea, tehnologia, controlul si incercarea rotilor dintate la Intreprinderea Electrotimis Timisoara. Contract Electrotimis Timisoara, faza I 1976, faza II-a 1977;
- B14 - Balekics, M.; Pommersheim, A. - Cercetari privind optimizarea posibilitatilor de ungere cu acelasi lubrifiant a cuplajelor electromagnetice si a angrenajelor din componenta cutiilor de viteza. Contract de colaborare cu U.M.Cugir, faza I 1974, faza II-a 1975;
- B15 - Balekics, M.; Pommersheim, A. - Breviar de calcul al angrenajelor distributiei motorului experimental. Contract INMT 1976;
- B16 - Bartz, W.J. - Bedeutung der Elastohydrodynamik für die Auslegung von Zahnradpaarungen - Schmierungstechnik 4(1973) Nr.11, p.330-335;
- B17 - Balekics, M.; Pommersheim, A.; Crudu, M.; Nicoara, I.; Mesaros-Anghel, V. - Studiul, cercetarea si proiectarea angrenajelor unui grup de antrenare cu motor Diesel pentru locomotivele LDH-70A si LDH-50A. - Contact de colaborare cu INMT Bucuresti, 1987;
- B18 - Balekics, M.; Crudu, M.; Pommersheim, A. - Masurarea variatiei momentelor de torsiune intr-un stand cu circuit mecanic inchis. Simpozion Tensometrie, Galati 1989;
- B19 - Besser, D.; Stübner, B. - Berechnung von Reibtemperaturen bei Metall/Metall-Gleitverschleißprozessen.- Schmierungs-technik 17(1986), Nr.9, p.275-280;
- B20 - Bathgate, J.; Lucas, A.G. - Lubricated for life industrial gear units - Proc.Instn.Mech. , vol.184, Pt. 30, p.147-152;
- B21 - Barwell, F.T. - Recent research on the lubrication of concentrated contacts. "2 eme Congr. mond. engen., Paris, 3-5 mars, 1986", vol3., 1986, p1-10. Tradus in E.I. Detalii masini Nr.15, 1988, p.1-11;
- B22 - Bailey, N.W.; Cameron, A. - The influence of temperature and

- metal pairs on the scuffing of a commercial oil. Proc. Instn.Mech.Eng. 1973,187, Nr.67, p.757-761. Tradus in EI-DM, Nr.26/1975, p.15-22;
- B23 - Bartz,W.J.; Ehlert,J. - Influence of Pressure, Viscosity of Lubrication Oils on Pressure, Temperature, and Film Thickness in Elastohydrodynamic Rolling Contacts. Tr. ASME J.of Lubr.Techn. October 1976, p.500-508;
- B24 - Begelinger,A.; de Gee,A.W.J. - On the Mechanism of Lubricant Film Failure in Sliding Concentrated Steel Contacts - Tr.ASME - J.Lubr.Techn. October 1976, p.575-579;
- B25 - Benedict,G.H.; Kelley,B.W. - Instantaneous Coefficients of Gear Tooth Friction. ASLE. Trans.4, 1961, p.59-70;
- B26 - Balekics,M.; Pommersheim,A. - Die Erhöhung der Schmierschichtdicke bei elastohydrodynamischer Schmierung von Zahnradgetrieben. Bul.Stiint. si Tehnic IP "Traian Vuia" Timisoara, Tom 32(46), Mecanica 1987, p.15-20;
- B27 - Balekics,M.; Pommersheim,A. - Cu privire la alegerea viscozitatii uleiurilor folosite la ungerea contactelor hertziene. Simpozion MTM '88 Cluj-Napoca, vol.I, p.63-72;
- B28 - Balekics,M.; Pommersheim,A. - Tensiunea de contact pe flancul dintelui evolventic cu considerarea rigiditatii dintelui. Sesiunea de comunicari IPTVT, oct.1976;
- C1 - Chisiu,A.,s.a. - Organe de masini. EDF, Bucuresti 1976;
- C2 - Constantinescu,V.N. - Teoria lubrificatiei in regim turbulent. Ed.Acad. RSR Bucuresti 1965;
- C3 - Cretu,Sp. - Contributii privind durabilitatea si capacitatea portanta a elementelor aflate in contact cu rostogolire in conditii de deformatii elasto-plastice, cu aplicatii la rulmenti radiali. Teza de doctorat, Inst.Politehnic Iasi (1979);
- C4 - Crudu,I. - Contributii la studiul influentei tensiunilor normale initiale asupra distrugerii statice si prin ciupitura (pitting) a contactelor punctiforme. Autoreferat la teza de doctorat, Inst.Politehnic Iasi 1969;
- C5 - Crudu,M.; Ferju,D. - Dispozitiv de incarcare inertial pentru sistem in circuit inchis mecanic. Constructia de masini Nr.10,1966, p.579-582;
- C6 - Crudu,M.; Ferju,D. - Un nou dispozitiv de incarcare pentru sisteme functionind in circuit inchis. Bul.st. si tehnic

- al IPT, Tom 12(26) fasc.2,1967, p.627-636;
- C7 - Crudu,M.; Ferju,D. - Unele consideratii privind geometria si cinematica angrenajelor cilindrice utilizate in mecanica fina. Lucrarile Simpozionului MTM Resita 1976 P.904-912;
- C8 - Cameron,A. - Die Theorie des Fressens von Zahnrädern. Schmiertechnik 14(1967) Heft 3, p.136-139;
- C9 - Czichos,H.; Kaffanke - Zur Bestimmung von Grenzflächentemperaturen bei tribologischen Vorgängen. VDI-Z-112 (1970) Nr.22 p.1491-1496. VDI-Z-112(1970) Nr.24 p.1643-1646;
- C10 - Carper,H.J.; Ku,P.M. - Thermal and scuffing behavior of disks in sliding - rolling contact. ASLE Trans., 1975,18, Nr.1, p.39-47. Tradus in E.I.-D.M. Nr.36,1975,p14-24;
- C11 - Czichos,H.- Die Energieverlustmechanismen der Rollreibung. Schmiertechnik+Tribologie - 16-Jg. März/April Nr.2, p.62-67;
- C12 - Coy,J.J.; Townsend,A.P.; Zaretsky,E.V. - Dynamic Capacity and Surface Fatigue Life for Spur and Helical Gears. Tr.ASME J.of Lub.Tech. April 1976, p.267-276;
- C13 - * * * Cuplaje electromagnetice, Catalog IM Cugir 1979;
- D1 - Dyson,A. - Scuffing - a review. Part 1. Tribology intern. April 1975, p.77-87;
- D2 - Dyson,A. - Scuffing - a review. Part 2. The mechanism of Scuffing. Tribol.Intern. 1975,8, Nr.3, p.117-122;
- D3 - Dowson,D.;Higginson,G.R. - Theorie der Evolventenzahn-radschmierung. - Maschinenbautechnik 20(1971) Nr.4, p.185-190;
- D4 - * * * DIN 3990- Grundlagen für die Tragfähigkeitsberechnung von Gerad- und Schrägstirnrädern,1987;
- D5 - * * * DIN 3979 - Zahnschäden an Zahnradgetrieben. Bezeichnung, Merkmale, Ursachen;
- D6 - Diaconescu,E.N.; Cameron,A.; Cretu,O.S. - Efectul tractiunii EHD asupra durabilitatii la oboseala de contact. Conferinta specialistilor in frecare, ungere, uzare, Ploiesti, octombrie 1982;
- D7 - Dobre,G. - Metoda de rezolvare a calculului deformatiilor si caracteristicii elastice a danturii in evolventa la rotile dintate cilindrice cu dinti drepti. Simpozionul MTM Resita 1976, vol.4, p.926;
- D8 - Dobre,G. - Calculul jocurilor dintre flancuri in conditiile

- angrenarii reale la angrenaje paralele cilindrice cu dinti drepti in evolventa. Simpozion Robotizarea in industrie, MTM-Timisoara 1984 vol.II, p.177-182;
- D9 - Dobre,G. - Calculul jocurilor dintre flancuri la angrenajele paralele cilindrice cu roti flancate. Simpozion Robotizarea in industrie, MTM-Timisoara 1984, p. 183-194;
- D10 - Dobre,G. - Deplasarea relativa in sarcina a rotilor angrenajului paralel cilindric exterior cu dinti drepti in PRASIC '82, vol.III, p.91-98;
- D11 - Demidovich,B.P.; Maron,I.A. - Computational Mathematics - Mir Publishers, Moscow 1976;
- D12 - Drozdov,I.N. - Zaedanie katiashchisia so skoljeniem tel v maslionoi srede. Issladovania po tribotehnike, Moskva 1975, p.195-202;
- D13 - Dorn,L.;Hollmann,A. - Entwicklung einer Prüfmethode zur Bewertung der Freßtragfähigkeit von Getriebeölen aller Leistungsklassen. Schmierungstechnik 1977,8, Nr.5, p.147-152.Tradus in EI - Detalii masini Nr.41, 1977, p.8-13;
- D14 - * * * DIN 51354 Mechanische Prufung von Getriebeölen;
- D15 - Dowson,D.; Markho,F.H.; Jones,D.A. - The Lubrication of Lightly Loaded Cylinders in Combined Rolling, Sliding and Normal Motion. Part.I Theory. Tr. ASME. J. Lubr. Tech. October 1976, p.509-516;
- D16 - Dowson,D. - Elastohydrodynamics - Proc.Instr.Mech.Engrs. vol.182 Ft.3A, p.151-167;
- D17 - Dudley,D.W.; Winter,H.; Zahnräder. Berechnung, Entwurf und Herstellung nach amerikanischen Erfahrungen. Springer - Verlag 1961;
- E1 - Eiselt,H. - Smazivanie transmisii i harakteristiki, neobhodimie dlia rasceta i vibora smazocinih materialov. Issledovania po tribotehnike, Moskva 1975, p.97-117;
- E2 - Eiselt,H. - Verzahnungsgeometrische Beziehungen zur Berechnung der Reibungszahl, Reibungsarbeit, Reibungsleistung, Eingriffszeiten und Ausgangsgrößen zur Berechnung des Verschleißes bei evolventischen Zahnrädern. Maschinenbautechnik Nr.1-1970 (19) p.11-17.
- E3 - Eiselt,H - Quantitative Bestimmung der Profilrücknahme bei evolventischen Zahnrädern mit Berücksichtigung von

Verzahnungsfehlern.- Maschinenbautechnik 20(1971) Nr.2,
p.91-96;

- F1 - Finkin,E.F.; Gu A.; Jung,L. - A critical examination of the elastohydrodynamic criterion for the scoring of gears. Tr. ASME 1974 seria F96 Nr.3, p.418-425. Tradus in EI-DM Nr.2/1975, p.15-24;
- F2 - Fowle,T.I.; Hughes,A. - Experience with EP turbine Oil. Proc.Instn.Mech.Engrs. 1vol.184 Pt 30,p.122-130;
- F3 - Fronius,St.; Böhme,H.D. - Erwärmung, Schmierung und Verschleiß. ASUG-Mitt, Magdeburg 4(1967),5,p.339-361;
- F4 - Föhl,J.; Uetz,H. - Failure criteria in thin film lubrication - influence of temperature on seizing, wear and reaction layer formation. Wear, 1976,36, Nr.1, p.25-32; Tradus in EI- Detalii masini Nr.19,1976, p.12-21;
- G1 - Gheorghiu,N.S.; Feimer,I. si Ionescu N. - Organe de masini. I. Transmisii mecanice. Litografia IPTV Timisoara 1978;
- G2 - Gafitanu,M.D. - Contributii la studiul capacitatii portante a angrenajelor cu roti dintate cilindrice din poliamida pe roti dintate din otel cu considerarea influentei modulului, a numarului de dinti si unghiului de inclinare a dintilor. Rezumatul tezei de doctorat;
- G3 - Gheorghiu,N.; Pommersheim,A.; Ioanovici,F. - Geometria flancarii angrenajelor cilindrice cu dantura evolventica. Simpozion PRASIC '82, vol.III, p.27-32;
- G4 - Gheorghiu,N.; Pommersheim,A.; Dutescu,A. - Calculul angrenajelor evolventice la gripare. Simpozion PRASIC '82 vol.III, p.137-142;
- G5 - Gheorghiu,N.; Balekics,M.; Pommersheim,A. - Particularizarea metodei DIN-ISO pentru proiectarea angrenajelor cilindrice. Simpozion MTM '88 Cluj- Napoca vol.I p.353-360;
- G6 - Gentle,C.R.; Paul,G.R. - A Critical Survey of High Pressure Lubricant Models. Tr. of ASME. J.of Lubr.Techn. April 1976 p.258-266;
- G7 - Gligor,O.- Contributii la dimensionarea si functionarea cuplajelor electromagnetice in sistemele de actionare electrice. Teza de doctorat, Timisoara 1977;
- G8 - Gafitanu,M.; Poterasu,V.F.; Mihalache,N. - Elemente finite si de frontiera cu aplicatii la calculul organelor de masini. Ed.tehnica, Bucuresti 1987;

- H1 - Horovitz, B. - Reductoare si variatoare de turatie, Ed. tehnica 1963;
- H2 - Horovitz, B.; Crudu, M.; Perju, D.; Balekics, M. - Aplicarea metodei sarcinii progresive la stabilirea durabilitatii si rezistentei la oboseala. Studii si cercetari de metalurgie Tom 12 Nr.1, 1967, p.179-185;
- H3 - Houpert, L.G.; Hamrock, B.J. - Fast Approach for Calculating Film Thicknesses and Pressures in Elastohydrodynamically Lubricated Contacts at High Loads. Journal of Tribology, 1986, Nr.3, p.411;
- H4 - Hösel, Th. - Vergleich genormter Tragfähigkeitsberechnungen für Stirnräder nach AGMA 218.01, DIN 3990, ISO/DIS 6336, und TGL 10545. Antriebstechnik 27(1988), Nr.1, p.37-39;
- H5 - Hirano, F.; Sakai, T. - On a significant property of lubricants concerning rolling fatigue and scoring. Instn. Mech. Engrs. D66/71 p.86-96;
- H6 - Harrison, W.H. - High speed gears: Important Features of Design and Maintenance. Proc. Instn. Mech. Engrs. vol 184 Ft.30, p.68-71;
- H7 - Hennings, G. - Ermittlung des Schädigungszustandes an Zahnflanken. Schmierungstechnik 10(1979) Nr.10, p.307-310.
- H8 - Holland, J. - Die unstationäre Elastohydrodynamik. Konstruktion 30(1978) Nr.39, p.363;
- H9 - Hösel, Th. - FVA - Stirnradprogramm: Computerprogramm für Geometrie- und Tragfähigkeitsberechnung von Evolventenstirnrädern. Antriebstechnik 26(1987), Nr.9, p.72-78
- H10 - Hornung, E. - Möglichkeiten zur Freßminderung bei ölgeschmierten Gleitpaarungen - Analyse des Erkenntnisstandes. Schmierungstechnik, 17(1986), Nr.4, p.105-110;
- I1 - Iliuc, I. - Tribologia straturilor subtiri. Editura Academiei Republicii Socialiste Romania, Bucuresti 1974;
- I2 - Iditoiu, I.D.; Fommersheim, A. - Limitele impuse de subtaiere si ascutire la realizarea angrenajelor cilindrice cu dinti drepti extrapolare. Simpozionul de mecanisme si transmisii mecanice - Resita 1972, p.817-828;
- I3 - Ionescu, Gh.D. - Teoria diferentiale a curbelor si suprafetelor cu aplicatii tehnice, Ed.Dacia 1984;
- I4 - Iditoiu, I. - Domeniul teoretic de existenta al angrenajelor cilindrice cu dinti drepti antepolare si postpolare. Simpozionul de mecanisme si transmisii mecanice, Resita

- 1972, p.802;
- I5 - Iditoiu, I. - Limitele impuse de interferenta primara la realizarea angrenajelor extrapolare. Simpozionul de mecanisme si transmisii mecanice, Resita 1976, p.981;
- I6 - Iditoiu, I. - Limitele impuse de interferenta in zona de racordare a bazei dintelui la realizarea angrenajelor extrapolare. Simpozionul de mecanisme si transmisii mecanice, Resita 1976, vol.4, p.999-1009;
- I7 - Iditoiu, I. - Functiile deplasarii specifice ale angrenajelor cilindrice exterioare cu dinti drepti cu profil in evolventa, pentru care gradul de acoperire are o valoare data. Limitele impuse de gradul de acoperire la realizarea angrenajelor extrapolare. Simpozion MTM Resita 1976, p.955-980;
- J1 - Janczak, K.J.; Hofman, S. - Investigation of the temperature distribution in the elastohydrodynamic oil film. Wear 1984 94, Nr.3, p.241-257, tradus in E.I. - Detalii masini Nr.40, 1984, p.27-35;
- J2 - Joachim, F. - Flankenrauheit, wichtige Einflußgröße auf die Flankentragfähigkeit von Zahnrädern - Antriebstechnik 18(1979) Nr.7/8, p.361-362;
- J3 - Janke, A.; Linke, H. - Erwärmung von Zahnradgetrieben. Schmierungstechnik 19(1988), Nr.10, p.308-310;
- J4 - Johanmir, S. - Directiile de perspectiva ale cercetarii in tribologie. Traducere din limba rusa din "Problemi trenia i smazchi", Nr.1, 1988
- K1 - Kovacs, F. - Contributii la calculul geometric al profilelor de dinti, la rotile dintate cilindrice cu dinti drepti. Bul. stiint. si tehnic al IPT, Tom 1(15) Fasc.1, 1956, p.165-171;
- K2 - Kovacs, F. - Teoria mecanismelor si a masinilor. Cinematica si geometria rotilor dintate. Litografia IPT 1964;
- K3 - Kovacs, F.; Perju, D.; Crudu, M.; Bogoevici, G. - Incercari privind stabilirea influentei erorii pasului de baza a danturii asupra rezistentei la pitting a flancurilor rotilor dintate cilindrice cu dinti drepti din otel. Bul. stiint. si tehnic al IPT, Tom 13(27) Fasc.1, 1968, p.85-101;
- K4 - Kovacs, F.; Horovitz, B. - Contributii la studiul functionarii angrenajelor ale caror profile de dinti nu

- satisfac legea angrenarii. Bul.stiint. si tehnic al IPT Tom 6(20) Fasc.2,1961,p.95-99;
- K5 - Kovacs,F.; Ferju,D.; Crudu,M.; Müller,A. - Asupra unor corelatii intre tolerantele rotilor dintate cilindrice cu dinti drepti. Bul.stiint. si tehnic al IPT, Tom 9(23) Fasc.2,1964, p.409-418;
- K6 - Kovacs,F. - Contributie la definirea profilelor rotilor dintate cu ajutorul liniei de angrenare. Bul.stiint. si tehnic al IPT Tom 8(22) Fasc 2,1963, p.307-315;
- K7 - Kovacs,F.; Horovitz,B.; Ferju,D.; Crudu,M.; Micsa,I.; Bogoevici,Gh.; Müller,A. - Cercetari experimentale asupra rezistentei rotilor dintate cilindrice din otel. Caiet selectiv cu lucrari de colaborare cu productia IPT,1968, p.20-24;
- K8 - Kovacs,F.; Horovitz,B.; Dreucean,A.; Bagiu,L.; Sporea,I. - Unele concluzii asupra masurarii profilelor in evolventa ale rotilor dintate ale masinilor unelte fabricate la uzinele "Infratirea" Oradea. Bul.stiint. si tehnic al IPT Tom 7(22) Fasc 2,1962, p.307-318;
- K9 - Kubo,A.; Fujitsu,T.; Kunishima,Sh.; Onaka,T. - Fundamental on scoring failure. Improvement of scoring model and definition of scoring index. Bull.JSME, 1985,28, Nr.240, p.1288-1294;
- K10 - Kovacs,F.; Balekics,M.; Nicoara,I.; Pommersheim,A. - Un sfert de secol de cercetari referitoare la angrenaje in cadrul Catedrei de organe de masini si mecanisme de la IPTVT. Schimb de experienta "Realizari si perspective in proiectarea, executia in controlul angrenajelor", Craiova 15-16 mai 1986 vol.I, p.38-49;
- K11 - Kovacs,F.; Gheorghiu,N. Balekics,M.; Pommersheim,A.; s.a. - Cercetari privind optimizarea si proiectarea angrenajului de tractiune pentru locomotiva LDE 4000 CP-115 km/h si 160 km/h, Contract ICPEH Resita, 1978;
- K12 - Kremmer,I. - Contributii privind dependenta zgomotului produs de angrenaje cu roti dintate cilindrice cu dinti drepti de elementele geometrice. Teza de doctorat 1972;
- K13 - Klemz,B.L.; Gohar,R.; Cameron,A. - Photoelastic studies of lubricated line contacts. Instr. Mech. Engrs. C38/71;
- K14 - Kos,M. - Über die Freßverschleiß - Tragfähigkeit von Stinrädern bei kleinen Geschwindigkeiten. Konstruktion

- 25(1973), p.471-477;
- K15 - Kürzeder, H. - Verlängerung der Lebensdauer neuer und bereits beschädigter Getriebe durch Spezialschmierstoffe. Antriebstechnik 26(1987), Nr.7, p.18-25;
- K16 - Kirbach, H.; Sonntag, W. - Schmierung und Wärmehaushalt von Zahnradgetrieben. Schmierungstechnik 17(1986), Nr.1, p.19-22;
- L1 - Langenbeck, K.; Walter, P. - Erweiterte Anwendungsgrenzen für die Tauchschmierung von Stirnradgetrieben. Antriebstechnik 25(1986), Nr.3, p.74-78;
- L2 - Lechner, G. - Zur Berechnung der Freßsicherheit von Zahnrädern. VDI-Berichte Nr.195, p.103-109;
- L3 - Langenbeck, K.; Benthake, H. - Getriebe-Verspannungsprüfstände für Forschung und Entwicklung. VDI Z-115(1973) nr.2, p.115-121;
- L4 - Langenbeck, K.; Fritz, H. - Tauchschmierung schnelllaufender Stirnräder. Antriebstechnik 28(1989), Nr.3, p.97-102;
- L5 - Lauer, J.L.; Peterkin, M.E. - Infrared Emission Spectra of Elastohydrodynamic Contacts. Tr. of ASME J. of Lubr.Tehn. April 1976, p.230-235;
- L6 - Lubrecht, A.A.; ten Napel, W.E.; Bosma, R. - Multigrid, An Alternative Method for Calculating Film Thickness and Pressure Profiles in Elastohydrodynamically Lubricated Line Contacts. Journal of Tribology, 1986, Nr.4, P.551-556;
- L7 - Lechner, G. - Freßtragfähigkeit der Zahnräder ASSUG-Mitt, Magdeburg 5(1968)1, p.23-25;
- M1 - Matiesan, D. - Contributii privind studiul uzurii prin ciupituri (pitting) la roțile dintate cilindrice cu dinți drepti din fonta cu grafit modular. Rezumatul tezei de doctorat. Inst.politehnic Cluj-Napoca, 1973;
- M2 - Miloiu, Gh. - Contributii la studiul teoretic și experimental al angrenajelor cu profil în arc de cerc. Rezumatul tezei de doctorat, Inst. politehnic Brașov 1975;
- M3 - Merticaru, V. - Contributii privind dependentă zgomotului angrenajelor cu roți dintate cilindrice de condițiile de execuție și exploatare. Rezumatul tezei de doctorat, Inst. politehnic Iași;
- M4 - Matiesan, D. - Aspecte tribologice ale calculului angrenajelor cilindrice cu dinți drepti din fonta cu grafit, TRIBOTEHNICA '84 Iași 1984 vol.II, p.155-160;

- M5 - Michaelis, K. - Testing procedures for gear lubricants with the FZG test rig. "Ind. Lubric. and Tribol.", 1974, 26, Nr. 3, p. 91-94, tradus in E.I. Nr. 5-1974, p. 27-33;
- M6 - Matveeskii, R.M.; Schulze, D.K.V.; Schauerhammer, K.; Buianovskii, I.A. - Issledovanie protivozadirnih i tribohimiceskih svoistr nekotorih masel u prisadok temperaturnim metodom. Issledovania po tribotehnike, Moskva 1975, p. 146-152;
- M7 - Maros, D. - Cinematica rotilor dintate, E.T. 1958;
- M8 - Müller, A. - Angrenaje cilindrice si cilindro-conice cu raport de transmitere variabil. Rezumatul tezei de doctorat, IP Cluj-Napoca 1978;
- M9 - Miloiu, Gh. - Versuche an Zahnradgetrieben auf Verspannungsprüfständen. Antriebstechnik 12(1973) Nr. 4, p. 109-115;
- N1 - Nicoara, I. - Contributii la analiza si sinteza mecanismelor standurilor in circuit inchis pentru incercarea si rodarea angrenajelor. Teza de doctorat, 1981
- N2 - Niemann, G.; Winter, H. - Maschinenelemente Band II. Getriebe allgemein, Zahnradgetriebe - Grundlagen, Stirnradgetriebe. Springer Verlag - Berlin, Heidelberg, New-York, Tokyo 1983;
- N3 - Naruse, Ch.; Haizuka, Sh.; Nemota, R.; Yoshizaki, M. - Studies on effects of tip relief upon load carrying characteristics of spur gears. Mainly on limiting load for scoring and friction loss. Bull. JSME, 1985, 28, Nr. 240, p. 1279-1287. Tradus in E.I. - Detalii masini Nr. 9, 1986, p. 1-11;
- N4 - Nicoara, I. - Metodologia incercarilor cinematice, cinetostatice si dinamice ale angrenajelor. Referat Nr. 1 1976;
- N5 - Naruse, C.; Haizuka, S.; Nemoto, R.; Takahashi, H. - Influence of tooth profiles upon limiting load for scoring and frictional loss of spur gear. Bull. JSME, 1984, 27, Nr. 225, p. 576-583; tradus in E.I. - Detalii masini Nr. 5, 1985, p. 8-19
- N6 - Neupert, B. - Beanspruchungen von Wälzelementen in oberflächennahen Randschichten. VDI-Z, 1983, 125, Nr. 23/24, p. 979-987; tradus in E.I. - Detalii masini Nr. 22, 1984, p. 1-24;
- N7 - Niemann, G. - Maschinenelemente, Entwerfen, Berechnen und

- Gestalten im Maschinenbau vol.II Springer-Verlag 1965;
- N8 - Niemann,G.; Stössel,K. - Reibungszahlen bei elasto-hydrodynamischer Schmierung in Reibrad- und Zahnradgetrieben. Konstruktion 23(1971) Nr.7, p.245-256;
- N9 - Niemann,G.; Gackstetter,G. - Verlustarme Zahnräder VDI-Z 110(1968) Nr.6, p.201-209;
- O1 - Obata,F.; Fujita,K.; Matsuo,K. - Effects of surface roughness on the seizure limits of lubricating oils. 2nd Report. In the case of EP oils. Bull.JSME,1985,28, Nr.239, p.943-950; tradus in E.I.-Detalii masini Nr.10,1986, p.8-14;
- O2 - Olazewski,W.F.; Frampton,J.W.; Taylor,D.J.; Stane,J.M. - Evaluation of gear lubricant antiscore properties. SAE Techn.Pap.Ser.,1982, Nr.821182; tradus in E.I.-Detalii masini Nr.19,1984, p.6-9;
- O3 - Oster,P. - Beanspruchung der Zahnflanken unter Bedingungen der Elastohydrodynamik. Dissertation München 1982;
- P1 - Pavelescu,D.; Musat,M.; Tudor,A. - Tribologie, E.D.F. Bucuresti 1977;
- P2 - Pavelescu,D. - Tribologie - Frecare, uzare, ungere - Inst. Politehnic Bucuresti, 1976;
- P3 - Pavelescu,D. - Tribotehnica, Principii noi si aplicatii privind frecarea, uzarea si ungerea masinilor, Ed.tehnica Bucuresti 1983;
- P4 - Pavelescu,D. - Consideratii privind influenta rugozitatii, presiuni si a viscozitatii in regimul EHD. Sesiunea stiintifica a Inst.politehnic Bucuresti 14-15 mai 1983;
- P5 - Popinceanu,N.G.; Gafitanu,M.D.; Cretu,S.S.; Diaconescu,E.N. Hostiuc,L.T.- Rolling bearing fatigue life and EHL theory. - Wear 45(1977), p.17-32;
- P6 - Popinceanu,N.G.; Gafitanu,M.D.; Nastase,H.; Diaconescu,E.N. Cretu,S.S. - A study of rolling bearing fatigue life with mineral oil lubrication, Wear 22(1972), p.21-37;
- P7 - Popinceanu,N.G.; Gafitanu,M.; Diaconescu,E.; Cretu,S.; Mocanu D.R. - Probleme fundamentale ale contactului cu rostogolire, Ed.tehnica Bucuresti 1985;
- P8 - Pascovici,M. - Contributii la studiul transferului de caldura in filmul de lubrifiant si al efectelor lui. Rezumatul tezei de doctorat. Inst.politehnic Bucuresti 1975;

- P9 - Pommersheim,A.; Balekics,M. - Program de dimensionare si verificare a angrenajelor dupa Niemann cu egalizarea alunecarilor. Simpozion MTM, Resita 1976, p.1154-1160;
- P10 - Pommersheim,A.; Balekics,M. - Trasarea profilului danturii in coordonate carteziane. Simpozion MTM, Robotizarea in industrie, Timisoara 1984 vol. II, p.309-320;
- P11 - Pommersheim,A.; Balekics,M.; Horovitz,A. - Limitele rationale ale unghiului de angrenare. In lucrarile schimbului de experienta cu tema: "Realizari si perspective in proiectarea, executia si controlul angrenajelor". IUG- Universitatea Craiova, 15-16 mai 1986, vol.I, p.115-120;
- P12 - Pommersheim,A., Kovacs,F.; Balekics,M.; Horovitz,A. - Nomograme pentru repartizarea deplasarilor de profil dupa criteriul alunecarilor specifice egalizate. In lucrarile schimbului de experienta cu tema: "Realizari si perspective in proiectarea, executia si controlul angrenajelor" IUG-Universitatea Craiova, 15-16 mai 1986, vol.I, p.164-170;
- P13 - Pau,V.; Furi,G.; Pommersheim,A. - Separarea excentricitatii alezajului rotii dintate fata de centrul geometric al danturii, in urma determinarii variatei distantei de masurat dintre axe, la roti dintate de mecanica fina, realizate din materiale plastice, rev. Constructia de masini Nr.7/1987;
- P14 - Pommersheim,A. - Stadiul actual al cercetarilor privind tipuri de uzura caracteristice in functionarea rotilor dintate - Referat 1 IPT,1981;
- P15 - Pommersheim,A. - Metode de investigatii privind fenomenele legate de frecare si uzura in cuplele cinematice superioare ale angrenajelor. Referat Nr.2 IPT,1982;
- P16 - Padieth,R. - Im Abwälzverfahren hergestellte Verzahnungen: Exakte Ermittlung der Zahnform. Antriebstechnik 17(1980) Nr.10, p.434-436;
- P17 - Pommersheim,A.; Balekics,M.; Dolga,V. - Optimizarea alegerii deplasarilor specifice de profil. PRASIC '86, p. 9-15;
- P18 - Pommersheim,A.; Balekics,M. - Subprogram pentru determinarea factorului de forma PRASIC 86, p.43-50;
- P19 - Pike,W.C. - Applications of flash temperature theory.

