

**MINISTERUL EDUCAȚIEI NAȚIONALE
UNIVERSITATEA "POLITEHNICA" TIMIȘOARA
FACULTATEA DE MECANICĂ**

Ing. IANICI SAVA

**CONTRIBUȚII LA SINTEZA
TRANSMISIILOR CU ELEMENTE DEFORMABILE**

TEZA DE DOCTORAT

**CONDUCĂTOR ȘTIINȚIFIC
Prof. dr. ing. PERJU DAN**

BIBLIOTECA CENTRALĂ
UNIVERSITATEA "POLITEHNICA"
TIMIȘOARA

**TIMIȘOARA
1998**

621.093
666 A

PREFATĂ

Prezenta teză de doctorat este o sinteză a activității de cercetare desfășurată de autor în domeniul transmisiilor armonice dințate .

Obiectivul principal al lucrării îl constituie demonstrarea viabilității a celei mai noi transmisii armonice dințate, propusă spre brevetare de autor în anul 1997, denumită transmisia armonică dublă (T.A.D.). Pornindu-se de la acest obiectiv s-au proiectat, realizat și încercat T.A.D. cu performanțe cinematice și dinamice deosebite.

Lucrarea încearcă să îmbine pregătirea de specialitate și cunoștințele autorului privind proiectarea și optimizarea asistată de calculator.

Teza este structurată pe 6 capitole și se întinde pe 214 pagini. Ea cuprinde 197 relații, 110 figuri, 23 tabele și 5 programe de calcul. De asemenea sunt prezentate 178 referințe bibliografice, din care 20 aparțin autorului.

Autorul exprimă întreaga grațitudine și profunda recunoștință conducătorului științific domnului prof. dr. ing. Dan Perju, reputat specialist și om de reală ținută morală, care prin grija permanentă și îndrumarea eficientă mi-a orientat ideile și eforturile, stimulându-mă să finalizez această lucrare, pe care o dedic domniei sale în semn de deosebit respect.

Calde mulțumiri autorul adresează domnilor prof. dr. ing. Nicolae Gheorghiu, prof. dr. ing. Ștefan Anghel și conf. dr. ing. Iosif Kaposta pentru amabilitatea, atenția și competența cu care au analizat teza.

Autorul exprimă de asemenea calde mulțumiri domnului conf. dr. ing. Ion Vela de la Universitatea "Eftimie Murgu" din Reșița pentru încrederea și îndrumarea acordată la începuturile preocupărilor mele în domeniul transmisiilor armonice. Se cuvin mulțumiri domnilor prof. dr. ing. Octavian Gligor și prof. dr. ing. Francisc Kovacs pentru sugestiile de un real folos acordate cu ocazia susținerii examenelor și a referatelor.

Totodată aduce mulțumiri domnului ing. Vasile Avram de la Institutul de Cercetare HIDEROM Reșița, pentru sprijinul concret acordat la efectuarea cercetărilor și prelucrarea rezultatelor experimentale.

Mulțumirile autorului sunt adresate tuturor colegilor de la Facultatea de Inginerie a Universității "Eftimie Murgu" din Reșița, care i-au făcut sugestii utile în timpul elaborării tezei și cu care a purtat discuții rodnice în acest sens, precum și grupului de studenți cu care a colaborat în toți acești ani.

Nu în ultimul rând autorul mulțumește familiei pentru înțelegere și sprijinul acordat pe perioada elaborării tezei.

Reșița, la 15 februarie 1998

AUTORUL

CUPRINS

Introducere	4
1. Stadiul actual al cercetărilor privind construcția, funcționarea și calculul transmisiilor cu elemente dințate deformabile	5
1.1 Apariția și evoluția transmisiilor armonice dințate.....	5
1.2 Cinematica transmisiei armonice dințate.....	7
1.2.1 Principiul de funcționare al transmisiei armonice dințate.....	7
1.2.2 Raportul de transmitere al transmisiilor armonice dințate.....	12
1.3 Clasificarea transmisiilor armonice dințate.....	14
1.4 Geometria transmisiei armonice dințate.....	23
1.4.1 Geometria danturii.....	23
1.4.2 Geometria roții flexibile deformate.....	26
1.5 Cinetostatica transmisiei armonice dințate.....	29
1.6 Starea de tensiune din roata dințată flexibilă.....	31
1.7 Calculul de rezistență al transmisiilor armonice dințate.....	33
1.8 Concluzii și contribuții.....	38
1.9 Obiectivele tezei.....	39
2. Sinteza transmisiei armonice duble (T.A.D.)	40
2.1 Sinteza de tip a transmisiei armonice duble.....	40
2.2 Sinteza structurală a transmisiei armonice duble.....	43
2.3 Principiul de funcționare al transmisiei armonice duble.....	47
2.4 Raportul de transmitere al transmisiei armonice duble.....	48
2.5 Sinteza dimensională a transmisiei armonice duble.....	49
2.6 Concluzii și contribuții.....	51
3. Cinematica și geometria transmisiei armonice duble	53
3.1 Analiza cinematică a transmisiei armonice duble.....	53
3.1.1 Legea de deformare a roții dințate flexibile.....	53
3.1.2 Determinarea poziției unui punct de pe curba dinamică de referință a roții flexibile.....	57
3.1.3 Viteza de deplasare a unui punct de pe curba dinamică de referință a roții flexibile.....	60
3.1.4 Modelarea angrenării din transmisia armonică dublă.....	61
3.1.5 Determinarea traiectoriei unui punct oarecare de pe flancul dintelui roți flexibile.....	63
3.1.6 Vitezele din mișcarea relativă a dinților roților unei transmisii armonice duble.....	64
3.1.7 Pozițiile relative ale dinților roților din transmisia armonică dublă.....	67
3.2 Sinteza geometrică a transmisiei armonice duble.....	74
3.2.1 Geometria roților dințate ale transmisiei armonice duble.....	74
3.2.2 Geometria generatorului de unde.....	76
3.3 Precizia cinematică de orientare a transmisiei armonice duble.....	77
3.3.1 Eroarea cinematică a transmisiei armonice duble neîncărcate.....	77
3.3.2 Influența momentului de încărcare asupra erorii cinematice a T.A.D.	81
3.3.3 Influența factorilor tehnologici asupra erorii cinematice a T.A.D.	86
3.4 Determinarea experimentală a preciziei cinematice de orientare a T.A.D.	88

3.4.1	Stand pentru cercetarea experimentală a preciziei cinematice de orientare a T.A.D.	88
3.4.2	Influența momentului de torsiune asupra preciziei cinematice de orientare și a raportului de transmitere a T.A.D.	90
3.4.3	Influența opririlor repetate și apoi continuarea mișcării asupra erorii cinematice de orientare a T.A.D.	93
3.4.4	Eroarea cinematică de orientare a T.A.D. prin revenirea la poziția inițială	95
3.5	Concluzii și contribuții	98
	4. Analiza cinetostatică și dinamică a transmisiei armonice duble	99
4.1	Forțele din transmisia armonică dublă	99
4.1.1	Forțele din transmisia armonică dublă neîncărcată	99
4.1.2	Forțele din transmisia armonică dublă încărcată	100
4.2	Determinarea experimentală a forțelor din transmisia armonică dublă	109
4.2.1	Pregătirea transmisiei armonice duble pentru experimentare	109
4.2.2	Stand pentru determinarea experimentală a forțelor din transmisia armonică dublă	112
4.2.3	Cercetări și rezultate experimentale	113
4.3	Starea de tensiune în roata dințată flexibilă scurtă a transmisiei armonice duble	118
4.3.1	Noțiuni introductive de teoria elasticității	118
4.3.2	Utilizarea metodei elementului finit la calculul dinamic al structurilor elastice	121
4.3.3	Determinarea matricei de rigiditate a elementului finit triunghiular	123
4.3.4	Determinarea stării de tensiune din roata dințată flexibilă scurtă a transmisiei armonice duble pe cale analitică	125
4.3.5	Studiul deformațiilor forțate ale roții dințate flexibile a transmisiei armonice duble	128
4.4	Determinarea experimentală a stării de tensiune din roata dințată flexibilă a transmisiei armonice duble	132
4.4.1	Pregătirea transmisiei armonice duble pentru experimentare	132
4.4.2	Stand pentru determinarea experimentală a stării de tensiune din roata dințată flexibilă a transmisiei armonice duble	133
4.4.3	Cercetări și rezultate experimentale	135
4.5	Concluzii și contribuții	137
	5. Soluții privind mărirea durabilității roții dințate flexibile scurte	138
5.1	Influența materialului asupra durabilității roții dințate flexibile scurte	139
5.2	Influența tratamentului termic asupra durabilității roții dințate flexibile scurte	140
5.3	Influența procedurii tehnologice de realizare a danturii roții dințate flexibile scurte asupra durabilității	141
5.4	Concluzii și contribuții	144
	6. Concluzii. Sinteza contribuțiilor originale	144
6.1	Contribuții referitoare la analiza stadiului actual	144
6.2	Contribuții rezultate din sinteza transmisiei armonice duble	145
6.3	Contribuții referitoare la cinematica, geometria și precizia T.A.D.	146
6.4	Contribuții rezultate din analiza cinetostatică și dinamică a T.A.D.	147
6.5	Contribuții privind mărirea durabilității roții dințate flexibile scurte	147
	Bibliografie	148
	Anexe	156

INTRODUCERE

Principala tendință a actualei etape de dezvoltare și modernizare a industriei tehnice o constituie mecanizarea și automatizarea proceselor de producție, căutându-se integrarea acestora în sisteme comandate și coordonate de unități de calcul.

Sub acest aspect devine necesară apariția și perfecționarea unor noi sisteme mecanice capabile să stea la bază construcției aparaturii necesare explorării spațiului cosmic și a unor module de roboți industriali, care să asigure precizii cinematice foarte ridicate.

Precizia de poziționare și orientare a unui robot industrial este influențată de precizia geometrică, cinematică și dinamică a componentelor sale, adică printre altele și de transmisiile mecanice utilizate.

În acest context, în viitor, se necesită cercetarea și realizarea unor transmisii mecanice de gabarit și masă redusă, consum minim de materiale și energie și precizii cinematice ridicate.

La început, cercetătorii și-au îndreptat atenția spre transmisiile mecanice prin angrenare existente datorită avantajelor pe care le prezintă față de celelalte transmisii mecanice, căutând să le îmbunătățească până la limitele posibile dar nu și suficiente. Din acest motiv au apărut o serie de noi transmisii mecanice, denumite "neconvenționale", pornind de la transmisia planetară cu una sau două roți centrale, dintre care amintim: transmisia planetară Ferguson, transmisia precesională, transmisia cicloidală cu bolțuri și transmisia armonică [24],[174],[175],[176],[177].

În ultima perioadă de timp s-au impus, prin aplicațiile din cele mai diverse în aproape toate domeniile tehnicii de vârf, transmisiile cu elemente deformabile dințate denumite și "armonice". Încă de la apariția lor au atras atenția cercetătorilor datorită performanțelor pe care le au și care au fost îmbunătățite permanent [4], [17], [20], [27], [33], [40], [45], [53], [83], [84], [99], [116], [118], [147], [165], [167], [170], [171], [172], [173], [178].

Prin diversificări constructiv-funcționale ale transmisiilor armonice dințate s-a ajuns la o nouă variantă de transmisie armonică dințată și anume: transmisia armonică dublă (T.A.D.), propusă spre brevetare de autor, studiul acesteia constituind tema prezentei lucrări [59], [63], [65].

Justificarea alegerii prezentei teme de cercetare este legată de stadiul actual al realizărilor în domeniul transmisiilor armonice care, deși studiate de numeroși cercetători, nu include transmisia armonică dublă.

Prin rezultatele obținute teza aduce contribuții teoretice și experimentale privind unele aspecte constructive și funcționale ale transmisiilor armonice dințate, dovedind superioritatea T.A.D. față de transmisiile armonice simple. Rezultatele prezentate se pot folosi în fazele de concepție, proiectare și realizare a T.A.D..

În capitolul I se prezintă unele aspecte privind evoluția, clasificarea și funcționarea transmisiilor armonice dințate. De asemenea se prezintă o analiză dinamică și un calcul de rezistență, privind dimensionarea roții dințate flexibile, propusă în literatu-

ra de specialitate de diferiți cercetători ai transmisiei armonice dințate.

Primul capitol se încheie prin evidențierea contribuțiilor referitoare la analiza stadiului actual și definirea obiectivelor prezentei lucrări.

În capitolul 2 se prezintă construcția și modul de funcționare a T.A.D., rezultată în urma efectuării sintezei a mai multor variante de transmisii armonice dințate duble în vederea alegerii variantei optime, precum și contribuțiile referitoare la sinteza T.A.D..

Capitolul 3 este destinat obținerii modelelor matematice pentru studiul cinematicii, geometriei și preciziei cinematice a T.A.D.. Se stabilesc, pe baza relațiilor analitice, traiectoriile și vitezele punctelor de pe curba mediană deformată și de pe flancurile dinților roții flexibile, precum și pozițiile relative ale dinților roților T.A.D.. Din analiza acestor poziții relative ale dinților se apreciază geometria principalelor elemente portante ale T.A.D..

De asemenea se elaborează un algoritm complex de calcul pentru proiectarea asistată de calculator a T.A.D. și se determină precizia cinematică totală a T.A.D. atât pe cale teoretică, pe baza unui algoritm original de calcul, cât și pe cale experimentală folosind metoda optică.

În capitolul 4 se determină caracterul încărcării roții dințate flexibile a T.A.D., pe cale teoretică respectiv experimentală, și se prezintă starea de tensiune din roata dințată flexibilă determinată teoretic prin aplicarea metodei elementului finit (M.E.F.), precum și experimental folosind metoda tensometrică rezistivă.

Aplicațiile au avut drept scop obținerea unor rezultate numerice care prin comparare cu rezultatele experimentale să confirme valabilitatea ipotezelor și modelelor matematice adoptate.

În capitolul 5 se prezintă câteva soluții privind mărirea durabilității roții dințate flexibile a T.A.D., bazate pe studierea influenței materialului roții, a tratamentului termic aplicat și a procedurii tehnologice de realizare a danturii folosit asupra durabilității roții flexibile.

În capitolul 6 se face o prezentare a concluziilor finale și a contribuțiilor originale pe care le-a adus autorul, prin elaborarea acestei lucrări, în domeniul transmisiilor armonice dințate.

1. STADIUL ACTUAL AL CERCETĂRILOR PRIVIND CONSTRUCȚIA, FUNCȚIONAREA ȘI CALCULUL TRANSMISIILOR CU ELEMENTE DINȚATE DEFORMABILE

1.1 APARIȚIA ȘI EVOLUȚIA TRANSMISIILOR ARMONICE DINȚATE

Transmisiile armonice dințate și-au făcut apariția relativ târziu în cadrul transmisiilor mecanice, fiind brevetate în anul 1959 [120], [121]. În anul 1960 firma UNITED SHOE MACHINERY Co. a expus la expoziția tehnică din New York primul reductor armonic dințat fabricat în serie. După vinderea licenței firmei japoneze HASEGAWA GEAR WORKS LTD. s-a trecut, în scurt timp, la fabricația de serie a

reductoarelor armonice în mai multe țări ca : S.U.A., Japonia, Rusia, Germania ș.a.

Transmisiile armonice dințate se deosebesc esențial de celelalte transmisii mecanice deoarece transmit și transformă parametrii cinematici ai mișcării de rotație cu ajutorul unor deformații elastice, care se repetă după o lege armonică, a unuia dintre elementele sale numit roată dințată flexibilă, de aici și denumirea de transmisie armonică (Harmonic Drive).

Încă de la apariția lor au atras atenția specialiștilor datorită marilor avantaje pe care le au față de celelalte transmisii mecanice și anume [4], [10], [19], [21], [72], [76], [83], [85], [86], [99], [101], [104], [114], [134], [136] :

- randamente mecanice ridicate ($0.85 \div 0.9$) la rapoarte de transmitere mari ;
- raport de transmitere mare ($50 \div 350$) pe o singură treaptă ;
- gabarite și greutatea reduse și simplitate constructivă ;
- precizie cinematică ridicată ;
- funcționare silențioasă ;
- se pot realiza ca sisteme autoechilibrate, astfel ca în lagăre și pe arborii transmisiei să nu apară încărcări dinamice datorită sarcinii transmise ;
- uzură redusă a dinților, datorită alunecărilor mici între profilele dinților angrenați ;
- tehnologie relativ simplă de fabricație a elementelor componente;
- au capacitate portantă mare, deoarece simultan se află în angrenare foarte multe perechi de dinți (cca. $30 \div 45$ % din numărul total de dinți față de $2 \div 6\%$ la angrenaje clasice);
- erorile tehnologice și de montaj se compensează între ele și pe măsura funcționării acestea se reduc.

Principalele dezavantaje ale transmisiilor armonice dințate sunt:

- durabilitatea limitată, condiționată de roata dințată flexibilă care este supusă la solicitări complexe;
- necesită materiale cu caracteristici mecanice înalte și tratamente termice pretențioase pentru roata dințată flexibilă.

Datorită performanțelor înalte menționate transmisiile armonice dințate sunt folosite în ramurile de vârf ale tehnicii, ca: nave și rachete cosmice, avioane, elicoptere, reactoare nucleare, antene radar, roboți industriali, mecanisme navale, turbine cu gaze, servo-mecanisme de mare precizie, moto-reductoare, acționări ermetizate din industria chimică și petrolieră, acționări ale unor macarale și benzi transportoare, capete divizoare de precizie, mecanică fină, etc.

În țara noastră studiul transmisiilor armonice dințate a început în mod sistematic încă din anul 1965, în centrele universitare din: Timișoara, București, Cluj, Brașov ș.a.. În anul 1967 un grup de cadre didactice de la U.P.Timișoara au proiectat și realizat un prototip experimental de reductor armonic dințat și împreună cu specialiștii de la uzina Electromotor Timișoara au încercat pe un stand special performanțele acestui reductor.

Ulterior s-au executat și cercetat alte câteva modele de transmisii armonice dințate la firmele: I.M.Ștei, I.Neptun Cămpina, R.R.Reșița, Electrotimiș Timișoara și la principalele institute de învățământ superior tehnic din țară.

Urmărind evoluția cercetărilor transmisiilor armonice dințate permite distingerea

următoarelor trei etape de dezvoltare:

- etapa: 1960-1970, când apar primele serii tipizate de transmisii armonice dințate și primele cercetări asupra angrenării armonice;
- etapa: 1970-1985, caracterizată atât prin diversificarea formelor generată de dezvoltarea tehnicilor aerospațiale cât și prin apariția primelor studii privind fiabilitatea transmisiilor armonice dințate;
- etapa: 1985 și în prezent, care a condus la utilizarea transmisiilor armonice dințate în structura roboților industriali și la efectuarea cercetărilor privind mărirea durabilității elementelor portante ale acestor transmisii.