- Proc.Instr.Mech. Engrs. vol.182 Pt:3A, p.255-256;
- P20 - Pavelescu,D.; Radulescu,Gh.; Dobre,G.; Tudor,A. - Elaborarea metodei de calcul la gripare a reductoarelor cilindrice si conico-cilindrice, cu 1,2 si 3 trepte si a programului pentru calculator. TS.51 - 1984;
- P21 - Pommersheim,A.; Kovacs,F.; Balekics,M. - Nomograme pentru repartizarea deplasarilor de profil dupa criteriul vitezelor de alunecare egalizate. Simpozion MTM '88 Cluj-Napoca vol.II, p.709-716;
- P22 - Pommersheim,A.; Balekics,M.; Buzulica,D. - Metoda de calcul a repartitiei sarcinii pe dintii angrenajelor cu dinti drepti. Sesiunea de comunicari stiintifice a cad. did. IPTVT, oct.1979;
- P23 - Pommersheim,A.; Balekics,M.; Buzulica,D.; Balekics,G. - Consideratii cu privire la repartizarea solicitarii de contact pe flancul angrenajelor cilindrice ideale (fara abateri) de-a lungul segmentului de angrenare. Bul. stiin. si tehnic al IPTVT, Tom 23(37) Fasc.2 1978, p.198;
- R1 - Rohonyi,W. - Elastohydrodynamik und Getriebeberechnung. Konstruktion 25(1973), p.173-177;
- R2 - Radulescu,Gh. - Masurarea deformatiei dintilor rotilor dintate cilindrice cu dinti drepti. Constructia de masini XXI(1969) Nr.2, p.98-106;
- R3 - Radulescu,Gh.; Dobre,G. - Metoda pentru calculul la gripare al angrenajelor paralele cilindrice. PRASIC '82 vol.III p. 117-126;
- R4 - Radulescu,Gh.; Dobre,G. - Program pentru calculul la gripare al angrenajelor paralele cilindrice PRASIC '82 vol.III, p.127-136;
- R5 - Rettig,H.; Gerber,H. - Innere Anregung und Verzahnungs-dämpfung bei Stirnradgetrieben. Antriebstechnik 26(1987), Nr.3,P.89-95;
- R6 - Rodermund,H. - Tragfähigkeit und Betriebssicherheit von Evolventenzahnrädern. Schmiertechnik+Tribologie 16 Jahrgang Nov. Dez. Nr.6, p.251-256;
- R7 - Rettig,H. - Dynamische Zahnkräfte VDI-Berichte 195(1973), p.75-86;
- R8 - Rohonyi,W. - Untersuchungen verschiedener Profilver-schiebungssysteme aufgrund elastohydrodynamischer Erkennt-nisse. Konstruktion 26(1974), p.100-105;

- R9 - Rommerskirch,W. - Messen und Prüfen in der Verzahnungstechnik. Teil I. C.Hanser- Verlag München 1965;
- R10 - Rumsiski,L.Z. - Prelucrarea matematica a datelor experimentale. Ed.tehnica, Bucuresti 1974;
- R11 - Radulescu,Gh. - Consideratii asupra flancarii profilului dintilor rotilor dintate cilindrice cu dinti drepti. Standardizarea 22(1970) Nr.5, p.225-232;
- S1 - Seher Thos; H. Chr. Graf von - Entwicklung der Zahnrad-Tecknik. Springer Verlag 1965;
- S2 - Sauer,L.; Horovitz,B.; s.a. - Angrenaje. vol.I si II;E.T. 1970;
- S3 - * * * STAS 8741-82 Angrenaje. Deteriorarea danturii. Terminologie;
- S4 - Stere,N. - Contributii privind influenta nitrurarii asupra capacitatii portante la pitting a angrenajelor cilindrice, metalice cu dinti drepti. Teza de doctorat, I.P. Bucuresti 1978;
- S5 - Salomon,G. - Failure Criteria in thin film lubrication the IRG program. Wear,1976,36,Nr.1, p.1-6;
- S6 - Schäfer,W. - Ein Beitrag zur Ermittlung des wirksamen Flankenrichtungsfehlers bei Stirnradgetrieben und der Lastverteilung bei Geradverzahnung. Dissertation. Darmstadt 1971;
- S7 - Schumann,R. - Sichere Auslegung von Zahnradgetrieben. Bericht über eine VDI - Tagung. Antriebstechnik 25(1986), Nr.3,p.74-78;
- S8 - Stegherr,R. - Freßichere Verzahnung mittels elastohydrodynamischer Schmierfilmbildung. Konstruktion 27(1975), p.342-344;
- S9 - Sonntag,W. - Vermeidung von Zahnrad Schäden durch geeignete Schmieröle. Schmierungstechnik 19(1988), Nr.10,p.292-295;
- S10 - Schouten,H.J.W. - Der Einfluss elastohydrodynamischer Schmierung auf Reibung, Verschleiß und Lebensdauer von Getrieben. Schmiertechnik+Tribologie 20, 1973, Nr.5, p.147-151;
- T1 - Tudor,A. - Contributii privind influenta regimului termic al danturii asupra aparitiei gripajului la angrenaje metalice cilindrice cu dinti drepti. Teza de doctorat, 1979;
- T2 - Tudor,A.; Popescu,I. - Influenta temperaturii asupra sarcinii limite de gripaj a uleiurilor minerale aditivate pe o

cupla cu roti dintate. Simp. Tribotehnica 18-20 mai 1978, Galati;

- T3 - Tudor, A. - Consideratii asupra utilizarii lubrifiantului ca element operational in proiectarea angrenajelor puternic incarcate. Simp.MTM, Resita 1976 vol.5, p.1360-1369;
- T4 - Tudor, A. - Consideratii asupra utilizarii calculatorului electronic numeric in vederea detrmnarii conditiilor de prevenire a gripajului rotilor dintate. St. si cerc. mec. apl. 35, Nr.4/1976;
- T5 - Tudor, A. - Distributia fluxului termic de frecare in elementele cuplei de tip roti dintate. St.cerc.mec.apl. 36 Nr.1,1977;
- T6 - Tudor, A. - Optimal parameters for the lubrication of gears by oil immersion. Sci.Techn.-Mec.Appl. Tome 24 Nr.2, Bucuresti 1979;
- T7 - Terauchi Yoshio; Nadano Hiromasa - Effect of tooth profile modification on the scoring rezistance of spur gears. Wear 1982,80,Nr.1, p.27-41; tradus in E.I.-Detalii masini Nr.11,1983, p.1-18;
- T8 - Trofimov, V.A.; Schauerhammer, K.; Matveevskii, R.M.; Buianovskii, I.A. - Temperaturnii kriterii zaedania zubciatih koles - Issledovania po tribotehnike. Moskva 1975, p.257-265;
- T9 - Thyese, F.H. - Elastohydrodynamik. Schmiertechnik 15 Jahrg. Jan/Febr. Nr.1, p.15-21;
- T10 - Terauchi, Y.; Nadano, H. - Scoring rezistance of copper-gear. Bull.JSME, 1984, 27, Nr.232, p.2287-2294; tradus in E.I. - Detalii masini Nr.23, 1985, p.12-23;
- T11 - Trachman, E.G. - Design Equations for the Short-Time Viscosity Behavior of a Lubricant. Tr.ASME.J.Lub.Tehn. July 1976, p.476-478;
- T12 - Tobe Toshini; Kato Masana - A study on flash temperatures on the spur gear teeth. Trans.ASME, 1974, B96, Nr.1, p.78-84;
- T13 - Terauchi Ioshio; Nagamura Kazuteru; Saioo Hiromitra - On surface durability of involute-cycloid composite tooth profile gear. Bull.JSME, 1982, 25, Nr.202, p.687-695; tradus in E.I.-Detalii masini Nr.19, 1983, p.1-18;
- T14 - Terauchi, Y.; Nadano, H.; Kohno, M. - Effect of MoS₂ Films on Scoring Resistance of Gears. Journal of Mechanisms, Transmission, and Automation in Design, 1986, Nr.1,

p.127-135;

- T15 - Townsend, D.P.; Zaretsky, E.V.; Scibbe, H.W. - Lubricant and Additive Effects on Spur Gear Fatigue Life. Journal of Tribology, 1986, Nr.3. p.468;
- T16 - Tschitschinadse, A.W.; Ginsburg, A.G.; Korianli, I.P. - Untersuchung der Abhängigkeit der Reibungszahl und der Verschleisses von der Temperatur bei verschiedenen spezifischen Belastungen. Schmierungstechnik 5(1974) Nr.8 p.236-239;
- U1 - Uetz, H.; Föhl, J. - Verschleiß und Reibung als komplexe mechanisch-chemische Prozesse. Erzmetall 23(1970) Nr.5, p. 205-214;
- U2 - * * * - Uleiuri minerale. Determinarea rezistentei la presiuni ridicate pe cupla de frecare de tip roti dintate (S.I.G.R.D.) - proiect standard 1986;
- V1 - Vasilca, Gh.; Bita, O. - Procese de lubrifiatie, frecare si uzura la suprafetele metalice. Ed.Acad.RSR Bucuresti 1967;
- W1 - Wydler, R. - Voraussage über die öltragfähigkeit von Hochleistungsgetrieben. Konstruktion 24(1972) Nr.3, p.81-85;
- W2 - Winter, H.; Michaelis, K.; Funck, G. - Wärmeabführung bei Getrieben unter quasistationären Betriebsbedingungen. Teil I: Systematische Untersuchungen zur Wärmeabführung bei natürlicher und erzwungener Luftströmung mit Hilfe eines Modellprüfstandes. Antriebstechnik 25(1986), Nr.12, p.36-42. Teil II: Untersuchungen zur Wärmeabführung über Stahlfundamente und Übertragung der Prüfstandergebnisse auf die Praxis. Antriebstechnik 26(1987), Nr.6, p.49-55;
- W3 - Wellauer, E.J.; Holoway, G.D. - Application of EHD oil film Theory to industrial gear drives. Trans.ASME.J.Eng.Ind. 98(1976), p.626-634;
- W4 - Weber, C.; Banaschek, K. - Formänderung und Profilrücknahme bei gerad- und schragverzahnten Rädern. Schriftenreihe Antriebstechnik, Nr.11 1953;
- W5 - Winter, H.; Funck, G. - Entwicklung der Tragfähigkeitsberechnung bei Zahnrädern. Teil II: Stand der Zahnflanken-Tragfähigkeitsberechnung und Berücksichtigung neuer Erkenntnisse. Antriebstechnik 26(1987), Nr.7, p.35-40;
- Z1 - Zalai, A.; Barms, G.V. - The use of experimental results in solving tribological problems. Wear 56(1979), p.167-175.

PROGRAM: PROFIL

Anexa 1

```

10  REM Trasare profil dinte
20  DIM X(90)
    DIM Y(90)
30  PRINT TAB 5;"TRASAREA PROFILULUI"
    PRINT TAB 5;"*****"
    PRINT
    PRINT TAB 10;"DINTELUI"
    PRINT TAB 10;"*****"
    PRINT
40  INPUT "M=";M,"Z=";Z,"ALFA0=";A0,"X=";X,"FO=";FO,"WO=";WO,"R
O=";RO,"H-PROT=";HP,"ALFAP=";A5,"SCARA=";K,"SCURTAREA=";S
50  PRINT "M=";M,"Z=";Z,"ALFA0=";A0,"X=";X,"FO=";FO,"WO=";WO,"R
O=";RO,"H-PROT=";HP,"ALFAP=";A5,"SCARA=";K,"SCURTAREA=";S
60  LET J=0
70  PRINT TAB 10;"REZULTATE"
    PRINT TAB 10;"*****"
    PRINT
80  LET A0=A0*PI/180
    LET A5=A5*PI/180
    LET M=M*K
    LET R=M*Z/2
    LET R1=R+FO*M+X*M-S*K
    LET HP=HP*M
    LET H0=(FO+WO)*M
    LET R0=R0*M
90  LET E=PI/4*M-H0*TAN A0+HP*(TAN A0-TAN A5)-(1-SIN A5)*R0/COS
A5
    LET C5=R*COS A0/R1
    LET A8=ACS C5
100  LET X5=R1*SIN (PI/2/Z+2*X/Z*TAN A0+TAN A0-A0-TAN A8+A8)
    LET G1=1/TAN A0
    LET F1=PI/4*M*G1+X*M
    LET A8=(PI/4-FO*TAN A0)*M
110  LET C1=R+F1-G1*A8
    LET D1=G1*G1*A8-G1*F1
    LET F5=(A8+D1)/R
    LET O1=C1*SIN F5-D1*COS F5-X5
    LET X1=(D1*(1+G1*G1)/R-G1)*SIN F5
    LET X1=X1+(C1*(1+G1*G1)/R-G1*G1)*COS F5
    LET A1=A8-O1/X1
120  IF ABS (A1/A8-1)>1E-5 THEN LET A8=A1
    GO TO 110
130  LET FI=(A1+D1)/R
    LET D1=G1*G1*A1-G1*F1
    LET X0=C1*SIN FI-D1*COS FI
    LET Y0=C1*COS FI+D1*SIN FI
    LET FI=ATN (X0/Y0)
    LET U0=FI/3
140  FOR N=0 TO FI STEP U0
    LET X0=R1*SIN N
    LET Y0=R1*COS N-r
    LET X(J+1)=X0
    LET Y(J+1)=Y0
    LET J=J+1
    PRINT "X=";X0,"Y=";Y0
NEXT N
150  IF A5=A0 THEN GO TO 320

```

```

160 LET U1=PI/4*M+(H0-HP)*TAN A0
LET U2=PI/2*M-E-R0*COS A5
LET B3=PI/2*M-E
LET G2=R0-H0+X*M
170 LET F2=SQR (R0*R0-(U2-B3)*(U2+B3))
LET C1=R+F1-G1*U1
LET D1=G1*G1*U1-G1*F1
180 LET F5=(U1+D1)/R
LET C2=R+G2-F2
LET D2=(G2-F2)*(U2-B3)/F2
LET F6=(U2+D2)/R
190 LET O1=C1*SIN F5-D1*COS F5-C2*SIN F6+D2*COS F6
LET O2=C1*COS F5+D1*SIN F5-C2*COS F6-D2*SIN F6
200 LET X1=(C1*(1+G1*G1)/R-G1*G1)*COS F5+(D1*(1+G1*G1)/R-G1)*SI
N F5
210 LET T1=U2-B3
LET T2=C2/R
LET T3=D2/R
LET T4=(G2*T1*T1+(G2-F2)*F2*F2)/(F2*F2*F2)
LET T5=F2-G2
220 LET X2=(T4*(1-T2)-T2)*COS F6-((T4+1)*T3+T1/F2)*SIN F6
LET Y1=(D1*(1+G1*G1)/R-G1)*COS F5+(G1*G1-C1*(1+G1*G1)/R)*SI
N F5
230 LET Y2=(T4*(T2-1)+T2)*SIN F6-((T4+1)*T3+T1/F2)*COS F6
240 LET U5=U1-(X2*O2-Y2*O1)/(X2*Y1-X1*Y2)
LET U6=U2+(X1*O2-Y1*O1)/(X2*Y1-X1*Y2)
250 IF ABS (U5/U1-1)>1E-5 THEN GO TO 270
260 IF ABS (U6/U2-1)<=1E-5 THEN GO TO 310
270 LET U1=U5
LET U2=U6
280 IF U1<0 THEN GO TO 300
290 GO TO 170
300 LET U1=A1
GO TO 170
310 LET B1=U5
LET A3=U6
LET U7=(B1-A1)/19
GO TO 330
320 LET B1=PI/2*M-E-R0*COS A0
LET U7=(B1-A1)/19
330 FOR U=A1 TO B1 STEP U7
LET U1=U
LET C1=R+F1-G1*U1
LET D1=G1*G1*U1-G1*F1
LET F5=(U1+D1)/R
340 LET X1=C1*SIN F5-D1*COS F5
LET Y1=C1*COS F5+D1*SIN F5-R
350 IF Y1>Y(J) THEN GO TO 370
360 PRINT "X=";X1,"Y=";Y1
LET X(J+1)=X1
LET Y(J+1)=Y1
LET J=J+1
370 NEXT U
380 IF A5=A0 THEN LET A3=B1
390 LET B3=PI/2*M-E
LET G3=R0-H0+X*M
LET C5=ABS ((A3-B3)/R0)
LET A6=ACS (C5)
LET U7=(PI/2-A6)/15

```

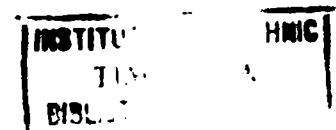
PROGRAM: PROFIL

Anexa 1 (Continuare)

```

400 FOR N=A6 TO PI/2 STEP U7
    LET A7=N
    LET U3=B3-R0*COB A7
    LET F3=SQR (R0*R0-(U3-B3)*(U3-B3))
    LET C3=R+G3-F3
    LET D3=(G3-F3)*(U3-B3)/F3
410 LET F5=(U3+D3)/R
    LET X3=C3*SIN F5-D3*COB F5
    LET Y3=C3*COB F5+D3*SIN F5-R
420 IF Y3>Y(J) THEN GO TO 440
430 PRINT "X=";X3,"Y=";Y3
    LET X(J+1)=X3
    LET Y(J+1)=Y3
    LET J=J+1
440 NEXT N
450 LET A4=B3
    LET B4=PI/2*M
    LET U7=(B4-A4)/3
    LET C4=R-H0+X*M
460 FOR N=A4 TO B4 STEP U7
    LET U4=N
    LET F5=U4/R
    LET X4=C4*SIN F5
    LET Y4=C4*COB F5-R
470 PRINT "X=";X4,"Y=";Y4
    LET X(J+1)=X4
    LET Y(J+1)=Y4
    LET J=J+1
480 NEXT N
490 PRINT #0;"Apasati orice tasta"
    PAUSE 0
500 CLS
    PRINT "M=";M/K;" Z=";Z;" X=";X;" Parametrii sculei: ";FO;"-
";WO;"-";RO/M;"-";A0*180/PI
510 IF HP<>0 THEN PRINT "-";HP/M;"-";A5*180/PI
520 LET DYR=Y(1)-Y(J)
    LET FS=150/DYR
    LET YX=2-Y(J)*FS
    LET XY=127
    LET DY=DYR*FS+4
    LET DX=2*X(J)*FS+4
    PLOT XY,0
    DRAW 0,DY
    PLOT 127-X(J)*FS-2,YX
    DRAW DX,0
530 PLOT XY,Y(1)*FS+YX
    FOR L=2 TO J
        DRAW (X(L)-X(L-1))*FS,(Y(L)-Y(L-1))*FS
    NEXT L
540 PLOT XY,Y(1)*FS+YX
    FOR L=2 TO J
        DRAW (X(L-1)-X(L))*FS,(Y(L)-Y(L-1))*FS
    NEXT L
550 STOP

```



PROGRAM RIGID

Anexa 2

```

10  REM **PROGRAM PRINCIPAL**
20  POKE 23609,120
    POKE 23561,15
    POKE 23562,4
30  DIM b(2,2)
    DIM r(2,9)
    DIM X(4)
    DIM Y(202)
    DIM z(2)
    DIM V(4)
    DIM Q(15)
    DIM H(10)
    DIM C(7)
40  DIM A(3)
    DIM S(4)
    DIM F(2)
    DIM O(2)
    DIM P(5)
    DIM G(2)
    DIM I(4)
    DIM K(4)
    DIM l(2)
50  PRINT
    FLASH 1
    PRINT "INTRODUCETI"; FLASH 0;" : "
    FLASH 0
60  INPUT "Numarul de dinti pe roata 1 :      z1= ";z(1)
    PRINT " z1 = ";z(1),
    INPUT "Numarul de dinti pe roata 2 :      z2= ";z(2)
    PRINT " z2 = ";z(2)
70  INPUT " Modulul M = ";m
    PRINT " M = ";m,
    INPUT " Unghiul de referinta alfa0 = ";alfa0i;"gr."
    PRINT " alfa0 = ";alfa0i;"gr."
    INPUT " Distanța dintre axe a = ";aw
    PRINT " a = ";aw,
    INPUT " Coeficientul înalțimii dinților      f0 = ";f0
    PRINT " f0 = ";f0
80  INPUT " Coeficientul jocului la fund          w0 = ";w0
    PRINT "w0 = ";w0,
    INPUT " Raza de racordare a sculei           Ro = ";Ro
    PRINT " Ro = ";Ro
    INPUT " Deplasările specifice x1 =";X(1),"x2 =";X(2)
    PRINT " x1 = ";X(1)," x2 = ";X(2)
90  INPUT " Unghiul de protuberanță             alfap = ";alfapi;
"gr."
    PRINT " alfap = ";alfapi;"gr.",
    INPUT " Înălțimea protuberanței k=";K
    PRINT " k = ";K
    INPUT " Modulul de elasticitate E=";E1
    PRINT " E = ";E1,
100 INPUT " Latimea danturii B = ";bef
    PRINT " B = ";bef,
    INPUT " Coeficientul POISSON Niu =";N1
    PRINT " Niu = ";N1
    INPUT " Forța normală Pn = ";P(5)
    PRINT " Pn = ";P(5)

```

```

105 INPUT " nr. intervale =";ni
PRINT " nr. intervale =";ni
INPUT "coeficient de subtiere = ";delta
PRINT " coeficient de subtiere = ";delta
110 INPUT " Adincimea flancarii de cap pe roata 1 Ca1 = ";c(4)
PRINT " Ca1 = ";c(4)
INPUT " Adincimea flancarii de cap pe roata 2 Ca2 = ";c(5)
PRINT " Ca2 = ";c(5)
120 INPUT " Inaltimea radiala a flancarii pe roata 1 ha1 = ";h(
7)
PRINT " ha1 = ";h(7)
INPUT " Inaltimea radiala a flancarii pe roata 2 ha2 = ";h(
8)
PRINT " ha2 = ";h(8)
130 CLS
PRINT AT 0,7;"Program rigiditate"
140 PRINT
150 PRINT "DATE INITIALE : "''"Numarul de dinti z1=";z(1)''
z2=";z(2)
160 PRINT "Modulul M=";m''"Unghiul de referinta alfa0=";alfa0i;"
gr."''"Distanta intre axe a=";aw''"Coeficientul inaltimii f0=";F0''
Coef. jocului la fund w0=";W0''"Raza de racordare a sculei
Ro=";R0''"Deplasarile specifice x1=";X(1)''
x2=";X(2)
170 PRINT "Unghiul de protuberanta alfap=";alfapi;"gr."''"Inalti
mea protuberantei k=";K''"Modulul de elasticitate E=";E1''"Latimea
danturii B=";bef''"Coeficientul POISSON Niu=";N1''"Forta normala Pn
=";F(5)
180 LET X(3)=X(1)+X(2)
LET alfa0=alfa0i*PI/180
LET alfap=alfapi*PI/180
190 LET A3=2*X(3)/(z(1)+z(2))*TAN alfa0+TAN alfa0-alfa0
GO SUB 3900
LET alfaw=A1
LET X(4)=(z(1)+z(2))/2*(1-COS alfa0/COS alfaw)+X(3)
200 FOR J=1 TO 2
LET r(J,1)=m*z(J)/2
LET r(J,2)=r(J,1)*COS alfa0
210 LET r(J,3)=r(J,1)-m*(F0+W0-X(J))
LET r(J,4)=r(J,1)+m*(F0+X(J)-X(4))
220 LET r(j,9)=r(j,4)-h(6+j)
NEXT J
230 LET a0=r(1,1)+r(2,1)
LET P1=PI*m*COS alfa0
LET H0=F0+W0
LET E=PI/4*m-H0*m*TAN alfa0+K*m*(TAN alfa0-TAN alfap)
240 LET E=E+delta*m-(1-SIN alfap)*R0*m/COS alfap
LET K1E=SQR (r(1,4)^2-r(1,2)^2)
LET K2A=SQR (r(2,4)^2-r(2,2)^2)
250 LET K1K2=aw*SIN alfaw
LET A(3)=K2A-K1K2+K1E
LET r(1,6)=r(1,2)*TAN alfaw
LET r(2,6)=r(2,2)*TAN alfaw
260 LET K4=A(3)/ni
LET R3=K1K2-K2A
LET B3=PI/2*m-E
270 FOR J=1 TO 2
LET G(J)=(R0-H0+X(J))*m
LET H(4+j)=2/z(j)*(PI/2-E/m)-7*PI/18
LET niu1=PI/9

```


PROGRAM: REI 6 I D

Anexa 2 (Continuare)

```

280 LET niu=2*g(j)/m/z(j)*TAN niu1-H(4+j)
290 IF ABS (niu/niu1-1)>1e-3 THEN LET niu1=niu
    GO TO 280
300 LET u3=PI/2*m-E-r0*m*SIN niu
    LET f3=SQR (r0*m*r0*m-(u3-b3)*(u3-b3))
310 LET v3=g(j)-f3
    LET c3=r(j,1)+v3
320 LET d3=v3*(u3-b3)/f3
    LET fi3=(u3+d3)/r(j,1)
330 LET x3=c3*SIN fi3-d3*COS fi3
    LET y3=c3*COS fi3+d3*SIN fi3-r(j,1)
340 LET md=-TAN (7*PI/18)
    LET ae=md*md+1
    LET be=md*md*r(j,1)-y3+md*x3
    LET ce=md*md*(r(j,1)*r(j,1)+x3*x3-r(j,3)*r(j,3))+y3*y3-2*
x3*y3*md
350 LET y0=(-be+SQR (be*be-ae*ce))/ae
    LET x0=(y0-y3)/md+x3
360 LET b(j,1)=y0
    LET b(j,2)=y3
370 LET V(j)=y0
    LET S(j)=2*x0
380 LET u3i=u3
390 LET f3=SQR (r0*m*r0*m-(u3i-b3)*(u3i-b3))
400 LET v3=g(j)-f3
    LET c3=r(j,1)+v3
410 LET d3=v3*(u3i-b3)/f3
    LET fi3=(u3i+d3)/r(j,1)
420 LET dD3=(u3i-b3)/f3
    LET dD3=(u3i-b3)*(u3i-b3)/f3/f3*(1-v3/f3)+v3/f3
    LET dfi3=(1+dD3)/r(j,1)
430 LET fu3=c3*SIN fi3-d3*COS fi3-x3
    LET fu3p=dc3*SIN fi3+c3*COS fi3*dfi3-dD3*COS fi3+d3*SIN f
i3*dfi3
440 LET u3p=u3i-fu3/fu3p
450 IF ABS (u3p/u3i-1)>1e-5 THEN LET u3i=u3p
    GO TO 390
460 LET l(j)=u3p
470 NEXT J
480 CLS
    PRINT AT 0,12; FLASH 1;"REZULTATE";AT 1,11; FLASH 0;"-----
-----"
490 PRINT " D1 = ";2*r(1,1)," D2 = ";2*r(2,1) " DB1= ";2*r(1,2)
," DB2= ";2*r(2,2) " DF1 = ";2*r(1,3)," DF2 = ";2*r(2,3)
500 PRINT " DA1 = ";2*r(1,4)," DA2 = ";2*r(2,4) " DC1 = ";2*r(1
,9)," DC2 = ";2*r(2,9)
510 PRINT " a0 = ";a0," pb = ";P1 " E[ecula] = ";E," K1E = ";K1
E
520 PRINT " K2A = ";K2A," K1K2 = ";K1K2 " AE = ";A(3) " Ro1C=
";r(1,6)," Ro2C= ";r(2,6)
530 PRINT " K = ";K4," Ro1A= ";R3 " B3 = ";B3 " YF1 = ";V(1),"
YF2 = ";V(2) " SF1 = ";S(1)," SF2 = ";S(2)
540 LET K5=0
    LET K6=0
    LET K7=0
    LET k(3)=0
    LET k(4)=0
550 LET G1=1/TAN alfa0

```

```
560 FOR T=1 TO ni+1
570 LET kod=0
580 LET R4=R3-r(1,6)+(T-1)*K4
590 IF K1E-r(1,6)-R4<P1 THEN GO TO 920
600 IF K1E-r(1,6)-R4>P1 THEN GO TO 620
610 LET K5=1
620 IF R4<0 THEN GO TO 780
630 IF R4>0 THEN GO TO 660
640 LET K6=1
650 GO TO 780
660 IF K6=1 THEN GO TO 780
670 LET r(1,7)=r(1,6)
680 LET r(2,7)=r(2,6)
690 LET K8=0
700 GO SUB 2000
710 IF K8=1 THEN GO TO 740
720 GO SUB 2900
730 GO TO 700
740 GO SUB 1500
750 LET r5=0
760 GO SUB 1910
770 LET K6=1
780 LET r(1,7)=r(1,6)+R4
790 LET r(2,7)=K1K2-r(1,7)
800 LET K8=0
810 GO SUB 2000
820 IF K8=1 THEN GO TO 850
830 GO SUB 2900
840 GO TO 810
850 GO SUB 1500
860 LET r5=r4
870 GO SUB 1910
880 IF K5=0 THEN GO TO 1290
890 GO SUB 5010
900 GO SUB 1860
910 GO TO 1290
920 IF K5=1 THEN GO TO 1060
930 LET r(1,7)=K1E-P1
940 LET r(2,7)=K1K2-r(1,7)
950 LET K8=0
960 GO SUB 2000
970 IF K8=1 THEN GO TO 1000
980 GO SUB 2900
990 GO TO 960
1000 GO SUB 1500
1010 LET r5=r(1,8)-r(1,6)
1020 GO SUB 1910
1030 GO SUB 5010
1040 GO SUB 1860
1050 LET K5=1
1060 IF K2A-r(2,6)+R4>P1 THEN GO TO 1320
1070 IF K2A-r(2,6)+R4<P1 THEN GO TO 1090
1080 LET K7=1
1090 IF R4=0 THEN GO TO 1200
1100 IF R4<0 THEN GO TO 1210
1110 IF K6=1 THEN GO TO 1210
1120 LET r(1,7)=r(1,6)
1130 LET r(2,7)=r(2,6)
```

PROGRAMI R I G I D

Anexa 2 (Continuare)

```

1140 GO SUB 2000
1150 GO SUB 5500
1160 LET r(1,8)=r(1,7)
1170 LET r(2,8)=r(2,7)
1180 LET r5=0
1190 GO SUB 1860
1200 LET K6=1
1210 LET r(1,7)=r(1,6)+R4
1220 LET r(2,7)=K1K2-r(1,7)
1230 GO SUB 2000
1240 GO SUB 5500
1250 LET r(1,8)=r(1,7)
1260 LET r(2,8)=r(2,7)
1270 LET r5=r4
1280 GO SUB 1860
1290 GO SUB 8000
      PRINT " J1 = ";T," K5 = ";K5," K6 = ";K6," K7 = ";K7
1300 NEXT T
1310 STOP
1320 IF K7=1 THEN GO TO 1410
1330 LET r(2,7)=K2A-P1
1340 LET r(1,7)=K1K2-r(2,7)
1350 GO SUB 2000
1360 GO SUB 5500
1370 LET r(1,8)=r(1,7)
1380 LET r(2,8)=r(2,7)
1390 LET r5=r(2,6)-r(2,7)
1400 GO SUB 1860
1410 STOP
1500 REM SUBROUTINA FORTE
1510 LET Q(6)=Q(1)+Q(2)
1520 LET Q(7)=Q(5)
1530 LET Q(8)=Q(6)
1540 LET P(3)=(C(7)-C(6)+Q(8)*P(5))/(Q(7)+Q(8))
1550 LET P(4)=(C(6)-C(7)+Q(7)*P(5))/(Q(7)+Q(8))
1560 LET T9=H(3)*H(4)*(r(1,8)+r(2,8))*PI*E1*bef
1570 LET T9=T9/(2*r(1,8)*r(2,8)*P(3))
1580 LET Q(10)=2*(1-N1^2)/PI/E1*(LN(T9)-N1/(1-N1))
1590 LET T9=H(1)*H(2)*(r(1,7)+r(2,7))*PI*E1*bef
1600 LET T9=T9/(2*r(1,7)*r(2,7)*P(4))
1610 LET Q(11)=2*(1-N1^2)/PI/E1*(LN(T9)-N1/(1-N1))
1620 LET Q(12)=Q(5)+Q(10)
1630 LET Q(13)=Q(6)+Q(11)
1640 IF ABS(Q(12)/Q(7)-1)>1.E-5 THEN GO TO 1660
1650 IF ABS(Q(13)/Q(8)-1)<=1.E-5 THEN GO TO 1690
1660 LET Q(7)=Q(12)
1670 LET Q(8)=Q(13)
1680 GO TO 1540
1690 LET P(1)=(C(7)-C(6)+Q(13)*P(5))/(Q(12)+Q(13))
1700 LET P(2)=(C(6)-C(7)+Q(12)*P(5))/(Q(12)+Q(13))
1710 LET C(1)=1/Q(12)
1720 LET C(2)=1/Q(13)
1730 LET C(3)=C(1)+C(2)
1740 RETURN
1850 REM SUBROUTINA TIFARIRE UNIPARA

```

PROGRAM: R I G I D

Anexa 2 (Continuare)

```

1860 GO SUB 8000
      CLS
      PRINT AT 0,0;" Perechea in angrenare unipara: " dRo =
";r5'" Ro1 = ";r(1,8)," Ro2 = ";r(2,8)" Q1 = ";Q(1)*1e3'" Q2 =
";Q(2)*1e3'" Q = ";Q(5)*1e3," QH = ";Q(9)*1e3'" QT = ";Q(4)*1e3
," C = ";C(3)*1e-3'
1870 RETURN
1900 REM SUBROUTINA TIPARIRE BIPARA
1910 GO SUB 8000
      CLS
      PRINT AT 0,0;" Perechea 1 : " TAB 4;" dRo = ";r5'TAB 4;" R
o1 = ";r(1,8)'TAB 4;" Ro2 = ";r(2,8)'TAB 4;" Q1 = ";Q(14)*1e3'
1920 PRINT TAB 4;" Q2 = ";Q(15)*1e3'TAB 4;" Q = ";Q(5)*1e3'TAB
4;" QH1 = ";Q(10)*1e3'TAB 4;" Q1T = ";Q(12)*1e3'TAB 4;" C1 = ";C(
1)*1e-3'TAB 4;" FN1 = ";F(1)'
1930 PRINT " Perechea 2 : " TAB 4;" dRo = ";r5+p1'TAB 4;" Ro1
= ";r(1,7)'TAB 4;" Ro2 = ";r(2,7)'TAB 4;" Q1 = ";Q(1)*1e3'TAB 4;"
Q2 = ";Q(2)*1e3'TAB 4;" Q2 = ";Q(6)*1e3'
1940 PRINT TAB 4;" QH2 = ";Q(11)*1e3'TAB 4;" Q2T = ";Q(13)*1e3'T
AB 4;" C2 = ";C(2)*1e-3'TAB 4;" FN2 = ";P(2)'TAB 4;" C = ";C(3)*1
e-3'
1950 PRINT "Apasati orice tasta!"
      PAUSE 0
1960 RETURN
2000 REM SUBROUTINA CALCUL
2010 LET kod=kod+1
      IF kod>2 THEN LET kod=1
2020 LET c(5+kod)=0
2030 FOR J=1 TO 2
2040 LET A8=(PI/4+delta-F0*TAN alfa0)*m
      LET G3=G(J)
      LET r(J,5)=SQR (r(J,7)^2+r(J,2)^2)
2050 IF h(7)=0 AND h(8)=0 THEN GO TO 2070
2060 IF r(j,5)>r(j,9) THEN LET h(8+j)=r(j,5)-r(j,9)
      LET c(5+kod)=c(5+kod)+c(3+j)*h(8+j)/h(6+j)
2070 LET T6=r(J,2)/r(J,5)
      LET A(J)=ATN (SQR (1-(T6)^2)/T6)
2080 LET S(J+2)=(PI/2-2*delta+2*X(J)*TAN alfa0)/z(J)+TAN alfa0
-tan alfa0-TAN (A(J))+A(J)
      LET S(J+2)=S(J+2)*m*z(J)*COS alfa0/COS (A(J))
2090 LET F(J)=S(J+2)/(2*r(J,5))
      LET O(J)=r(J,5)*COS (F(J))-r(J,5)*SIN (F(J))*TAN (A(J)-F(
J))
      LET F1=(PI/4-delta)*m*G1+X(J)*m
2100 LET C1=r(J,1)+F1-G1*A8
      LET D1=G1^2*A8-G1*F1
      LET F5=(A8+D1)/r(J,1)
      LET F=C1*COS (F5)+D1*SIN (F5)-O(J)
2110 LET F2=(G1^2-C1*(1+G1^2)/r(J,1))*SIN (F5)
      LET F2=(D1*(1+G1^2)/r(J,1)-G1)*COS (F5)+F2
      LET A1=A8-F/F2
2120 IF ABS (A1/A8-1)>1.E-5 THEN LET A8=A1
      GO TO 2100
2130 LET V(J+2)=C1*COS (F5)+D1*SIN (F5)-r(J,1)-V(J)
2140 IF alfa0=alfa0 THEN LET B1=PI/2*m-E-R0*m*COS alfa0
      GO TO 2160
2150 LET B1=(PI/4-delta)*m+(H0-K)*m*TAN alfa0

```

PROGRAM: R I G I D

Anexa 2 (Continuare)

```
2160   LET A=B1
      LET B=A1
      LET r=r(J,1)
      LET Y5=V(J+2)
      LET Y4=V(J)
2170   IF B=A THEN LET I1=0
      LET I3=0
      GO TO 2370
2180   IF B<A THEN GO TO 2240
2190   LET U4=B1
      LET I1=0
      LET I3=0
2200   LET T1=U4-B3
      LET F3=SQR ((R0*m)^2-T1*T1)
      LET F3P=-T1/F3
      LET C3=r(J,1)+G3-F3
      LET C3P=-F3P
      LET D3=(G3-F3)*T1/F3
      LET D3P=(G3-F3-F3P*T1)/F3-(G3-F3)*T1*F3P/(F3*F3)
      LET F5P=(1+D3P)/r(J,1)
2210   LET YA=C3*COS F5+D3*SIN F5-D(J)
      LET YAP=(C3P+D3*F5P)*COS F5+(D3P-C3*F5P)*SIN F5
      LET U3=U4-YA/YAP
2220   IF ABS (U3/U4-1)>1E-5 THEN LET U4=U3
      GO TO 2200
2230   LET B=U3
      GO TO 2380
2240   LET N=30
      LET z=1
      GO SUB 3020
2250   IF K9=0 THEN GO TO 2300
2260   LET N=2*N
2270   IF 2*N>200 THEN GO TO 2290
2280   LET R1=R2
      GO SUB 3220
      GO TO 2250
2290   GO SUB 7000
2300   LET I1=R2
      LET N=30
      LET z=2
      GO SUB 3020
2310   IF K9=0 THEN GO TO 2360
2320   LET N=2*N
2330   IF 2*N>200 THEN GO TO 2350
2340   LET R1=R2
      GO SUB 3220
      GO TO 2310
2350   GO SUB 7000
2360   LET I3=R2
2370   LET B=B1
2380   LET A=1(J)
2390   LET N=30
      LET z=3
      GO SUB 3020
2400   IF K9=0 THEN GO TO 2450
2410   LET N=2*N
2420   IF 2*N>200 THEN GO TO 2440
```

PROGRAM: R I G I D

Anexa 2(Continuare)

```
2430   LET R1=R2
      GO SUB 3220
      GO TO 2400
2440   GO SUB 7000
2450   LET I2=R2
      LET N=30
      LET z=4
2460   IF B=B1 AND K(J)=1 THEN GO TO 2570
2470   LET K(J)=0
      GO SUB 3020
2480   IF B=B1 THEN LET K(J)=1
2490   IF K9=0 THEN GO TO 2560
2500   LET N=2*N
2510   IF 2*N>200 THEN GO TO 2540
2520   LET R1=R2
      GO SUB 3220
2530   GO TO 2490
2540   GO SUB 7000
2550   GO SUB 3490
2560   LET I(J)=R2
2570   LET A=0
      LET B=b(j,2)-b(j,1)
      LET z=5
      LET N=30
      GO SUB 3020
2580   IF K9=0 THEN GO TO 2630
2590   LET N=N*2
2600   IF 2*N>200 THEN GO TO 2650
2610   LET R1=R2
      GO SUB 3220
      GO TO 2580
2620   GO SUB 7000
2630   LET I5=R2
      IF k(j+2)=1 THEN GO TO 2710
2640   LET N=30
      LET z=6
      GO SUB 3020
2650   IF K9=0 THEN GO TO 2700
2660   LET N=2*N
2670   IF 2*N>200 THEN GO TO 2690
2680   LET R1=R2
      GO SUB 3220
      GO TO 2650
2690   GO SUB 7000
2700   LET k(j+2)=1
      LET I(j+2)=R2
2710   LET I7=I1+I2+I5
2720   LET I8=I3+I(J)+I(j+2)
2730   LET T7=1+.294*TAN (A(J)-F(J))^2
2740   LET T8=V(J+2)/S(J)
2750   LET Q(J)=(10.92*I7+3.1*T7*I8+5.2*T8^2+T8+1.4*T7)*COS (A(J)
)-F(J))^2/E1
2760   LET H(J)=r(J,5)*SIN (F(J))/COS (A(J)-F(J))
2770   NEXT J
2780   RETURN
2900   REM SUBROUTINA DE ATRIBUIRE
```

PROGRAM: R I G I D

Anexa 2(Continuare)

```
2910 LET Q(5)=Q(1)+Q(2)
      LET Q(14)=Q(1)
      LET Q(15)=Q(2)
2920 LET H(3)=H(1)
2930 LET H(4)=H(2)
2940 LET r(1,8)=r(1,7)
2950 LET r(2,8)=r(2,7)
2960 LET r(1,7)=r(1,7)+F1
2970 LET r(2,7)=K1K2-r(1,7)
2980 LET K8=1
2990 RETURN
3000 REM SUBRUTINA DE INTEGRARE SIMPSON
3010 DIM Y(800)
3020 LET H=(B-A)/N
3030 FOR I=1 TO N+1
3040   LET U=A+(I-1)*H
3050   IF z=1 THEN GO SUB 4000
3060   IF z=2 THEN GO SUB 4200
3070   IF z=3 THEN GO SUB 4400
3080   IF z=4 THEN GO SUB 4600
3090   IF z=5 THEN GO SUB 4800
3100   IF z=6 THEN GO SUB 4900
3110   LET Y(I)=F
3120 NEXT I
3130 LET S1=0
3140 LET S2=0
3150 FOR I=2 TO N STEP 2
3160   LET S1=S1+Y(I)
3170 NEXT I
3180 FOR I=3 TO N STEP 2
3190   LET S2=S2+Y(I)
3200 NEXT I
3210 LET R1=H/3*(Y(1)+Y(N+1)+4*S1+2*S2)
3220 LET H=(B-A)/2/N
3230 FOR I=1 TO N
3240   LET Y(2*N-2*I+3)=Y(N-I+2)
3250 NEXT I
3260 FOR I=2 TO 2*N+1 STEP 2
3270   LET U=A+(I-1)*H
3280   IF z=1 THEN GO SUB 4000
3290   IF z=2 THEN GO SUB 4200
3300   IF z=3 THEN GO SUB 4400
3310   IF z=4 THEN GO SUB 4600
3320   IF z=5 THEN GO SUB 4800
3330   IF z=6 THEN GO SUB 4900
3340   LET Y(I)=F
3350 NEXT I
3360 LET S1=0
3370 LET S2=0
3380 FOR I=2 TO 2*N STEP 2
3390   LET S1=S1+Y(I)
3400 NEXT I
3410 FOR I=3 TO 2*N STEP 2
3420   LET S2=S2+Y(I)
3430 NEXT I
3440 LET R2=H/3*(Y(1)+Y(2*N+1)+4*S1+2*S2)
3450 IF ABS (R2/R1-1)<=1.E-3 THEN GO TO 3480
3460 LET K9=1
```

```

3470 RETURN
3480 LET K9=0
3490 LET R2=R2+(R2-R1)/15
3500 RETURN
3900 REM SUBROUTINA INVOLUT
3910 LET A2=(3*A3)^(1/3)
3920 LET A1=A2-(TAN (A2)-A2-A3)/(1/COS (A2)^2-1)
3930 IF ABS (A1/A2-1)<=1.E-5 THEN GO TO 3960
3940 LET A2=A1
3950 GO TO 3920
3960 RETURN
4000 REM SUBROUTINA FUNCTIE [1]
4010 LET C1=r+F1-G1*U
4020 LET D1=G1^2*U-G1*F1
4030 LET F5=(U+D1)/r
4040 LET Y=C1*COS (F5)+D1*SIN (F5)-r-Y4
4050 LET X=C1*SIN (F5)-D1*COS (F5)
4060 LET D=(G1^2-C1*(1+G1^2)/r)*SIN (F5)
4070 LET D=D+(D1*(1+G1^2)/r-G1)*COS (F5)
4080 LET F=((Y5-Y)*(Y5-Y))/(8*X^3)*D
4090 RETURN
4200 REM SUBROUTINA FUNCTIE [2]
4210 LET C1=r+F1-G1*U
4220 LET D1=G1^2*U-G1*F1
4230 LET F5=(U+D1)/r
4240 LET X=C1*SIN (F5)-D1*COS (F5)
4250 LET D=(G1^2-C1*(1+G1^2)/r)*SIN (F5)
4260 LET D=D+(D1*(1+G1^2)/r-G1)*COS (F5)
4270 LET F=D/(2*X)
4280 RETURN
4400 REM SUBROUTINA FUNCTIE [3]
4410 LET T1=U-B3
4420 LET F3=SQR (R0^2*m^2-T1*T1)
4430 LET C3=r-F3+G3
4440 LET D3=(G3-F3)*T1/F3
4450 LET F5=(U+D3)/r
4460 LET X=C3*SIN (F5)-D3*COS (F5)
4470 LET Y=C3*COS (F5)+D3*SIN (F5)-r-Y4
4480 LET T2=C3/r
4490 LET T3=D3/r
4500 LET T4=(G3*T1*T1+(G3-F3)*F3^2)/F3^3
4510 LET D=((T4+1)*T3+T1/F3)*COS (F5)
4520 LET D=D-(T4*(T2-1)+T2)*SIN (F5)
4530 LET F=((Y5-Y)*(Y5-Y))/(8*X^3)*D
4540 RETURN
4600 REM SUBROUTINA FUNCTIE [4]
4610 LET T1=U-B3
4620 LET F3=SQR (R0^2*m^2-T1*T1)
4630 LET C3=r+G3-F3
4640 LET D3=(G3-F3)*T1/F3
4650 LET F5=(U+D3)/r
4660 LET X=C3*SIN (F5)-D3*COS (F5)
4670 LET T2=C3/r
4680 LET T3=D3/3
4690 LET T4=(G3*T1*T1+(G3-F3)*F3^2)/F3^3
4700 LET D=((T4+1)*T3+T1/F3)*COS (F5)
4710 LET D=D-(T4*(T2-1)+T2)*SIN (F5)
4720 LET F=D/(2*X)

```


PROGRAM: R I G I D

Anexa 2(Continuare)

```
4730 RETURN
4800 REM SUBROUTINA FUNCTIE [5]
4810 LET x=U/md+x0
4820 LET F=(y5-u)*(y5-u)/(8*x^3)
4830 RETURN
4900 REM SUBROUTINA FUNCTIE [6]
4910 LET x=U/md+x0
4920 LET F=1/(2*x)
4930 RETURN
5000 REM SUBROUTINA UNIPAR 1
5010 LET T9=H(3)*H(4)*(r(1,8)+r(2,8))*PI*bef*E1
5020 LET T9=T9/(2*r(1,8)*r(2,8)*P(5)*(1-N1*N1))
5030 LET Q(9)=2*(1-N1^2)/PI/E1*(LN(T9)-N1/(1-N1))
5040 LET Q(4)=Q(5)+Q(9)
5050 LET C(3)=1/Q(4)
5070 RETURN
5500 REM SUBROUTINA UNIPAR 2
5510 LET T9=H(1)*H(2)*(r(1,7)+r(2,7))*PI*bef*E1
5520 LET T9=T9/(2*r(1,7)*r(2,7)*P(5))
5530 LET Q(9)=2*(1-N1^2)/PI/E1*(LN(T9)-N1/(1-N1))
5540 LET Q(5)=Q(1)+Q(2)
5550 LET Q(4)=Q(5)+Q(9)
5560 LET C(3)=1/Q(4)
5570 RETURN
7000 REM SUBROUTINA EROARE
7010 GO SUB 8000
PRINT " COD = ";K9
PRINT " R2 = ";R2," R1 = ";R1
GO SUB 3490
RETURN
8000 REM SUBROUTINA SUNET
8010 RESTORE
FOR q=1 TO 10
READ s
READ v
BEEP s,v
NEXT q
8020 DATA .1,5,.1,9,.1,12,.1,9,.1,5,.1,9,.1,12,.1,17,.5,-7,.5,-7
8030 RETURN
```

PROGRAMI FLANCARE

Anexa 3

```

10  REM Flancare
20  DIM z(2)
    DIM d(9,2)
    DIM v(6)
    DIM h(4,2)
    DIM j(2,2)
    DIM g(8)
    DIM b(2)
    DIM r(4)
    DIM l(2)
    DIM a(4,2)
    DIM e(4)
    DIM p(2)
    DIM s(2)
    DIM f(18)
    DIM c(8)
    DIM q(4)
30  INPUT "Introduceti: z1 z2 ";z(1);" ";z(2);TAB 0;"modulul no
rmal: ";m;TAB 0;"beta g-m-s: ";b0;" ";m0;" ";s0;TAB 0;"dianta d
intre axe: ";a;TAB 0;"alfa0: ";a0;TAB 0;"parametrii sculei f0-w0-
r0: ";h0;" ";c0;" ";r0;TAB 0;"deplasarile specifice: ";x(1);" ";x
(2);TAB 0;"abaterea dist. axe: ";a4;TAB 0;"ab. sup. si inf. a gro
s. dintelui 1: ";a(1,1);" ";a(1,2);TAB 0;" idem 2: ";a(2,1);" ";
a(2,2)
40  CLS
    PRINT TAB 7;"CALCULUL GEOMETRIC"
    PRINT TAB 7;"*****"
    PRINT
    PRINT TAB 8;"AL ANGRENAJELOR"
    PRINT TAB 8;"*****"
    PRINT
    PRINT TAB 9;"DATE INITIALE"
    PRINT TAB 9;"*****"
    PRINT
50  PRINT TAB 0;"numerele de dinti: ";z(1);" ";z(2)'"modulul no
rmal: ";m'"unghiul de inclinare: ";b0;" ";m0;" ";s0'"dianta din
tre axe: ";a'"unghi de referinta: ";a0'"cremaliera de referinta:
";h0;" ";c0;" ";r0'"deplasarile specifice: ";x(1);" ";x(2)'"abate
rea distantei dintre axe: ";a4'"abaterea la gros. dinte 1: ";a(1,
1);" ";a(1,2)'"abaterea la gros. dinte 2: ";a(2,1);" ";a(2,2)
60  LET b0=(s0/3600+m0/60+b0)*PI/180
    LET a0=a0*PI/180
    LET m1=m/COS b0
    LET z=z(1)+z(2)
    LET a1=ATN (TAN a0/COS b0)
70  FOR j=1 TO 2
    LET d(1,j)=m1*z(j)
    NEXT j
80  LET a2=(d(1,1)+d(1,2))/2
    LET t1=a2*COS a1/a
    LET a3=ACS t1
    LET i=z(2)/z(1)
    LET d(2,1)=2*a/(i+1)
    LET d(2,2)=d(2,1)*i
90  LET x=(TAN a3-a3-TAN a1+a1)*z/2/TAN a0
100 IF ABS (x(1)+x(2)-x)>1e-4 THEN PRINT TAB 0;"xs=";x(1)+x(2)
"xs calculat=";x'"alfat=";a1*180/PI'"alfatw=";a3*180/PI'"z=";z'"
a0=";a2
    STOP