1.2 CINEMATICA TRANSMISIEI ARMONICE DINȚATE

1.2.1 Principiul de funcționare a transmisiei armonice dințate

În literatura de specialitate [4], [17], [25], [53], [83], [99], [102], [117], [164], [167], apare o mare varietate de forme constructive a transmisiilor armonice dințate, care au la baza construcției și funcționării lor principiul transmisiilor planetare cu una sau două roți centrale din care derivă în urma unor etape de echivalări structurale.

Se poate considera că transmisia armonică dințată (cu generatorul de unde simplu) derivă din transmisia planetară cu o roată centrală (Fig. 1.1), unde s-au notat: 1 - braț port-satelit, 2 - satelit, 3 - roată centrală, 4 - arbore condus, 5 - cuplaj, R - element rigid, F - element flexibil și G - generator de unde.

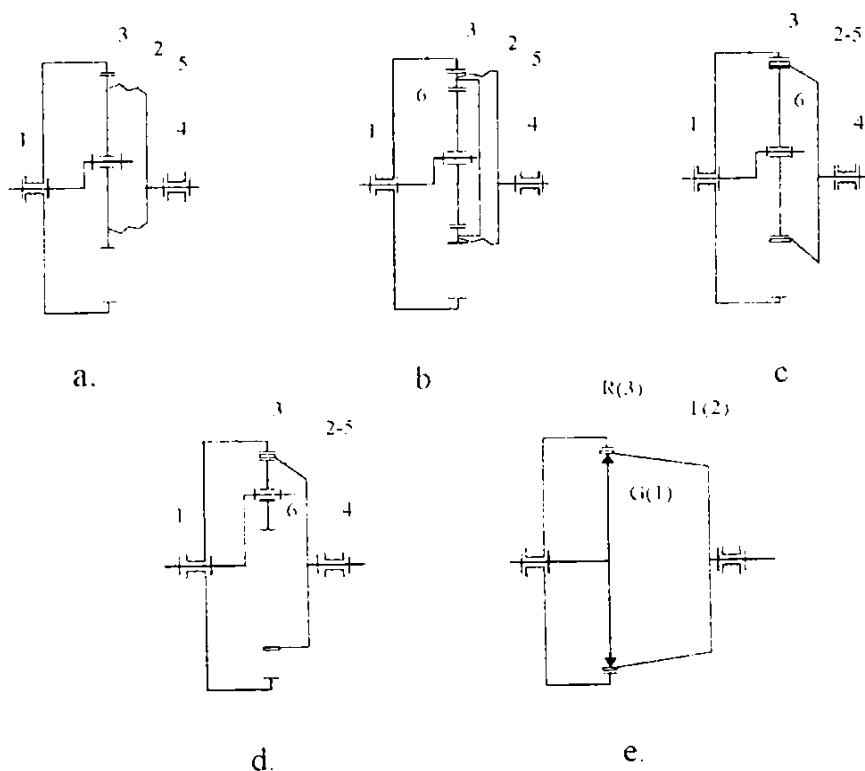


Fig.1.1

Deoarece în structura transmisiei armonice dințate există un element flexibil (F), cuplajul (5) folosit la transmisia planetară (Fig.1.1,a) este realizat sub forma unui tub flexibil.

Cinematic, nu se schimbă nimic dacă se montează satelitul (2) pe brațul port satelit (1) prin intermediul rolei (6) (Fig.1.1, b) și se mărește diametrul rolei până când satelitul devine un inel flexibil care poate realiza corp comun cu tubul cuplajului (Fig.1.1, c).

În acest caz, rola (6) are rolul de a obliga elementul flexibil (2-5) să ruleze pe roata centrală (3), obținându-se transmisia armonică dințată cu o zonă de angrenare (Fig.1.1, d).

Pornind de la transmisia planetară cu doi sateliți dispuși diametral sau trei sateliți dispuși la 120° se poate obține transmisia armonică dințată cu două (Fig.1.1,e) sau trei contacte. Mărirea numărului undelor de deformare la mai mult de trei nu este rațională, deoarece se înrăutățesc brusc condițiile de lucru pentru elementul flexibil și se reduce astfel fiabilitatea întregii transmisiei.

Specificitatea transmisiilor armonice dințate constă în faptul că diferența dintre numerele de dinți ale elementului flexibil (2-F) și ale elementului rigid (3-R) este de 1 sau 2 dinți (deci cu mult mai mică decât cea posibilă de obținut în cazul transmisiilor dințate clasice), ceea ce conduce la realizarea unor rapoarte de transmitere mari.

Dacă se are în vedere transmisia armonică dințată din Fig.1.1,e și se acceptă că generatorul de unde (1) este elementul conducător, roata dințată flexibilă (2) este element condus, iar roata dințată rigidă (3) este fixă atunci se poate explica funcționarea acestei transmisii pe principiul înfășurării cercului de rostogolire a roții dințate flexibile pe cercul de rostogolire a roții dințate rigide, în urma rotirii generatorului de unde în interiorul roții dințate flexibile (Fig.1.2).

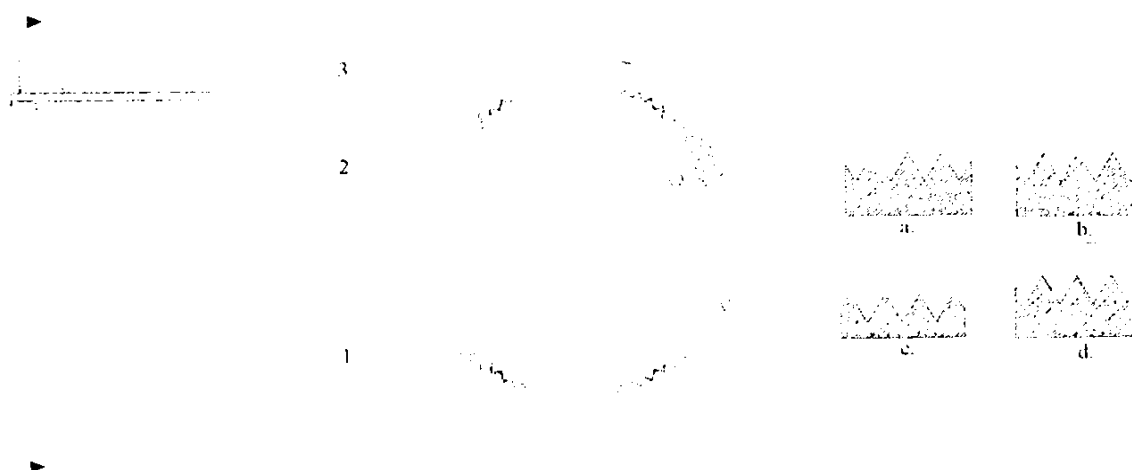


Fig.1.2

Roata dințată flexibilă cu dantura exterioară este deformată, sub formă de elipsă, de generatorul de unde. Pe direcția axei mari a elipsei dinții roții dințate flexibile și ai roții dințate rigide angrenează complet (Fig1.2,a), iar pe direcția axei mici a elipsei sunt complet ieșiți din angrenare (Fig1.2.c).

În pozițiile intermediare (între axele mare și mică ale elipsei) dinții angrenează incomplet (Fig.1.2,b,d).

Se remarcă faptul că la intrarea și ieșirea din angrenare dinții vin în contact pe flancuri diferite, iar la fiecare rotație completă a generatorului de undă roata dințată flexibilă se rotește în sens invers cu un unghi la centru corespunzător diferenței dintre lungimile curbelor medii ale celor două danturi.

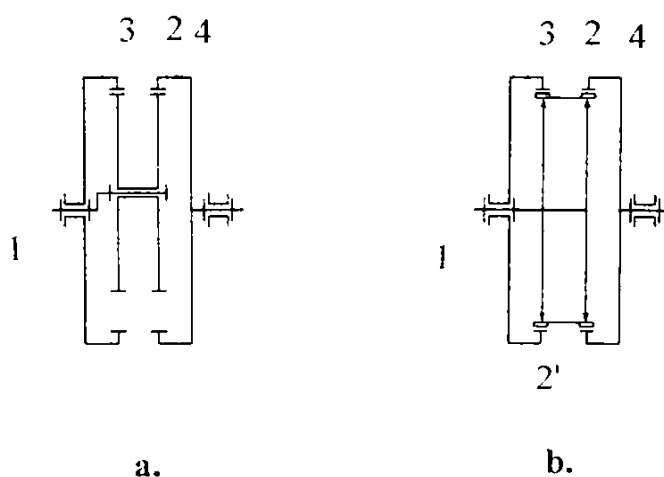


Fig.1.3

Unele transmisii armonice dințate (Fig.1.3,b) derivă din transmisia planetară (Fig.1.3,a) cu două roți centrale (3,4) și satelit dublu (2).

Analogia transmisia armonică dințată – transmisia planetară este foarte utilă în studiul cinematic al primei, deoarece rapoartele de transmitere ale transmisiilor armonice dințate sunt aceleași cu rapoartele de transmitere ale mecanismelor planetare din care au derivat.

În Fig. 1.4 este prezentată schema structurală a transmisiei armonice duble cu roată dințată flexibilă scurtă, cu coroanele dințate pe fețe opuse [59], [70], [73], [74], unde s-au notat :

1-generator de unde este element conducător;

2-roată flexibilă cu dantura exterioară (cu z_2 număr de dinți) și dantura interioară (z_2');

3-roată rigidă cu dantura interioară (z_3) este element fix;

4-roată dințată condusă cu dantura exterioară (z_4).

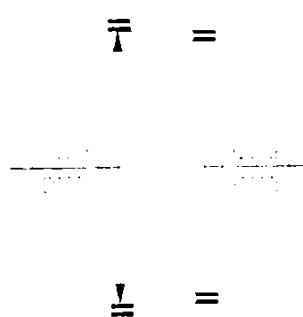


Fig. 1.4

Generatorul de unde (1) deformează roata dințată flexibilă (2) care va avea patru zone de angrenare echidistante, două câte două opuse (cu roata dințată rigidă (3) danturată interior și roata dințată condusă (4) danturată exterior).

Între cele două perechi de zone opuse de angrenare există un unghi de 90° .

Unele transmisii armonice se realizează cu generator de unde planetar (Fig. 1.5). La transmisia armonică cu generator planetar roata dințată flexibilă va avea pe lângă

dinții exteriori z_3 și dinții interiori z'_3 . În acest caz rolul generatorului de unde este preluat de bara port-satelit (5) pe care se montează doi sau trei sateliți (2).

Mișcarea se transmite de la pinionul solar (1), prin sateliți (2), la bara port-satelit (5). Ca urmare roțile satelit se angrenează cu dinții interiori ai roții dințate flexibile (3) și totodată deformează roata flexibilă, asigurând angrenarea dinților exteriori ai acesteia cu dinții interiori ai roții rigide (4) în zonele deformate.

Aceste transmisii au avantajul că pe lângă eliminarea generatorului de unde, turația barei port-satelit este mai mică decât a generatorului clasic și frecvența flexiunilor roții dințate flexibile este scăzută.

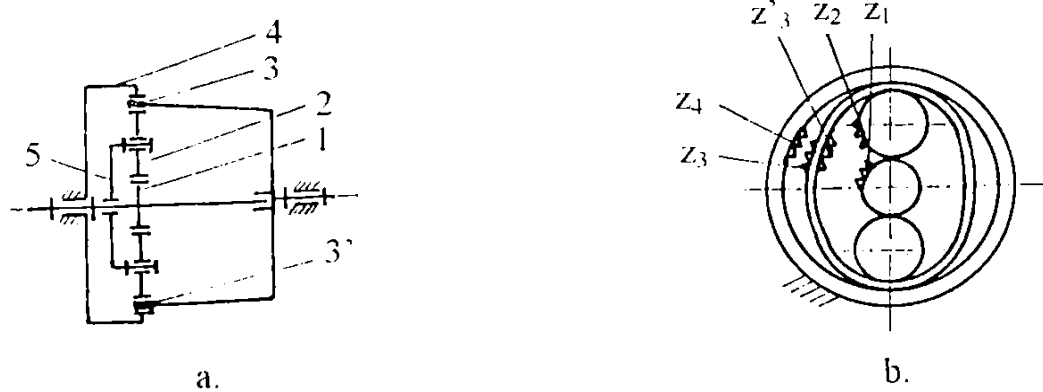


Fig. 1.5

Astfel de reductoare armonice sunt produse de firma BOSCH [172] din Germania, având roți flexibile din material plastic obținute prin injectarea în matrițe.

Transmisii armonice dințate derivate, dezvoltate de firma BACHMANN [17] din Germania, au la bază același principiu de funcționare ca și transmisiile armonice clasice și aceleași elemente constructive, dar se deosebesc prin modul de realizare a roții flexibile, care este materializată printr-o bandă inelară prevăzută cu dantură pe una sau pe ambele fețe.

Transmisiile Bachmann vor fi denumite transmisiile armonice cu element pseudoflexibil pentru cazul în care banda este de forma unui element flexibil continuu (Fig. 1.6), respectiv transmisiile armonice cu element articulată când banda este de forma unui lanț (Fig. 1.7).

Caracteristica de bază a acestor transmisiile o constituie banda inelară flexibilă fără sfârșit, care joacă rolul elementului flexibil de la transmisiile armonice clasice și transmite sarcina între două roți dințate centrale coaxiale dintre care una este fixă. Cele două roți coaxiale pot avea danturile dispuse pe interior (Fig. 1.6,a) sau pe exterior (Fig. 1.6,b).

Elementul pseudoflexibil are forma unei curele cu contur închis, prevăzut cu zone dințate (2 sau 3) pe fața interioară sau pe fața exterioară, în funcție de varianta de transmisie în componența căreia intră.

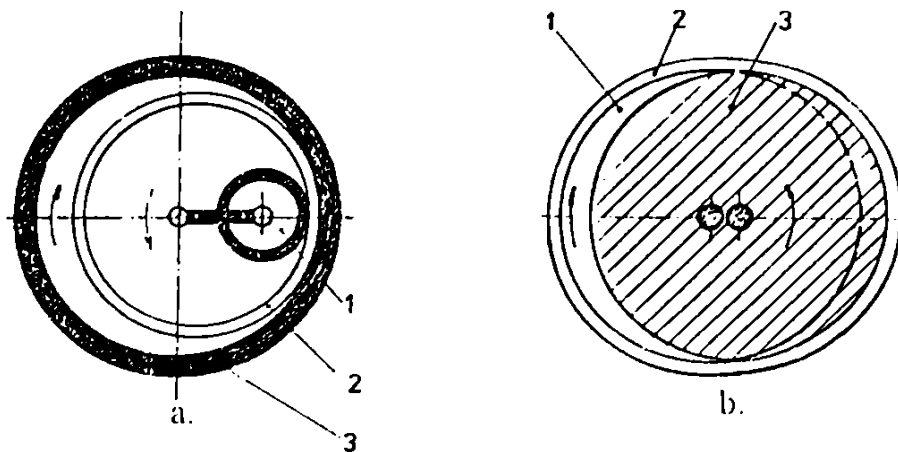


Fig.1.6

La ambele variante cureaua va fi rulată pe roată respectiv pe rolă, pe partea opusă feței cu dantură.

Raportul de transmitere este dependent de diferențele dintre numerele de dinți ale celor două zone dințate ale curelei și anume cu cât această diferență este mai mică cu atât raportul de transmitere este mai mare.

În Fig. 1.7 se prezintă varianta care utilizează ca element flexibil un lanț cu contur închis, cu elemente articulate. Arborele conducător (1) antrenează o roată de lanț excentrică (2) și pe el este lăgăruită o roată de lanț (3). Concentric cu aceasta se află o altă roată de lanț (4) care este legată de arborele condus (5). Roata de lanț (3) este fixă și are același număr de dinți ca și roata excentrică.

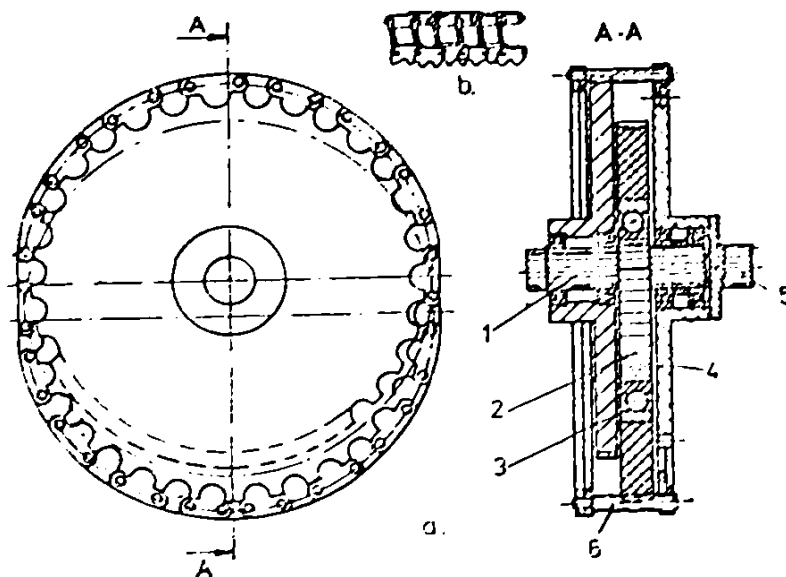


Fig.1.7

Soluțiile prezentate au o serie de dezavantaje și anume: precizie cinematică mică, randamente reduse, zgomote și vibrații, raport de transmitere variabil datorită efectului

poligonal, cele cu element articulat necesită ungere abundentă respectiv dezavantajele inerente curelelor sincrone (în cazul celor cu element pseudoflexibil).

1.2.2 Raportul de transmitere al transmisiilor armonice dințate

Analogia transmisia armonică dințată-transmisia planetară permite utilizarea simbolizării conform [101] și în cazul transmisiilor armonice, dacă se admit următoarele notări: G(1)- generatorul de unde, F(2)-roata dințată flexibilă și R(3)-roata dințată rigidă.

Simbolul va cuprinde numărul de roți dințate rigide, urmat de litera R și notațiile pentru roata flexibilă F respectiv generatorul de unde G.

Astfel, pentru cele mai simple transmisiile armonice dințate cu generatorul de unde interior (Fig.1.8,a) sau exterior (Fig.1.8,b) respectiv transmisia armonică frontală (Fig.1.8,c) se poate utiliza simbolizarea: R-F-G.