```

```

110 LET v=(a-a2)/m
    LET y1=x-y
120 FOR j=1 TO 2
    LET d(3,j)=d(1,j)+2*m*(h0+x(j)-y1)
    LET x(2+j)=a(j,2)/(2*m*TAN a0)
    LET d(4,j)=d(1,j)-2*m*(h0+c0-x(j)-x(2+j))
130 LET d(5,j)=d(1,j)*COS a1
    LET h(1,j)=(d(3,j)-d(4,j))/2
    LET h(2,j)=(d(3,j)-d(1,j))/2
    LET h(3,j)=(d(1,j)-d(4,j))/2
140 LET p(j)=(PI/2+2*x(j)*TAN a0)/z(j)
    LET f(j)=p(j)*COS b0^3
150 LET h(4,j)=h(2,j)+d(1,j)*(1-COS f(j))/2/COS b0/COS b0
    LET s(j)=d(1,j)*SIN f(j)/COS b0/COS b0
160 FOR k=3 TO 4
    LET a(k,j)=a(v-2,j)/COS b0
    NEXT k
NEXT j
170 LET j1=1
    FOR j=1 TO 2
    LET j(1,j)=-(a(1,j)+a(2,j))/COS b0+2*a4*TAN a3*(2-j)
    LET j(2,j)=j(1,j)*COS b0*COS a0
    LET j1=-j1
    NEXT j
180 LET i1=TAN a3-a3+j(1,1)*COS b0/m/z
    LET i2=(3*i1)^(1/3)
190 LET a5=i2-(TAN i2-i2-i1)/TAN i2^2
    IF ABS(a5-i2)>1e-4 THEN LET i2=a5
    GO TO 190
200 LET i1=TAN a3-a3-(j(1,1)-2*a4*TAN a3)*COS b0/m/z
    LET i2=(3*i1)^(1/3)
210 LET a6=i2-(TAN i2-i2-i1)/TAN i2^2
    IF ABS(a6-i2)>1e-4 THEN LET i2=a6
    GO TO 210
220 LET g=(SQR(d(3,1)*d(3,1)-d(5,1)*d(5,1))+SQR(d(3,2)*d(3,2)-d(5,2)*d(5,2)))/2
230 LET g(3)=g-a*SIN a3
    LET g(4)=g-a*COS a3*TAN a6
240 FOR j=1 TO 2
    LET g(j)=d(5,j)/2*(SQR(d(3,j)^2-d(5,j)^2)/d(5,j)-TAN a3)
250 LET b(j)=d(5,j)/2*TAN a3
    LET r(j)=SQR(d(3,j)^2-d(5,j)^2)/2
    LET l(j)=g(3)*(2*r(j)-g(3))/d(5,j)
    NEXT j
260 CLS
    PRINT TAB 11;"REZULTATE" TAB 11;"*****" "modulul front
al: ";m1 "distanța dintre axe de referința: ";a2 "unghiul de angr
enare: ";a3*180/PI "raportul de transmitere: ";i "coeficientul de
deplasare suma: ";x "diametrul de divizare: ";d(1,1);" ";d(1,2)
"diametrul de rostogolire: ";d(2,1);" ";d(2,2) "diametrul de cap:
";d(3,1);" ";d(3,2)
270 PRINT TAB 0;"diametrul de picior: ";d(4,1);" ";d(4,2) "diame
trul de baza: ";d(5,1);" ";d(5,2) "inaltimea dintelui: ";h(1,1);"
";h(1,2) "inaltimea capului dintelui: ";h(2,1);" ";h(2,2) "inalt
imea piciorului dintelui: ";h(3,1);" ";h(3,2) "inaltimea la coard
a de divizare: ";h(4,1);" ";h(4,2) "grosimea dintelui pe coarda:
";s(1);" ";s(2) "joc de flanc frontal max - min: ";j(1,1);" ";j(1
,2)

```

PROGRAMI FLANCARE

Anexa 3(Continuare)

```

280 INPUT "este necesara flancarea? da/nu :":c$
    IF c$="nu" OR c$="NU" THEN STOP
290 INPUT "latimile rotilor 1 si 2: ";b1,b2;"turatia 1: ";n1;"p
uterea 1: ";p1;"factor de serviciu: ";f1;"abaterea pasului de baz
a roata 1 si 2: ";f(11);" ";f(12)
300 CLS
    PRINT TAB 6;"DATE PENTRU FLANCARE" TAB 6;"*****
***"
310 PRINT TAB 0,"latimea danturii: ";b1;" ";b2;"turatia la intr
are: ";n1;"puterea la intrare: ";p1;"factor de serviciu: ";f1;"ab
aterea pasului de baza: ";f(11);" ";f(12)
320 FOR j=1 TO 2
    LET r(j+2)=SQR ((d(3,j)/d(5,j))^2-1)
    LET e(j)=z(j)/2/PI*(r(j+2)-TAN a3)
    LET e(j+2)=z(j)/2/PI*(r(j+2)-TAN a5)
NEXT j
330 LET e1=e(1)+e(2)
    LET e2=(1.1+e1)/2
    LET j1=1
340 FOR j=1 TO 2
    LET d(6,j)=d(5,j)*SQR (((e2-e(2+j+j1))*2*PI/z(j)+TAN a5)^
2+1)
350 LET d(7,j)=d(5,j)*SQR (((e2-e(j+j1))*2*PI/z(j)+TAN a3)^2+
1)
    LET j1=-j1
    LET c1=d(5,j)/d(3,j)
360 LET f(2+j)=SQR (1-c1*c1)/c1
    LET c1=d(5,j)/d(6,j)
    LET f(4+j)=SQR (1-c1*c1)/c1
    LET c1=d(5,j)/d(7,j)
    LET f(6+j)=SQR (1-c1*c1)/c1
370 LET g(4+j)=d(5,j)*(f(2+j)-f(6+j))/2
380 LET g(6+j)=d(5,j)*(f(2+j)-f(4+j))/2
    LET d(8,j)=g(4+j)*(2*r(j)-g(4+j))/d(5,j)
    LET d(9,j)=g(6+j)*(2*r(j)-g(6+j))/d(5,j)
NEXT j
390 LET x1=(TAN a5-a5-TAN a1+a1)*z/2/TAN a0
    LET x(5)=x1/x*x(1)
    LET x(6)=x1/x*x(2)
    LET o1=PI*n1/30
400 LET v1=o1*d(2,1)/2e3
    LET f=p1/v1*1e3
    LET b=b2
    IF b1<b THEN LET b=b1
410 LET w=f/b
    LET j1=1
    FOR j=1 TO 2
        LET q(j)=.04723+.15551/z(j+j1)+.25791/z(j)-.00635*x(j+j1)
-.11654*x(j+j1)/z(j+j1)-.00193*x(j)-.24188*x(j)/z(j)+.00529*x(j+j
1)^2+.00182*x(j)^2
420 LET f(8+j)=w*q(j)
    LET c(j)=(f(8+j)+f(10+j))*1e-3
430 LET q(j+2)=.04723+.15551/z(j+j1)+.25791/z(j)-.00635*x(4+j
+j1)-.11654*x(4+j+j1)/z(j+j1)-.00193*x(4+j)-.24188*x(4+j)/z(j)+.0
0529*x(4+j+j1)^2+.00182*x(4+j)^2
440 LET f(12+j)=q(j+2)*w
    LET c(2+j)=(f(j+12)+f(10+j))*1e-3
    LET j1=-j1
NEXT j

```

PROGRAM: FLANCARE

Anexa 3 (Continuare)

```

450 FOR j=1 TO 2
    LET c(4+j)=c(j)
    IF c(2+j)>c(4+j) THEN LET c(4+j)=c(2+j)
460 LET f(14+j)=f(8+j)
    IF f(12+j)<>f(14+j) THEN LET f(14+j)=f(12+j)
470 LET f(16+j)=f(14+j)*f1
    LET c(6+j)=(f(16+j)+f(10+j))*1e-3
NEXT j
480 IF c(5)>c(7) THEN LET aux=c(5)
    LET c(5)=c(7)
    LET c(7)=aux
    LET aux=c(6)
    LET c(6)=c(8)
    LET c(8)=aux
490 CLS
    PRINT TAB 11;"REZULTATE" TAB 11;"*****"
500 PRINT TAB 2;"DIAGRAMA PROFILULUI (FRONTAL)" "dist.pct.angr
.-cerc ext.: ";g(1);" ";g(2)"lungime arc angrenare(min): ";g(3)
" idem - fara joc: ";g(4)"dist.pct.angr.-cerc baza: ";b(1);"
";b(2)"seg.part.angr.flanc cap maxim: ";g(5);" ";g(6)" idem
- minim: ";g(7);" ";g(8)" TAB 3;"PROFILUL DINTELUI FRONTAL" "lu
ngime activa flanc: ";l(1);" ";l(2)"adincime normala flancare ma
xim: ";c(7);" ";c(8)" idem - minim: ";c(5);" ";c(6)"inaltime
a flancarii maxim: ";d(8,1);" ";d(8,2)" idem - minim: ";d(9,1
);" ";d(9,2)
510 STOP

```

SUBPROGRAMIALUNEG

Anexa 4

```
8000 REM vitegal
8010 LET da1=z1+2*(1+x3-dy) /
      LET da2=z2+2*(1+x3-dy)
8020 LET ra2=SQR (da2*da2-db2*db2)/2
8030 LET re1=SQR (da1*da1-db1*db1)/2
8050 LET f=ra2-rc2-re1+rc1
8060 LET dra2=-da2/2/ra2
      LET dre1=da1/2/re1
8070 LET f1=dra2-dre1
8080 LET x1=x3-f/f1
8090 IF ABS (x1/x3-1)<=1e-5 THEN RETURN
8100 LET x3=x1
8110 GO TO 8010
```

PROGRAM: LIMITE

Anexa 5

```

10  DIM w(3,3)
    DIM b(3,3)
    DIM y(3)
    DIM t(3)
    DIM c(3)
    DIM f(3)
20  DIM x(39)
    DIM m(39)
    DIM s(39)
    DIM i(39)
    DIM n(39)
30  PRINT "Calculul alunecarilor egalizate"
40  PRINT "*****"
50  PRINT
60  LET c1=COS (PI/9)
    LET s1=SIN (PI/9)
    LET e1=s1/c1-PI/9
    LET t11=TAN (PI/9)
70  FOR l=1 TO 17
    INPUT "u:";u
80  LET xmax=0
    LET kod=0
    LET nmin=0
    LET nint=0
    LET kod1=0
90  FOR k=1 TO 39
    LET s(k)=0
    LET n(k)=0
    NEXT k
100  POKE 23692,2
    PRINT "u=";u
110  LET y(1)=45-5*u
    LET y(2)=1.71-.16*u
    LET y(3)=3.3-.06*u
120  LET z1=y(1)
    LET x1=y(2)
    LET x=y(3)
130  LET z2=u*z1
    LET zs=z1+z2
140  LET e2=2*x*t11/zs+e1
150  IF e2<0 THEN LET e2=0.1
160  LET a1=(3*e2)^(1/3)
170  LET a2=a1-(TAN a1-a1-e2)/TAN a1^2
180  IF ABS (a2-a1)>1e-5 THEN LET a1=a2
    GO TO 170
190  LET c2=COS a2
    LET s2=SIN a2
    LET t2=TAN a2
200  LET a=zs/2
    LET aw=a*c1/c2
    LET dy=a-aw+x
210  LET da1=z1+2*(1+x1-dy)
    LET da2=z2+2*(1+x-x1-dy)
    LET db1=z1*c1
    LET db2=z2*c1
220  LET ra1=aw*s2-SQR (da2*da2-db2*db2)/2
    LET ra2=SQR (da2*da2-db2*db2)/2
230  LET re1=SQR (da1*da1-db1*db1)/2
    LET re2=aw*s2-SQR (da1*da1-db1*db1)/2

```

PROGRAM: LIMITE

Anexa 5 (Continuare)

```

240   LET rc1=db1/2*t2
      LET rc2=db2/2*t2
250   LET dl2=db2*SQR (1+(t11-2*(1-x+x1)/z2/s1/c1)^2)
      LET ru2=SQR (dl2^2-db2^2)/2
      LET f(1)=re2-ru2
      LET f(2)=ra2-rc2+re1-rc1-PI*c1
      LET f(3)=ra2-rc2-re1+rc1
260   LET dalwz1=(e1-e2)/z1/t2/t2
      LET daz1=(u+1)/2
      LET dawz1=daz1*c1/c2+a*c1/c2/c2*s2*dalwz1
      LET ddb1z1=c1
270   LET ddyz1=daz1-dawz1
      LET ddaz1=1-2*ddyz1
      LET dre1z1=(da1*ddaz1-db1*ddb1z1)/4/re1
280   LET ddb2z1=u*c1
290   LET dre2z1=dawz1*s2+aw*c2*dalwz1-dre1z1
      LET ddl2z1=dl2/db2*ddb2z1+db2*db2*(t11-2*(1-x+x1)/z2/s1/c
1)*2*(1-x+x1)/z1/z2/s1/c1/dl2
300   LET dru2z1=(dl2*ddl2z1-db2*ddb2z1)/4/ru2
      LET w(1,1)=dre2z1-dru2z1
      LET dda2z1=u-2*ddyz1
310   LET drc2z1=ddb2z1/2*t2+db2/2/c2/c2*dalwz1
      LET drc1z1=ddb1z1/2*t2+db1/2/c2/c2*dalwz1
      LET dra2z1=(da2*dda2z1-db2*ddb2z1)/4/ra2
320   LET w(2,1)=dra2z1-drc2z1+dre1z1-drc1z1
      LET w(3,1)=dra2z1-drc2z1-dre1z1+drc1z1
330   LET drex11=da1/2/re1
      LET ddlx21=-2*db2^2*(t11-2*(1-x+x1)/z2/s1/c1)/z2/s1/c1/dl
2
      LET drux21=dl2*ddl2z1/4/ru2
      LET w(1,2)=-drex11-drux21
340   LET ddlx2=-ddl2z1
      LET drux2=dl2*ddl2z1/4/ru2
      LET dalfwx=2*t11/zs/t2^2
      LET dawx=s2/c2^2*dalfwx*a*c1
      LET drex1=da1*(dawx-1)/re1/2
      LET w(1,3)=dawx*s2+aw*c2*dalfwx-drex1-drux2
350   LET w(2,2)=-da2/2/ra2+da1/2/re1
      LET w(2,3)=da2*dawx/2/ra2-db2/2*dalfwx/c2/c2+da1/2*(dawx-
1)/re1-db1/2*dalfwx/c2/c2
      LET w(3,2)=-da2/2/ra2-da1/2/re1
      LET w(3,3)=da2*dawx/2/ra2-db2/2*dalfwx/c2/c2-da1/2*(dawx-
1)/re1+db1/2*dalfwx/c2/c2
360   LET eps=1e-6
      GO SUB 7000
370   IF kod=1 THEN PRINT "matrice singulara"
      STOP
380   GO SUB 8000
390   GO SUB 5500
400   FOR j=1 TO 3
      IF ABS (t(j)-y(j))>1e-4 THEN GO TO 430
410   NEXT j
420   GO TO 440
430   FOR j=1 TO 3
      LET y(j)=t(j)
      NEXT j
      GO TO 120
440   LET z1m=t(1)
450   FOR i=12 TO 50

```


PROGRAM LIMITE

Anexa 5 (Continuare)

```

460     LET z1=i
        LET z2=z1*u
        LET zs=z1+z2
470     POKE 23692,2
        PRINT "z1=";z1
480     IF z1<z1m THEN LET x1=t(2)
        LET x=t(3)
        GO TO 730
490     IF zs>205 THEN GO TO 1500
500     LET imax=i
510     LET x=t(3)
        LET x1=t(2)
520     POKE 23692,2
        PRINT "interferenta"
530     LET e2=2*x*t11/zs+e1
540     IF e2<0 THEN LET e2=0.1
550     LET a1=(3*e2)^(1/3)
560     LET a2=a1-(TAN a1-a1-e2)/TAN a1^2
570     IF ABS (a2-a1)>1e-5 THEN LET a1=a2
        GO TO 560
580     LET c2=COS a2
        LET s2=SIN a2
        LET t2=TAN a2
590     LET a=zs/2
        LET aw=a*c1/c2
        LET dy=a-aw+x
600     LET da1=z1+2*(1+x1-dy)
        LET da2=z2+2*(1+x-x1-dy)
        LET db1=z1*c1
        LET db2=z2*c1
610     LET ra1=aw*s2-SQR (da2*da2-db2*db2)/2
        LET ra2=SQR (da2*da2-db2*db2)/2
620     LET re1=SQR (da1*da1-db1*db1)/2
        LET re2=aw*s2-SQR (da1*da1-db1*db1)/2
630     LET rc1=db1/2*t2
        LET rc2=db2/2*t2
640     LET dl2=db2*SQR (1+(t11-2*(1-x+x1)/z2/s1/c1)^2)
        LET ru2=SQR (dl2^2-db2^2)/2
        LET f=re2-ru2
        LET g=ra2-rc2-re1+rc1
650     LET drex11=da1/2/re1
        LET ddlx21=-2*db2^2*(t11-2*(1-x+x1)/z2/s1/c1)/z2/s1/c1/
dl2
        LET drux21=dl2*ddlax21/4/ru2
        LET d1=-drex11-drux21
660     LET ddlx2=-ddlax21
        LET drux2=dl2*ddlax2/4/ru2
        LET dalfwx=2*t11/zs/t2^2
        LET dawx=s2/c2^2*dalfwx*a*c1
        LET drex1=da1*(dawx-1)/re1/2
        LET d2=dawx*s2+aw*c2*dalfwx-drex1-drux2
670     LET d3=-da2/2/ra2-da1/2/re1
        LET d4=da2*dawx/2/ra2-db2/2*dalfwx/c2/c2-da1/2*(dawx-1)
/re1+db1/2*dalfwx/c2/c2
680     LET j1=d1*d4-d2*d3
690     REM B
700     LET x3=x1-(f*d4-g*d2)/j1
        LET x2=x-(g*d1-f*d3)/j1

```

PROGRAM L I M I T E

Anexa 5(Continuare)

```

710      IF ABS (x2-x)>1e-4 OR ABS (x3-x1)>1e-4 THEN LET x=x2
          LET x1=x3
          GO TO 530
720      LET x=x2
          LET x1=x3
730      LET xu=x
          LET xu1=x1
          LET zu1=z1
740      FOR k=1 TO 2
750          IF kod1=1 THEN LET xc=xu
              LET xc1=xu1
              LET zc1=z1
              GO TO 1000
760          IF z1>z1m AND k=1 THEN LET xc=5
              LET xc1=3
              GO TO 990
770          LET epsi=1+.2*(k-1)
780          POKE 23692,2
          PRINT "epsi=";epsi
790          LET x1=.1*u*z1^(.8/u)*(u/(u+1))^(k-1)
          LET x=2*x1
800          LET e2=2*x*t11/zs+e1
810          LET a1=(3*e2)^(1/3)
820          LET a2=a1-(TAN a1-a1-e2)/TAN a1^2
830          IF ABS (a2-a1)>1e-5 THEN LET a1=a2
              GO TO 820
840          LET c2=COS a2
          LET s2=SIN a2
          LET t2=TAN a2
850          LET a=zs/2
          LET aw=a*c1/c2
          LET dy=a-aw+x
860          LET da1=z1+2*(1+x1-dy)
          LET da2=z2+2*(1+x-x1-dy)
          LET db1=z1*c1
          LET db2=z2*c1
870          LET ra1=aw*s2-SQR (da2*da2-db2*db2)/2
          LET ra2=SQR (da2*da2-db2*db2)/2
880          LET re1=SQR (da1*da1-db1*db1)/2
          LET re2=aw*s2-SQR (da1*da1-db1*db1)/2
890          LET rc1=db1/2*t2
          LET rc2=db2/2*t2
900          LET f=ra2-rc2+re1-rc1-epsi*PI*c1
          LET g=ra2-rc2-re1+rc1
910          LET dra2x1=-da2/2/ra2
          LET drex11=da1/2/re1
          LET d1=dra2x1+drex11
920          LET dalfwx=2*t11/zs/t2^2
          LET dawx=s2/c2^2*dalfwx*a*c1
          LET dra2x=da2*dawx/2/ra2
          LET drex1=da1*(dawx-1)/2/re1
          LET drc2x=db2/2*dalfwx/c2/c2
          LET drc1x=db1/2*dalfwx/c2/c2
          LET d2=dra2x-drc2x+drex1-drc1x
930          LET d3=-da2/2/ra2-da1/2/re1
          LET d4=da2*dawx/2/ra2-db2/2*dalfwx/c2/c2-da1/2*(dawx-
1)/re1+db1/2*dalfwx/c2/c2
940          LET j1=d1*d4-d2*d3

```

PROGRAM: LIMITE

Anexa 5(Continuare)

```

950      LET x3=x1-(f*d4-g*d2)/j1
      LET x2=x-(g*d1-f*d3)/j1
960      IF ABS (x2-x)>1e-4 OR ABS (x3-x1)>1e-4 THEN LET x=x2
      LET x1=x3
      GO TO 800
970      LET xc=x2
      LET xc1=x3
      LET zc1=z1
980      IF k=2 THEN GO TO 1030
990      IF xu1<xc1 THEN LET xc=xu
      LET xc1=xu1
      LET zc1=zu1
1000     IF xc1>xmax THEN LET xmax=xc1
      LET xsmax=xc
      LET zmax1=zc1
1010     LET m(i-11)=xc1
      LET x(i-11)=INT (xc*5+.99)/5
1020     GO TO 1050
1030     IF xc1<=m(i-11) THEN LET nint=nint+1
      LET i(nint)=xc1
      GO TO 1050
1040     LET kod1=1
1050     NEXT k
1060     IF kod=1 THEN GO TO 1490
1070     POKE 23692,2
      PRINT "subtaiere 2"
1080     LET x1=(.87-z2*s1*s1/2)/(u+1)
      LET x=x1*u
1090     LET e2=2*x*t11/zs+e1
1100     IF e2<0 THEN LET e2=0.1
1110     LET a1=(3*e2)^(1/3)
1120     LET a2=a1-(TAN a1-a1-e2)/TAN a1^2
1130     IF ABS (a2-a1)>1e-5 THEN LET a1=a2
      GO TO 1120
1140     LET c2=COS a2
      LET s2=SIN a2
      LET t2=TAN a2
1150     LET a=zs/2
      LET aw=a*c1/c2
      LET dy=a-aw+x
1160     LET da1=z1+2*(1+x1-dy)
      LET da2=z2+2*(1+x-x1-dy)
      LET db1=z1*c1
      LET db2=z2*c1
1170     LET ra1=aw*s2-SQR (da2*da2-db2*db2)/2
      LET ra2=SQR (da2*da2-db2*db2)/2
1180     LET re1=SQR (da1*da1-db1*db1)/2
      LET re2=aw*s2-SQR (da1*da1-db1*db1)/2
1190     LET rc1=db1/2*t2
      LET rc2=db2/2*t2
1200     LET f=.87-z2*s1*s1/2-x+x1
      LET g=ra2-rc2-re1+rc1
      LET d1=1
      LET d2=-1
1210     LET dawx=2*t11/zs/t2^2
      LET dawx=s2/c2^2*dawx*a*c1
1220     LET d3=-da2/2/ra2-da1/2/re1
      LET d4=da2*dawx/2/ra2-db2/2*dawx/c2/c2-da1/2*(dawx-1)
      /re1+db1/2*dawx/c2/c2

```

```

1230 LET j1=d1*d4-d2*d3
1240 LET x3=x1-(f*d4-g*d2)/j1
LET x2=x-(g*d1-f*d3)/j1
1250 IF ABS (x2-x)>1e-4 OR ABS (x3-x1)>1e-4 THEN LET x=x2
LET x1=x3
GO TO 1090
1260 LET xu=x2
LET xu1=x3
1270 POKE 23692,2
PRINT "subtaiere 1"
1280 LET x1=.87-z1*s1*s1/2
LET x=x1*u
1290 LET e2=2*x*t11/zs+e1
1300 IF e2<0 THEN LET e2=0.1
1310 LET a1=(3*e2)^(1/3)
1320 LET a2=a1-(TAN a1-a1-e2)/TAN a1^2
1330 IF ABS (a2-a1)>1e-5 THEN LET a1=a2
GO TO 1320
1340 LET c2=COS a2
LET s2=SIN a2
LET t2=TAN a2
1350 LET a=zs/2
LET aw=a*c1/c2
LET dy=a-aw+x
1360 LET da1=z1+2*(1+x1-dy)
LET da2=z2+2*(1+x-x1-dy)
LET db1=z1*c1
LET db2=z2*c1
1370 LET ra1=aw*s2-SQR (da2*da2-db2*db2)/2
LET ra2=SQR (da2*da2-db2*db2)/2
1380 LET re1=SQR (da1*da1-db1*db1)/2
LET re2=aw*s2-SQR (da1*da1-db1*db1)/2
1390 LET rc1=db1/2*t2
LET rc2=db2/2*t2
1400 LET g=ra2-rc2-re1+rc1
1410 LET dalfwx=2*t11/zs/t2^2
LET dawx=s2/c2^2*dalfwx*a*c1
1420 LET d4=da2*dawx/2/ra2-db2/2*dalfwx/c2/c2-da1/2*(dawx-1)
/re1+db1/2*dalfwx/c2/c2
1430 LET x2=x-g/d4
1440 IF ABS (x2-x)>1e-4 THEN LET x=x2
GO TO 1290
1450 LET xc1=x1
LET xc=x2
1460 IF xu1>xc1 THEN LET xc1=xu1
LET xc=xu
1470 IF xc<=0 THEN LET kod=1
GO TO 1490
1480 LET nmin=nmin+1
LET s(nmin)=INT (xc*5)/5
LET n(nmin)=xc1
1490 BEEP .5,15
NEXT i
1500 LET z1=imax
LET z2=u*z1
LET zs=z1+z2
LET z=zs
LET x=0

```

PROGRAM LIMITE

Anexa 5(Continuare)

```

1510 LET x1=(x-7.6)/(z2+10)+.6
1520 LET e2=2*x*t11/zs+e1
1530 IF e2<0 THEN LET e2=0
1540 LET a1=(3*e2)^(1/3)
1550 LET a2=a1-(TAN a1-a1-e2)/TAN a1^2
1560 IF ABS (a2-a1)>1e-5 THEN LET a1=a2
      GO TO 1550
1570 LET c2=COS a2
      LET s2=SIN a2
      LET t2=TAN a2
1580 LET a=z/2
      LET aw=a*c1/c2
      LET dy=a-aw+x
1590 LET da1=z1+2*(1+x1-dy)
      LET da2=z2+2*(1+x-x1-dy)
      LET db1=z1*c1
      LET db2=z2*c1
1600 LET ra1=aw*s2-SQR (da2*da2-db2*db2)/2
      LET ra2=SQR (da2*da2-db2*db2)/2
1610 LET re1=SQR (da1*da1-db1*db1)/2
      LET re2=aw*s2-SQR (da1*da1-db1*db1)/2
1620 LET rc1=db1/2*t2
      LET rc2=db2/2*t2
1630 LET f=ra2-rc2-re1+rc1
1640 LET dra2=-da2/2/ra2
      LET dre1=da1/2/re1
1650 LET f1=dra2-dre1
1660 LET x3=x1-f/f1
1670 IF ABS (x1/x3-1)<=1e-5 THEN GO TO 1700
1680 LET x1=x3
1690 GO TO 1590
1700 LET x1=x3
1710 LET xmin=x1
      LET xsmin=0
      LET zmin1=z1
1720 FOR q=1 TO 10
      BEEP .1,30
      NEXT q
1730 POKE 23692,1
      PRINT "x1min=";xmin,"x1max=";xmax,"zmin1=";zmin1,"zmax1=";
; zmax1,"xsmin=";xsmin,"xmax=";xmax
      PRINT
1740 INPUT "xmax:";xmaxa,"xmin:";xmina
1750 LET difx=(LN xmaxa-LN xmina)/LN 10
      LET scarax=130/difx
      LET difz=(LN 1max-LN 12)/LN 10
      LET scaraz=80/difz
      PRINT "difx=";difx,"scarax=";scarax,"difz=";difz,"scaraz=";
;scaraz
1760 INPUT "scarax:";scarax,"scaraz:";scaraz
      LET lungx=scarax*difx
      LET lungz=scaraz*difz
      PRINT "lungimea y=";lungx,"lungimea x=";lungz
1770 LET s(36)=imax
      LET s(37)=scarax
      LET s(38)=scaraz
      LET s(39)=xmina
1780 SAVE "u-" + STR$ u DATA x()

```

PROGRAM L I M I T E

Anexa B (Continuare)

```
1790 SAVE "u1-" + STR$ u DATA s()
1800 FOR i=12 TO imax
1810 LET z1=i
1820 LET xp=scaraz*(LN z1-LN 12)/LN 10
LET yp=scarax*(LN m(i-11)-LN xmin)/LN 10
1830 PRINT "xp=";xp;TAB 16;"yp=";yp
1840 PAUSE 0
1850 IF i-11<=nint THEN LET yp=scarax*(LN i(i-11)-LN xmin)
/LN 10
PRINT TAB 16;"yp=";yp
PAUSE 0
1860 IF i-11<=nmin THEN LET yp=scarax*(LN n(i-11)-LN xmin)
/LN 10
PRINT TAB 16;"yp=";yp
PAUSE 0
1870 NEXT i
1880 NEXT 1
1890 STOP
5500 REM MRSUB
5510 FOR j=1 TO 3
5520 LET t(j)=y(j)-c(j)
5530 NEXT j
5540 RETURN
7000 REM MRINV
7010 DIM l(3)
DIM k(3)
7020 LET kod=0
7030 FOR i=1 TO 3
7040 FOR j=1 TO 3
7050 LET b(i,j)=w(i,j)
7060 NEXT j
NEXT i
7070 LET det=1
7080 FOR m=1 TO 3
7090 LET l(m)=m
LET k(m)=m
LET pivo=b(m,m)
7100 FOR j=m TO 3
FOR i=m TO 3
7110 IF ABS pivo>=ABS b(i,j) THEN GO TO 7130
7120 LET pivo=b(i,j)
LET l(m)=i
LET k(m)=j
7130 NEXT i
NEXT j
7140 LET i=l(m)
7150 IF i<=m THEN GO TO 7170
7160 FOR j=1 TO 3
LET xn=-b(m,j)
LET b(m,j)=b(i,j)
LET b(i,j)=xn
NEXT j
7170 LET j=k(m)
7180 IF j<=m THEN GO TO 7200
7190 FOR i=1 TO 3
LET xn=-b(i,m)
LET b(i,m)=b(i,j)
LET b(i,j)=xn
NEXT i
```

PROGRAMILIMITE

Anexa 5(Continuare)

```
7200   IF ABS pivo<=eps THEN LET det=0
      LET kod=1
      RETURN
7210   FOR i=1 TO 3
7220     IF i=m THEN GO TO 7240
7230     LET b(i,m)=-b(i,m)/pivo
7240   NEXT i
7250   FOR i=1 TO 3
      FOR j=1 TO 3
7260     IF i=m THEN GO TO 7290
7270     IF j=m THEN GO TO 7290
7280     LET b(i,j)=b(i,j)+b(i,m)*b(m,j)
7290   NEXT j
      NEXT i
7300   FOR j=1 TO 3
7310     IF j=m THEN GO TO 7330
7320     LET b(m,j)=b(m,j)/pivo
7330   NEXT j
7340   LET det=det*pivo
7350   LET b(m,m)=1/pivo
7360   NEXT m
7370   LET m=3
7380   LET m=m-1
7390   IF m<=0 THEN RETURN
7400   LET i=1(m)
7410   IF i<=m THEN GO TO 7430
7420   FOR j=1 TO 3
      LET xn=b(j,m)
      LET b(j,m)=-b(j,i)
      LET b(j,i)=xn
    NEXT j
7430   LET j=k(m)
7440   IF j<=m THEN GO TO 7380
7450   FOR i=1 TO 3
      LET xn=b(m,i)
      LET b(m,i)=-b(j,i)
      LET b(j,i)=xn
    NEXT i
7460   GO TO 7380
8000   REM MRMUL
8010   FOR j=1 TO 3
8020     LET c(j)=0
8030     FOR i=1 TO 3
8040       LET c(j)=c(j)+b(j,i)*f(i)
8050     NEXT i
8060   NEXT j
8070   RETURN
```

```

10 DIM x(39)
   DIM s(39)
20 PRINT "Calculul alunecarilor egalizate"
30 PRINT "*****"
40 PRINT
50 LET c1=COS (PI/9)
   LET s1=SIN (PI/9)
   LET ei=s1/c1-PI/9
   LET t11=TAN (PI/9)
60 FOR l=1 TO 17
   INPUT "u:";u
70   POKE 23692,2
   PRINT "u:";u
80   LOAD "u-"+STR$ u DATA x()
90   LOAD "u1-"+STR$ u DATA s()
100  LET imax=s(36)
   LET scarax=s(37)
   LET scaraz=s(38)
   LET xmin=s(39)
110  FOR i=36 TO 39
   LET s(i)=0
   NEXT i
120  LET j=12
130  LET z1=j
   LET z2=u*z1
   LET zs=z1+z2
   LET z=zs
   LET x=s(j-11)
140  LET x1=(x-7.6)/(z2+10)+.6
150  LET e2=2*x*t11/zs+e1
160  IF e2<0 THEN LET e2=0
170  LET a1=(3*e2)^(1/3)
180  LET a2=a1-(TAN a1-a1-e2)/TAN a1^2
190  IF ABS (a2-a1)>1e-5 THEN LET a1=a2
   GO TO 180
200  LET c2=COS a2
   LET s2=SIN a2
   LET t2=TAN a2
210  LET a=z/2
   LET aw=a*c1/c2
   LET dy=a-aw+x
220  LET da1=z1+2*(1+x1-dy)
   LET da2=z2+2*(1+x-x1-dy)
   LET db1=z1*c1
   LET db2=z2*c1
230  LET ra1=aw*s2-SQR (da2*da2-db2*db2)/2
   LET ra2=SQR (da2*da2-db2*db2)/2
240  LET re1=SQR (da1*da1-db1*db1)/2
   LET re2=aw*s2-SQR (da1*da1-db1*db1)/2
250  LET rc1=db1/2*t2
   LET rc2=db2/2*t2
260  LET f=ra2-rc2-re1+rc1
270  LET dra2=-da2/2/ra2
   LET dre1=da1/2/re1
280  LET f1=dra2-dre1
290  LET x3=x1-f/f1
300  IF ABS (x1/x3-1)<=1e-5 THEN GO TO 330
310  LET x1=x3

```


PROGRAM: NOMOGRAMA

Anexa 6 (Continuare)

```
320     GO TO 220
330     LET x1=x3
340     LET xp=scaraz*(LN z1-LN 12)/LN 10
        LET yp=scarax*(LN x1-LN xmin)/LN 10
350     PRINT "z1=";z1,"f=";f
360     PRINT "x=";x,"x1=";x1
370     PRINT "xp=";xp;TAB 16;"yp=";yp
380     PRINT
390     LET x=x+.2*(x>=1)+.1*(x>=.2 AND x<1)+.05*(x>=.1 AND x<.2)
+.02*(x>=.02 AND x<.1)+.01*(x<.02)
400     IF x<=x(j-11) THEN GO TO 140
410     LET j=j+2*(j<20)+4*(j>=20)
420     IF j<=imax THEN GO TO 130
430     NEXT i
440     STOP
```

PROGRAM: INTEGRARE

Anexa 7

```

10  REM **PROGRAM PRINCIPAL**
20  POKE 23609,120
    POKE 23561,15
    POKE 23562,4
30  DIM r(2,4)
    DIM X(2)
    DIM Y(202)
    DIM z(2)
    DIM A(3)
40  PRINT
    FLASH 1
    PRINT "INTRODUCETI"; FLASH 0; " : "
    FLASH 0
50  INPUT "Numarul de dinti pe roata 1 :      z1= ";z(1)
    PRINT " z1 = ";z(1),
    INPUT "Numarul de dinti pe roata 2 :      z2= ";z(2)
    PRINT " z2 = ";z(2)
60  INPUT " Modulul M = ";m
    PRINT " M = ";m,
    INPUT " Unghiul de referinta alfa0 = ";alfa0i;"gr."
    PRINT " alfa0 = ";alfa0i;"gr."
    INPUT " Distanța dintre axe a = ";aw
    PRINT " a = ";aw,
    INPUT " Coeficientul înalțimii dinților      f0 = ";f0
    PRINT " f0 = ";f0
70  INPUT " Coeficientul jocului la fund          w0 = ";w0
    PRINT "w0 = ";w0,
    INPUT " Raza de racordare a sculei          Ro = ";Ro
    PRINT "  Ro = ";Ro
80  INPUT " Latimea danturii B= ";bef
    PRINT " B = ";bef,
    INPUT " Forta normala Fn = ";Fnt
    PRINT " Fn = ";Fnt
90  INPUT " Rugozitatea danturii Ra = ";Ra
    PRINT " Ra = ";Ra
    INPUT " Viscositatea dinamica a uleiului Eta = ";Eta
    PRINT " Eta = ";Eta
    INPUT " Viteza unghiulara la pinion Omega1 = ";Omega1
    PRINT " Omega1 = ";Omega1
100 INPUT " Forta la inceputul angrenarii FnA = ";FnA
    PRINT " FnA = ";FnA
    INPUT " Forta la inceputul angrenarii unipare FnB = ";FnB
    PRINT " FnB = ";FnB
110 INPUT " Deplasarile specifice x1 =";X(1),"x2 =";X(2)
    PRINT " x1 = ";X(1)," x2 = ";X(2)
120 CLS
130 PRINT
140 PRINT "DATE INITIALE : " " " "Numarul de dinti z1=";z(1) "
    z2=";z(2)
150 PRINT "Modulul M=";m "Unghiul de referinta alfa0=";alfa0i;"
gr." "Distanța între axe a=";aw "Coeficientul înalțimii f0=";f0 "
Coef. jocului la fund w0=";w0 "Raza de racordare a sculei
    Ro=";Ro "Deplasarile specifice x1=";X(1) "
    x2=";X(2)
160 PRINT "Latimea danturii B=";bef "Forta normala Fn=";Fnt
170 LET Xs=X(1)+X(2)
    LET alfa0=alfa0i*PI/180

```

PROGRAM: INTEGRARE

Anexa 7 (Continuare)

```

180 LET u=z(2)/z(1)
    LET FnD=FnA-FnB
    LET FnE=FnA-FnB
190 LET A3=2*Xs/(z(1)+z(2))*TAN alfa0+TAN alfa0-alfa0
    GO SUB 3900
    LET alfaw=A1
    LET dy=(z(1)+z(2))/2*(1-COS alfa0/COS alfaw)+Xs
200 FOR J=1 TO 2
    LET r(J,1)=m*z(J)/2
    LET r(J,2)=r(J,1)*COS alfa0
210 LET r(J,3)=r(J,1)-m*(FO+WO-X(J))
    LET r(J,4)=r(J,1)+m*(FO+X(J)-dy)
220 NEXT J
230 LET a0=r(1,1)+r(2,1)
    LET P1=PI*m*COS alfa0
240 LET T1E=SQR (r(1,4)^2-r(1,2)^2)
    LET T2A=SQR (r(2,4)^2-r(2,2)^2)
250 LET T1T2=aw*SIN alfaw
    LET A(3)=T2A-T1T2+T1E
260 LET T1A=T1T2-T2A
270 LET T1B=T1E-P1
    LET T1D=T1A+P1
280 CLS
    PRINT AT 0,12; FLASH 1;"REZULTATE";AT 1,11; FLASH 0;"-----
-----"
290 PRINT " D1 = ";2*r(1,1)," D2 = ";2*r(2,1)" DB1= ";2*r(1,2)
," DB2= ";2*r(2,2)" DF1 = ";2*r(1,3)," DF2 = ";2*r(2,3)
300 PRINT " DA1 = ";2*r(1,4)," DA2 = ";2*r(2,4)
310 PRINT " a0 = ";a0," pb = ";P1" T1E = ";T1E
320 PRINT " T2A = ";T2A," T1T2 = ";T1T2
330 LET A=T1A
    LET B=T1B
340 LET N=10
    LET z=1
    GO SUB 3010
350 IF K9=0 THEN GO TO 400
360 LET N=2*N
370 IF 2*N>200 THEN GO TO 390
380 LET R1=R2
    GO SUB 3180
    GO TO 350
390 GO SUB 7000
400 LET I1=R2
410 LET A=T1B
    LET B=T1D
420 LET N=10
    LET z=2
    GO SUB 3010
430 IF K9=0 THEN GO TO 480
440 LET N=2*N
450 IF 2*N>200 THEN GO TO 470
460 LET R1=R2
    GO SUB 3180
    GO TO 430
470 GO SUB 7000
480 LET I2=R2
490 LET A=T1D
    LET B=T1E

```

PROGRAMI INTEGRARE

Anexa 7 (Continuare)

```
500 LET N=10
    LET z=3
    GO SUB 3010
510 IF K9=0 THEN GO TO 560
520 LET N=2*N
530 IF 2*N>200 THEN GO TO 550
540 LET R1=R2
    GO SUB 3180
    GO TO 510
550 GO SUB 7000
560 LET I3=R2
570 LET I4=I1+I2+I3
580 LET Ef=.675*(Ra/(Eta*Omega1*bef))^.25/r(1,2)/u^.75*I4
590 GO SUB 8000
    PRINT " Integrala = ";Ef
600 STOP
3000 REM SUBROUTINA DE INTEGRARE SIMPSON
3010 LET H=(B-A)/N
3020 FOR I=1 TO N+1
3030     LET roy1=A+(i-1)*h
3040     IF z=1 THEN GO SUB 5000
3050     IF z=2 THEN GO SUB 5100
3060     IF z=3 THEN GO SUB 5200
3070     LET Y(I)=F
3080 NEXT I
3090 LET S1=0
3100 LET S2=0
3110 FOR I=2 TO N STEP 2
3120     LET S1=S1+Y(I)
3130 NEXT I
3140 FOR I=3 TO N STEP 2
3150     LET S2=S2+Y(I)
3160 NEXT I
3170 LET R1=H/3*(Y(1)+Y(N+1)+4*S1+2*S2)
3180 LET h=(B-A)/2/n
3190 FOR I=1 TO N
3200     LET Y(2*N-2*I+3)=Y(N-I+2)
3210 NEXT I
3220 FOR I=2 TO 2*N+1 STEP 2
3230     LET roy1=A+(I-1)*H
3240     IF z=1 THEN GO SUB 5000
3250     IF z=2 THEN GO SUB 5100
3260     IF z=3 THEN GO SUB 5200
3270     LET Y(I)=F
3280 NEXT I
3290 LET S1=0
3300 LET S2=0
3310 FOR I=2 TO 2*N STEP 2
3320     LET S1=S1+Y(I)
3330 NEXT I
3340 FOR I=3 TO 2*N STEP 2
3350     LET S2=S2+Y(I)
3360 NEXT I
3370 LET R2=H/3*(Y(1)+Y(2*N+1)+4*S1+2*S2)
3380 IF ABS (R2/R1-1)<=1.E-3 THEN GO TO 3410
3390 LET K9=1
3400 RETURN
3410 LET K9=0
```

PROGRAM: INTEGRARE

Anexa 7(Continuare)

```
3420 LET R2=R2+(R2-R1)/15
3430 RETURN
3900 REM SUBROUTINA INVOLUT
3910 LET A2=(3*A3)^(1/3)
3920 LET A1=A2-(TAN (A2)-A2-A3)/(1/COS (A2)^2-1)
3930 IF ABS (A1/A2-1)<=1.E-5 THEN GO TO 3960
3940 LET A2=A1
3950 GO TO 3920
3960 RETURN
5000 REM FUNCTIE 1
5010 LET f=(u/(aw*SIN alfaw+(u-1)*roy1))^0.25*(1/roy1+1/(aw*SIN a
lfaw-roy1))^0.25*ABS ((aw*SIN alfaw-roy1)/u-roy1)
5020 LET f=f*(FnA+(FnB-FnA)/(T1B-T1A)*(roy1-T1A))^1.25
5030 RETURN
5100 REM FUNCTIE 2
5110 LET f=(u/(aw*SIN alfaw+(u-1)*roy1))^0.25*(1/roy1+1/(aw*SIN a
lfaw-roy1))^0.25*ABS ((aw*SIN alfaw-roy1)/u-roy1)
5120 LET f=f*Fnt^1.25
5130 RETURN
5200 REM FUNCTIE 3
5210 LET f=(u/(aw*SIN alfaw+(u-1)*roy1))^0.25*(1/roy1+1/(aw*SIN a
lfaw-roy1))^0.25*ABS ((aw*SIN alfaw-roy1)/u-roy1)
5220 LET f=f*(FnD-(FnD-FnE)/(T1E-T1D)*(roy1-T1D))^1.25
5230 RETURN
7000 GO SUB 8000
PRINT " COD = ";r9
PRINT " R2 = ";R2," R1 = ";R1
GO SUB 3420
RETURN
8000 RESTORE
FOR q=1 TO 10
  READ s
  READ v
  BEEP s,v
NEXT q
8010 DATA .1,5,.1,9,.1,12,.1,9,.1,5,.1,9,.1,12,.1,17,.5,-7,.5,-7
8020 RETURN
```

PROGRAM: REGRESIE

Anexa 8

```

10  REM Regresie polinomiala
20  INPUT "Nr. de puncte: ";N
30  DIM s(n)
    DIM p(n,n)
    DIM h(n)
    DIM b(2,n)
    DIM a(2,n)
    DIM t(n)
    DIM g(n)
    DIM x(n)
    DIM y(n)
    DIM w(n)
40  FOR k=1 TO n
    INPUT ("x(";k;"):");x(k),("y(";k;"):");y(k)
NEXT k
50  INPUT "ponderi egale (d/n)? ";a$
60  IF a$="D" OR a$="d" THEN FOR j=1 TO n
    LET w(j)=1
    NEXT j
    GO TO 80
70  FOR k=1 TO n
    INPUT ("w(";k;"):");w(k)
NEXT k
80  INPUT "Se doreste gradul optim? (d/n): ";g$
90  IF g$="D" OR g$="d" THEN GO TO 120
100 INPUT "gradul impus: ";np
110 FOR k=1 TO n
    FOR j=1 TO n
        LET p(j,k)=0
    NEXT j
    LET h(k)=0
NEXT k
120 LET p(1,1)=1
    LET p(2,2)=1
    LET sum=0
    LET sum1=0
    LET sum2=0
130 FOR k=1 TO n
    LET sum=sum+x(k)*w(k)
    LET sum1=sum1+w(k)
    LET sum2=sum2+y(k)*w(k)
NEXT k
140 LET n(1)=sum1
    LET xb=sum/sum1
    LET p(2,1)=-xb
    LET b(1,1)=sum2/sum1
150 LET sum=0
    LET sum1=0
160 FOR k=1 TO n
    LET sum=sum+y(k)*(x(k)-xb)*w(k)
    LET sum1=sum1+(x(k)-xb)*(x(k)-xb)*w(k)
NEXT k
170 PRINT sum1
180 LET h(2)=sum1
    LET b(1,2)=sum/sum1
    LET sn=0
190 FOR k=1 TO n
    LET sn=sn+y(k)*y(k)*w(k)
NEXT k

```

PROGRAM: REGRESIE

Anexa 8 (Continuare)

```

200 LET sn=sn-b(1,1)*b(1,1)*h(1)
    LET t(1)=sn/(n-1)
210 PRINT "j=";0,"t=";t(1)
220 LET sn=sn-b(1,2)*b(1,2)*h(2)
    LET t(2)=sn/(n-2)
230 PRINT "j=";1,"t=";t(2)
240 LET j=2
250 IF g$="D" OR g$="d" THEN LET ne=n-1
    GO TO 270
260 LET ne=np+1
270 FOR j=j+1 TO ne
280 LET sum=0
    FOR k=1 TO n
290 LET sum1=p(j-1,1)
    LET term=1
    FOR i=2 TO j-1
        LET term=term*x(k)
300 LET sum1=sum1+term*p(j-1,i)
    NEXT i
310 LET sum=sum+x(k)*sum1*sum1*w(k)
    NEXT k
320 LET g(j)=-sum/h(j-1)
330 FOR i=1 TO j-1
    LET p(j,i)=p(j,i)+g(j)*p(j-1,i)
    NEXT i
340 FOR i=2 TO j
    LET p(j,i)=p(j,i)+p(j-1,i-1)
    NEXT i
350 FOR i=1 TO j-2
    LET p(j,i)=p(j,i)-h(j-1)/h(j-2)*p(j-2,i)
    NEXT i
360 LET sum=0
    FOR k=1 TO n
370 LET sum1=p(j,1)
    LET term=1
    FOR i=2 TO j
        LET term=term*x(k)
380 LET sum1=sum1+term*p(j,i)
    NEXT i
390 LET h(j)=h(j)+sum1*sum1*w(k)
    LET sum=sum+sum1*y(k)*w(k)
    NEXT k
400 LET b(1,j)=sum/h(j)
410 LET sn=sn-b(1,j)*b(1,j)*h(j)
    LET t(j)=sn/(n-j)
420 PRINT "j=";j-1,"t=";t(j)
430 IF g$="D" OR g$="d" THEN INPUT "se opreste dezvoltarea?
(d/n): ";a$
    IF a$="D" OR a$="d" THEN INPUT "gradul polinomului: ";
np
    LET ne=np+1
    GO TO 450
440 NEXT j
450 FOR l=1 TO ne
    LET s(1)=SOR (t(ne)/h(1))
460 PRINT "b(";l-1;")=";b(1,1) "s(";l-1;")=";s(1)
470 INPUT "se doreste corectarea? (d/n): ";a$
480 IF a$="D" OR a$="d" THEN INPUT ("b(";l-1;"):");b(2,1)
    IF b(2,1)<b(1,1)-s(1) OR b(2,1)>b(1,1)+s(1) THEN GO TO
480

```

PROGRAM: REGRESIE

Anexa 8 (Continuare)

```

490   IF a$<>"D" AND a$<>"d" THEN LET b(2,1)=b(1,1)
500   NEXT l
510   FOR l=1 TO ne
      LET a(1,l)=0
520   FOR i=1 TO ne
      LET a(1,l)=b(2,i)*p(i,1)+a(1,l)
      NEXT i
530   NEXT l
540   LET i=1
550   GO SUB 790
560   INPUT "se corecteaza coeficientii? (d/n): ";a$
570   IF a$="D" OR a$="d" THEN FOR l=1 TO ne
      PRINT "a(";l-1;")=";a(1,l)
      INPUT ("a(";l-1;"):");a(2,l)
      NEXT l
      LET i=2
      GO SUB 790
580   FOR k=1 TO n
      LET sum=a(i,1)
      LET term=1
590   FOR l=2 TO ne
      LET term=term*x(k)
      LET sum=sum+a(i,l)*term
      NEXT l
600   LET dy=(sum-y(k))/y(k)*100
610   PRINT "x=";x(k),"y=";y(k),"yc=";sum,"dy=";dy
620   NEXT k
630   DIM c(np+1)
      DIM d(np+1)
      FOR l=1 TO np+1
          LET c(l)=0
      NEXT l
640   FOR m=1 TO n
      LET d(1)=y(m)
      LET c(1)=c(1)+d(1)
650   FOR l=2 TO np+1
      LET d(l)=d(l-1)*x(m)
      LET c(l)=c(l)+d(l)
660   NEXT l
      NEXT m
670   LET sy2=0
      FOR m=1 TO n
          LET sy2=sy2+y(m)*y(m)
      NEXT m
680   LET sum=0
      FOR i=1 TO np+1
          LET sum=sum+a(1,i)*c(i)
      NEXT i
690   LET iyx=SQR ((sum-c(1)*c(1)/n)/(sy2-c(1)*c(1)/n))
700   PRINT "indicele de corelatie=";iyx
710   PRINT
720   INPUT "se doreste schimbare de grad? (d/n): ";a$
730   IF a$<>"D" AND a$<>"d" THEN GO TO 780
740   INPUT "gradul ponomului: ";np
750   LET ne=np+1
760   IF ne<j THEN GO TO 450

```


PROGRAM: REGRESIE**Anexa 8 (Continuare)**

```
770 GO TO 270
780 STOP
790 PRINT "polinomul rezultat:"; "y="; a(i,1);
800 FOR l=2 TO ne
    IF SGN a(i,l) >= 0 THEN PRINT "+";
810 PRINT a(i,l); "*x^"; l-1;
    NEXT l
820 PRINT
    PRINT
830 RETURN
```

```
10 DIM w(3,3)
   DIM f(3)
   DIM c(3)
   DIM b(3,3)
   DIM y(3)
   DIM x(3)
20 INPUT "Nr. de dinti:";n;"numarul rotii si al pistei:";b#
30 DIM a(n+1)
   DIM z(n+1)
   DIM u(n+1)
   DIM v(n+1)
40 FOR j=1 TO n+1
   LET a(j)=2*PI/n*(j-1)
NEXT j
50 INPUT "se incarca tabloul z de pe banda (d/n):";a#
60 IF a#="D" OR a#="d" THEN LOAD b# DATA z()
   GO TO 100
70 FOR j=1 TO n+1
   INPUT ("z(";j;")=");z(j)
NEXT j
80 INPUT "se salveaza tabloul z pe banda (d/n):";a#
90 IF a#="D" OR a#="d" THEN SAVE b# DATA z()
100 LET zmin=1e30
   LET zmax=-1e30
110 FOR j=1 TO n
120   IF z(j)>zmax THEN LET zmax=z(j)
130   IF z(j)<zmin THEN LET zmin=z(j)
140 NEXT j
150 LET y(2)=0
160 LET y(1)=(zmax-zmin)/2
170 LET y(3)=(zmax+zmin)/2
180 FOR j=1 TO 3
   PRINT "y(";j;")=";y(j)
NEXT j
PRINT
190 INPUT "nr. de iteratii=";ni
200 FOR p=1 TO ni
210   VALF
220   MATW
230   MRINV 1e-8
240   IF kod=1 THEN PRINT "matrice singulara!";
   STOP
250   MRMUL
260   MRSUB
270   FOR j=1 TO 3
   PRINT "x(";j;")=";x(j)
NEXT j
PRINT
280   FOR j=1 TO 3
290     IF ABS (y(1)/x(1)-1)>1e-8 THEN GO TO 310
300   NEXT j
   LET kod=1
   GO TO 380
310   FOR j=1 TO 3
320     LET y(j)=x(j)
330   NEXT j
340   LET kod=2
350   IF y(1)<0 THEN LET v(1)=-y(1)
   LET y(2)=y(2)-PI
```

PROGRAM: EXCENTRIC

Anexa 9(Continuare)

```

360   IF ABS y(2)>2*PI THEN LET y(2)=y(2)-INT (y(2)/2/PI)*2*PI
370   NEXT p
380   FOR j=1 TO 3
      LET y(j)=x(j)
      PRINT "x(";j;")=";x(j)
    NEXT j
390   IF kod=2 THEN PRINT "Nu s-a atins precizia ceruta "
      STOP
400   VALF
      FOR j=1 TO 3
        PRINT "f(";j;")=";f(j)
      NEXT j
410   LET a=x(1)
      LET fi=x(2)
      LET z0=v(3)
420   PRINT "a=";a;"fi=";fi*180/PI;"z0=";z0
      PRINT
430   INPUT "se doreste reprezentarea grafica (d/n):";a$
      IF a$="D" OR a$="d" THEN GO TO 450
440   STOP
450   LET amin=1e30
      LET amax=-1e30
460   FOR j=1 TO n
470     IF a(j)>amax THEN LET amax=a(j)
480     IF a(j)<amin THEN LET amin=a(j)
490   NEXT j
500   LET dx=245/(a(n+1)-a(1))
      LET dy=160/(zmax-zmin)
510   LET a1=INT (a*1000+.5)/1000
      LET fi1=INT (fi*180/PI*1000+.5)/1000
520   CLS
      PRINT AT 0,0;"R-";b$;" z=";n;" A=";a1;" fi=";fi1
530   LET zor=(z0-zmin)*dy+5
540   PLOT 5,zor
      DRAW 245,0
      PLOT 5,5
      DRAW 0,160
550   LET dmax=a*dy+zor
      LET dmin=zor-a*dy
560   IF dmax>160 THEN LET dy=(160-zor)/a
      GO TO 550
570   IF dmin<0 THEN LET dy=(zor-5)/a
      GO TO 550
580   FOR j=1 TO n+1
      LET v(j)=INT (5+(a(j)-amin)*dx)
      PLOT v(j),(z(j)-z0)*dy+zor
    NEXT j
590   LET xi=5
      LET yi=a*SIN (amin+fi)*dy+zor
600   PLOT xi,yi
610   FOR j=2 TO n+1
620     LET y=a*SIN (a(j)+fi)*dy+zor
630     DRAW v(j)-v(j-1),y-yi
640     LET yi=y
650   NEXT j
660   LET xi=5
      LET u(1)=(z(1)-a*SIN (a(1)+fi)-z0)*dy+zor
670   FOR j=2 TO n+1