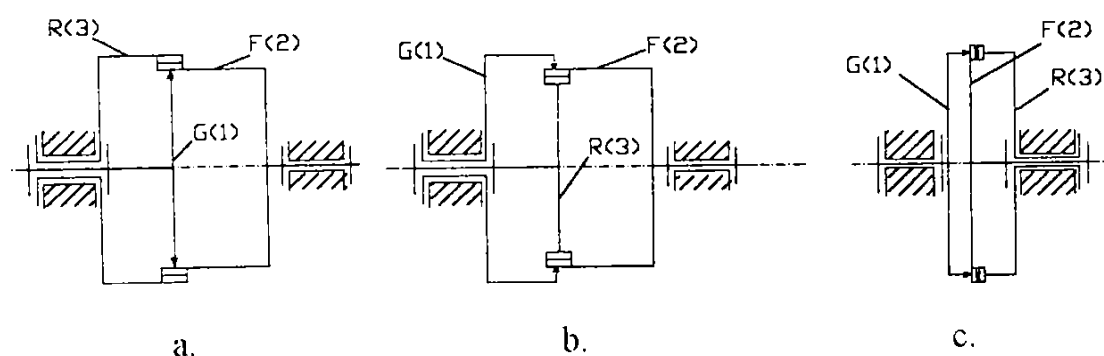


Fig. 1.8

Schemele structurale ale transmisiilor armonice dințate de tipul 2R-F-G sunt prezentate în Fig.1.9, iar ale transmisiilor armonice dințate de tipul 3R-F-G sunt prezentate în Fig.1.10.

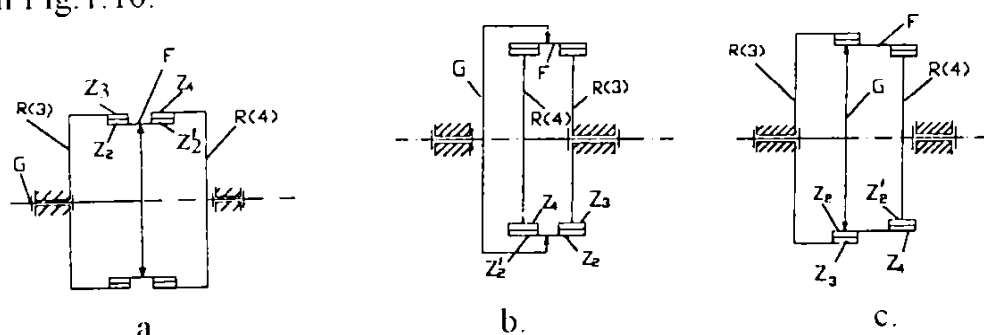


Fig. 1.9

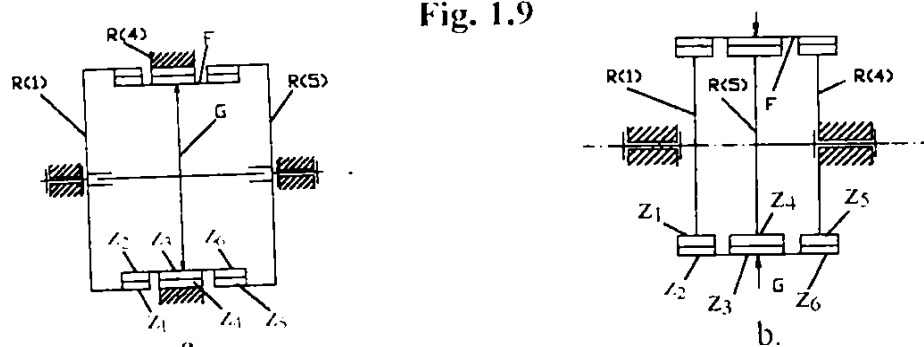


Fig. 1.10

Această asemănare a schemelor structurale ale transmisiilor armonice dințate și planetare permite utilizarea aceluiași relații cinematice pentru calculul raportului de transmitere a transmisiilor armonice.

Astfel, pentru transmisiile armonice dințate de tipul R-F-G, raportul de transmitere este același cu raportul de transmitere ale mecanismelor planetare din care au derivat:

$$i_{GF}^R = \frac{1}{1 - i_{FR}^G} ; \quad i_{GR}^F = \frac{1}{1 - i_{RF}^G} \quad (1.1)$$

Indicele de sus arată care dintre elemente este fix, primul indice de jos-care este elementul conducător, iar al doilea indice de jos - care este elementul condus.

Se pot obține șase variante constructive, cu raport de transmitere diferit, în funcție de rolul îndeplinit de fiecare element component al transmisiei armonice dințate R-F-G (Fig.1.8,a,b,c) [129]:

$$i_{12}^3 = \frac{z_2}{z_2 - z_3} \quad ; \quad i_{21}^3 = \frac{z_2 - z_3}{z_2}$$

$$i_{13}^2 = \frac{z_3}{z_3 - z_2} \quad ; \quad i_{31}^2 = \frac{z_3 - z_2}{z_3} \quad (1.2)$$

$$i_{23}^1 = \frac{z_3}{z_2} \quad ; \quad i_{32}^1 = \frac{z_2}{z_3}$$

unde: z_2 și z_3 reprezintă numărul dinților roții flexibile, respectiv numărul dinților roții rigide.

Pentru transmisiile armonice dințate 2R- F- G (Fig.1.9,a,b,c) respectiv 3R-F-G (Fig.1.10,a,b) rapoartele de transmitere se vor determina prin relațiile (1.3)respectiv (1.4).

$$i_{14}^3 = \frac{1}{1 - \frac{1}{i_{34}^1}} = \frac{1}{1 - \frac{1}{z_2 \cdot z_3}} \quad (1.3)$$

$$i_{15}^4 = \frac{1 - i_{14}^4}{1 - i_{54}^4} = \frac{1 - \frac{z_4 \cdot z_2}{z_3 \cdot z_1}}{1 - \frac{z_4 \cdot z_6}{z_3 \cdot z_5}} \quad (1.4)$$

Raportul de transmitere al transmisiei armonice dințate cu generator planetar (Fig.1.5) va fi:

$$i_{13}^4 = \left(1 + \frac{z_3 \cdot z_4}{z_1 \cdot z_3} \right) \cdot \frac{z_3}{z_3 - z_4} \quad (1.5)$$

Se observă, din analiza relațiilor rezultate că transmisiile armonice 2R-F-G permit

obținerea unor rapoarte de transmisie de 30 de ori mai mari decât rapoartele de transmitere ale transmisiilor armonice R-F-G.

Valoarea minimă a raportului de transmitere ($i = 1,02$) pentru transmisiile armonice dințate se obține în cazul celor de tip 3R-F-G..

În cazul transmisiilor armonice dințate cu generator planetar raportul de transmitere total este produsul dintre raportul de reducere a transmisiei R-F-G și termenul din paranteză care cuprinde efectul transmisiei planetare. Se pot obține astfel valori mari ale rapoartelor de transmitere ($i = 200 \div 3000$) în comparație cu R-F-G. ($i = 70 \div 400$).

1.3 CLASIFICAREA TRANSMISIILOR ARMONICE DINȚATE

Cercetările intense efectuate, în ultimul timp, în domeniul transmisiilor armonice dințate au dus la apariția unui număr mare de noi variante constructive [4], [33], [53], [72], [83], [84], [163], [164], [167]. Această evoluție a vizat atât transmisia armonică în ansamblul ei, cât și forma roții dințate flexibile, precum și forma și modul de acționare al generatorului de undă.

A. După tipul generatorului de unde, transmisiile armonice dințate pot fi clasificate astfel:

a). În funcție de numărul zonelor de contact.

- transmisia armonică dințată cu o zonă de contact (cu o undă).
- transmisia armonică dințată cu două zone de contact (cu două unde).
- transmisia armonică dințată cu trei zone de contact (cu trei unde).

Schema de principiu a transmisiei armonice dințate cu o undă este prezentată în Fig.1.11. Această transmisie prezintă avantajul că realizează cel mai mare raport de transmitere, astfel pentru $n_u = 1$ se obține $i_{12}^3 = z_2$, (n_u - numărul de unde).

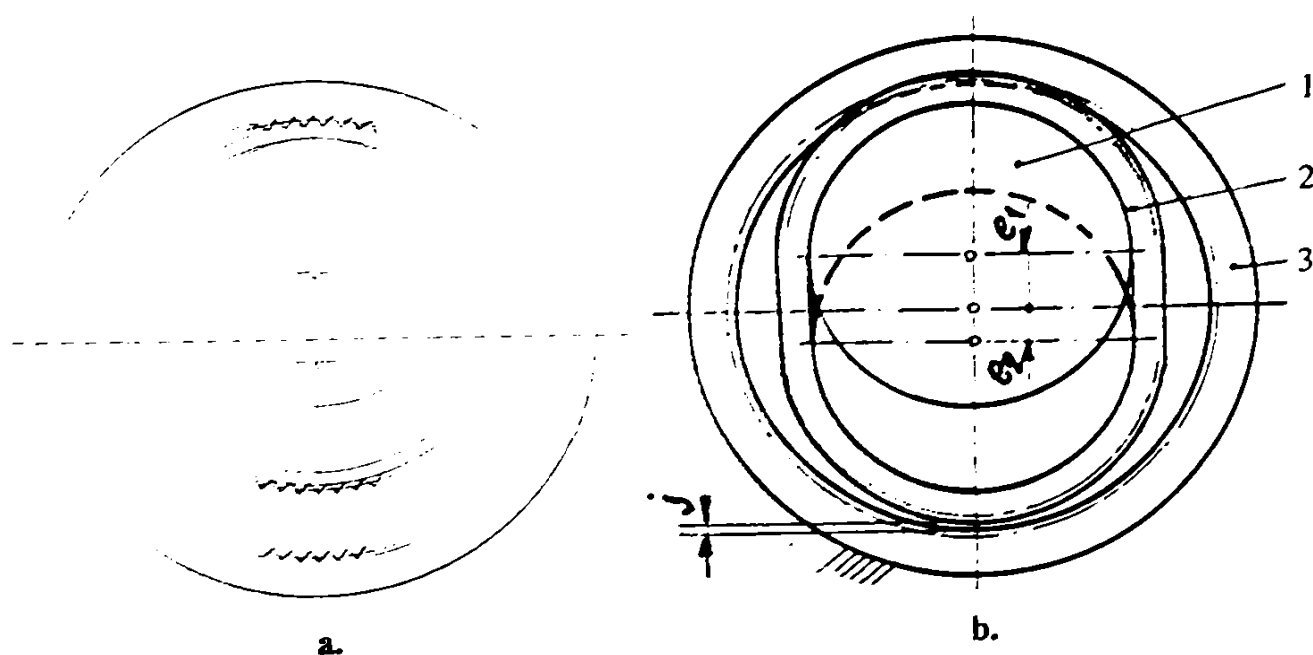


Fig.1.11

Dezavantajul transmisiei armonice dințate cu o undă constă în faptul că generatorul de unde nu este echilibrat dinamic. Pentru realizarea unei echilibrări dinamice parțiale se poate adăuga o masă în partea opusă zonei de contact pe generatorul de unde (Fig. 1.11,a) sau se poate utiliza un generator de unde cu două discuri (Fig. 1.11,b).

Discurile se fixează pe generator cu excentricități diferite ($e_1 > e_2$) astfel încât discul cu excentricitatea e_1 va deforma roata dințată flexibilă și va asigura angrenarea acesteia cu roata dințată rigidă. Celălalt disc cu excentricitatea e_2 va deforma foarte puțin roata dințată flexibilă astfel încât să rămână un joc j între vârfurile dinților roților flexibilă și rigidă.

Transmisia armonică dințată cu două unde (Fig. 1.12,a) sunt cele mai răspândite datorită avantajelor rezultate din considerente dinamice (încărcări simetrice) și din punct de vedere al numărului ciclurilor de solicitare.

Transmisia armonică dințată cu trei unde (Fig. 1.12,b) este mai puțin răspândită, fiind utilizată mai ales la gabarite mari și puteri mici. Prezintă avantajul unui sistem echilibrat, însă crește frecvența solicitărilor la oboseală a roții flexibile ceea ce micșorează durabilitatea.

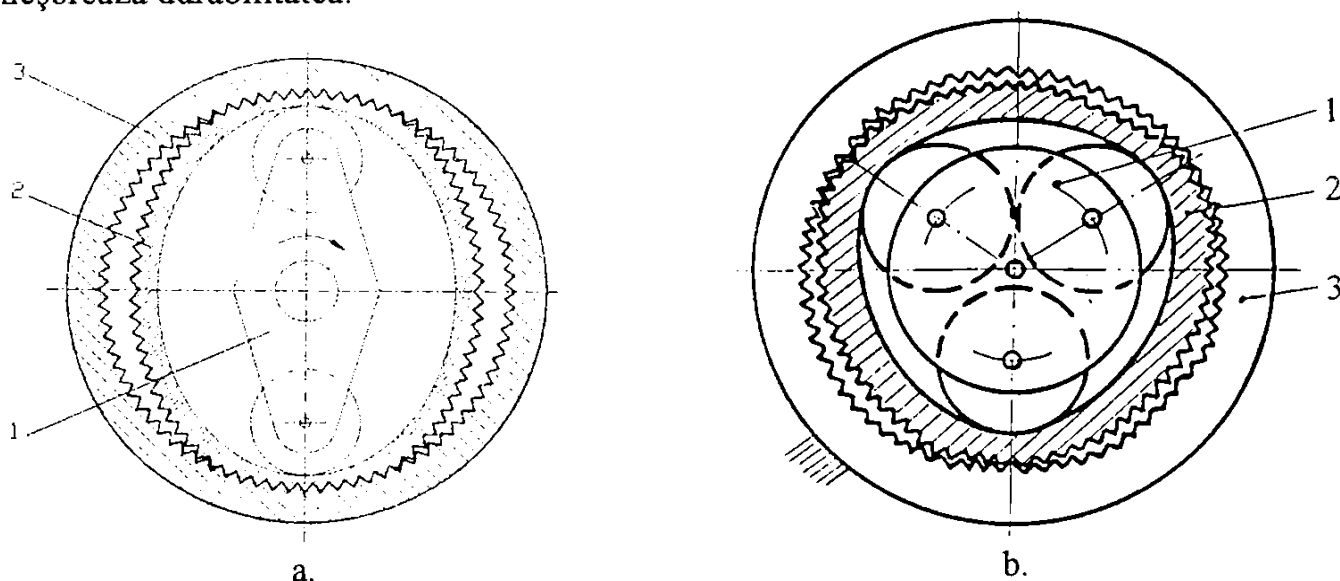


Fig. 1.12

b). După natura acționării generatorului de unde:

- generator cu acționare mecanică;
- generator cu acționare hidromecanică;
- generator cu acționare pneumomecanică;
- generator cu acționare electromagnetice.

Generatoarele cu acționare mecanică sunt cele mai des folosite în construcția transmisiilor armonice dințate fiind simple și ușor executabile. Acestea pot avea diferite forme constructive, astfel deosebim:

- generator cu un singur braț (Fig. 1.11,a,b);
- generator cu două brațe (Fig. 1.12,a);
- generator cu trei brațe (Fig. 1.12,b).

În construcția acestor generatoare, pentru a face legătură între arborele

generatorului de unde și roata dințată flexibilă se utilizează: rulmenți radiali cu bile sau role (Fig.1.12), discuri mari montate cu o anumită excentricitate (Fig.1.13) și came (Fig.1.2).

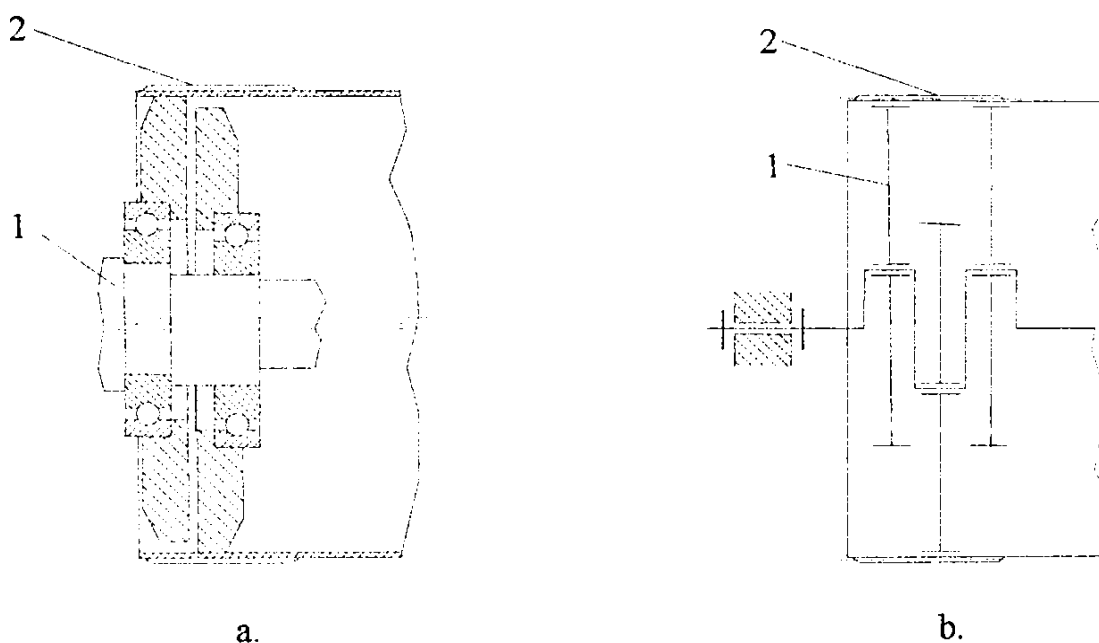


Fig.1.13

În Fig.1.13 sunt prezentate două variante de generator de unde cu discuri excentrice, care asigură transmisiei armonice dințate un randament mare. Varianta constructivă din Fig.1.13,a prezintă dezavantajul că discurile (1) deformează roata dințată flexibilă (2) în plane diferite și sistemul nu este echilibrat dinamic. În cazul generatorului cu trei discuri (Fig. 1.13, b) se micșorează dezechilibrul dinamic, dar crește gabaritul axial.

Dezavantajul generatoarelor cu role și discuri constă în faptul că acestea pot asigura numai o deformare impusă roții dințate flexibile, după un arc de cerc.

Utilizarea generatorului de unde tip camă oferă transmisie armonice dințate posibilitatea obținerii celor mai bune rezultate din punct de vedere al randamentului, momentului de torsiune transmis și a durabilității roții dințate flexibile.

În Fig. 1.14 se prezintă schematic generatoarele de unde tip camă care poate avea diferite forme [167]. În scopul asigurării unei rostogoliri pure între camă și roata dințată flexibilă se montează un rulment flexibil (Fig.1.14,a), la care inelul exterior este cu pereți subțiri și adâncimea căilor de rulare este micșorată (deoarece lipsesc forțele axiale), iar inelul interior se montează presat pe camă.

La acest rulment flexibil special separatorul poate fi rigid, iar locașe pentru bile sunt mărite în vederea asigurării deplasărilor bilelor corespunzător deformației radiale a roții dințate flexibile. Se pot utiliza și rulmenți flexibili fără separatoare, dar în acest caz numărul corpurilor de rostogolire crește și este necesar să se asigure un joc tangențial de $0,02 \div 0,03$ mm între corpurile de rostogolire pentru evitarea frecărilor și a blocărilor.