```

PROGRAM: EXCENTRIC

Anexa 9(Continuare)

```

680   LET u(j)=(z(j)-a*SIN (a(j)+fi)-z0)*dy+zor
      NEXT j
690   LET kod1=0
700   FOR j=1 TO n+1
      IF u(j)>162 THEN LET dy1=dy/(u(j)-5+dy*(zmin-z0))*(157+(
zmin-z0)*dy)
      LET kod1=1
710   NEXT j
720   FOR j=1 TO n+1
      IF u(j)<0 THEN LET dy1=dy*(z0-zmin)/(z0-z(j)+a*SIN (a(j)
+fi))
      LET kod1=1
730   NEXT j
740   IF kod1=1 THEN FOR j=1 TO n+1
      LET u(j)=(z(j)-a*SIN (a(j)+fi)-z0)*dy1+zor
      NEXT j
750   PLOT 5+a(1)*dx,u(1)
760   FOR j=2 TO n+1
      DRAW v(j)-v(j-1),u(j)-u(j-1)
770   NEXT j
780   INPUT "se salveaza ecranul (d/n):";a$
790   IF a$="D" OR a$="d" THEN SAVE "RD-"+b$SCREEN$
800   STOP
5000 DEF PROC MATW
5010   LET zc2a=0
5020   FOR j=1 TO n
      LET zc2a=zc2a+COS (2*a(j)+y(2)*2)
      NEXT j
5030   LET w(1,1)=-ss2
      LET w(2,1)=-s2si/2
5040   LET w(1,2)=zco-y(1)*s2si-y(3)*co
      LET w(2,2)=-zsi-y(1)*zc2a+y(3)*si
5050   LET w(1,3)=-si
      LET w(2,3)=-co
5060   LET w(3,1)=-si
      LET w(3,2)=-y(1)*co
      LET w(3,3)=-n
5070   RETURN
5080 END PROC
5500 DEF PROC MRSUB
5510   FOR j=1 TO 3
5520     LET x(j)=y(j)-c(j)
5530   NEXT j
5540   RETURN
5550 END PROC
6000 DEF PROC VALF
6010   LET zsi=0
      LET zco=0
      LET ss2=0
      LET s2si=0
      LET si=0
      LET co=0
      LET z1=0
6020   FOR i=1 TO n
      LET zsi=zsi+z(j)*SIN (a(j)+y(2))
      LET zco=zco+z(j)*COS (a(j)+y(2))
      LET ss2=ss2+SIN (a(j)+y(2))*SIN (a(j)+y(2))

```

PROGRAM EXCENTRIC

Anexa 9 (Continuare)

```

5030     LET s2si=s2si+SIN (2*a(j)+2*y(2))
        LET si=si+SIN (a(j)+y(2))
        LET co=co+COS (a(j)+y(2))
        LET zi=zi+z(j)
    NEXT j
6040     LET f(1)=zsi-y(1)*ss2-y(3)*si
        LET f(2)=zco-y(1)/2*s2si-y(3)*co
        LET f(3)=zi-n*y(3)-y(1)*si
6050     RETURN
6060 END PROC
7000 DEF PROC MRINV eps
7010     DIM l(3)
        DIM k(3)
7020     LET kod=0
7030     FOR i=1 TO 3
7040         FOR j=1 TO 3
7050             LET b(i,j)=w(i,j)
7060         NEXT j
    NEXT i
7070     LET det=1
7080     FOR m=1 TO 3
7090         LET l(m)=m
            LET k(m)=m
            LET pivo=b(m,m)
7100         FOR j=m TO 3
            FOR i=m TO 3
7110             IF ABS pivo>=ABS b(i,j) THEN GO TO 7130
7120             LET pivo=b(i,j)
                LET l(m)=i
                LET k(m)=j
7130         NEXT i
    NEXT j
7140     LET i=l(m)
7150     IF i<=m THEN GO TO 7170
7160     FOR j=1 TO 3
        LET x=-b(m,j)
        LET b(m,j)=b(i,j)
        LET b(i,j)=x
    NEXT j
7170     LET j=k(m)
7180     IF j<=m THEN GO TO 7200
7190     FOR i=1 TO 3
        LET x=-b(i,m)
        LET b(i,m)=b(i,j)
        LET b(i,j)=x
    NEXT i
7200     IF ABS pivo<=eps THEN LET det=0
        LET kod=1
        RETURN
7210     FOR i=1 TO 3
7220         IF i=m THEN GO TO 7240
7230         LET b(i,m)=-b(i,m)/pivo
7240     NEXT i
7250     FOR i=1 TO 3
        FOR j=1 TO 3
7260         IF i=m THEN GO TO 7290
7270         IF j=m THEN GO TO 7290
7280         LET b(i,j)=b(i,j)+b(i,m)*b(m,j)

```

PROGRAM: EXCENTRIC

Anexa 9(Continuare)

```
7290     NEXT j
        NEXT i
7300     FOR j=1 TO 3
7310         IF j=m THEN GO TO 7330
7320         LET b(m,j)=b(m,j)/pivo
7330     NEXT j
7340     LET det=det*pivo
7350     LET b(m,m)=1/pivo
7360 NEXT m
7370 LET m=3
7380 LET m=m-1
7390 IF m<=0 THEN RETURN
7400 LET i=1(m)
7410 IF i<=m THEN GO TO 7430
7420 FOR j=1 TO 3
        LET x=b(j,m)
        LET b(j,m)=-b(j,i)
        LET b(j,i)=x
    NEXT j
7430 LET j=k(m)
7440 IF j<=m THEN GO TO 7380
7450 FOR i=1 TO 3
        LET x=b(m,i)
        LET b(m,i)=-b(j,i)
        LET b(j,i)=x
    NEXT i
7460 GO TO 7380
7470 END PROC
7500 DEF PROC MRMUL
7510     FOR j=1 TO 3
7520         LET c(j)=0
7530         FOR i=1 TO 3
7540             LET c(j)=c(j)+b(j,i)*f(i)
7550         NEXT i
7560     NEXT j
7570     RETURN
7580 END PROC
```

Rezultatele masuratorilor de excentritate

Nr. crt.	Roata/ /pista	z	m [mm]	e [m]	O [O]	Fir [m]	fir [m]	Obs.
0	1	2	3	4	5	6	7	8
1	1/1	39	3	15,2	105,2	54	23	resp.
2	1/2	39	3	23	-15,152	61	27	resp.
3	2/1	39	3	1,33	52,1	14	9	adm.
4	2/2	39	3	2,4	40,0	17	14	adm.
5	3/1	39	3	8,9	10,21	27	12,5	adm.
6	3/2	39	3	0,8	3,20	11	10	adm.
7	4/1	39	3	8,8	270,9	64	46	resp.
8	4/2	39	3	18,3	-0,9	71	30	resp.
9	5/1	39	3	37,1	55,15	110	63	resp.
10	5/2	39	3	18,1	-162,14	82	79	resp.
11	6/1	39	3	16,0	-175,63	93	59	resp.
12	6/2	39	3	49,4	-130,65	117	38	resp.
13	8/1	39	3	16,7	17,7	60	25	resp.
14	8/2	39	3	5,5	-42,46	51	42	resp.
15	9/1	39	3	9,5	-220,42	36	17	adm.
16	9/2	39	3	23,9	13,52	75	31	resp.
17	10/1	39	3	8,74	-272,44	68	38	resp.
18	10/2	39	3	56,0	42,09	226	111	resp.
19	12/1	39	3	23,0	-32,41	84	56	resp.
20	12/2	39	3	40,2	259,92	154	90	resp.
21	13/1	39	3	2,4	-11,1	44	40	resp.
22	13/2	39	3	5,4	41,63	20	14	adm.
23	14/1	39	3	23,7	23,21	84	32	resp.
24	14/2	39	3	21,3	-218,12	73	37	resp.
25	15/1	39	3	9,5	-88,42	65	55	resp.
26	15/2	39	3	3,2	-34,42	41	21	adm.
27	16/1	39	3	9,5	-26,02	68	64	resp.
28	16/2	39	3	9,1	-38,69	41	28	adm.
29	17/1	39	3	18,4	-226,67	62	23	resp.
30	17/2	39	3	34,2	-237,1	108	53	resp.
31	18/1	39	3	33,4	17,21	159	135	resp.
32	18/2	39	3	34,5	-215,75	75	48	resp.
33	19/1	39	3	8,3	-136,72	32	15	adm.
34	19/2	39	3	21,5	88,55	102	61	resp.
35	20/1	39	3	6,9	-5,83	57	31	resp.
36	20/2	39	3	2,1	-192,14	21	13	adm.

Anexa 10 (continuare)

0	1	2	3	4	5	6	7	8
37	21/1	39	3	2,4	-106,16	92	65	resp.
38	21/2	39	3	11,4	33,1	60	33	resp.
39	22/1	39	3	2,7	-163,44	73	36	resp.
40	23/1	39	3	8,6	-168,82	37	23	adm.
41	23/2	39	3	7,2	279,08	38	27	adm.
42	24/1	39	3	4,0	282,27	58	36	resp.
43	24/2	39	3	10,1	-236,50	103	71	resp.
44	25/1	39	3	10,9	-121,16	53	50	resp.
45	25/2	39	3	4,8	2,60	43	26	adm.
46	26/1	39	3	18,8	7,33	140	101	resp.
47	26/2	39	3	8,4	-60,54	64	36	resp.
48	27/1	39	3	24,0	-188,33	130	52	resp.
49	27/2	39	3	23,0	-226,59	91	56	resp.
50	28/1	39	3	12,7	-1,56	77	50	resp.
51	28/2	39	3	13,9	-155,33	110	76	resp.
52	29/1	39	3	18,0	4,97	105	85	resp.
53	29/2	39	3	5,7	-234,39	100	80	resp.
54	30/1	39	3	38,1	-184,16	372	312	resp.
55	30/2	39	3	29,3	-106,54	270	241	resp.
56	31/1	39	3	6,0	-118,22	41	28	adm.
57	31/2	39	3	11,6	101,21	48	26	adm.
58	32/1	39	3	40,3	-206,96	96	36	resp.
59	32/2	39	3	22,6	-229,22	60	30	resp.
60	33/1	39	3	10,6	271,68	61	49	resp.
61	33/2	39	3	34,0	-116,06	84	15	resp.
62	34/1	39	3	43,3	-175,55	198	120	resp.
63	34/2	39	3	86,8	-235,77	271	165	resp.
64	35/1	39	3	4,6	62,40	49	31	adm.
65	35/2	39	3	14,8	-225,06	80	73	resp.
66	36/1	39	3	6,1	-245,26	71	48	resp.
67	36/2	39	3	16,2	-206,91	42	16	adm.
68	37/1	39	3	56,1	4,05	145	28	resp.
69	37/2	39	3	1,9	50,06	35	24	adm.
70	38/1	39	3	12,2	-158,64	46	35	adm.
71	38/2	39	3	21,0	-24,16	155	80	resp.
72	39/1	39	3	20,0	-16,3	67	48	resp.
73	39/2	39	3	17,6	-233,51	76	34	resp.
74	40/1	39	3	14,4	281,86	147	112	resp.

Anexa 10 (continuare)

0	1	2	3	4	5	6	7	8
75	40/2	39	3	5,3	-167,21	87	74	resp.
76	41/1	39	3	34,1	76,03	102	35	resp.
77	41/2	39	3	16,2	-201,39	69	28	resp.
78	42/1	39	3	34,4	-234,69	128	81	resp.
79	42/2	39	3	27,9	-203,36	126	64	resp.
80	43/1	39	3	16,1	0,90	50	32	adm.
81	43/2	39	3	17,2	-189,48	69	36	resp.
82	44/1	39	3	35,0	48,10	93	28	resp.
83	44/2	39	3	45,2	-261,11	103	22	resp.
84	46/1	39	3	9,3	-187,19	42	22	adm.
85	46/2	39	3	1,3	-217,77	26	20	adm.
86	47/1	39	3	9,2	-36,08	90	55	resp.
87	47/2	39	3	17,3	-174,27	57	19	adm.
88	48/1	39	3	6,4	-103,73	22	11	adm.
89	48/2	39	3	5,7	-200,23	25	23	adm.
90	49/1	39	3	12,8	38,83	82	72	resp.
91	49/2	39	3	11,1	23,71	70	35	resp.
92	52/1	39	3	15,3	-53,58	55	21,5	adm.
93	52/2	39	3	17,0	282,02	56	26	adm.
94	53/1	39	3	6,9	109,48	31	19	adm.
95	53/2	39	3	13,0	-225,74	57	25	adm.
96	54/1	39	3	5,6	-3,48	24	13	adm.
97	54/2	39	3	3,6	2,61	13	8	adm.
98	55/1	39	3	53,8	-91,02	118	36	resp.
99	55/2	39	3	38,9	280,51	121	60	resp.
100	56/1	39	3	19,5	-194,35	88	48	resp.
101	56/2	39	3	10,9	-69,92	43	30	adm.
102	57/1	39	3	3,4	-211,65	35	25	adm.
103	57/2	39	3	16,0	-203,9	47	20	adm.
104	58/1	39	3	87,8	65,72	220	41	resp.
105	58/2	39	3	102,6	83,58	237	74	resp.
106	59/1	39	3	18,9	-39,34	62	61	resp.
107	59/2	39	3	24,1	96,46	65	27	resp.
108	60/1	39	3	9,8	-188,63	35	30	adm.
109	60/2	39	3	2,8	-182,47	22	16	adm.
110	61/1	39	3	6,5	-119,31	17	8	adm.
111	61/2	39	3	5	-151,57	30	23	adm.
112	62/1	39	3	39,1	-146,58	103	44	resp.

Anexa 10 (continuare)

0	1	2	3	4	5	6	7	8
113	62/2	39	3	50,9	-131,89	123	58	resp.
114	63/1	39	3	9,5	-216,04	36	23	adm.
115	63/2	39	3	8,6	112,76	27	7	adm.
116	64/1	39	3	74,9	-31,48	161	23	resp.
117	64/2	39	3	71,0	-33,02	166	37	resp.
118	65/1	39	3	33,9	-150,66	142	74	resp.
119	65/2	39	3	55,3	-65,29	164	64	resp.
120	66/1	39	3	53,9	6,72	119	27	resp.
121	66/2	39	3	43,4	23,09	90	32	resp.
122	67/1	39	3	22,0	-71,11	98	74	resp.
123	67/2	39	3	3,9	-122,16	48	38	adm.
124	68/1	39	3	6,9	8,90	31	23	adm.
125	68/2	39	3	4,6	-57,40	31	20	adm.
126	69/1	39	3	81,7	-155,99	176	50	resp.
127	69/2	39	3	59,8	-165,05	160	67	resp.
128	70/1	39	3	42,0	108,22	117	30	resp.
129	70/2	39	3	19,5	-234,54	81	48	resp.
130	71/1	39	3	37,1	13,38	109	33	resp.
131	71/2	39	3	32,6	29,54	85	20	resp.
132	72/1	39	3	13,7	-51,49	77	54	resp.
133	72/2	39	3	21,6	-64,85	97	67	resp.
134	73/1	39	3	85,0	-188,4	449	168	resp.
135	73/2	39	3	70,2	81,68	347	146	resp.
136	74/1	39	3	6,6	-150,88	18	8	adm.
137	74/2	39	3	2,1	-241,95	30	28	adm.
138	75/1	39	3	56,9	21,65	131	36	resp.
139	75/2	39	3	49,2	30,87	130	47	resp.
140	76/1	39	3	67,6	-108,98	158	47	resp.
141	76/2	39	3	34,4	-119,57	132	80	resp.
142	77/1	39	3	0,5	-168,03	18	13	adm.
143	77/2	39	3	6,9	17,94	24	15	adm.
144	78/1	39	3	68,1	47,44	157	28	resp.
145	78/2	39	3	44,9	41,08	105	37	resp.
146	79/1	39	3	42,1	12,48	115	48	resp.
147	79/2	39	3	42,3	9,93	99	27	resp.
148	80/1	39	3	72,0	-175,92	156	27	resp.
149	80/2	39	3	57,1	-186,25	192	87	resp.
150	81/1	39	3	11,8	263,08	61	30	resp.

Anexa 10 (continuare)

0	1	2	3	4	5	6	7	8
151	81/2	39	3	21,1	-169,61	59	17	resp.
152	82/1	39	3	141	265,66	293	41	resp.
153	82/2	39	3	83,9	282,68	172	30	resp.
154	83/1	39	3	3,4	60,91	22	20	adm.
155	83/2	39	3	3,4	50,56	24	22	adm.
156	84/1	39	3	7,0	-112,29	24	12	adm.
157	84/2	39	3	5,5	290,99	26	17	adm.
158	85/1	39	3	14,5	-145,14	64	26	resp.
159	85/2	39	3	11,0	-201,84	97	62	resp.
160	86/1	39	3	6,2	98,11	50	23	adm.
161	86/2	39	3	2,3	-220,68	19	11	adm.
162	87/1	39	3	1,9	281,74	16	12	adm.
163	87/2	39	3	3,4	-159,20	26	18	adm.
164	88/1	39	3	4,2	-164,78	52	32	adm.
165	88/2	39	3	3	-136,53	13	10	adm.
166	89/1	39	3	0,9	14,94	12	10	adm.
167	89/2	39	3	2,1	99,54	12	11	adm.
168	90/1	39	3	17,7	-240,94	60	27	resp.
169	90/2	39	3	14,1	106,35	85	73	resp.
170	91/1	39	3	3,2	13,3	12	7	adm.
171	91/2	39	3	2,2	40,32	14	13	adm.
172	92/1	39	3	4,9	46,67	21	10	adm.
173	92/2	39	3	2,9	26,61	11	6	adm.
174	93/1	39	3	9,0	-195,56	22	7	adm.
175	93/2	39	3	6,4	-174,49	20	11	adm.
176	94/1	39	3	2,2	-219,76	26	19	adm.
177	94/2	39	3	1,1	-214,55	15	10	adm.
178	95/1	48	3	5,2	-100,52	86	68	resp.
179	95/2	48	3	4,3	-116,92	46	23	adm.
180	96/1	48	3	30,4	99,78	125	61	resp.
181	96/2	48	3	21,4	107,53	72	24	resp.
182	97/1	48	3	13,6	-21,22	152	147	resp.
183	97/2	48	3	1,1	-46,21	41	33	adm.
184	98/1	48	3	2,1	-65,52	18	12	adm.
185	98/2	48	3	3,8	-80,75	41	25	adm.
186	99/1	48	3	6,4	-161,46	23	11	adm.
187	99/2	48	3	9,9	-164,03	84	60	resp.
188	100/1	48	3	5,6	-54,64	33	21	adm.

Anexa 10 (continuare)

0	1	2	3	4	5	6	7	8
189	100/2	48	3	3,5	-34,96	16	14	adm.
190	101/1	48	3	11,9	61,63	35	17	adm.
191	101/2	48	3	16,7	41,23	42	24	adm.
192	102/1	48	3	63,4	81,76	116	96	resp.
193	102/2	48	3	5,6	-58,86	27	19	adm.
194	103/1	48	3	14,7	-90,25	45	22	adm.
195	103/2	48	3	11,7	276,57	35	16	adm.
196	104/1	48	3	9,9	108,72	69	55	resp.
197	104/2	48	3	6,0	60,32	123	117	resp.
198	105/1	48	3	1,3	38,13	32	27	adm.
199	105/2	48	3	9,0	-1,93	36	19	adm.
200	106/1	48	3	8,1	98,31	88	62	resp.
201	106/2	48	3	13,4	51,07	59	50	resp.
202	107/1	48	3	3,5	89,59	36	16	adm.
203	107/2	48	3	5,7	-212,41	52	27	adm.
204	108/1	48	3	9,8	2,46	40	25	adm.
205	108/2	48	3	7,0	12,17	36	25	adm.
206	109/1	48	3	6,2	-123,53	47	31	adm.
207	109/2	48	3	9,2	8,37	57	29	resp.
208	110/1	48	3	5,8	69,52	39	31	adm.
209	110/2	48	3	5,1	103,02	57	50	resp.
210	111/1	48	3	11,2	-27,61	49	34	adm.
211	111/2	48	3	6,7	-149,96	45	33	adm.
212	112/1	39	3	16,9	-120,64	162	140	resp.
213	112/2	39	3	28,2	-164,26	195	142	resp.
214	113/1	39	3	11,7	-287,3	51	27	adm.
215	113/2	39	3	14,9	96,70	199	161	resp.
216	114/1	39	3	63,4	40,34	189	53	resp.
217	114/2	39	3	17,0	-9,97	292	266	resp.
218	115/1	39	3	34,8	52,19	208	131	resp.
219	115/2	39	3	25,0	61,55	85	34	resp.
220	116/1	39	3	25,0	-51,41	119	91	resp.
221	116/2	39	3	20,7	-9,29	134	105	resp.
222	117/1	39	3	10,1	-25,08	73	25	resp.
223	117/2	39	3	12,9	-51,4	43	16	adm.
224	118/1	39	3	4,2	-6,49	93	89	resp.
225	118/2	39	3	1,4	11,02	49	40	resp.
226	119/1	39	3	20,1	76,84	65	25	resp.

Anexa 10 (continuare)

0	1	2	3	4	5	6	7	8
227	119/2	39	3	18,2	51,83	128	89	resp.
228	120/1	39	3	4,4	-193,94	61	46	resp.
229	120/2	39	3	9,7	-103,43	32	14	adm.
230	121/1	39	3	18,2	-36,84	73	30	resp.
231	121/2	39	3	24,5	2,16	79	35	resp.
232	122/1	39	3	14,8	-223,58	87	67	resp.
233	122/2	39	3	9,8	86,68	54	29	adm.
234	123/1	39	3	6,7	-183,31	38	30	adm.
235	123/2	39	3	12,3	-135,31	76	53	resp.
236	124/1	39	3	8,8	-47,52	89	74	resp.
237	124/2	39	3	14,3	-125,11	46	40	resp.
238	125/1	39	3	4,4	-222,46	56	46	resp.
239	125/2	39	3	11,6	37,86	47	22	adm.
240	126/1	39	3	13,4	286,72	55	31	adm.
241	126/2	39	3	34,2	280,38	86	19	resp.
242	129/1	39	3	4,3	-215,92	32	20	adm.
243	129/2	39	3	9,6	-154,17	49	29	adm.
244	130/1	39	3	6,5	-198,99	45	42	resp.
245	130/2	39	3	2,0	63,62	19	11	adm.
246	131/1	39	3	9,8	107,79	35	10	adm.
247	131/2	39	3	6,3	106,36	35	31	adm.
248	132/1	39	3	12,4	-43,17	160	153	resp.
249	132/1	39	3	7,4	30,91	29	12	adm.
250	133/1	39	3	5,2	81,89	17	7	adm.
251	133/2	39	3	4,5	-7,51	27	17	adm.
252	134/1	39	3	0,8	-2,51	24	15	adm.
253	134/2	39	3	1,4	-108,35	14	12	adm.
254	135/1	39	3	2,1	-242,92	47	31	adm.
255	135/2	39	3	5,1	284,43	42	40	resp.
256	136/1	30	3	11,3	-233,59	53	42	resp.
257	136/2	30	3	13,6	-235,30	52	28	adm.
258	137/1	30	3	11,8	-7,56	49	29	adm.
259	137/2	30	3	5,3	47,08	40	35	adm.
260	138/1	30	3	3,9	-4,46	36	31	adm.
261	138/2	30	3	0,6	-247,76	43	31	adm.
262	139/1	30	3	1,5	-203,93	45	30	adm.
263	139/2	30	3	1,9	-236,06	45	30	adm.
264	140/1	30	3	6,7	-211,37	40	30	adm.

Anexa 10 (continuare)

0	1	2	3	4	5	6	7	8
265	140/2	30	3	9,6	-30,73	51	36	adm.
266	141/1	30	3	8,4	58,22	57	40	resp.
267	141/2	30	3	5,2	-196,28	42	24	adm.
268	142/1	30	3	5,0	112,81	21	14	adm.
269	142/2	30	3	1,2	52,58	12	11	adm.
270	143/1	30	3	7,7	9,46	22	8	adm.
271	143/2	30	3	10,2	-43,18	28	8	adm.
272	144/1	30	3	20,9	-189,04	48	14	adm.
273	144/2	30	3	18,5	-206,84	39	13	adm.
274	145/1	30	3	7,1	87,88	23	14	adm.
275	145/2	30	3	5,5	-231,40	22	20	adm.
276	146/1	30	3	5,7	-173,87	35	32	adm.
277	146/2	30	3	8,4	-175,9	24	10	adm.
278	147/1	30	3	10,1	-215,36	26	12	adm.
279	147/2	30	3	10,2	-211,31	27	11	adm.
280	148/1	30	3	14,7	-216,63	38	9	adm.
281	148/2	30	3	14,5	-233,71	39	16	adm.
282	149/1	30	3	4,5	-160,54	17	9	adm.
283	149/2	30	3	3,6	-121,07	18	16	adm.
284	150/1	30	3	6,8	58,89	52	43	resp.
285	150/2	30	3	9,3	-7,55	43	40	resp.
286	151/1	30	3	12,5	89,97	37	23	adm.
287	151/2	30	3	5,0	268,27	31	27	adm.
288	152/1	30	3	2,1	1,41	24	18	adm.
289	152/2	39	3	6,6	-49,32	29	11	adm.
290	153/1	39	3	15,7	-229,41	127	103	resp.
291	153/2	39	3	18,6	-246,59	78	48	resp.
292	154/1	39	3	16,1	-171,05	98	55	resp.
293	154/2	39	3	3,3	-184,58	102	92	resp.
294	155/1	39	3	10,9	285,97	74	61	resp.
295	155/2	39	3	11,9	-139,82	44	15	adm.
296	156/1	39	3	20,9	-36,32	60	29	resp.
297	156/2	39	3	9,9	-61,91	57	24	resp.
298	157/1	39	3	12,96	-42,70	56	40	resp.
299	157/2	39	3	12,6	-51,56	63	31	resp.
300	158/1	39	3	216,8	-162,58	501	161	resp.
301	158/2	39	3	143,2	-159,2	515	152	resp.
302	159/1	39	3	19,3	-18,18	161	103	resp.