Varianta de generator tip camă (Fig.1.14,b) permite realizarea contactului cu roata

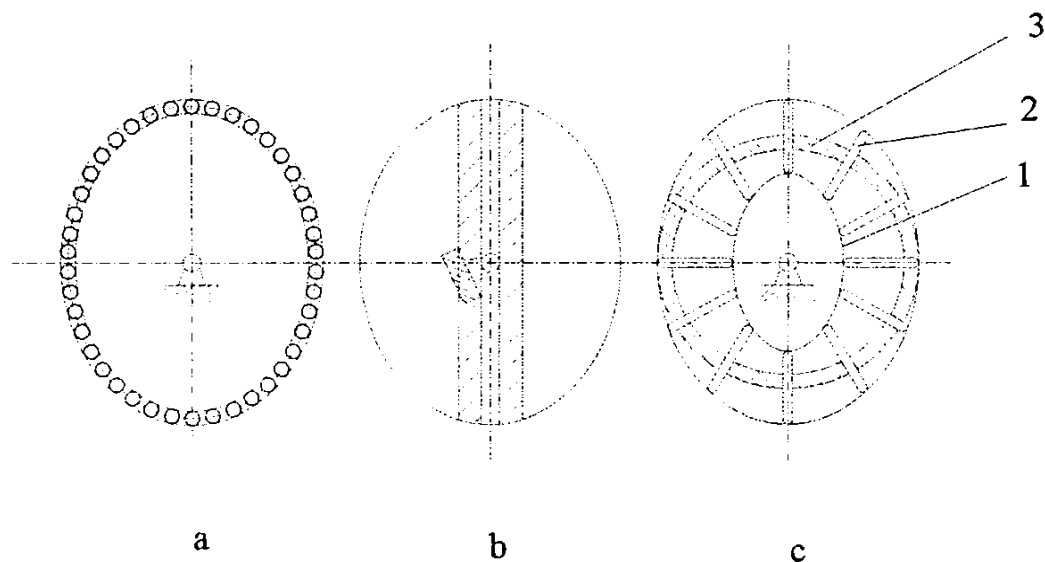


Fig. 1.14

dințată flexibilă prin intermediul unui strat de ulei introdus sub presiune.

Generatorul de unde prezentat în Fig. 1.14,c se caracterizează prin dimensiuni mici și moment de inerție redus. Cama (1) acționează pe corpurile interioare (2) așezate în separatorul (3) și le modifică poziția.

În Fig. 1.15 sunt prezentate variante constructive de generatoare cu acționare hidromecanică.

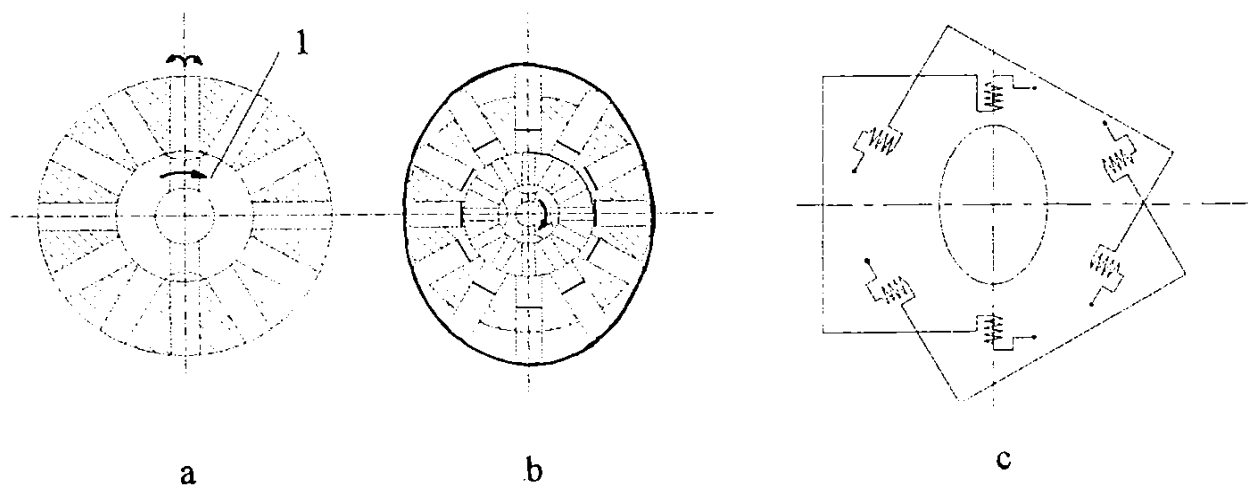


Fig. 1.15

Generatorul cu acționare hidromecanică deformează roata dințată flexibilă sub acțiunea presiunii fluidului (Fig. 1.15,a) sau prin intermediul pistonășelor (2) (Fig. 1.15,b) acționate de agentul fluid aflat sub presiune, ca urmare a rotirii distribuitorului (1).

Distribuitorul are o construcție care permite (pe o direcție) trecerea fluidului sub presiune spre elementul flexibil respectiv spre pistonase, iar pe direcția perpendiculară permite golirea fluidului.

Aceste generatoare prezintă avantajul că momentul de inerție este mic, dar au randamente mai scăzute datorită consumului puterii atât pentru acționarea arborelui de intrare cât și pentru realizarea presiunii de lucru a fluidului.

Generatoare cu acționare pneumomecanică au același principiu de funcționare ca și cele hidromecanice, cu deosebire că pentru realizarea deformației roții dințate flexibile este utilizat aerul comprimat.

Deformarea roții dințate flexibile se poate realiza și cu ajutorul unor electromagneți dispuși radial pe conturul roții și fixați de batiu (Fig. 1.15,c).

Electromagneții sunt legați în așa fel încât să funcționeze simultan doi câte doi situați pe același diametru. Prin comutarea la curent a celor doi electromagneți ai unui diametru roata dințată flexibilă va fi atrasă către miezurile electromagneților, iar prin conectarea succesivă a bobinelor se produce propagarea deformației pe periferia roții.

Generatorul electromagnetic prezintă o construcție compactă, produce deformații mici ale roții flexibile și se utilizează la puteri mici.

c). După natura frecării în cupla cinematică generator de unde – roată dințată flexibilă:

- generator cu frecare de rostogolire;
- generator cu frecare de alunecare;
- generator cu frecare combinată (alunecare și rostogolire);
- generator fără frecare (Fig. 1.15,c).

d). După tipul deformației:

- generatoare cu deformație continuă a elementului flexibil (de regulă cele mecanice);
- generatoare cu deformație pulsatorie (Fig. 1.15,c).

B. În funcție de roata dințată flexibilă:

a). După forma geometrică a transmisiei armonice dințate.

- transmisie armonică dințată cilindrică (Fig. 1.16,a);
- transmisie armonică dințată frontală (Fig. 1.16,b);
- transmisie armonică dințată tronconică (Fig. 1.16,c)

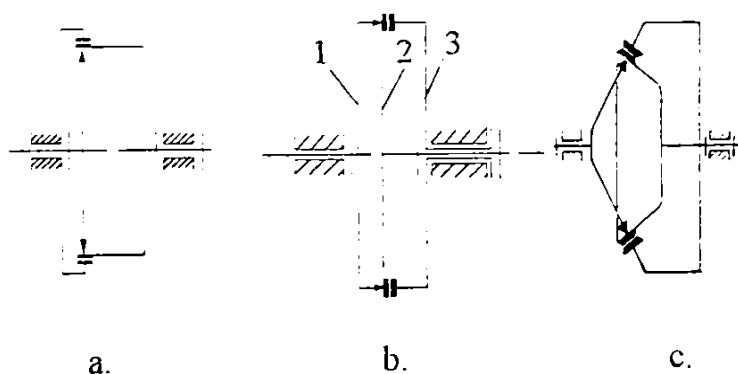


Fig.1.16

În Fig.1.16,b se prezintă transmisia armonică frontală care are elementul flexibil (2) sub forma unei diafragme circulare subțiri, prevăzută cu dinți frontali așezați spre exteriorul diafragmei. Această formă a roții dințate flexibile determină și forma roții rigide (3), care va fi prevăzută de asemenea cu dantura frontală [84].

Dinții elementului flexibil intră în contact cu dinții elementului rigid, datorită deformării elementului flexibil cu ajutorul generatorului de unde (1). Generatorul de unde este executat sub forma unui disc prevăzut cu o canelură circulară în care se găsesc corpuri de rostogolire.

Această transmisie armonică frontală prezintă dezavantajul încărcării suplimentare a lagărelor axiale datorită forțelor axiale de deformare.

În Fig.1.16,c se prezintă schema structurală a transmisie armonice dințate tronconice, care este o variantă intermediară între transmisia armonică dințată cilindrică și cea frontală.

b). După poziția roții dințate flexibile:

- transmisia armonică dințată cu roată dințată flexibilă interioară (Fig.1.2, Fig.1.11);
- transmisia armonică dințată cu roată dințată flexibilă exterioară (Fig.1.17,a);
- transmisia armonică dințată cu două roți flexibile (interioare și exterioară, Fig.1.17,b).

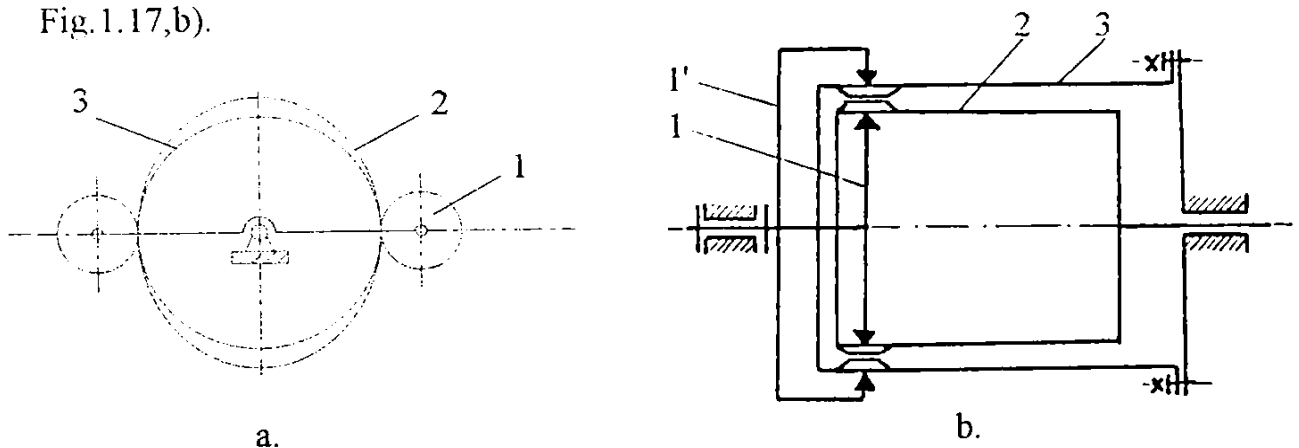


Fig.1.17

În Fig.1.17,b se prezintă schema structurală a unei transmisii cu două roți dințate flexibile (interioară și exterioară), care se utilizează la obținerea unor transmisii cu raport de transmitere mai mic decât 75.

c). După forma geometrică a roții dințate flexibile:

c.1. cilindrice, care pot fi:

- cilindru deschis la ambele capete (Fig.1.18, a, b);
- cilindru închis la un capăt cu un disc plan (Fig. 1.18, c);
- cilindru închis la un capăt cu semisfera (Fig.1.18, d);
- cilindru racordat la alt cilindru concentric, printr-o suprafață semitoroidală (Fig. 1.18, e);
- cilindru racordat la ambele capete prin suprafețe toroidale la două discuri inelare (Fig.1.18, f);
- cilindru închis la un capăt cu o suprafață toroidală, la care s-a racordat un disc plan (Fig.1.18, g);

c.2. disc plan (Fig. 1.18, h);

c.3. tronconică, închisă la un capăt cu disc plan (Fig. 1.18, i),

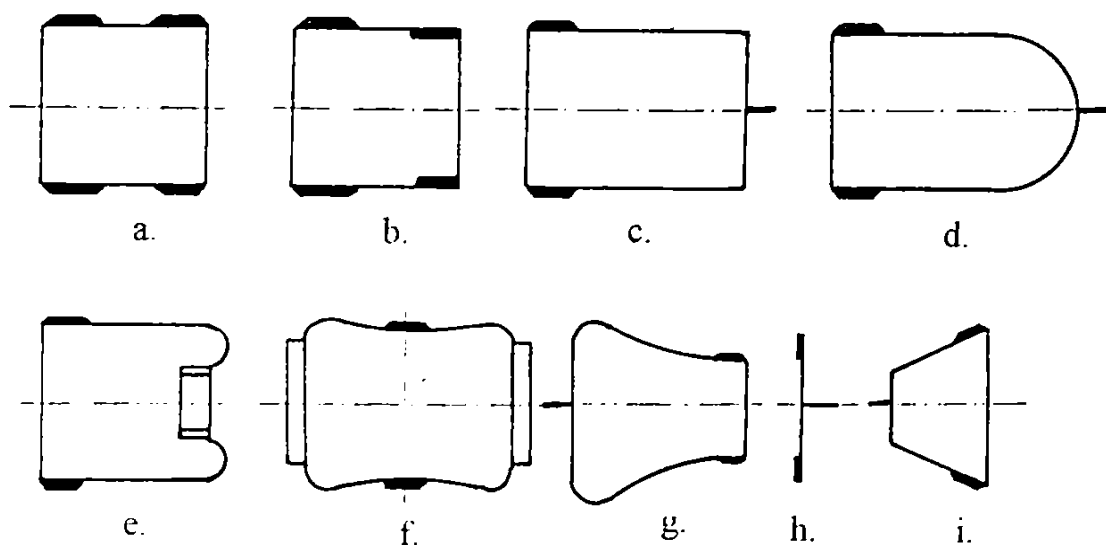


Fig. 1.18

Modul de cuplare a roții dințate flexibile cu arborele de ieșire influențează funcționarea și parametrii transmisiei. În cazul cuplării rigide a roții dințate flexibile (Fig. 1.18. c. d. g. h) este limitată deplasarea axială și radială. Pentru ca această limitare să nu influențeze funcționarea transmisiei, roata dințată flexibilă trebuie să aibă o lungime corespunzătoare. $l = (0.8 \div 1, 1) d$; [4], [167].

Îmbinarea rigidă se realizează prin seraj, cu șuruburi, prin sudură sau prin cuplaj dințat (fără joc) (Fig. 1.19).

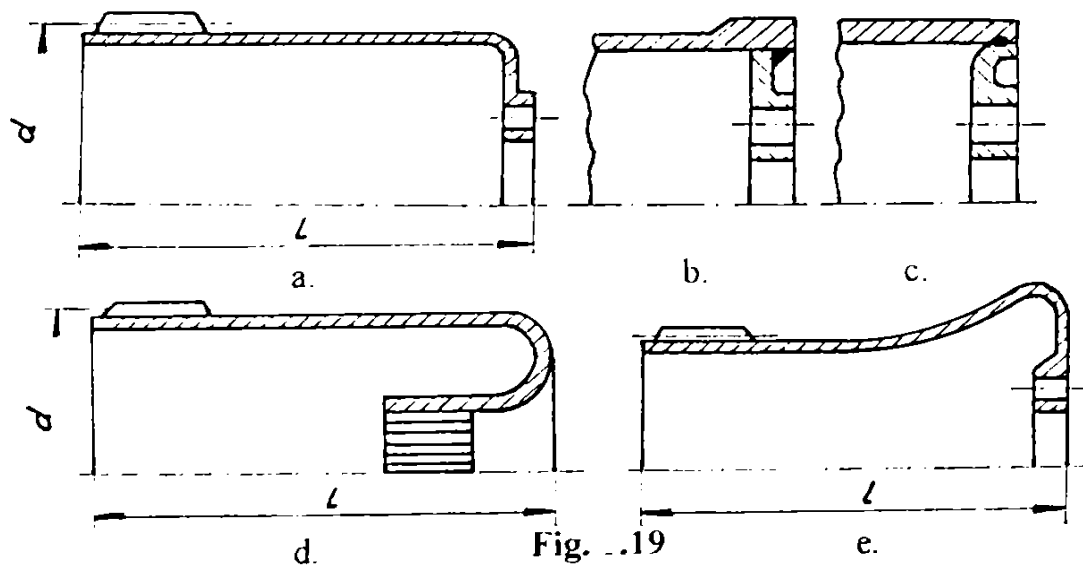


Fig. 1.19

Acest mod de cuplare este avantajos din punct de vedere al deformațiilor, stabilității și al randamentului transmisiei.

Cuplarea mobilă a roții dințate flexibile (Fig.1.20) permite deplasări radiale și axiale, lungimea roților este mai mică [167]: $l = (0,3 \div 0,4) \cdot d$ și poate fi de diferite tipuri:

- cuplarea prin folosirea danturii (Fig. 1.20, a, b);
- cuplarea prin știfturi (Fig. 1.20, d);
- cuplarea prin lamele (Fig. 1.20, c).

Transmisiile armonice dințate care conțin roți dințate flexibile cu îmbinare mobilă au randament mai scăzut decât cele cu roți dințate flexibile cu îmbinare rigidă, dar au avantajul unui gabarit longitudinal mai mic.

d). După materialul roților dințate flexibile:

- roți armonice din metale;
- roți armonice din material plastic.

e). După posibilități de etanșare:

- roți armonice fără etanșare (neetanșe);
- roți armonice cu etanșare (etanșe).