Anexa 10 (continuare)

0	1	2	3	4	5	6	7	8
303	159/2	39	3	23,9	-36,02	103	56	resp.
304	160/1	39	3	0,6	92,32	16	8	adm.
305	160/2	39	3	2,1	1,50	13	12	adm.

```

10 INPUT "Numarul de pasi: ";np
20 DIM a(np)
   DIM b(np)
   DIM c(np)
30 INPUT "numarul rotii si al pistei:";b$
40 INPUT "Se citesc valorile abaterilor de pe banda (d/n): ";a
$
50 IF a$="D" OR a$="d" THEN LOAD b$ DATA a()
   GO TO 110
60 FOR n=1 TO np
70   INPUT "Citirea a ";(n);"-a abatere fata de etalon: ";a(n)
80 NEXT n
90 INPUT "se salveaza tabloul a pe banda (d/n):";a$
100 IF a$="d" OR a$="D" THEN SAVE b$ DATA a()
110 LET s=0
120 FOR n=1 TO np
   LET s=s+a(n)
   NEXT n
130 LET sm=INT (100*s/np+.5)/100
140 CSIZE 8,8
150 PRINT BRIGHT 1;"Valoarea medie: ";sm;TAB 31;" "
160 PRINT INVERSE 1;" Valoarea citita minus valoareaetalon eg
ala cu abaterea indivi-duala raportata la intervalul mediu";TAB 3
1;" "
170 LET s1=0
180 FOR n=1 TO np
190   LET b(n)=INT (100*(a(n)-sm)+.5)/100
   LET si=si+b(n)
   IF b(n)>=0 THEN PRINT b(n)
   GO TO 210
200   PRINT " ",b(n)
210 NEXT n
220 PRINT BRIGHT 1;"Fentru verificare, suma: ";TAB 0;INT (100*
s1+.5)/100;TAB 31;" "
230 PRINT INVERSE 1;"Abaterea suma raportata la marimea de pr
elucrare a ultimului";TAB 0;"pas";TAB 31;" "
240 LET c(1)=b(1)
   FOR n=2 TO np
250   LET c(n)=c(n-1)+b(n)
   IF c(n)>=0 THEN PRINT INT (100*c(n)+.5)/100
   GO TO 270
260   PRINT " ",INT (100*c(n)+.5)/100
270 NEXT n
280 PRINT
290 INPUT "se doreste imprimarea valorilor (d/n):";a$
300 IF a$="D" OR a$="d" THEN GO TO 320
310 GO TO 700
320 LPRINT "roata: ";b$,"z=";np
   FOR j=1 TO 54
   LPRINT "-";
   NEXT j
   LPRINT
330 LPRINT "! Nr.: Aba-! Abaterea corectata! Abaterea suma
! " " ! pasiterea!";TAB 20;"! fata de pasul ";np;" ! "
340 FOR j=1 TO 54
   LPRINT "-";
   NEXT j
   LPRINT
350 FOR j=1 TO np
   LPRINT "! ";j;

```



```

360   FOR k=1 TO 3-LEN STR$ j
      LPRINT " ";
    NEXT k
370   LPRINT "! ";a(j);
380   FOR k=1 TO 4-LEN STR$ a(j)
      LPRINT " ";
    NEXT k
390   LPRINT "! ";
400   IF b(j)>0 THEN LPRINT b(j);
      LET d$=STR$ b(j)
      FOR k=1 TO 18-LEN d$
        LPRINT " ";
      NEXT k
      LPRINT "! ";
      GO TO 420
410   LPRINT TAB 11;b(j);
      LET d$=STR$ b(j)
      LET kf=8-LEN d$
      FOR k=1 TO kf
        LPRINT " ";
      NEXT k
      LPRINT "! ";
420   IF c(j)>0 THEN LET ci=INT (100*c(j)+.5)/100
      LPRINT ci;
      LET d$=STR$ ci
      FOR k=1 TO 20-LEN d$
        LPRINT " ";
      NEXT k
      LPRINT "!";
      GO TO 440
430   LET ci=INT (100*c(j)+.5)/100
      LPRINT TAB 12;ci;
      LET d$=STR$ ci
      FOR k=1 TO 9-LEN d$
        LPRINT " ";
      NEXT k
      LPRINT "!";
440   NEXT j
450   FOR j=1 TO 54
      LPRINT "-";
    NEXT j
    LPRINT
460   LET si=INT (100*s1+.5)/100
470   LPRINT "!";TAB 5;"!suma=! suma=";si;
480   LET d$=STR$ si
      FOR k=1 TO 13-LEN d$
        LPRINT " ";
      NEXT k
      LPRINT "!";
      LPRINT TAB 22;"!";
490   LPRINT "!";TAB 5;"!";s;
      LET d$=STR$ s
      FOR j=1 TO 5-LEN d$
        LPRINT " ";
      NEXT j
      LPRINT "!";
500   LPRINT TAB 20;"!";TAB 22;"!";
510   LPRINT "!";TAB 5;"! me- !";TAB 20;"!";TAB 22;"!";

```

PROGRAM: PAS

Anexa 11(Continuare)

```

520 LPRINT "!";TAB 5;"Idia= !";TAB 20;"!";TAB 22;"!"
530 LPRINT "!";TAB 5;"!";
540 LET d#=STR# sm
550 IF LEN d#>5 THEN LET sm=INT (10*sm+.5)/10
      GO TO 540
560 LPRINT d#;
      LET kf=5-LEN d#
570 IF kf=0 THEN GO TO 590
580 FOR k=1 TO kf
      LPRINT " ";
      NEXT k
590 LPRINT "!";TAB 20;"!";TAB 22;"!"
600 FOR j=1 TO 54
      LPRINT "-";
      NEXT j
      LPRINT
610 LET bmax=1e-30
620 FOR j=1 TO np
      IF ABS b(j)>bmax THEN LET bmax=ABS b(j)
      LET zm=j
630 NEXT j
640 LET cmax=1e-30
      LET cmin=1e30
650 FOR j=1 TO np
660 IF c(j)>cmax THEN LET cmax=c(j)
      LET zmax=j
670 IF c(j)<cmin THEN LET cmin=c(j)
      LET zmin=j
680 NEXT j
690 LPRINT "abaterea maxima la pasul ";zm;" =";b(zm)'"eroarea c
umulata maxima intre pasii ";zmax;" - ";zmin;" =";INT (100*(cmax-
cmin)+.5)/100
700 INPUT "se doreste reprezentarea grafica (d/n): ";a#
710 IF a#<>"D" AND a#<>"d" THEN STOP
720 LET bmax=-1e30
      LET bmin=1e30
730 FOR j=1 TO np
      IF ABS b(j)>bmax THEN LET bmax=ABS b(j)
      LET zm=j
740 IF b(j)<bmin THEN LET bmin=b(j)
750 NEXT j
760 LET min=bmin
      LET max=bmax
770 LET cmax=1e-30
      LET cmin=1e30
780 FOR j=1 TO np
790 IF c(j)>cmax THEN LET cmax=c(j)
      LET zmax=j
800 IF c(j)<cmin THEN LET cmin=c(j)
      LET zmin=j
810 NEXT j
820 IF cmin<min THEN LET min=cmin
830 IF cmax>max THEN LET max=cmax
840 LET dif=max-min
850 LET dy=INT (165/dif)
860 LET dx=INT (240/np)
870 CSIZE 4,8

```

```

880  CLS
      PRINT AT 0,0;"R-";b$;TAB 12;"fpbr-max=";b(zm);TAB 35;"Fbr="
; INT (100*(cmax-cmin)+.5)/100
890  LET yor=INT ((166-dif*dy)/2-min*dy)
900  LET c$="0"
      PLOT 4,yor+4,c$
      PLOT 9,yor
      DRAW 245,0
      PLOT 12,1
      DRAW 0,165
910  FOR j=1 TO 23 STEP 2
      LET yi=yor+5*j*dy
920  IF yi>165 THEN GO TO 940
930  PLOT 10,yi
      DRAW 5,0
      NEXT j
940  FOR j=2 TO 24 STEP 2
      LET yi=yor+5*j*dy
950  IF yi>165 THEN GO TO 980
960  LET c$=STR$ (j/2*10)
      IF j<20 THEN PLOT 0,yi+4,c$
970  PLOT 9,yi
      DRAW 7,0
      NEXT j
980  FOR j=1 TO 23 STEP 2
      LET yi=yor-5*j*dy
990  IF yi<0 THEN GO TO 1010
1000 PLOT 10,yi
      DRAW 5,0
      NEXT j
1010 FOR j=2 TO 24 STEP 2
      LET yi=yor-5*j*dy
1020 IF yi<0 THEN GO TO 1050
1030 LET c$=STR$ (j/2*10)
      IF j<20 THEN PLOT 0,yi+4,c$
1040 PLOT 9,yi
      DRAW 7,0
      NEXT j
1050 FOR j=5 TO np+5 STEP 10
      LET xi=12+j*dx
1060 IF xi>255 THEN GO TO 1080
1070 PLOT xi,yor-2
      DRAW 0,5
      NEXT j
1080 FOR j=10 TO np+5 STEP 10
      LET xi=12+j*dx
1090 IF xi>255 THEN GO TO 1110
1100 PLOT xi,yor-3
      DRAW 0,7
      LET c$=STR$ j
      PLOT xi-4,yor-4,c$
      NEXT j
1110 LET xi=12+dx
      LET yi=INT (yor+b(1)*dy+.5)
1120 PLOT xi,yi
1130 FOR j=1 TO np
      LET x=12+j*dx
      LET y=INT (yor+b(j)*dy+.5)

```

PROGRAM: PAS

Anexa 11 (Continuare)

```
1140   DRAW x-xi,y-yi
      LET xi=x
      LET yi=y
1150 NEXT j
1160 LET xi=12+dx
      LET yi=INT (yor+c(1)*dy+.5)
1170 PLOT xi,yi
1180 FOR j=1 TO np
      LET x=12+j*dx
      LET y=INT (yor+c(j)*dy+.5)
1190   DRAW x-xi,y-yi
      LET xi=x
      LET yi=y
1200 NEXT j
1210 INPUT "se salveaza ecranul (d/n):";a$
1220 IF a$="D" OR a$="d" THEN SAVE "R-"+b$CODE 16384,6143
1230 INPUT "se copiaza ecranul (d/n):";a$
1240 IF a$="D" OR a$="d" THEN COPY
1250 STOP
```

Rezultatele masuratorilor pasului

Nr. crt.	Roata/ /pista	z	m [mm]	f _{pbr} [m]	F _{pr} [m]	Obs.
0	1	2	3	4	5	6
1	2/a1	39	3	37,67	327,27	resp.
2	2/a2	39	3	17,08	113,72	resp.
3	2/b1	39	3	23,82	232,3	resp.
4	2/b2	39	3	4,51	12,63	adm.
5	3/a1	39	3	-40,56	429,64	resp.
6	3/a2	39	3	-14,95	157,95	resp.
7	3/b1	39	3	31,72	351,68	resp.
8	3/b2	39	3	-17,72	131,88	resp.
9	13/a1	39	3	10,51	20,84	adm.
10	13/a2	39	3	8,74	23,94	adm.
11	13/b1	39	3	-9,79	50,2	adm.
12	13/b2	39	3	35,28	46,44	resp.
13	15/a1	39	3	8,79	31,57	adm.
14	15/a2	39	3	25,64	26,28	resp.
15	15/b1	39	3	11,77	21,17	adm.
16	15/b2	39	3	9,87	17,21	adm.
17	16/a1	39	3	44,13	62,03	resp.
18	16/a2	39	3	6,38	25,36	adm.
19	16/b1	39	3	9,05	25,3	adm.
20	16/b2	39	3	7,51	22,61	adm.
21	19/a2	39	3	10,08	29,68	adm.
22	19/a2	39	3	8,72	27,92	adm.
23	19/b1	39	3	-8,49	19,94	adm.
24	19/b2	39	3	7,1	38,8	adm.
25	20/a1	39	3	-36,36	133,6	resp.
26	20/a2	39	3	-28,51	274,69	resp.
27	20/b1	39	3	-8,26	54,62	adm.
28	20/b2	39	3	-9,51	34,84	adm.
29	23/a1	39	3	9,13	38,3	adm.
30	23/a2	39	3	4,23	19,63	adm.
31	23/b1	39	3	24,31	57,1	resp.
32	23/b2	39	3	-6,1	16,5	adm.
33	25/a1	39	3	24,82	97,38	resp.
34	25/a2	39	3	8,41	42,62	adm.
35	25/b1	39	3	-10,13	28,6	adm.
36	25/b2	39	3	11,46	32,44	adm.

Anexa 12 (continuare)

0	1	2	3	4	5	6
37	31/a1	39	3	11,21	42,73	adm.
38	31/a2	39	3	-24,18	54,66	resp.
39	31/b1	39	3	10,64	35,68	adm.
40	31/b2	39	3	-26,26	109,08	resp.
41	35/a1	39	3	-2,21	7,89	adm.
42	35/a2	39	3	-6,56	14,24	adm.
43	35/b1	39	3	-24,13	39,04	resp.
44	35/b2	39	3	-24,87	70,09	resp.
45	36/a1	39	3	11,67	30,63	adm.
46	36/a2	39	3	-4,26	21,46	adm.
47	36/b1	39	3	9,18	24,06	adm.
48	36/b2	39	3	-7,13	28,53	adm.
49	37/a1	39	3	-33,69	48,45	resp.
50	37/a2	39	3	42,59	126,9	resp.
51	37/b1	39	3	13,97	35,64	adm.
52	37/b2	39	3	-9,87	23,56	adm.
53	38/a1	39	3	17,26	34,34	resp.
54	38/a2	39	3	9,72	23,24	adm.
55	38/b1	39	3	5,51	25,31	adm.
56	38/b2	39	3	-15,03	32,81	resp.
57	43/a1	39	3	15,28	28,4	resp.
58	43/a2	39	3	-10,41	30,03	adm.
59	43/b1	39	3	-15,77	32,07	resp.
60	43/b2	39	3	10,67	28,73	adm.
61	46/a1	39	3	5,69	17,21	adm.
62	46/a2	39	3	-3,18	26,76	adm.
63	46/b1	39	3	5,23	18,22	adm.
64	46/b2	39	3	20,79	143,9	resp.
65	47/a1	39	3	15,28	35,72	resp.
66	47/a2	39	3	8,74	48,72	adm.
67	47/b1	39	3	10,69	68,87	resp.
68	47/b2	39	3	12,41	68,15	resp.
69	48/a1	39	3	-7,44	46,2	adm.
70	48/a2	39	3	11,59	53,08	adm.
71	48/b1	39	3	13,49	59,1	adm.
72	48/b2	39	3	6,38	38,22	adm.
73	52/a1	39	3	7,97	20,55	adm.
74	52/a2	39	3	13,69	43,73	adm.

Anexa 12 (continuare)

0	1	2	3	4	5	6
75	52/b1	39	3	5,41	34,74	adm.
76	52/b2	39	3	6,82	46,66	adm.
77	53/a1	39	3	7,18	21,98	adm.
78	53/a2	39	3	-33,13	72,34	resp.
79	53/b1	39	3	10,05	87,1	resp.
80	53/b2	39	3	13,21	66,8	resp.
81	54/a1	39	3	-5,18	36,78	adm.
82	54/a2	39	3	5	39	adm.
83	54/b1	39	3	-6,92	30,52	adm.
84	54/b2	39	3	-6,85	54,15	adm.
85	56/a1	39	3	12,26	30,9	adm.
86	56/a2	39	3	-11,92	54,68	adm.
87	56/b1	39	3	-6,85	18,3	adm.
88	56/b2	39	3	19,56	30,16	resp.
89	57/a1	39	3	7,67	15,26	adm.
90	57/a2	39	3	-6,28	15,16	adm.
91	57/b1	39	3	-7,72	16,96	adm.
92	57/b2	39	3	8,64	26,48	adm.
93	60/a1	39	3	10,41	67,16	resp.
94	60/a2	39	3	-19,41	82,1	resp.
95	60/b1	39	3	31,49	49,88	resp.
96	60/b2	39	3	9,54	47,58	adm.
97	61/a1	39	3	4,79	36,06	adm.
98	61/a2	39	3	4,79	38,06	adm.
99	61/b1	39	3	2,9	18,2	adm.
100	61/b2	39	3	4,92	19,76	adm.
101	63/a1	39	3	-6,9	25,6	adm.
102	63/a2	39	3	5,28	15,88	adm.
103	63/b1	39	3	9,46	32,34	adm.
104	63/b2	39	3	8	32	adm.
105	67/a1	39	3	73,28	124	resp.
106	67/a2	39	3	-39,15	202,7	resp.
107	67/b1	39	3	22,72	38,52	resp.
108	67/b2	39	3	38,82	101,84	resp.
109	68/a1	39	3	13,9	24,5	adm.
110	68/a2	39	3	19,23	28,37	resp.
111	68/b1	39	3	-29,15	40,65	resp.
112	68/b2	39	3	24,85	39,95	resp.

Anexa 12 (continuare)

0	1	2	3	4	5	6
113	74/a1	39	3	6,13	14,05	adm.
114	74/a2	39	3	-14,97	44,64	adm.
115	74/b1	39	3	-18,28	29,76	resp.
116	74/b2	39	3	-14,28	31,68	adm.
117	77/a1	39	3	-49,77	142,91	resp.
118	77/a2	39	3	-11,05	21,35	adm.
119	77/b1	39	3	3,23	9,84	adm.
120	77/b2	39	3	4,59	11,85	adm.
121	83/a1	39	3	-35,95	206,15	resp.
122	83/a2	39	3	-11,59	21,39	adm.
123	83/b1	39	3	-13,97	37,73	adm.
124	83/b2	39	3	29,97	103,67	resp.
125	84/a1	39	3	8,79	33,69	adm.
126	84/a2	39	3	-4,26	16,64	adm.
127	84/b1	39	3	-18,54	39,18	resp.
128	84/b2	39	3	12,79	42,48	adm.
129	86/a1	39	3	10,72	60,32	adm.
130	86/a2	39	3	-3,03	23,46	adm.
131	86/b1	39	3	-26,03	62,46	resp.
132	86/b2	39	3	43,77	115,13	resp.
133	87/a1	39	3	15,54	81,72	resp.
134	87/a2	39	3	15,31	40,17	resp.
135	87/b1	39	3	-22,13	46,73	resp.
136	87/b2	39	3	18,72	164,12	resp.
137	88/a2	39	3	8,26	36,16	adm.
138	88/b2	39	3	10,62	22,64	adm.
139	89/a1	39	3	4,36	11,4	adm.
140	89/a2	39	3	2,92	19,64	adm.
141	89/b1	39	3	4,18	8,48	adm.
142	89/b2	39	3	4,41	10,57	adm.
143	91/a1	39	3	-3,69	36,13	adm.
144	91/a2	39	3	-6,59	44,02	adm.
145	91/b1	39	3	18,03	24,45	resp.
146	91/b2	39	3	-4,67	18,05	adm.
147	92/a1	39	3	9,77	18,7	adm.
148	92/a2	39	3	10,67	78,06	resp.
149	92/b1	39	3	-1,67	9,04	adm.
150	92/b2	39	3	3,77	8,83	adm.

Anexa 12 (continuare)

0	1	2	3	4	5	6
151	93/a1	39	3	3,62	9,92	adm.
152	93/a2	39	3	7,92	20,88	adm.
153	93/b1	39	3	3,54	-19,44	adm.
154	93/b2	39	3	5,64	21,32	adm.
155	94/a1	39	3	-36,97	40,79	resp.
156	94/a2	39	3	9,46	39,12	adm.
157	94/b1	39	3	9,03	22,63	adm.
158	94/b2	39	3	4,9	28,8	adm.
159	95/a1	48	3	7,08	21,52	adm.
160	95/a2	48	3	6,58	17,34	adm.
161	95/b1	48	3	-11,73	34,89	adm.
162	95/b2	48	3	-9,58	62,28	adm.
163	97/a1	48	3	13,54	16,64	adm.
164	97/a2	48	3	5,17	9,56	adm.
165	97/b1	48	3	3,04	10,44	adm.
166	97/b2	48	3	-3,25	14,25	adm.
167	98/a1	48	3	2,69	14,23	adm.
168	98/a2	48	3	7,58	29,64	adm.
169	98/b1	48	3	-3,17	20,06	adm.
170	98/b2	48	3	24,79	202,3	resp.
171	99/a1	48	3	84,83	252,95	resp.
172	99/a2	48	3	21,23	169,56	resp.
173	99/b1	48	3	22,06	84,78	resp.
174	99/b2	48	3	23,33	60,93	resp.
175	100/a1	48	3	10,08	28,52	adm.
176	100/a2	48	3	31,35	47,4	resp.
177	100/b1	48	3	27,62	214,4	resp.
178	100/b2	48	3	45,44	318,88	resp.
179	101/a1	48	3	-19,42	91,82	resp.
180	101/a2	48	3	-26,06	69,8	resp.
181	101/b1	48	3	17,75	79,5	resp.
182	101/b2	48	3	17,5	85,5	resp.
183	102/a2	48	3	5,12	18,28	adm.
184	102/b2	48	3	9,54	41,88	adm.
185	103/a1	48	3	10,17	46,92	adm.
186	103/a2	48	3	9,6	76,8	resp.
187	105/a1	48	3	2,87	6,95	adm.
188	105/a2	48	3	-1,71	5,2	adm.

Anexa 12 (continuare)

0	1	2	3	4	5	6
189	105/b1	48	3	5,75	18,0	adm.
190	105/b2	48	3	6,04	13,52	adm.
191	107/a1	48	3	5,23	25,37	adm.
192	107/a2	48	3	-2,56	12,28	adm.
193	107/b1	48	3	-3,04	17,08	adm.
194	107/b2	48	3	-5,29	11,77	adm.
195	108/a1	48	3	-3,69	34,2	adm.
196	108/a2	48	3	2,33	7,92	adm.
197	108/b1	48	3	5,06	16,26	adm.
198	108/b2	48	3	-2,04	10,08	adm.
199	109/a1	48	3	8,54	17,66	adm.
200	109/a2	48	3	4,23	23,06	adm.
201	109/b1	48	3	-3,19	9,9	adm.
202	109/b2	48	3	5,65	15	adm.
203	110/a1	48	3	4,12	21,16	adm.
204	110/a2	48	3	3,35	11,95	adm.
205	110/b1	48	3	4,69	7,87	adm.
206	110/b2	48	3	7,69	24,35	adm.
207	111/a1	48	3	6,42	11,14	adm.
208	111/a2	48	3	2,71	10,1	adm.
209	111/b1	48	3	8,35	29,2	adm.
210	111/b2	48	3	-4,69	34,87	adm.
211	113/a1	39	3	9,15	16,6	adm.
212	113/a2	39	3	11,62	45,3	adm.
213	113/b1	39	3	8,13	53,86	adm.
214	113/b2	39	3	10,21	39,94	adm.
215	117/a1	39	3	-3,95	20,1	adm.
216	117/a2	39	3	-3,54	21,14	adm.
217	117/b1	39	3	7,23	16,63	adm.
218	117/b2	39	3	-5,82	15,6	adm.
219	120/a1	39	3	-10,56	103,88	resp.
220	120/a2	39	3	7,28	32,28	adm.
221	120/b1	39	3	7,33	39,07	adm.
222	120/b2	39	3	6,36	14,24	adm.
223	122/a1	39	3	11,74	23,56	adm.
224	122/a2	39	3	-7,59	37,08	adm.
225	122/b1	39	3	9,36	40,32	adm.
226	122/b2	39	3	15,72	56,24	resp.

Anexa 12 (continuare)

0	1	2	3	4	5	6
227	123/a1	39	3	-6,03	22,28	adm.
228	123/a2	39	3	9,21	37,62	adm.
229	123/b1	39	3	-9,51	33,29	adm.
230	123/b2	39	3	11,18	36,96	adm.
231	125/a1	39	3	-8,56	32,32	adm.
232	125/a2	39	3	8,51	33,55	adm.
233	125/b1	39	3	12,64	37,92	adm.
234	125/b2	39	3	8,97	28,67	adm.
235	126/a1	39	3	14,15	42,4	adm.
236	126/a2	39	3	14,79	32,94	adm.
237	126/b1	39	3	-32,67	91,38	resp.
238	126/b2	39	3	-17,28	53,56	resp.
239	129/a1	39	3	-13,67	19,35	adm.
240	129/a2	39	3	-14,59	27,03	adm.
241	129/b1	39	3	4	15	adm.
242	129/b2	39	3	-9,13	17,52	adm.
243	130/a1	39	3	13,23	23,37	adm.
244	130/a2	39	3	12,56	36,48	adm.
245	130/b1	39	3	8,56	52	adm.
246	130/b2	39	3	11,67	29,61	adm.
247	131/a1	39	3	9,85	33,75	adm.
248	131/a2	39	3	8,87	23,64	adm.
249	131/b1	39	3	-4	16	adm.
250	131/b2	39	3	-12,92	33,04	adm.
251	132/a1	39	3	15,13	48,75	resp.
252	132/a2	39	3	7,08	23,16	adm.
253	132/b1	39	3	-4,85	13,35	adm.
254	132/b2	39	3	8,59	41,48	adm.
255	133/a1	39	3	-3,33	16,73	adm.
256	133/a2	39	3	12,41	42,69	adm.
257	133/b1	39	3	2,64	10,56	adm.
258	133/b2	39	3	-2,15	10,7	adm.
259	134/a1	39	3	5,41	14,1	adm.
260	134/a2	39	3	8,23	10,68	adm.
261	134/b1	39	3	-5,69	24,04	adm.
262	134/b2	39	3	3,64	26,36	adm.
263	135/a1	39	3	8,15	46,85	adm.
264	135/a2	39	3	2	7	adm.

Anexa 12 (continuare)

0	1	2	3	4	5	6
265	135/b1	39	3	14,49	35,78	adm.
266	135/b2	39	3	2,64	10,04	adm.
267	136/a1	30	3	-3,77	11,85	adm.
268	136/a2	30	3	-2,57	10,4	adm.
269	136/b1	30	3	-9,67	35,7	adm.
270	136/b2	30	3	-4,97	29,46	adm.
271	137/a1	30	3	-10,07	26,95	adm.
272	137/a2	30	3	-4,13	16,66	adm.
273	137/b1	30	3	-4,17	25,72	adm.
274	137/b2	30	3	7,70	22,4	adm.
275	138/a1	30	3	-13,23	27,6	adm.
276	138/a2	30	3	-3,13	12,17	adm.
277	138/b1	30	3	12,17	22,28	adm.
278	138/b2	30	3	-4,1	22	adm.
279	139/a1	30	3	3,87	15,18	adm.
280	139/a2	30	3	-2,07	12,09	adm.
281	139/b1	30	3	2,57	7,58	adm.
282	139/b2	30	3	-3,53	12,13	adm.
283	140/a1	30	3	4,2	8	adm.
284	140/a2	30	3	-1,7	11,1	adm.
285	140/b1	30	3	4,37	13,33	adm.
286	140/b2	30	3	-1,77	4,76	adm.
287	141/a1	30	3	-5,07	12,19	adm.
288	141/a2	30	3	-5,27	17,87	adm.
289	141/b1	30	3	5,8	16,8	adm.
290	141/b2	30	3	2,8	7	adm.
291	142/a1	30	3	10,27	21,78	adm.
292	142/a2	30	3	-6,63	16,08	adm.
293	142/b1	30	3	9,13	42,05	adm.
294	142/b2	30	3	-7	20	adm.
295	143/a1	30	3	-2,3	7,1	adm.
296	143/a2	30	3	-4,1	12,8	adm.
297	143/b1	30	3	-8,7	42,9	adm.
298	143/b2	30	3	3,67	18,95	adm.
299	144/a1	30	3	-12,43	33,41	adm.
300	144/a2	30	3	-4,3	12,2	adm.
301	144/b1	30	3	-8,77	32,32	adm.
302	144/b2	30	3	9,1	53,3	resp.