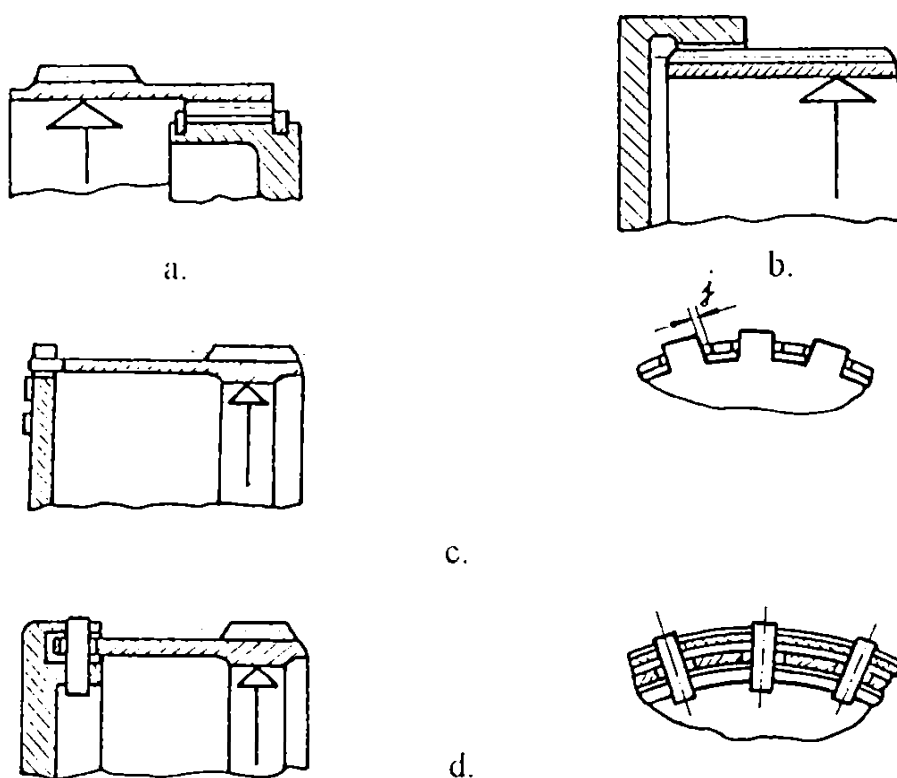


Fig. 1.20

Transmisia armonică etanșă se deosebește de toate celelalte transmisii prin faptul că roata dințată flexibilă prin construcția ei asigură o etanșare perfectă între două medii ermetice separate și are o lungime dublă față de roțile dințate flexibile cu îmbinare rigidă [4], [30], [99] (Fig.1.18. f).

C. După numărul treptelor ale transmisiilor armonice dințate deosebim următoarele tipuri:

- transmisia armonică dințată cu o singură treaptă;
- transmisia armonică dințată cu două sau mai multe trepte.

În Fig.1.21 se prezintă clasificarea transmisiilor armonice dințate pe baza acestor noi criterii, ce au fost publicate pentru prima dată în lucrarea [72].

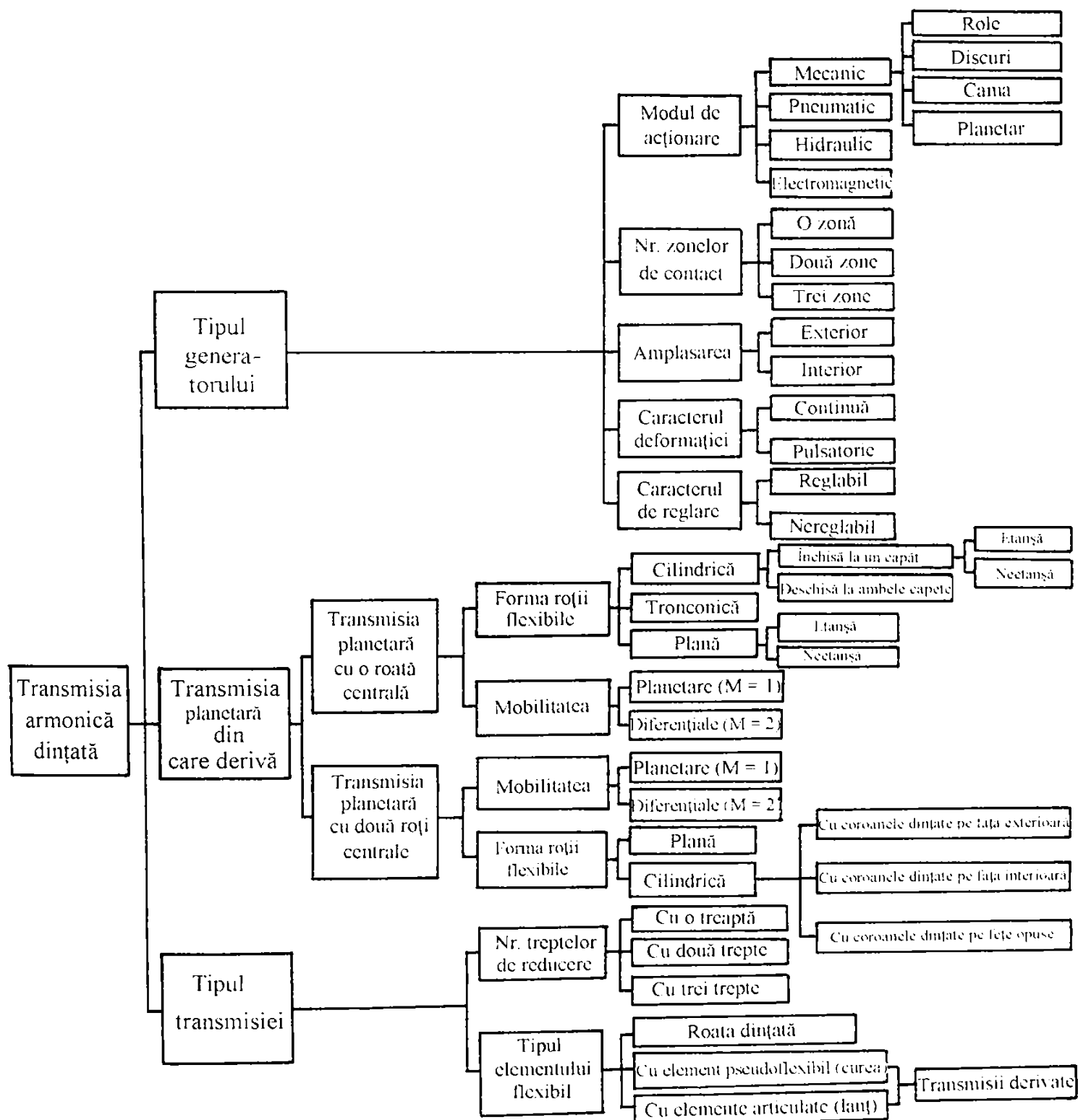


Fig.1.21

1.4 GEOMETRIA TRANSMISIEI ARMONICE DINȚATE

Din analiza mișcării relative a dinților [35], [36], [39], [82], [118], [146], [153] rezultă că condițiile de angrenare între roata dințată flexibilă și cea rigidă, a unei transmisii armonice dințate, sunt determinate de doi factori:

- geometria danturii;
- geometria roții flexibile deformată;

1.4.1 Geometria danturii

În cazul transmisiilor armonice dințate, dinții au dimensiuni foarte mici în raport cu dimensiunile roților și pot fi considerați nedeformabili, iar corpul roții dințate flexibile în care sunt încastrați acești dinți se deformează.

Dacă profilul dinților roții dințate flexibile este cunoscut, nedeformabil și dintelă parcurge curba de deformare (când generatorul de unde este oprit) atunci flancul dintelui va înfășura în corpul roții rigide un profil conjugat care depinde atât de profilul cunoscut cât și de forma curbei de deformare (care și ea se modifică funcție de încărcare și jocurile dintre elementele transmisiei).

Din analiza procesului de angrenare al dinților, în funcție de unghiul de rotație φ_1 al generatorului de unde, rezultă că profilul ideal al dinților, la transmisia armonică dințată este rectiliniar. Acest aspect este evidențiat pe cale grafică și analitică în lucrările [4], [34], [36], [53], [83], [154], [167]. La o rotație completă a roții flexibile (2) un punct al unui dinte descrie traiectoria din Fig. 1.22, în raport cu un alt punct de pe dintelă coroanei rigide fixe (3).

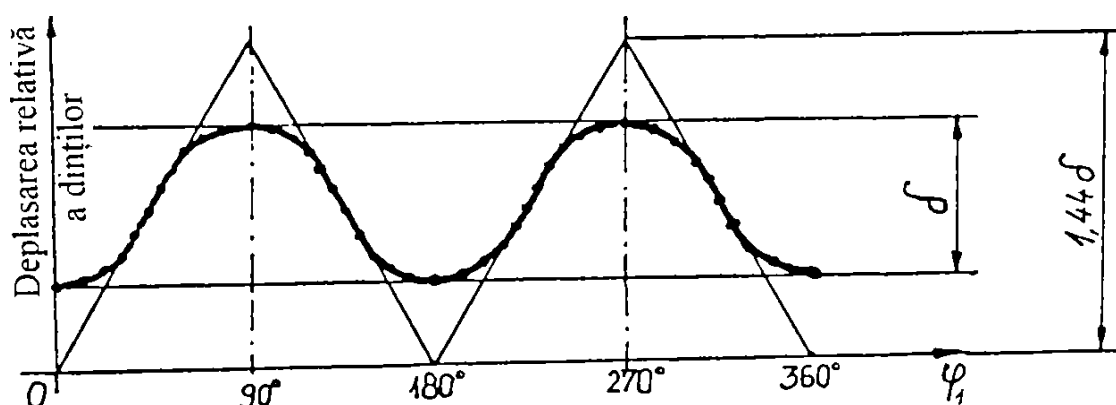


Fig. 1.22

Se observă că profilul ideal al dinților este rectiliniar (Fig. 1.22) și că înălțimea teoretică maximă a dinților roții flexibile poate fi:

$$h_{\max} = 1,44 \delta, \quad (1.6)$$

în care δ reprezintă deformația elastică diametrală a roții flexibile.

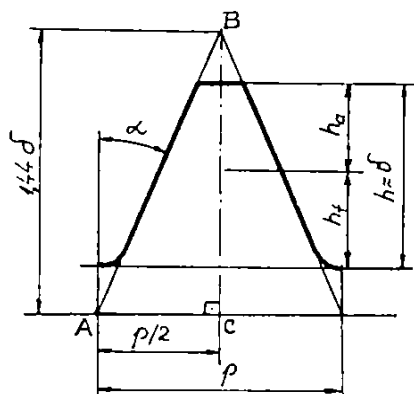


Fig. 1.23

Unghiul de profil α al dinților se poate calcula din triunghiul ABC, (Fig.1.23):

$$\operatorname{tg}\alpha = \frac{AC}{BC} = \frac{p}{2 \cdot 1,44\delta} = \frac{p}{2,88 \cdot \delta} = \frac{p}{2,88 \cdot k m n_u}, \quad k = 1, 2, 3, \dots \quad (1.7)$$

Admițând cazul optim $k = 1$ și având în vedere că $p = \pi m$, relația (1.7) devine:

$$\operatorname{tg}\alpha = \frac{\pi}{2,88 \cdot n_u} \quad (1.8)$$

Deci, pentru transmisii armonice dințate cu generatorul cu două unde ($n_u = 2$) din relația (1.8) se obține: $\alpha = 28^{\circ}36'$, iar pentru generatorul cu trei unde ($n_u = 3$) rezultă $\alpha = 20^{\circ}$.

Pentru a asigura jocuri radiale și de flanc, dintele real se ia cu înălțimea $h = \delta$, iar notațiile h_a și h_f reprezintă înălțimile capului respectiv a piciorului dintelui.

De regulă unghiul de profil al dinților roții rigide se ia $\alpha_3 = \alpha$, iar unghiul de profil al roții flexibile se ia mai mare pentru a compensa influența deformației roții elastice în zona de angrenare, deci:

$$\alpha_2 = \alpha + \Delta\alpha \quad (1.9)$$

Mărimea $\Delta\alpha$ se determină cu relația:

$$\operatorname{tg}\Delta\alpha = \frac{1,44 \cdot \delta}{\pi \cdot d_3} = 0,916 \frac{n_u \cdot \delta}{d_3} \quad (1.10)$$

Practic se adoptă $\Delta\alpha = 1 \dots 1,5^{\circ}$.

La proiectarea transmisiei armonice dințate, cu profilul rectiliniar, în concordanță cu Fig.1.23 parametrii geometrice principali ai danturii sunt [4]:

- pasul:

$$p = \frac{\pi \cdot \delta}{n_u} = \frac{\pi \cdot kmn_u}{n_u} = \pi km ; k = 1, 2, 3, \dots, \quad (1.11)$$

în care: $k = 1$ pentru soluțiile optime;

- înălțimea capului dintelui:

$$h_a = \frac{7}{16} \cdot \delta \quad (1.12)$$

- înălțimea piciorului dintelui:

$$h_f = \frac{9}{16} \cdot \delta \quad (1.13)$$

- diametrul exterior al roții flexibile și a coroanei rigide:

$$d_{2a} = d_2 + 2h_a ; d_{3a} = d_3 - 2h_a \quad (1.14)$$

- diametrul interior al celor două roți:

$$d_{2i} = d_2 - 2h_f ; d_{3i} = d_3 + 2h_f \quad (1.15)$$

Dacă se analizează curba din Fig.1.22, se observă că dinții angrenează corect numai pe cele patru porțiuni rectilinii ale curbei, fiecare porțiune corespunzând la un unghi de rotație de $72^\circ - 24^\circ = 48^\circ$, deci simultan în angrenare se află teoretic un procent, din numărul total de dinți egal cu:

$$P_{rd} = \frac{4 \cdot 48^\circ}{360^\circ} \cdot 100 = 53\% \text{ dinți} \quad (1.16)$$

Practic $P_{rd} = 30 \dots 45\%$ dinți.

Acest rezultat explică capacitatea portantă mare la gabarite reduse a transmisiei armonice dințate în raport cu angrenajele clasice, unde acest procent este mult mai mic (2...6%).

Pentru transmisii armonice dințate cu profilul rectiliniar al dinților, calculul geometric se recomandă să se facă conform algoritmului prezentat în lucrarea [4].

În Fig.1.24 se prezintă angrenarea completă între dinții cu profil rectiliniar ai roții flexibile (2) și ai coroanei circulare rigide (3), în ipoteza asigurării unor jocuri radiale și de flanc.

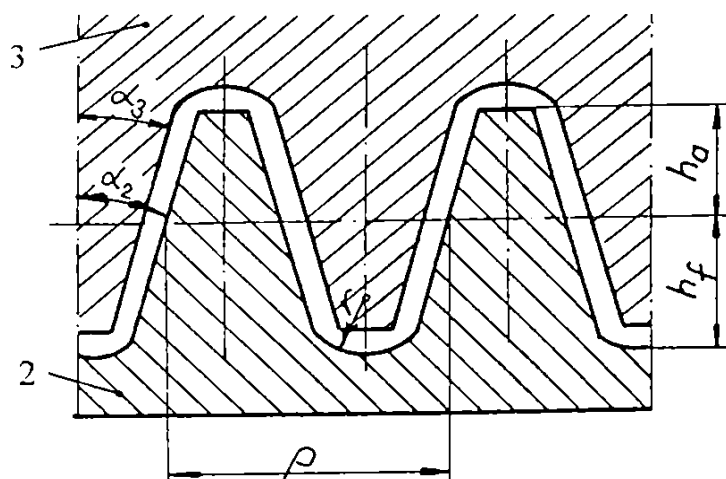


Fig. 1.24

Realizarea dinților cu profil rectiliniar ridică unele probleme tehnologice [163], [165], [167]. Dacă se obțin prin divizare, datorită uzurii sculei dimensiunile dinților rezultați nu sunt uniforme, iar pentru realizarea profilului rectiliniar prin rostogolire se necesită scule profilate cu profil cicloidal [118], [167] (profil înfășurat ce depinde însă de numărul de dinți al roților).

Deoarece danturile roților transmisiilor armonice dințate au modul m mic și înălțimea dinților este foarte mică se poate utiliza și profilul evolventic deplasat, ceea ce aduce unele avantaje tehnologice privind prelucrarea cu scule standard de danturat roți cu profilul dinților evolventic.

Dacă se urmărește să se obțină o transmisie armonică cu roți dințate evolventice, fără joc de flanc, atunci se recomandă ca deplasările specifice de profil x_2 și x_3 ale danturii roții flexibile (2) și respectiv ale coroanei rigide (3) să se calculeze astfel [4]:

a) pentru unghiul de presiune de referință $\alpha_0 = 20^\circ$:

$$x_2 = 2,15 + 0,009 z_2; \quad x_3 = 2 + 0,009 z_2 \quad (1.17)$$

b) pentru unghiul de presiune de referință $\alpha_0 = 30^\circ$:

$$x_2 = 0,15; \quad x_3 = 0. \quad (1.18)$$

Diametrele de picior d_f și de cap d_a ale danturilor evolventice deplasate se calculează cu relațiile:

a) pentru roata flexibilă:

$$d_{f2} = m (z_2 - 2h_{0a}^* - 2c_0^* + 2x_2) \quad (1.19)$$

$$d_{a2} = d_{f2} + 3,5 m \quad (1.20)$$

b) pentru coroana rigidă:

$$d_{f3} = d_{a2} + 2,3 m; \quad d_{a3} = d_{f2} + 2,45 m; \quad \text{dacă } \alpha_0 = 20^\circ; \quad (1.21)$$

$$d_{f3} = d_{a2} + 2,047 m; \quad d_{a3} = d_{f2} + 2,1805 m; \quad \text{dacă } \alpha_0 = 30^\circ. \quad (1.22)$$

În formulele (1.19), (1.20), (1.21) și (1.22) s-au notat:

m – modulul danturii, în mm; $h_{0a}^* = 1 (0,8)$ – coeficientul înălțimii capului dintelui de referință; $c_0^* = 0,25 (0,3)$ – coeficientul jocului la cap de referință, conform STAS 821 – 82, care dă parametrii principali ai profilului de referință.

Calculul complet al parametrilor geometrici ai transmisiilor armonice dințate se face cu relațiile de la angrenajul cilindric evolventic interior, [4], [30], [42], [51], [54], [102], [127], [128], [129], [140], [148].

1.4.2 Geometria roții flexibile deformate

Elementul cel mai important al transmisiilor armonice dințate este roata dințată flexibilă, care trebuie să aibă următoarele caracteristici:

- duritatea destul de mare a suprafeței pentru a rezista la oboseală și pentru a nu se uza;
- grosime destul de mică pentru a se putea deforma ușor (flexibilitate);
- grosime destul de mare pentru a nu se răsucii sub sarcină și pentru a fi posibilă execuția acesteia prin procedee tehnologice cunoscute.

Grosimea roții flexibile trebuie să fie corespunzătoare pentru a nu apare tensiuni de încovoiere prea mari în corpul roții și instabilitate la prelucrarea acesteia.

Geometria roții dințate flexibile depinde de forma și geometria generatorului de unde, precum și de deformațiile sub sarcină.

Generatorul de unde are un rol determinant în asigurarea funcționării corecte a unei transmisiilor armonice dințate, de modul cum este deformată roata flexibilă depinde capacitatea portantă, durabilitatea și randamentul transmisiei.

Alegând în mod convenabil tipul și forma generatorului de undă se pot realiza cele mai diferite legi de deformare ale roții dințate flexibile, în funcție de necesitățile impuse.

Tipurile de generatoare de unde mecanice folosite la transmisiile armonice dințate sunt prezentate schematic în Fig.1.25: a – generator simplu, b...e – generatoare duble (b-cu două role, c – cu două discuri, d – cu patru role, e –cu camă), f – generator triplu (cu trei role).

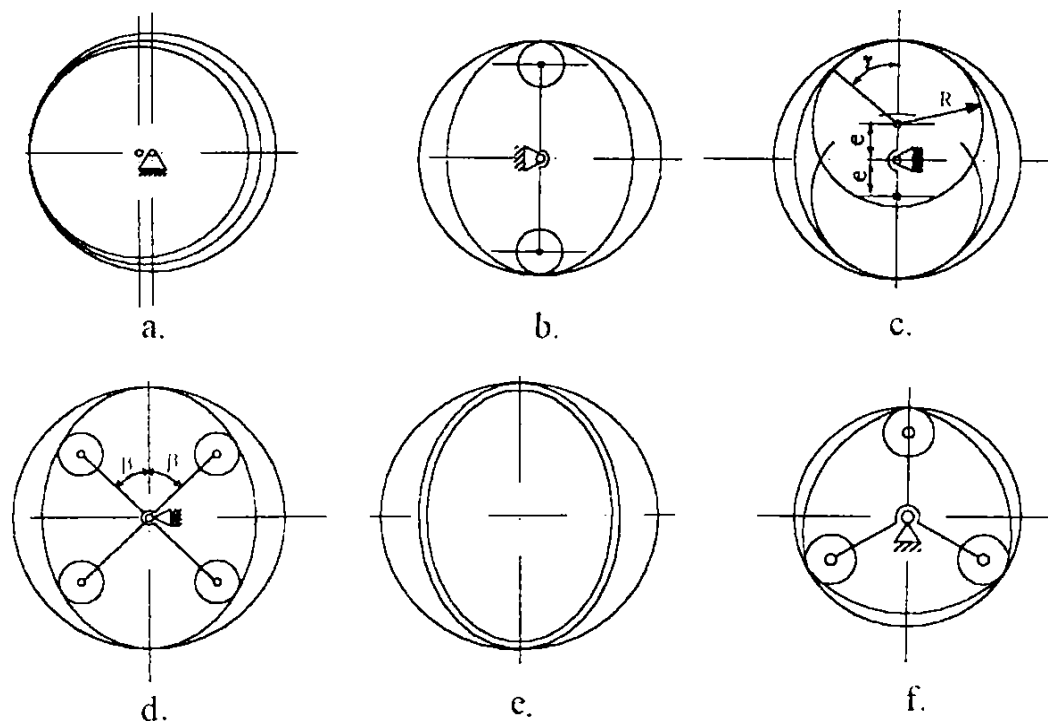


Fig. 1.25

Deoarece transmisiile armonice dințate realizate practic folosesc aproape exclusiv generatoarele de unde mecanice, în Tabelul 1.1 se prezintă formele elementului flexibil pentru aceste tipuri de generatoare.

Dezavantajul transmisiilor armonice dințate cu generator de unde cu role sau cu discuri excentrice constă în faptul că în afara zonei de contact cu roată dințată flexibilă, aceasta se deformează liber, ceea ce conduce la creșterea tensiunilor din corpul roții dințate flexibile și la scăderea capacității portante a transmisiei.

Acest dezavantaj se poate înlătura prin folosirea generatorului de unde cu camă, care materializează întregul contur al roții dințate flexibile deformate.

Generatoarele mecanice asigură legile de deformare dinainte impuse cu erori mici, deoarece deformările elastice a generatorului și a roții rigide sunt neglijabile.

Geometria elementului flexibil al transmisiilor armonice dințate depinde atât de geometria generatorului de unde (Tabelul 1.1) cât și de deformările sub sarcină determinate de următorii factori (Fig.1.26):

- încărcarea neuniformă a elementului pe periferia (F_t – forțele tangențiale din zona de angrenare, q – forțele din zona de cuplare);
- jocurile între elementele transmisiei (generator - roată dințată flexibilă – roată dințată rigidă).

Tabelul 1.1

Nr. crt.	Tipul generatorului	Forma de deformare a roții flexibile
1	Camă	$w = w_0 \cos 2\varphi$; $v = -(w_0/2) \sin 2\varphi$; $\theta = (3w_0/2r) \sin 2\varphi$
2	Cu patru role	Pentru: $0 \leq \varphi \leq \beta$: $w = [w_0 / (A - 4/\pi)] \cdot [A \cos \varphi + \varphi \cdot \sin \beta \sin \varphi - 4/\pi]$, $v = -[w_0 / (A - 4/\pi)] \cdot [A \sin \varphi + \sin \beta (\sin \varphi - \varphi \cos \varphi) - (4/\pi) \varphi]$, $\theta = - \{w_0 / [r(A - 4/\pi)]\} \cdot [2 \sin \beta \sin \varphi - (4/\pi) \varphi]$. Pentru $\beta \leq \varphi \leq \pi/2$: $w = [w_0 / (A - 4/\pi)] \cdot [B \sin \varphi + (\pi/2 - \varphi) \cos \beta \cdot \cos \varphi - 4/\pi]$, $v = -[w_0 / (A - 4/\pi)] \cdot [-B \cos(\varphi + (\pi/2) \cos \beta \sin \varphi - \cos \beta (\cos \varphi + \varphi \sin \varphi) - (4/\pi) \varphi + 2]$, $\theta = \{w_0 / [r(A - 4/\pi)]\} \cdot [2 \cos \beta \cos \varphi + (4/\pi) \cdot \varphi - 2]$. $A = \sin \beta + (\pi/2 - \beta) \cdot \cos \beta$ $B = \cos \beta + \beta \sin \beta$
3	Cu două role	$w = [w_0 / (\pi/2 - 4/\pi)] \cdot [\sin \varphi + (\pi/2 - \varphi) \cdot \cos \varphi - 4/\pi]$, $v = - [w_0 / (\pi/2 - 4/\pi)] \cdot [(\pi/2 - \varphi) \cdot \sin \varphi - 2 \cos \varphi - (4/\pi) \cdot \varphi + 2]$, $\theta = [w_0 / r (\pi/2 - 4/\pi)] \cdot [2 \cos \varphi + (4/\pi) \cdot \varphi - 2]$
4	Cu discuri excentrice	Pentru $0 \leq \varphi \leq \gamma$: $w = [w_0 / (A_1 - B_1)] \cdot (A_1 \cos \varphi - B_1)$, $v = - [w_0 / (A_1 - B_1)] \cdot (A_1 \sin \varphi - B_1 \cdot \varphi)$, $\theta = \{w_0 / [r(A_1 - B_1)]\} \cdot B_1 \cdot \varphi$ Pentru $\gamma \leq \varphi \leq \pi/2$: $w = [w_0 / (A_1 - B_1)] \cdot [(1 + \sin^2 \gamma) \cdot \sin \varphi + (\pi/2 - \varphi) \cdot \cos \varphi - 2 \sin \gamma - B_1]$, $v = -[w_0 / (A_1 - B_1)] \cdot [(\pi/2 - \varphi) \sin \varphi - (2 + \sin^2 \gamma) \cos \varphi - (2 \sin \gamma + B_1) \cdot \varphi + 2 (\cos \gamma + \gamma \sin \gamma)]$ $\theta = \{w_0 / [r(A_1 - B_1)]\} \cdot [2 \cos \varphi + (2 \sin \gamma + B_1) \cdot \varphi - 2(\cos \gamma + \gamma \sin \gamma)]$ unde: $A_1 = \pi/2 - \gamma - \sin \gamma \cos \gamma$ $B_1 = (4/\pi) [\cos \gamma - (\pi/2 - \gamma) \sin \gamma]$

Observații: w-deplasarea radială; v-deplasarea tangențială; θ -unghiul de rotire a normalei;
r-raza fibrei medii a roții flexibile nedeformate; w_0 -deformația radială maximă.

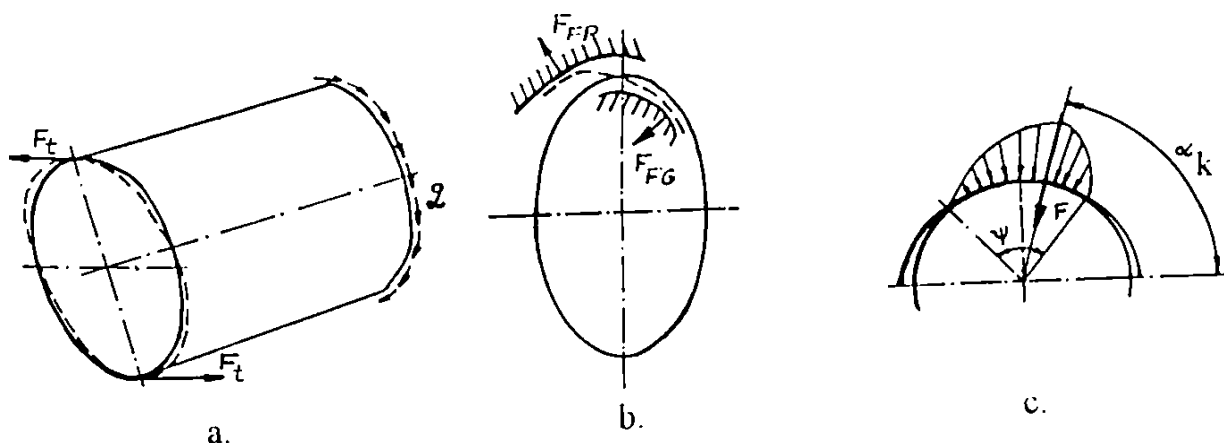


Fig. 1.26

Deoarece generatorul tip camă materializează întregul contur al elementului flexibil deformat, la transmisii armonice dințate cu acest tip de generator influența jocurilor și a sarcinii asupra geometriei elementului flexibil este mult mai mică decât la transmisiile cu generator de unde cu role sau discuri.

Prin schimbarea formei roții dințate flexibile se schimbă unghiul de presiune (α_k , Fig.1.26,c), viteza de alunecare al elementelor, rigiditatea la torsiune, încărcarea nominală, și distribuirea încărcării în elemente.

1.5 CINETOSTATICA TRANSMISIEI ARMONICE DINȚATE

Asupra elementelor transmisiilor armonice dințate acționează forțe motoare, forțe de rezistență utilă, forțe de frecare, forțe elastice, forțe de inerție și reacțiunile din cuplele cinematice ale transmisiei.

Forțele care acționează asupra generatorului de unde sunt în funcție de tipul său constructiv [26], [72], [83], [88], [90], [159]:

- forțe radiale de deformare elastică a roții dințate flexibile, ce apar la montarea generatorului de unde;
- reacțiunea radială dintre roata dințată flexibilă și generatorul de unde, datorită momentului de torsiune transmis, ce solicită elementul condus al transmisiei armonice;
- forțele de frecare din cupla cinematică generator de unde - roată dințată flexibilă și din cuplele de rotație;
- forțe de inerție ale generatorului de unde.

Asupra roții dințate flexibile a unei transmisii armonice acționează următoarele forțe:

- forțe elastice de deformare;
- forțele din angrenare (radială și tangențială);
- forțe de frecare dintre generatorul de unde și roata dințată flexibilă, respectiv roata dințată flexibilă – roata dințată rigidă;
- forțe de inerție ale roții flexibile;
- forța axială suplimentară (în cazul roților flexibile lungi).

La roata dințată rigidă apar forțele dezvoltate din angrenare cu roată dințată flexibilă.

Schema de acțiune a forțelor în transmisia armonică dințată este arătată în Fig.1.27, [118].

Din Fig.1.27,a se observă că unghiul forței F_{RF} dintre dinții elementului flexibil F și a celui rigid R are valoarea $(\alpha + \varphi)$ pentru zona de intrare în angrenare și $(\alpha - \varphi)$ pentru zona de ieșire din angrenare (la transmisia armonică dințată în regim reductor).

Mărimile brațului h respectiv a forțelor F_{FG} sunt influențate și de tipul interacțiunii dintre elementele dințate. Astfel, la varianta de angrenare cu deformare limitată a elementului flexibil va corespunde o localizare a interacțiunii dintre elementul flexibil și generator de unde, rezultând o solicitare locală mare F_{FG} a elementelor transmisie la un braț h – mic (Fig.1.28.a)

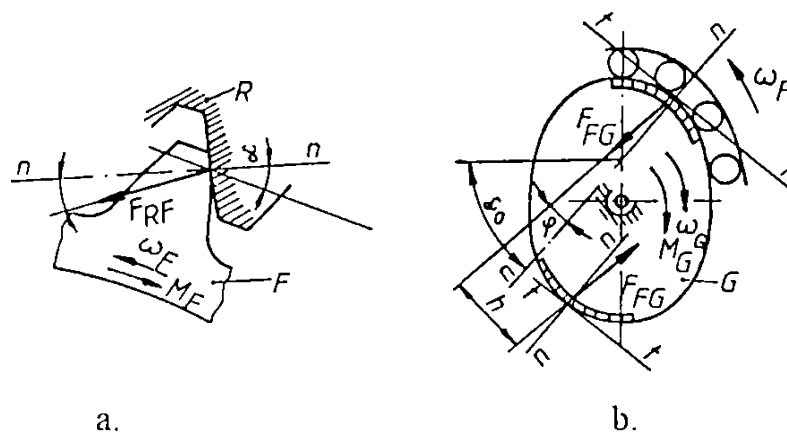


Fig. 1.27

a – interacțiunea dintre dinți;

b – interacțiunea dintre roata dințată flexibilă și generatorul de unde.

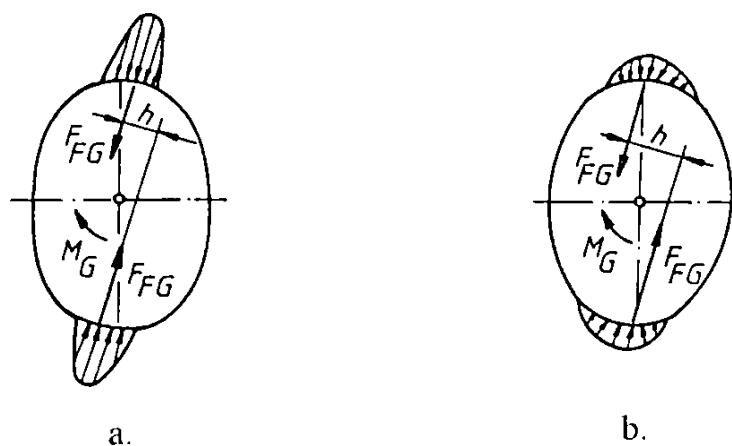


Fig. 1.28

La varianta de angrenare cu deformare extinsă, interacțiunea din transmisie se produce într-o zonă mărită (număr mare de dinți în contact simultan) și brațul h al cuplului F_{FG} este mărit, deci crește capacitatea portantă a transmisie armonice dințate (Fig. 1.28.b)

Forțele semnalate produc solicitări complexe în elementele transmisiilor armonice dințate [3], [11], [38], [83], [136], [159], [165].

1.6 STAREA DE TENSIUNE DIN ROATĂ DINȚATĂ FLEXIBILĂ

În literatura de specialitate [1], [37], [41], [83], [118], se arată că pentru a determina starea de tensiune în roata dințată flexibilă este necesar să cunoaștem starea ei de deformare. Legile de deformare a suprafeței mediane a roții flexibile sunt funcție de tipul generatorului de unde, de formă geometrică a roții dințate flexibile și de modul de cuplare a roții dințate flexibile cu arborele de ieșire sau cu elementul fix al transmisiei armonice dințate.

Cunoscându-se forțele ce solictă mecanismele transmisiei armonice dințate se determină stările de tensiune din elementele transmisiei și se stabilesc zonele în care starea de tensiune echivalentă este maximă.

Astfel în urma studiilor teoretice [11], [77], [87] și a verificărilor experimentale [123], [168] a rezultat că elementele cele mai solictate sunt roata dințată flexibilă și inelul exterior al rulmentului flexibil al generatorului de unde.

Roata dințată flexibilă este supusă la următoarele solictări:

- a) Transmisia neîncărcată (datorită montării generatorului de unde):
 - momente încovoietoare tangențiale, radiale dar și axiale (neglijabile) în corpul roții dințate flexibile;
 - presiune de contact între generatorul de unde și roata dințată flexibilă.
- b) Transmisia încărcată (ca urmare a transmiterii unui moment de torsiune util):
 - în corpul dinților apar: strivirea, încovoierea, compresiunea și forfecarea;
 - presiunea de contact între generatorul de unde și roata dințată flexibilă, datorită forței radiale din angrenare;
 - răsucirea corpului roții flexibile datorită momentului de torsiune transmis;
 - încovoierea suplimentară a corpului roții dințate flexibile sub dantură, datorită contactelor în puncte discrete cu rulmentul flexibil (repartiția bilelor) și acțiunii excentrice a forțelor din angrenare față de fibra mediană.

În Fig.1.29, este dată epura distribuției eforturilor în roata dințată flexibilă a transmisiei armonice dințate cu generatorul de unde dublu [118], [167].

Pe Fig.1.29,a, cu 1...5 s-au notat locurile de dispunere al traductorilor rezistivi pentru determinarea experimentală a variației eforturilor în timpul rotirii generatorului:

- 1 – secțiunea circulară din apropierea danturii;
- 2 – o secțiune axială;
- 3 – o secțiune la 45° față de axa elementului flexibil;
- 4 – o secțiune circulară în zona de mijloc a aceluiași element;
- 5 – o secțiune circulară în apropierea capătului de cuplare;
- I - zona de înfășurare a elementului flexibil pe discurile generatorului de unde;
- II - zona de ieșire a dinților din angrenare;
- III - zona de deformare liberă;
- IV – zona în care elementul flexibil are tendință de dezdoire de forma condiționată de elementul rigid.