Anexa 12 (continuare)

0	1	2	3	4	5	6
303	145/a1	30	3	5,6	9	adm.
304	145/a2	30	3	-4,8	18,8	adm.
305	145/b1	30	3	-9,07	25,91	adm.
306	145/b2	30	3	-3,7	7,2	adm.
307	146/a1	30	3	-8,23	22,61	adm.
308	146/a2	30	3	-10,77	27,71	adm.
309	146/b1	30	3	-7,93	14,46	adm.
310	146/b2	30	3	-9,07	27,28	adm.
311	147/a1	30	3	-9,23	15,01	adm.
312	147/a2	30	3	6,4	18,4	adm.
313	147/b1	30	3	-9,23	22,32	adm.
314	147/b2	30	3	4,23	12,32	adm.
315	148/a1	30	3	-4,23	11,25	adm.
316	148/a2	30	3	7,93	40,16	adm.
317	148/b1	30	3	13,57	36,85	adm.
318	148/b2	30	3	-9,2	15,4	adm.
319	149/a1	30	3	7,57	26,26	adm.
320	149/a2	30	3	3,37	8,82	adm.
321	149/b1	30	3	12,73	16,51	adm.
322	149/b2	30	3	11,37	18,11	adm.
323	151/a1	30	3	-20,93	61,3	resp.
324	151/a2	30	3	-17,03	28,18	resp.
325	151/b1	30	3	18,5	52,5	resp.
326	151/b2	30	3	27	57	resp.
327	152/a1	39	3	4,69	21,03	adm.
328	152/a2	39	3	8,51	23,27	adm.
329	152/b1	39	3	-2,05	6	adm.
330	152/b2	39	3	2,18	5,94	adm.
331	155/a1	39	3	-5,08	42,32	adm.
332	155/a2	39	3	-6,64	13,88	adm.
333	155/b1	39	3	-1,77	2,84	adm.
334	155/b2	39	3	-5,03	5,75	adm.
335	160/a1	48	3	3,71	21,67	adm.
336	160/a2	48	3	6,4	7,8	adm.
337	160/b1	48	3	4,08	9,08	adm.
338	160/b2	48	3	-2	9	adm.

```

10  POKE 23609,30
    REM Program Niemann
20  DIM q(6)
    DIM l(2)
    DIM z(4)
    DIM k(2,2)
    DIM d(5,2)
    DIM s(6,2)
    DIM x(2)
    DIM y(3,2)
    DIM h(4)
    DIM e(4,2)
    DIM f(2,2)
    DIM g(9)
    DIM n(2)
    DIM m(2)
    DIM p(2)
    DIM t(2)
30  DEF FN y(x)=TAN x-x
40  INPUT "Este un angrenaj nou? (da/nu): ";d$
    IF d$="nu" OR d$="NU" THEN GO TO 110
50  INPUT "Distanța dintre axe: ";a,TAB 0;"Modulul standard: ";
ms,TAB 0;"Viteza unghiulară de intrare: ";omega1,TAB 0;"Parametri
i sculei f0 w0 r0 prot :";f0;" ";w0;" ";r0;" ";prot,TAB 0;"Unghiul
de inclinare grade minute secunde :";ibetag;" ";ibetam;" ";ibeta
s,TAB 0;"Clasa de precizie DIN: ";l,TAB 0;"Unghiul de referință:
";ialfa0n,TAB 0;"Unghiul de protuberanță: ";ialfap,TAB 0;"Putere
a: ";p,TAB 0;"Rezistența la încovoiere sigd1 sigd2: ";s(1,1);" ";
s(1,2)
60  INPUT "Viscozitatea uleiului: ";vis,TAB 0;"Rezistența la co
ntact k1 k2: ";k(1,1);" ";k(1,2),TAB 0;"Coeficientul de suprasarc
ina cs: ";cs,TAB 0;"Coeficientul de ciupire yg1 yg2: ";y(1,1);" "
";y(1,2),TAB 0;"Coeficientul de duritate yh1 yh2: ";y(2,1);" ";y(2
,2),TAB 0;"Coeficientul de rigiditate cz: ";cz
70  INPUT "Este o roată în consolă? (da/nu): ";d$
80  IF d$="da" OR d$="DA" THEN LET kod=1
    GO TO 110
90  IF d$="nu" OR d$="NU" THEN LET kod=0
    GO TO 110
100 GO TO 70
110 INPUT TAB 0;"Raportul de transmitere: ";i,TAB 0;"Numere de
dinti z1 z2: ";z(1);" ";z(2),TAB 0;"Deplasările de profil x1 x2:
";x(1);" ";x(2),TAB 0;"Latimea de contact: ";bef,TAB 0;"Presiunea
de gripare ktest: ";ktest
120 INPUT "Se lucrează cu imprimanta: ";a$
    IF a$="DA" OR a$="da" THEN GO TO 170
130 BORDER 7
    FAPER 7
    INK 0
    CLS
    PRINT TAB 3;"DATE INITIALE";AT 1,3;"*****";AT 3,0;"
Distanța dintre axe: ";a,TAB 0;"Modulul standard: ";ms,TAB 0;"Vit
eza unghiulară de intrare: ";omega1,TAB 0;"Raportul de transmiter
e: ";i,TAB 0;"Parametrii sculei f0 w0 r0 prot :";f0;" ";w0;" ";r0
:" ";prot,TAB 0;"Numere de dinti z1 z2 : ";z(1);" ";z(2),TAB 0;"U
ngniul de inclinare grade minute secunde :";ibetag;" ";ibetam;" "
";ibetas

```

PROGRAM IN IEMANN

Anexa 13(Continuare)

```

140 PRINT TAB 0;"Clasa de precizie DIN: ";l,TAB 0;"unghiul de r
eferinta: ";ialfa0n,TAB 0;"Unghiul de protuberanta: ";ialfap,TAB
0;"Latimea de contact: ";bef,TAB 0;"Deplasarile de profil x1 x2:
";x(1);" ";x(2),TAB 0;"Puterea: ";p,TAB 0;"Rezistenta la incovoie
re sigd1 sigd2: ";s(1,1);" ";s(1,2)
150 PRINT TAB 0;"Viscozitatea uleiului: ";vis,TAB 0;"Rezistenta
la contact k1 k2: ";k(1,1);" ";k(1,2),TAB 0;"Presiunea de gripar
e ktest: ";ktest,TAB 0;"Coeficientul de suprasarcina cs: ";cs,TAB
0;"Coeficientul de ciupire yg1 yg2: ";y(1,1);" ";y(1,2),TAB 0;"C
oeficientul de duritate yh1 yh2: ";y(2,1);" ";y(2,2),TAB 0;"Coefi
cientul de rigiditate cz: ";cz
160 GO TO 210
170 INPUT "Contract Nr.: ";b$
LPRINT "Contract Nr.: ";b$
INPUT "Beneficiar: ";b$
LPRINT "Beneficiar: ";b$
INPUT "Angrenaj: ";b$
LPRINT "Angrenaj: ";b$
INPUT "Varianta: ";b$
LPRINT "Varianta: ";b$
180 LPRINT TAB 30;"DATE INITIALE" TAB 30;"*****" "Dist
anta dintre axe: ";TAB 42;"aw =" ;a;" mm" "Modulul standard:";TA
B 42;"mn =" ;ms;" mm" "Viteza unghiulara de intrare:";TAB 42;"om
ega=" ;omega1 "Raportul de transmitere:";TAB 42;"i =" ;i "Parame
trii sculei:";TAB 30;"h0a*=" ;f0;" c0*=" ;w0;" r0f*=" ;r0;" pro*=" ;p
rot "Numere de dinti:";TAB 33;"z1=" ;z(1);TAB 50;"z2=" ;z(2) "Unghi
ul de inclinare:";TAB 35;ibetag;"gr " ;ibetam;"m " ;ibetas;"s"
190 LPRINT "Clasa de precizie DIN: ";TAB 47;l "unghiul de refer
inta:";TAB 42;"alfa0=" ;ialfa0n;" gr " "Unghiul de protuberanta:";T
AB 42;"alfap=" ;ialfap;" gr " "Latimea de contact: ";TAB 42;"b =
";bef "Coeficienti de deplasare:";TAB 33;"x1=" ;x(1);TAB 50;"x2=" ;
x(2) "Puterea: ";TAB 42;"P =" ;p;" kW" "Rezistente la incovoier
e:";TAB 33;"sig1=" ;s(1,1);TAB 50;"sig2=" ;s(1,2);" MPa"
200 LPRINT "Viscozitatea uleiului: ";TAB 42;"vis=" ;vis;" cSt" "
Rezistente la contact:";TAB 33;"k1=" ;k(1,1);TAB 50;"k2=" ;k(1,2);"
MPa" "Limita de gripare: ";TAB 42;"ktest=" ;ktest;" MPa" "Coefici
ent de suprasarcina:";TAB 42;"Cs=" ;cs "Coeficienti de ciupire:";T
AB 33;"yg1=" ;y(1,1);TAB 50;"yg2=" ;y(1,2) "Coeficienti de duritate
:";TAB 33;"yh1=" ;y(2,1);TAB 50;"yh2=" ;y(2,2) "Coeficient de rigid
itate:";TAB 42;"Cz=" ;cz
LPRINT " "
210 LET beta=((ibetas/60+ibetam)/60+ibetag)*PI/180
LET alfa0n=ialfa0n*PI/180
LET alfap=ialfap*PI/180
220 LET xis=x(1)+x(2)
LET ief=z(2)/z(1)
LET a0=ms*(z(1)+z(2))/2/COS beta
230 LET alfa0f=ATN (TAN alfa0n/COS beta)
LET alfa=ACS (a0/a*COS alfa0f)
240 LET alfabn=ACS (COS alfa0n/(1+(COS beta)^2*(a-a0)/a))
250 GO SUB 800
REM Ciupire
260 GO SUB 1000
REM Geometrie
270 IF a$="DA" OR a$="da" THEN GO TO 330

```

```

280  CLS
      PRINT AT 0,10;"REZULTATE";AT 1,10;"*****";AT 3,5;"CALCUL
LUL GEOMETRIC";AT 5,0;"Distanța dintre axe: ";a,TAB 0;"Modulul st
andard: ";ms,TAB 0;"Modulul frontal: ";ms/COS beta,TAB 0;"Lățimea
de contact: ";bef,TAB 0;"Deplasările de profil: ";x(1);" ";x(2),
TAB 0;"Numerele de dinți: ";z(1);" ";z(2),TAB 0;"Diametrele de di
vizare: ";d(1,1);" ";d(1,2),TAB 0;"Diametrele de cap: ";d(4,1);"
";d(4,2),TAB 0;"Diametrele de fund: ";d(3,1);" ";d(3,2)
290  PRINT TAB 0;"Diametrele de baza: ";d(2,1);" ";d(2,2),TAB 0;
"Diametrele de rostogolire: ";d(5,1);" ";d(5,2),TAB 0;"Înălțimea
dintilor: ";h,TAB 0;"Gradul de acoperire frontal: ";epsit,TAB 0;"
Gradul de acoperire suplimentar: ";epsisp,TAB 0;"Raportul aluneca
rilor: ";rapeta
300  PRINT TAB 0;"Înălțime cap: ";h(1);" ";h(2),TAB 0;"Înălțime
picior: ";h-h(1);" ";h-h(2),TAB 0;"Înălțime cap - coarda: ";h(3);
" ";h(4),TAB 0;"Grosimea dintelui - coarda: ";s(6,1);" ";s(6,2),T
AB 0;"Viteza periferică: ";v,TAB 0;"Turatiile: ";omega1*30/PI;" "
";omega1/ief*30/PI
310  PRINT TAB 0;"Diametrul rolei de măsurat: ";dc,TAB 0;"Cota p
este role: ";m(1);" ";m(2),TAB 0;"Cota peste ";n(1);" dinți la ro
ata 1: ";l(1),TAB 0;"Cota peste ";n(2);" dinți la roata 2: ";l(2)
,TAB 0;"Grosimea relativă pe cercul exterior: ";s(3,1);" ";s(3,2)
      PRINT
      PRINT
320  GO TO 410
330  LPRINT TAB 40;"REZULTATE" TAB 40;"*****" TAB 35;"CALCUL
UL GEOMETRIC" "Distanța dintre axe:" TAB 42;"aw=";a;" mm" "Modulu
l standard:" TAB 42;"mn=";ms;" mm" "Modulul frontal:" TAB 42;"mt=
";ms/COS beta;" mm" "Lățimea de contact:" TAB 42;"bef=";bef;" mm"
"Coeficienți de deplasare: ";TAB 33;"x1=";INT (x(1)*1e5+.5)/1e5;
TAB 50;"x2=";INT (x(2)*1e5+.5)/1e5
340  LPRINT "Numere de dinți:" TAB 33;"z1=";z(1);TAB 50;"z2=";z(
2) "Diametre de divizare:" TAB 33;"d1=";INT (d(1,1)*1000+.5)/1000
;TAB 50;"d2=";INT (d(1,2)*1000+.5)/1000;" mm" "Diametre de cap:"
;TAB 33;"da1=";INT (d(4,1)*1000+.5)/1000;TAB 50;"da2=";INT (d(4,2)
*1000+.5)/1000;" mm" "Diametre de picior:" TAB 33;"df1=";INT (d(3
,1)*1000+.5)/1000;TAB 50;"df2=";INT (d(3,2)*1000+.5)/1000;" mm"
350  LPRINT "Diametre de baza:" TAB 33;"db1=";INT (d(2,1)*1000+.
5)/1000;TAB 50;"db2=";INT (d(2,2)*1000+.5)/1000;" mm" "Diametre d
e rostogolire:" TAB 33;"dw1=";INT (d(5,1)*1000+.5)/1000;TAB 50;"d
w2=";INT (d(5,2)*1000+.5)/1000;" mm" "Înălțimea dintilor:" TAB 42
;"h=";INT (h*1000+.5)/1000;" mm"
360  LPRINT "Grad de acoperire frontal:" TAB 42;"epsa=";INT (eps
it*1000+.5)/1000 "Gradul de acoperire axial:" TAB 42;"epsb=";INT
(epsisp*1000+.5)/1000 "Raportul alunecărilor:" TAB 42;"ral=";INT
(rapeta*1000+.5)/1000
370  LPRINT "Înălțime cap:" TAB 33;"ha1=";INT (h(1)*1000+.5)/100
0;TAB 50;"ha2=";INT (h(2)*1000+.5)/1000;" mm" "Înălțime picior:"
;TAB 33;"hf1=";INT ((h-h(1))*1000+.5)/1000;TAB 50;"hf2=";INT ((h-h
(2))*1000+.5)/1000;" mm"
380  LPRINT "Înălțime cap la coarda:" TAB 33;"hg1=";INT (h(3)*10
00+.5)/1000;TAB 50;"hg2=";INT (h(4)*1000+.5)/1000;" mm" "Coarda d
intelui:" TAB 33;"s1=";INT (s(6,1)*1000+.5)/1000;TAB 50;"s2=";INT
(s(6,2)*1000+.5)/1000;" mm" "Viteza periferică:" TAB 42;"v=";INT
(v*100+.5)/100;" m/s" "Turatii:" TAB 33;"n1=";INT (omega1*30/PI+
.5);TAB 50;"n2=";INT (omega1/ief*30/PI+.5);" rot/min"

```



```

390 LPRINT "Diametrul rolei de masurat:";TAB 42;"dc=";dc;" mm"
"Lungimea peste role:";TAB 33;"MR1=";INT (m(1)*1000+.5)/1000;TAB
50;"MR2=";INT (m(2)*1000+.5)/1000;" mm"
"Lungimea peste dinti:";T
AB 33;"W";n(1);"=";INT (l(1)*1000+.5)/1000;TAB 50;"W";n(2);"=";IN
T (l(2)*1000+.5)/1000;" mm"
"Grosimea relativa la cap:";TAB 33;"s
a1'=";INT (s(3,1)*100+.5)/100;TAB 50;"sa2'=";INT (s(3,2)*100+.5)/
100
400 LPRINT " "
410 GO SUB 3000
    REM Niemann
420 IF a$="DA" OR a$="da" THEN GO TO 510
430 PRINT TAB 4;"VERIFICAREA REZISTENTEI";TAB 4;"*****
*****";TAB 0;TAB 0;"Siguranta la ciupire: ";s(5,1);" ";s(5,2)
;TAB 0;"Siguranta la incovoiere: ";s(4,1);" ";s(4,2);TAB 0;"Sigur
anta la gripare: ";sf;TAB 0
440 FOR j=1 TO 2
    IF s(5,j)<1.3 THEN PRINT ; FLASH 1;"Siguranta la ciupire
SG";j;"<1.3"; FLASH 0
450 NEXT j
460 FOR j=1 TO 2
    IF s(4,j)<1.8 THEN PRINT ; FLASH 1;"Siguranta la incovoi
ere SB";j;"<1.8"; FLASH 0
470 NEXT j
480 IF sf<3 THEN PRINT ; FLASH 1;"Siguranta la gripare SF<3";
FLASH 0
490 IF k=0 THEN PRINT TAB 0;"Numarul de ore de functionare: ";
lmin
500 GO TO 40
510 LPRINT TAB 30;"VERIFICAREA REZISTENTEI" TAB 30;"*****
*****"
"Siguranta la ciupire:";TAB 33;"SG1=";INT (s(5,1)*
100+.5)/100;TAB 50;"SG2=";INT (s(5,2)*100+.5)/100
"Siguranta la i
ncovoiere:";TAB 33;"SB1=";INT (s(4,1)*100+.5)/100;TAB 50;"SB2=";I
NT (s(4,2)*100+.5)/100
"Siguranta la gripare:";TAB 42;"SF=";INT (
sf*100+.5)/100
520 FOR j=1 TO 2
    IF s(5,j)<1.3 THEN LPRINT TAB 10;"SIGURANTA LA CIUPIRE S
G";j;"<1.3 !!!"
530 NEXT j
540 FOR j=1 TO 2
    IF s(4,j)<1.8 THEN LPRINT TAB 10;"SIGURANTA LA INCOVOIER
E SB";j;"<1.8 !!!"
550 NEXT j
560 IF sf<3 THEN LPRINT TAB 10;"SIGURANTA LA GRIPARE SF<3 !!!"
570 IF k=0 THEN LPRINT TAB 5;"NUMARUL DE ORE DE FUNCTIONARE: "
;INT (lmin+.5)
580 GO TO 40
800 REM CIUPIRE*****
810 LET YS=(.0031578*VIS^1.002882+.68)*(VIS<=100)+(VIS>100)*(.0
171752*VIS^1.642343+.68)
820 LET v=a/(ief+1)*omega1*1e-3
LET yv=.7+.6/(1+(8/v)^2)
830 FOR j=1 TO 2
    LET k(2,j)=y(1,j)*y(2,j)*ys*yv*k(1,j)
NEXT j
RETURN
1000 REM GEOMETRIE*****
1010 DATA .7,1,1.4,2,2.8,4,6.3,10,16

```

PROGRAMI NIEMANN

Anexa 13(Continuare)

```

1020 RESTORE 1010
      FOR j=1 TO 9
          READ g(j)
      NEXT j
1030 FOR j=1 TO 2
      LET d(1,j)=ms*z(j)/COS beta
      NEXT j
1040 LET evasb=2*TAN alfa0n*xis/(z(1)+z(2))+FN y(alfa0f)
1050 LET evalfa=evasb
      GO SUB 1900
      LET alfasb2=unghi
1060 IF ABS(alfa-alfasb2)<=1e-4 THEN GO TO 1140
1070 LET xis=(FN y(alfa)-FN y(alfa0f))*(z(1)+z(2))/2/TAN alfa0n
1080 LET x1i=xis/(1+ief)
1090 CLS
      PRINT "deplasari gresite!" " " "doriti" " " "1 alunecari sp
ecifice egalizate" " " "2 viteze de alunare egalizate" " " "introduce
ti codul dorit!"
      INPUT cod
1100 IF cod=1 THEN GO SUB 2000
      GO TO 1130
1110 IF cod<>2 THEN GO TO 1090
1120 GO SUB 2500
1130 LET x(2)=xis-x(1)
1140 FOR j=1 TO 2
      LET d(2,j)=d(1,j)*COS alfa0f
      LET d(3,j)=d(1,j)-2*ms*(f0+w0-x(j))
      NEXT j
1150 LET h=a-(d(3,1)+d(3,2))/2-w0*ms
1160 FOR j=1 TO 2
      LET d(4,j)=d(3,j)+2*h
      NEXT j
1170 FOR j=1 TO 2
      LET d(5,j)=2*a*ief^j/(ief+1)/ief
      LET h(j)=.5*(d(4,j)-d(1,j))
      LET e(1,j)=d(5,j)/2*(SQR((1+(d(4,j)-d(5,j))/d(5,j))^2-(C
OS alfa)^2)-SIN alfa)
      NEXT j
1180 LET mb=d(5,1)/z(1)
      FOR j=1 TO 2
          LET e(2,j)=e(1,j)/PI/mb/COS alfa
      NEXT j
1190 LET epsit=e(2,1)+e(2,2)
      LET betag=ASN(SIN beta*COS alfa0n)
      LET epsin=epsit/(COS betag)^2
1200 FOR j=1 TO 2
      LET f(1,j)=(3+.3*ms+.2*SQR(d(1,j)))*g(1-3)
      LET c=(ms<=10)*.56+(ms>10)*.59
      LET f(2,j)=3+.4*SQR(ms)+c*d(1,j)^.25
      NEXT j
1210 LET f=0
      FOR j=1 TO 2
          FOR k=1 TO 2
              IF f(1,k)>f THEN LET f=f(j,k)
          NEXT k
      NEXT j
1220 LET epsiw=1+(epsin-1)*(ms+v/4)/(ms+f/6)
1240 IF epsiw>2 THEN LET epsiw=2

```

```

1250 LET epsin1=e(2,1)/(COS betag)^2
      LET epsisp=bef*SIN beta/PI/ms
1260 FOR j=1 TO 2
      LET s(2,j)=ms/COS beta*(PI/2+2*x(j)*TAN alfa0n)
      LET alfasx=ACS (COS alfa0f*z(j)/(z(j)+2*x(j)*COS beta))
1270 LET psi=s(2,j)/(d(1,j)*COS beta)
      LET s(6,j)=d(1,j)*SIN (psi*(COS beta)^3)/(COS beta)^2
      LET h(j+2)=h(j)+d(1,j)*psi*psi*(COS (beta))^4/4
1280 LET n(j)=INT (z(j)/PI*(TAN alfasx/(COS betag)^2-2*x(j)/z(j)*TAN alfa0n-FN y(alfa0f))+.5)
1290 LET l(j)=ms*COS alfa0n*(PI*(n(j)-.5)+2*x(j)*TAN alfa0n+z(j)*FN y(alfa0f))
      LET b=bef
      IF beta=0 THEN GO TO 1330
1300 LET k=0
      IF l(j)<b/SIN betag THEN GO TO 1330
1310 LET n(j)=n(j)-1
      LET k=k+1
      IF k<>2 THEN GO TO 1290
1320 LET l(j)=1e30
1330 LET o=1
      IF z(1)/2<>INT (z(1)/2) THEN LET o=COS (PI/2/z(1))
1340 LET dc=1.75*ms
1350 LET evam=s(2,j)/d(1,j)+FN y(alfa0f)+dc/d(1,j)/COS alfa0f-PI/z(j)
1360 LET evalfa=evam
      GO SUB 1900
      LET alfam=unghi
1370 LET m(j)=d(1,j)*COS alfa0n/COS alfam*o+dc
      NEXT j
1380 FOR j=1 TO 2
      LET alfa0k=ACS (d(1,j)/d(4,j)*COS alfa0f)
      LET s(3,j)=d(4,j)/ms*(s(2,j)/d(1,j)+FN y(alfa0f)-FN y(alfa0k))
      NEXT j
1390 LET m=1
      FOR j=1 TO 2
      LET e(3,j)=(SQR (d(4,j+m)^2-d(2,j+m)^2)-d(2,j+m)*TAN alfa0k*(ief+1)/ief^(2-j)/(2*a*SIN alfa-SQR (d(4,j+m)^2-d(2,j+m)^2)))
      LET m=-m
      NEXT j
      LET max=e(3,1)
      LET min=e(3,1)
1400 IF e(3,2)>max THEN LET max=e(3,2)
      GO TO 1420
1410 LET min=e(3,2)
1420 LET rapeta=max/min
      RETURN
1900 REM UNGHI*****
1920 LET unghi=(3*evalfa)^(1/3)
1930 IF (FN y(unghi)-evalfa)<1e-5 THEN RETURN
1940 LET unghi=unghi-(FN y(unghi)-evalfa)/(TAN unghi)^2
      GO TO 1930
2000 REM SOLUTIE*****
2010 LET k=(a0-a)/ms+xis
2020 FOR j=1 TO 2
      LET d(2,j)=d(1,j)*COS alfa0f
      NEXT j

```

PROGRAM NIEMANN

Anexa 13(Continuare)

```

2030 LET d(4,1)=d(1,1)+2*ms*(f0+x1i-k)
      LET d(4,2)=d(1,2)+2*ms*(f0+xis-x1i-k)
2040 LET ela=a*SIN alfa
2050 FOR j=1 TO 2
      IF d(4,j)>d(2,j) THEN GO TO 2070
2060 LET e(4,j)=.01
      GO TO 2080
2070 LET e(4,j)=SQR ((d(4,j)/2)^2-(d(2,j)/2)^2)
2080 LET p(j)=d(2,j)/2*TAN alfa
      NEXT j
2090 LET t(1)=-ms*d(4,1)*(ela-p(1))/(2*e(4,1)*(ela-e(4,1))^2)
      LET t(2)=-ms*d(4,2)*(ela-p(2))/(2*ief*e(4,2)*(ela-e(4,2))^2)
)
2100 LET f=(e(4,2)-p(2))/ief/(ela-e(4,2))-(e(4,1)-p(1))/(ela-e(4,1))
2110 LET fp=t(1)+t(2)
      LET x(1)=x1i-f/fp
2120 IF ABS (x(1)-x1i)<=1e-5 THEN RETURN
2130 LET x1i=x(1)
      GO TO 2030
2500 REM VITEGAL *****
2510 LET k=(a0-a)/ms+xis
2520 FOR j=1 TO 2
      LET d(2,j)=d(1,j)*COS alfa0f
      NEXT j
2530 LET d(4,1)=d(1,1)+2*ms*(f0+x1i-k)
      LET d(4,2)=d(1,2)+2*ms*(f0+xis-x1i-k)
2540 LET rc1=d(2,1)/2*TAN alfa
      LET rc2=d(2,2)/2*TAN alfa
2550 LET ra2=SQR (d(4,2)*d(4,2)-d(2,2)*d(2,2))/2
      LET re1=SQR (d(4,1)*d(4,1)-d(2,1)*d(2,1))/2
2560 LET f=ra2-rc2-re1+rc1
      LET dra2=-d(4,2)*ms/2/ra2
      LET dre1=d(4,1)*ms/2/re1
2570 LET f1=dra2-dre1
      LET x(1)=x1i-f/f1
2580 IF ABS (x(1)/x1i-1)<=1e-5 THEN RETURN
2590 LET x1i=x(1)
      GO TO 2530
3000 REM NIEMANN *****
3010 DATA .64,.8,1,1.3,1.6,2,2.6,3.2,4
3020 RESTORE 3010
      FOR j=1 TO 9
        READ g(j)
      NEXT j
3030 LET mt=p/omega1*1e3
      LET u=mt*2e3/d(5,1)
3040 LET b=u/d(5,1)/bef
      LET umic=u/bef
      LET udin=(umic*cs+2.6*f)*v/43.32756
      LET cdp=.3*umic*cs+10*f
      IF udin<cdp THEN LET cdp=udin
3050 LET cd=1+cdp/umic/cs/(epsisp+1)
3060 LET gk=(kod=1)*.3
3070 LET frw=.75*g(1-3)*SQR (bef)+gk*umic*cs
      LET t=cz*bef/u/cs/cd*frw
      LET ct=(t<=1.33)*(1+.25*t)+(t>1.33)*SQR (4/3*t)

```

```

3080 LET q(1)=1.4/(epsin+.4)
      LET q(2)=1.4/(epsiw+.4)
3090 IF d(1,2)<d(1,1) THEN LET aux=q(1)
      LET q(1)=q(2)
      LET q(2)=aux
3100 IF epsisp>=1 THEN LET cbeta=1.4/epsit
      GO TO 3130
3110 IF epsisp=0 THEN LET cbeta=1
      GO TO 3130
3120 PRINT "epsit=";epsit;" epsisp=";epsisp
      INPUT "cbeta=?";cbeta
3130 LET bw=b*cs*cd*ct*cbeta
      FOR j=1 TO 2
        LET z(j+2)=z(j)/(COS betag)^2/COS beta
        LET zn=z(j+2)
        GO SUB 8000
        LET q(j+2)=q
      NEXT j
3140 FOR j=1 TO 2
      LET q(j+4)=q(j+2)*q(j)
      LET s(4,j)=s(1,j)/bw/z(1)/q(j+4)
      NEXT j
3150 LET yc=1/SIN alfabn/COS alfabn
      LET ybeta=(COS betag)^4/COS beta
      LET yepsi=1-2*PI/z(3)/TAN alfabn*(1-epsin1*epsiw/epsin)
3160 IF d(1,2)<d(1,1) THEN LET yepsi=1-2*PI/z(3)/TAN alfabn*(1-
      epsin1)
      LET yepsi=(yepsi>1)*1+(yepsi<=1)*yepsi
3170 LET y(3,1)=ybeta/yepsi*yc
      LET y(3,2)=ybeta*yc
3180 FOR j=1 TO 2
      LET s(5,j)=k(2,j)/bw/y(3,j)*ief/(ief+1)
      NEXT j
3190 LET emax=e(1,1)
      IF e(1,2)>emax THEN LET emax=e(1,2)
3200 LET yf=(12.7/d(5,1)*(ief+1)/ief)^2*(1+(emax/10)^4)*SQR.ms
3210 LET sf=ktest*COS beta*ief/bw/yc/yf/(ief+1)
3220 LET k=0
      FOR j=1 TO 2
        IF s(4,j)<=1 THEN GO TO 3250
3230 IF s(5,j)<=1 THEN GO TO 3250
3240 NEXT j
      LET k=1
3250 LET lmin=1e30
      FOR j=1 TO 2
        LET lh=1670*k(2,j)/omega1*s(5,j)^2
        IF lh<lmin THEN LET lmin=lh
3260 LET lh=33e2/omega1*s(4,j)^5
        IF lh<lmin THEN LET lmin=lh
3270 NEXT j
      RETURN
8000 REM FORMA*****
8010 LET d=z(j)/COS beta
      LET h0m=f0+w0
      LET da=d+2*(f0+x(j))
      LET hkm=0
      IF prot<>0 THEN LET hkm=(prot-r0*(1-SIN alfa0n+COS alfa0n*
      TAN alfap-SIN alfap*COS alfa0n*TAN alfap-COS alfa0n*COS alfap))/(
      SIN alfa0n-COS alfa0n*TAN alfap)

```

PROGRAMINI EMANN

Anexa 13(Continuare)

```
8020 LET em=PI/4-h0m*TAN alfa0n+hkm*(TAN alfa0n-TAN alfap)-(1-SI
N alfap)*r0/COS alfap
8030 LET G=r0-h0m+x(j)
8040 LET H1=2/zn*(PI/2-em)-PI/3
8050 LET niu1=PI/6
8060 LET niu=2*G/zn*TAN niu1-H1
8070 IF ABS (niu/niu1-1)>1e-3 THEN LET niu1=niu
      GO TO 8060
8080 LET sfn=zn*SIN (PI/3-niu)+SQR (3)*(G/COS niu-r0)
8090 LET dn=d/(COS betag)^2
      LET dbn=dn*COS alfa0n
      LET dan=dn+da-d
      LET aan=ACS (dbn/dan)
8100 LET ga=(PI/2+2*x(j)*TAN alfa0n)/zn+FN y(alfa0n)-FN y(aan)
      LET afan=aan-ga
8110 LET hfm=((COS ga-SIN ga*TAN afan)*dan-zn*COS (PI/3-niu)-G/C
OS niu+r0)/2
8120 LET q=COS afan/COS alfa0n/sfn*SQR ((6*hfm/sfn-TAN afan)^2+6
.25)
      RETURN
```