Se observă din Fig.1.29,b, că diagrama eforturilor în elementul flexibil a transmisiilor cu generatorul de unde tip camă este similară cu distribuția în cazul

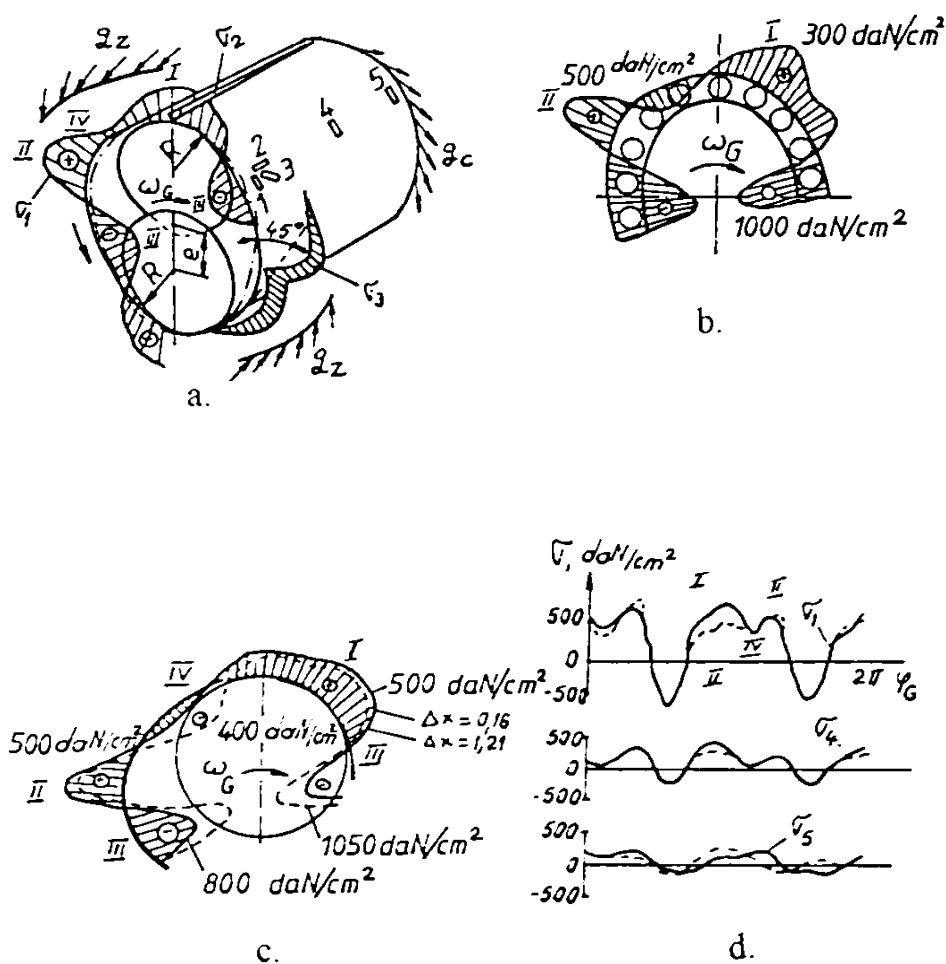


Fig. 1.29

generatorului de unde cu discuri (Fig.1.29.a).

În Fig.1.29.d, sunt reprezentate diagramele eforturilor σ_1 , σ_2 și σ_3 pentru suprafețele exterioare (linie continuă) și interioară (linie întreruptă) ale elementului flexibil al transmisiei armonice dințate cu parametrii: $i = 220$; $m = 0,6$ mm; $w_0 = 1,18$ m; $e = 4,23 \cdot w_0$ și $M = 840$ daN·m.

Eforturile σ_2 și σ_3 reprezintă 40...50% din efortul σ_1 , iar eforturile pe suprafața interioară sunt mai mici decât pe suprafața exterioară în zonele I și II.

Starea de tensiune din roata dințată flexibilă este influențată de mai mulți factorii [83]:

- parametrii geometrici ai angrenajului și a generatorului de unde (Fig.1.29.c);
- geometria corpului roții flexibile și modul de îmbinare cu arborele;
- turația (viteza unghiulară) a generatorului de unde;
- momentul de torsiune la arborele de ieșire.

Pentru zonele considerate (I, II și III) din Fig.1.29.a, [167] se poate afirma că cele mai mari eforturi apar în zona de deformare liberă (III) iar cele mai mici în zona de înfășurare pe generatorul de unde (I). Eforturile în zona I cresc în mică măsură cu încărcarea, iar cele din zonele II și III cresc mult.

La funcționarea transmisiei armonice dințate în regim de multiplicator, eforturile sunt cu 5...10 % mai mari decât la funcționarea ca reductor, pentru același moment la elementul flexibil, [167].

Principalele cauze care conduc la distrugerea transmisiei armonice dințate sunt:

- oboseala inelului exterior al rulmentului flexibil al generatorului de unde, fie datorită sarcinilor din angrenajul armonic, fie ca urmare a creșterii considerabile a temperaturii;
- ruperea roții dințate flexibile prin oboseală (fisura apărând în lungul golurilor dintre dinți);
- patinarea generatorului de unde la suprasarcini;
- uzarea excesivă a dinților roților;
- curgerea plastică a materialului roții flexibile pe suprafața de contact cu generatorul de unde (la suprasarcini).

1.7 CALCULUL DE REZISTENȚĂ AL TRANSMISIILOR ARMONICE DINȚATE

Una dintre preocupările de bază a cercetătorilor din domeniul transmisiilor armonice dințate, este elaborarea unei metodologii a calcului de rezistență având în vedere solicitările la care este supusă roata dințată flexibilă, fapt rezultat din literatura de specialitate [4], [30], [33], [59], [83], [99], [101], [105], [118], [144], [167].

Deoarece roata dințată flexibilă este elementul cel mai greu solicitat, calculul de rezistență urmărește stabilirea cu prioritate a dimensiunilor sale geometrice, iar pentru roata dințată rigidă și generatorul de unde se adoptă dimensiunile având în vedere părțile conjugate cu roata flexibilă.

Materialele care se recomandă pentru principalele elemente ale transmisiei armonice dințate sunt date în Tabelul 1.2.

Tabelul 1.2

Elementul	Marca oțelului		Duritatea HRC
Roata flexibilă	I	19CrNi35, 16CrNiW10 30SiMnCrNi16, 40CrNi15	32.....36
	II	35CrMnSi, 41CrNi12 31CrMnSi10	
	III	OLC 50, OLC 60	
Roata rigidă	OLC 45, OLC 50, OLC 60		28.....32
Inel intermediar	51 Si17A, 56 Si17A, 60 Si15 A, 51VCr11A		55.....60
Discurile generatorului de unde	OLC 45, OLC 50, OLC 60		50.....54

Pentru elemente ce vin în contact direct, în timpul funcționării, nu se recomandă a se folosi materiale identice (cu aceeași duritate).

Metodica proiectării transmisiilor armonice dințate de tipul R-F-G, cu generator cu două unde și roată dințată flexibilă sub formă de tub cilindric cu diametrul mediu d_m , lungimea l și grosimea peretelui în zona nedanturată h_1 , necesită parcurgerea următoarelor etape succesive, [4]:

- Se aleg materiale pentru cele două roți (flexibilă, respectiv rigidă) din Tabelul 1.2 și se determină rezistențele admisibile σ_{HP} la solicitarea de contact, τ_{af} la forfecare și σ_{ai} la încovoiere.
- Se calculează diametrul de divizare d_3 a roții dințate rigide din condiția de rezistență la solicitarea de contact și se determină numerele de dinți z_2 și z_3 (ținându-se seama de raportul de transmitere i).
- Se calculează modulul danturii: $m = d_3 / z_3$ și se rotunjește la valoarea imediat superioară din șirul: 0,1; 0,12; 0,15; 0,2; 0,25; 0,3; 0,4; 0,5; 0,6; 0,8; 1; 1,25; 1,5; 2; mm (date în STAS 822-82) și se recalculează diametrul de divizare d_3 .
- Se determină diametrul de divizare d_2 al roții dințate flexibile și diametrul mediu al obezii roții flexibile:

$$d_2 = m \cdot z_2; \quad d_m = d_2 - \cdot m; \quad (1.23)$$

- Se calculează valoarea coeficientului adimensional θ cu relația:

$$\theta \leq \frac{(z_2 - 2) \cdot \sigma_{ai}}{4,25 \cdot E} \quad (1.24)$$

- Se determină coeficientul adimensional Ψ :

$$\Psi = \theta / (2 \dots 5). \quad (1.25)$$

- Se determină grosimea h_1 a peretelui și lungimea l a roții dințate flexibile:

$$h_1 = \frac{\theta \cdot d_m}{2}; \quad l = \frac{h_1}{\Psi} \quad (1.26)$$

- Se verifică la solicitarea de forfecare și încovoiere dantura.
- Se fac calcule de dimensionare geometrică a danturii.

În lucrarea [4] se recomandă ca dimensionarea roții dințate rigide să se facă din condiția de rezistență la contact a dinților cu relația:

$$d_3 \geq \sqrt[3]{\frac{10^7 \cdot \eta_1 \cdot k_1 \cdot P_1 \cdot \operatorname{tg} \alpha}{y_k \cdot \Psi_b \cdot \omega_2 \cdot \sigma_{HP}}} \quad [\text{mm}] \quad (1.27)$$

unde:

k_1 - coeficientul de distribuție neuniformă a sarcini pe dinți ($k_1=1,1 \dots 1,3$);

P_1 - puterea la arborele generatorului de unde, în kW;

y_k - coeficientul de formă al dinților la solicitarea de contact ($y_k=0,55 \dots 0,65$);

η_1 - randamentul mecanic preliminar al angrenajului armonic;

ω_2 - viteza unghiulară a roții flexibile, în rad/s;

Ψ_b - coeficientul lățimii danturii ($\Psi_b=b/d_3=0,1 \dots 0,3$);

σ_{HP} - rezistența admisibilă la contact a dinților, în MPa.

După efectuarea calculelor geometrice se verifică la oboseală roata flexibilă cu

relația:

$$\sigma_i = \frac{4,25 \cdot k_h \cdot k_\sigma \cdot h_1 \cdot \delta \cdot E}{d_m^2} \leq \sigma_{ai} \quad [\text{MPa}] \quad (1.28)$$

unde: k_h - coeficientul de rigiditate al roții flexibile datorită danturii ($k_h = 1,05 \dots 1,1$);
 k_σ - coeficientul de concentrare al tensiunilor la piciorul dintelui;
 d_m - diametrul mediu al peretelui roții flexibile: [$d_m = m(z_2 - 2)$];
 δ - deformația elastică diametrală a roții flexibile în poziție angrenată ($\delta = k \cdot m \cdot n_u$);
 σ_{ai} - rezistența admisibilă la încovoiere a roții flexibile, care se determină cu relația:

$$\sigma_{ai} = \frac{\sigma_{-1}}{k_\sigma \cdot c_\sigma} \quad [\text{MPa}] \quad (1.29)$$

unde: σ_{-1} - rezistența la oboseală, în MPa (pentru ciclul alternant simetric);
 c_σ - coeficientul de siguranță la oboseală ($c_\sigma = 1,5$).

După lucrările [33],[167] diametrul mediu al roții flexibile (d_m) se recomandă să fie calculat din condiția de rezistență la torsiune, sub acțiunea momentului nominal M [kN·m] și după forțele tangențiale uniform repartizate pe dinții din angrenare (din cele două zone diametral opuse):

$$d_m = C \cdot \sqrt[3]{\frac{\Psi \cdot M_0}{\tau_{at}}} \quad [\text{cm}] \quad (1.30)$$

unde: C - coeficientul care ține seama de influența repartizării sarcinilor pe zonele de angrenare și de repartiția tensiunilor în roata flexibilă;

M_0 - momentul nominal de calcul.

Valorile coeficientului C sunt date în Tabelul 1.3, în funcție de raportul de transmitere $|i|$.

Tabelul 1.3

Forma roții flexibile Parametrul	Roata flexibilă lungă $l/d > 0,5$			Roata flexibilă scurtă $0,15 \leq l/d \leq 0,3$
	Raportul de transmitere $ i $	100...160	160...250	250...400
Coeficientul, C	14	13	12	16...14

Momentul de calcul la roata dințată flexibilă se calculează cu relația: $M_0 = M \cdot k_r \cdot k_d$.

unde: k_r - coeficientul de suprasarcină (Tabelul 1.4);

k_d - coeficientul dinamic (Tabelul 1.5);

M - momentul nominal.

Tabelul 1.4

M_{max} M	K_r funcție de i		
	100...160	160...250	250...400
1,2	1	1,1	1,2
1,6	1,1	1,2	1,3
2,5	1,2	1,3	1,4

Tabelul 1.5

Clasa de precizie angrenaj	k_d funcție de n_1		
	<1000	1000+1500	1500+3000
6	1	1,15	1,4
7	1,07	1,20	1,5
8	2	1,35	-

Raportul între diametrul d și grosimea h a peretelui roții flexibile ($\psi=d/h$) se adoptă din Tabelul 1.6., în funcție de raportul de transmitere și materialul roții flexibile.

Tabelul 1.6

Raportul de transmitere I	Grupa de material a roții flexibile		
	I	II	III
100...160	80	85	90
160...250	85	90	95
250...400	90	95	100

Tensiunile admisibile la torsiune în cazul solicitărilor reversibile se calculează cu relația:

$$\tau_{at} = \frac{0,22 \cdot \sigma_r \cdot k_i}{c_1 \cdot k_\tau}, \quad (1.31)$$

unde: σ_r - limita de rezistență la rupere;

k_i - coeficientul regimului de încărcare (Tabelul. 1.7);

c_1 - coeficientul de siguranță a construcției ($c_1 > 1,4$);

k_τ - coeficientul de concentrare al tensiunilor ($k_\tau = 1,6 \div 2$), în cazul $i = 400 \dots 100$).

Tabelul 1.7

Durata de funcț. în ore a transmisiei la $n = 1000$ rot/min	Regim de lucru		
	Ușor	Mijlociu	Greu
De la 1000	1,22	1,17	1,1
2500	1,10	1,05	1,0
6300	1,00	0,95	0,9
10000	0,95	0,9	0,85
25000	0,85	0,81	0,75

Dacă turația generatorului de unde este diferită de 1000 rot/min atunci coeficientul regimului de încărcare k_i se ia în funcție de timpul echivalent de funcționare, calculat cu relația:

$$T_c = T \cdot (n_1 / 1000) \text{ unde:}$$

T - durata efectivă de funcționare.

Pentru calculul aproximativ al lui τ_{at} se recomandă $k_i = 1$ și pentru materialele din grupa I, II și III se admit valorile: 80, 70 și 60 [MPa].

Numărul de dinți la roata dințată flexibilă, pentru transmisia armonică dințată cu două unde se calculează cu relația: $z_2 \approx 2 \cdot i$.

În lucrările [83] și [118] se recomandă ca diametrul de divizare al roții flexibile sau rigide să se determine din condiția de rezistență la strivire în zona de contact a dinților:

$$d_{2(3)} = \sqrt[3]{\frac{10 \cdot M_{2(3)}}{p_a \cdot \psi_b}} \quad (1.32)$$

unde: $M_{2(3)}$ - momentul de torsiune la elementul condus;

ψ_b - coeficientul lățimii inelului dințat ($\psi_b = b/d_{2(3)}$; $\psi_b = 0,1 \dots 0,3$);

p_a - presiunea admisibilă la contact ($p_a = 8$ MPa pentru roți din material plastic, $p_a = 10 \div 35$ MPa pentru roți din oțel, la transmisiile armonice dințate cu viteze mari și mijlocii și cu o ungere bună; $p_a = 60 \div 100$ MPa pentru viteze reduse).

Având diametrul de divizare și numărul de dinți se poate calcula modulul m și alege unul standardizat, iar după efectuarea calculului geometric se propune verificarea la oboseală.

În lucrarea [144] se propune la fel ca diametrul de divizare al roții conduse să se calculeze din condiția de rezistență la strivire a dinților în zona de contact:

$$d_{2(3)} = \sqrt[3]{\frac{10 \cdot k \cdot M}{p_a \cdot \psi_b}} \quad (1.33)$$

unde:

$\psi_b = b/d_{2(3)}$, se recomandă $\psi_b = 0.18 \div 0.2$ pentru transmisia armonică dințată de forță și $\psi_b = 0.1 \div 0.15$ pentru transmisii mijlocii și cinematice;

k – coeficientul regimului de încărcare ($k=1$ pentru încărcări lente și $M_{\max}/M < 1.2$; $k=1.25$ pentru încărcări dinamice reduse și $M_{\max}/M < 1.6$ și $k=1.75$ pentru încărcări dinamice rapide și $M_{\max}/M < 2.5$);

p_a – presiunea admisibilă, $p_a = 160 \cdot k_r \cdot k_n \cdot k_d$, unde:

k_n – coeficientul de turație, $k_n = (1000/n_1)^{1.3}$;

n_1 – turația generatorului de unde;

k_d – coeficientul mărimii diametrului ($k_d = 1.25$ la $d_{2(3)} < 130$ mm și $k_d = 1$ la $d_{2(3)} > 130$ mm);

k_i – coeficientul raportului de transmitere, $k_i = (i-20)/i$.

După efectuarea calculului geometrice se recomandă a se face verificarea la oboseală.

În lucrările [59], [72] pentru calculul diametrului interior al roții flexibile se recomandă relația:

$$d_2 = \sqrt[3]{\frac{0.456 \cdot M_2}{\left[\frac{\sigma_{-1}}{k_\sigma \cdot n_\sigma} - \frac{3 \cdot E \cdot Y_z \cdot \psi_{hd}}{2 \cdot i_{12}^2} \right] \cdot \psi_{bd} \cdot \psi_{hd}}} \quad (1.34)$$

unde:

ψ_{bd} – coeficientul ce ține seamă de lățimea coroanei dințate ($\psi_{bd} = 0.15 \div 0.2$ pentru transmisiile armonice dințate de forță, valoarea maximă pentru $i > 150$ și $\psi_{bd} = 0.1 \div 0.15$ pentru transmisii cinematice);

ψ_{hd} – coeficientul ce ține seamă de grosimea peretelui roții dințate ($\psi_{hd} = 0.012 \div 0.014$, valoarea maximă pentru i mari);

Y_z – coeficientul ce ține seamă de unghiul de profil (pentru dinți cu unghiul de profil mare $Y_z = 1.2 \div 1.3$ și pentru dinți cu unghi de profil mic $Y_z = 1.35 \div 1.5$);

$k_\sigma = 1.8 \dots 2$; $n_\sigma = 1, 3 \dots 1, 7$.

M_2 – momentul de torsiune la elementul de ieșire al transmisie;

E – modulul de elasticitate longitudinal al materialului roții flexibile;

σ_{-1} – rezistența la oboseală pentru ciclul alternant simetric.

1.8 CONCLUZII ȘI CONTRIBUȚII

Cercetările teoretice, referitoare la analiza stadiului actual al transmisiilor armonice dințate, permit evidențierea următoarelor contribuții cu caracter original:

1. S-au sintetizat sub formă de studiu bibliografic majoritatea rezultatelor lucrărilor științifice și tehnice care se referă la transmisiile armonice dințate și s-au arătat principalele caracteristici și domeniile de utilizare ale transmisiilor respective.

2. Prezentarea sintetică a tuturor transmisiilor armonice dințate s-a bazat pe definirea unui sistem cuprinzător de criterii care să permită o clasificare originală a acestor transmisi.

3. Evidențierea și prezentarea unei noi subclase de transmisi armonice dințate denumite de autor transmisi armonice dințate derivate.

4. Propunerea unei simbolizări general - valabile pentru transmisi armonice dințate, bazată pe analogia transmisi armonică dințată – transmisi planetară.

5. Prezentarea comparativă a cinematicii diverselor variante constructive de transmisi armonice dințate.

6. Evidențierea, prezentarea și analizarea relațiilor de calcul ale rapoartelor de transmitere pentru transmisi armonice dințate considerate (R-F-G, 2R-F-G și 3R-F-G).

7. Prezentarea sintetică și comparativă a formelor de deformare a roții dințate flexibile în funcție de tipul generatorului de unde și fundamentarea teoretică a relațiilor de definire a geometriei roților dințate specifice transmisiilor armonice dințate.

8. Analiza critică a forțelor ce acționează asupra principalelor elemente ale transmisi armonice dințate și evidențierea stării plane de tensiuni din roata dințată flexibilă.

9. Evidențierea curențelor majore de natură constructivă și funcțională ale transmisiilor armonice dințate, care au impus căutarea căilor de reducere și eliminare a acestora, conducând în final la apariția și dezvoltarea de noi variante constructive-transmisi armonică dublă (T.A.D.).

10. Prezentarea comparativ – critică a metodelor de proiectare propuse în literatura de specialitate prin gruparea acestora în raport cu solicitările considerate critice și al verificărilor necesare a se efectua.

1.9 OBIECTIVELE TEZEI

Utilizarea cu succes a transmisiilor armonice dințate în construcții de mașini și în special în mecanică fină, necesită realizarea unor transmisii armonice cu parametri funcționali și constructivi ridicați.

Obiectivul principal al prezentei teze de doctorat a urmărit demonstrarea viabilității și avantajelor nete ale T.A.D. față de transmisia armonică dințată de tipul R-F-G.

Obținerea unei T.A.D. echilibrate, fără solicitări suplimentare, cu o construcție compactă, modulară, o rigiditate necesară, precum și cu parametri funcționali ridicați, impune necesitatea efectuării sintezelor și analizelor structurale a diferitelor variante constructive, care să conducă la alegerea variantei optime și să dea o corelare justă între parametri funcționali ai transmisiei armonice duble.

În vederea obținerii unei T.A.D. cu precizie cinematică de orientare ridicată se necesită efectuarea unui studiu teoretic asupra factorilor ce o influențează. Determinarea relațiilor de calcul a erorii cinematice totale a T.A.D. neîncărcate respectiv încărcate a avut în vedere erorile geometrice de execuție ale elementelor componente, erorile de asamblare a transmisiei, deformația elastică a roții dințate flexibile, regimul dinamic și variațiile de temperatură.

Pentru a avea certitudinea rezultatelor teoretice se necesită efectuarea unor determinări experimentale pe stand, cu privire la precizia cinematică a T.A.D., având în vedere momentul de torsiune ce solicită elementul condus, opririle repetate și apoi continuarea mișcării, precum și erorile prin revenirea la poziția inițială.

Pentru a proiecta și realiza T.A.D. de construcție compactă și coaxială cu masa redusă și a asigura fiabilitatea necesară se impune cunoașterea forțelor din transmisie, având în vedere forțele motoare, forțele de rezistență utile, forțele elastice, forțele de frecare și de inerție. În acest sens este necesară determinarea relațiilor de calcul a acestora, având în vedere cazul concret de solicitare al transmisiei armonice duble.

În acest sens s-a elaborat un algoritm de calcul teoretic al forțelor din T.A.D. și s-a urmărit în ce măsură sunt confirmate rezultatele teoretice de cele experimentale, obținute prin utilizarea metodei tensometrice rezistive.

Unul din factorii ce determină durabilitatea T.A.D. este starea de tensiune din roata dințată flexibilă. Pentru determinarea stării de tensiune din roata dințată flexibilă se necesită utilizarea unor metode moderne de calcul și anume metoda elementului finit.

Aplicarea metodei elementului finit la calculul deformațiilor elastice și a tensiunilor din peretele roții dințate flexibile, din zona danturată, permite ca prin prelucrarea rezultatelor să se dea o interpretare științifică a stării de tensiune din roata flexibilă a T.A.D. încercate.

Pentru studiul comportamentului dinamic al roții dințate flexibile a T.A.D. se vor urmări fenomenele vibrației ale roții dințate flexibile a T.A.D., luând în considerare forțe elastice de deformație, forma constructivă a roții, tipul legăturilor la care este supusă.

Pentru mărirea durabilității T.A.D., se impune studiul influenței materialului roții flexibile, tratamentului termic aplicat și procedurii tehnologice de realizare a danturii roții flexibile asupra durabilității acesteia.

Pe baza rezultatelor cercetării teoretice și experimentale se va realiza un prototip de T.A.D. care să reflecte justetea cercetărilor efectuate.

Astfel, prezenta teză de doctorat caută să răspundă la unele probleme complexe, privind sinteza, cinematica și geometria T.A.D., precizia cinematică de orientare, analiza cinetostatică a T.A.D. și starea de tensiune din roata dințată flexibilă, în vederea utilizării lor în proiectarea și execuția T.A.D. cu module mici.

2.SINTEZA TRANSMISIEI ARMONICE DUBLE

Sinteza unei transmisii presupune determinarea parametrilor cinematici, cinetostatici și dinamici, care caracterizează transmisia respectivă, când se cunosc datele ce caracterizează funcționarea corectă a acesteia [2], [5], [12], [14], [57], [92], [94], [95], [97], [110],[126],[132].

Sinteza T.A.D., la rândul ei, comportă mai multe etape: sinteza de tip, sinteza structurală și sinteza dimensională [93], [96].

2.1 SINTEZA DE TIP A TRANSMISIEI ARMONICE DUBLE

Pentru a înlătura principalele curențe ale transmisiilor armonice dințate simple de tipul R-F-G (variația alternant-simetrică a solicitărilor ce determină atât oboseala roții dințate flexibile cât și a rulmentului flexibil, gabarit axial mare, precizia cinematică limitată, etc.) s-au dezvoltat o serie de noi variante care atenuează sau chiar înlătură aceste aspecte negative.

În această nouă categorie se includ și transmisiile armonice dințate duble de tipul 2R-F-G (Fig.2.1).

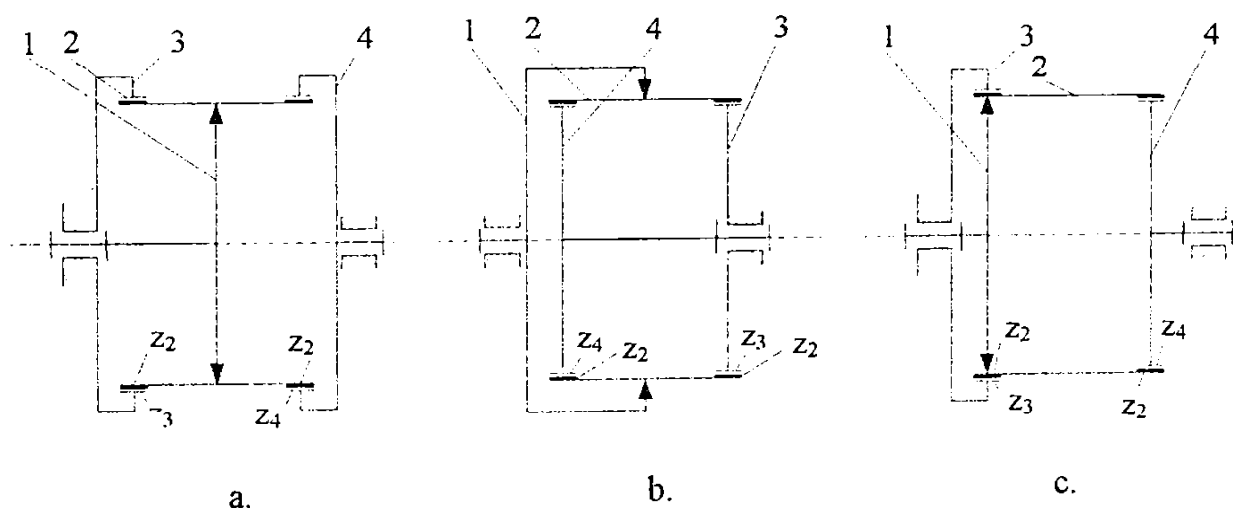


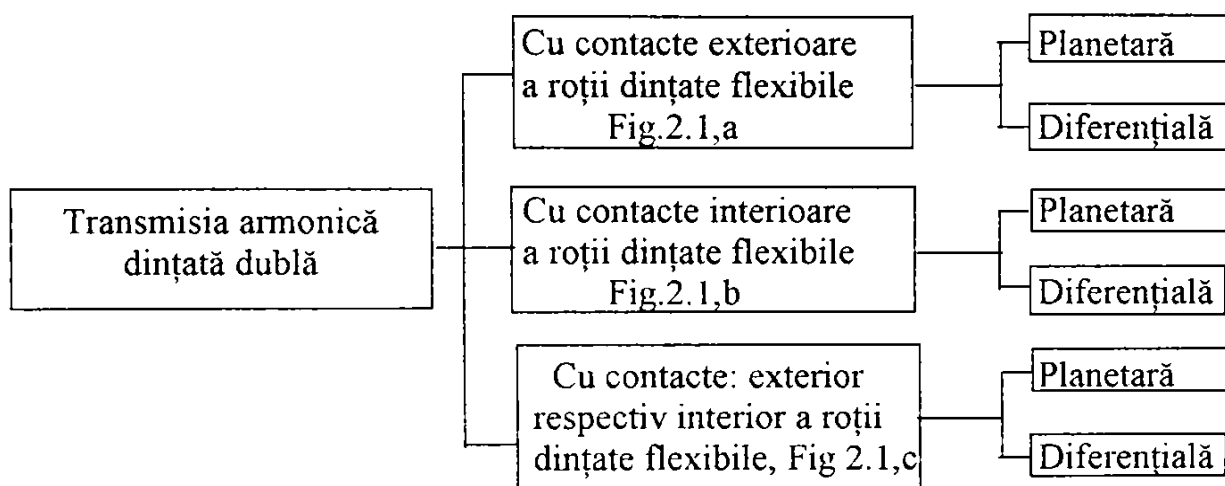
Fig.2.1

În vederea satisfacerii cerințelor constructive și funcționale care le sunt impuse (precizie mare de poziționare și repetabilitate, cursa moartă redusă, raport de transmitere mare, gabarit axial și greutate redusă, joc extrem de mic, momente de inerție mici, construcție compactă modulară și simplă) se necesită efectuarea unei sinteze de tip a transmisiilor armonice dințate duble, pentru deciderea variantei constructive optime rezultată prin selectarea variantelor disponibile, pe bază clasificării funcționale și constructive.

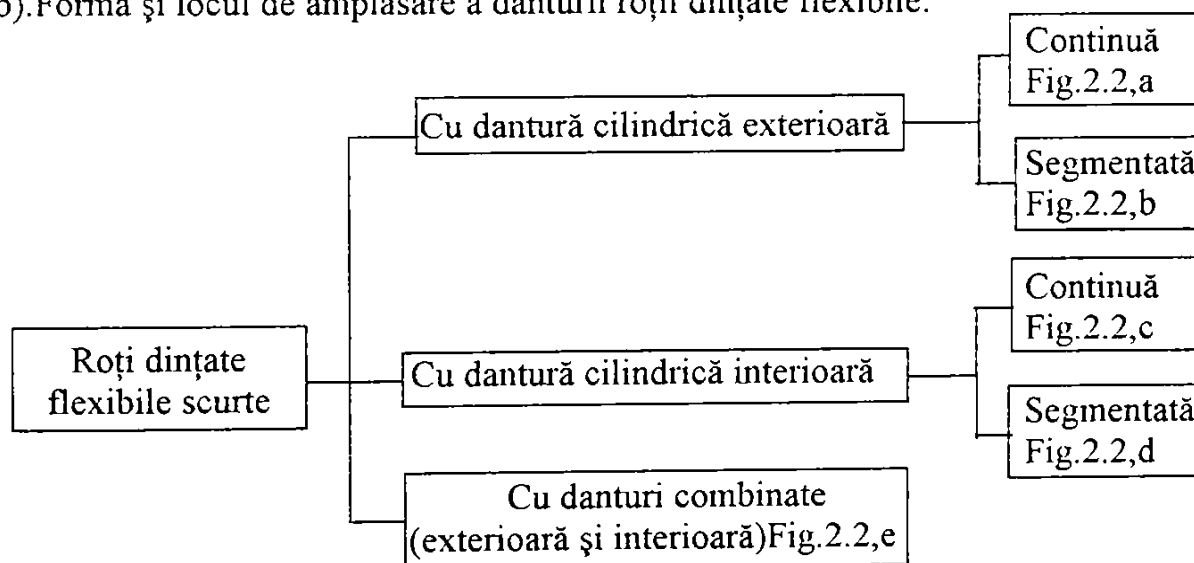
Pentru redarea sintetică a variantelor de transmisii armonice dințate duble se

prezintă o clasificare generală a transmisiilor armonice dințate duble și o clasificare a roților dințate flexibile scurte, din punct de vedere:

a). Structural:



b). Forma și locul de amplasare a danturii roții dințate flexibile:



Din punct de vedere constructiv aceste roți dințate flexibile au forma unui tub circular flexibil scurt, cu pereți subțiri, deschis la ambele capete și prevăzut cu coroană dințată cilindrică (continuă sau segmentată) amplasată la exterior, la interior, sau combinat (Fig.2.2.)

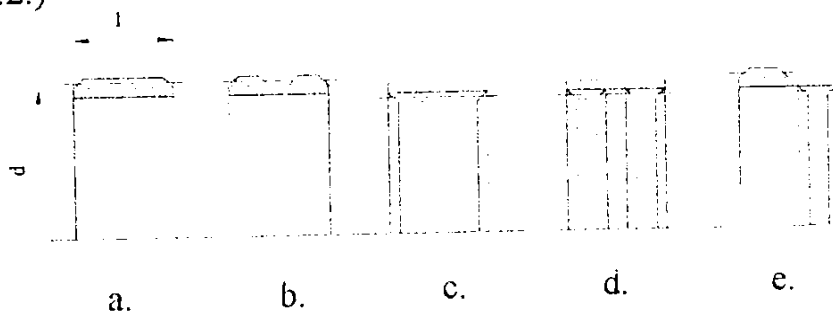
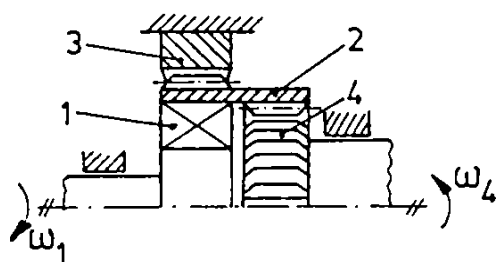


Fig.2.2

Transmisii armonice dințate duble (Fig.2.1) se bazează pe același principiu de funcționare ca și transmisia armonică dințată simplă, dar conțin în structura lor un element în plus și se modifică forma și raportul dimensional (d/l) al roții dințate flexibile.

Din analiza acestor variante constructive se constată că prezintă interes studiul transmisiei armonice dințate cu roată dințată flexibilă scurtă cu coroanele dințate pe fețele opuse (Fig.2.3) pe care o vom denumi transmisia armonică dublă (T.A.D.).[59], [70].

T.A.D. are la baza construcției sale următoarele patru elemente:



- 1-generatorul de unde;
- 2-roată flexibilă cu o dantură
exterioară și cealaltă interioară;
- 3-roată rigidă cu dantură interioară;
- 4-roată rigidă cu dantură exterioară.

Fig. 2.3.

În privința alegerii tipului funcțional s-a luat în considerare natura mișcărilor de intrare respectiv de ieșire, condiții impuse privind poziția relativă a elementului conducător respectiv a elementului condus și condiții de gabarit impuse transmisiei.

În privința alegerii tipului constructiv s-a ținut seama de următoarele cerințe:: gabarit, precizie cinematică, capacitate portantă, simplitate constructivă, durabilitate și tehnologia de execuție.

Astfel, T.A.D. se utilizează în următoarea structură funcțională:

- elementul conducător este generatorul de unde (1);
- roata rigidă cu dantură interioară (3) este fixă;
- roata rigidă cu dantură exterioară (4) este element condus;
- momentele de torsiune se transmit prin intermediul roții flexibile (2).

Generatorul de unde (1) se află în contact alunecător pe toată periferia roții flexibile (2) și deformează această roată flexibilă, astfel încât ea va avea patru zone de angrenare, două cu roată rigidă fixă (3) cu dantură interioară și alte două cu roată rigidă mobilă (4) cu dantură exterioară.

Principalele caracteristici și avantaje ale T.A.D. din punct de vedere:

a). Constructiv:

- raport de transmitere mare ($i = 40 \dots 100$);
- transmisia coaxială;
- construcția compactă și modulară;
- întreținerea ușoară și ieftină.

b). Dinamic:

- moment de inerție mic;
- precizia mare de poziționare și repetabilitate ;

- rigiditate la torsiune mare;
- joc extrem de mic;
- funcționarea uniformă.

c). Al solicitărilor:

- durabilitate mare, comparabilă cu cea a transmisiilor armonice simple;
- roată dințată flexibilă supusă predominant la solicitări de încovoiere și torsiune;
- deformări mici;
- transmiterea ușoară a momentului de torsiune.

T.A.D. prezintă următoarele dezavantaje:

- a). forma roții dințate flexibile complicată și tehnologie grea de execuție;
- b). precizia de execuție și montaj mult mai ridicată;
- c). pericolul de uzare a roții dințate flexibile la contactul cu generatorul de unde;
- d). pierderi prin frecare în cupla cinematică: generatorul de unde-roată dințată flexibilă.

2.2 SINTEZA STRUCTURALĂ A TRANSMISIEI ARMONICE DUBLE

După alegerea tipului funcțional al T.A.D. se necesită alegerea structurii acesteia. Pentru a efectua sinteza structurală a T.A.D. este necesară reprezentarea lor simplificată prin scheme structurale, care să indice numărul elementelor, modul lor de legare prin cuple cinematice, numărul și clasa cuplelor cinematice.

În Fig.2.4, a s-a reprezentat schema structurală a T.A.D. care conține 8 elemente legate între ele prin 6 cuple cinematice de clasa a V-a (A, B, F, I, J și L) și 8 cuple cinematice de clasa a IV-a (C, D, E, G, H, K, M și N).

Numărul de lanțuri cinematice independente și gradul de mobilitate a T.A.D., conform [129], devine:

$$N = \sum_{i=1}^n c_i - n + 1 = 6 + 8 - 8 + 1 = 7$$

$$M = 3(n-1) - 2c_5 - c_4 = 3 \cdot (8-1) - 2 \cdot 6 - 1 \cdot 8 = 1$$

Deoarece toate elementele T.A.D. se mișcă în plane paralele se poate admite o abordare plană a mecanismului în timpul efectuării sintezei structurale a acestuia.

Având în vedere că planul impune trei conexiuni (constrângeri) rezultă că în schema structurală a T.A.D. (Fig. 2.4,b) vor exista numai cuple cinematice de clasa a IV-a și a V-a.

La mecanismul plan din Fig.2.4,b, elementul 5 este conducător iar elementul 7 este condus și ambele sunt legate de elementul fix prin intermediul unei conexiuni $K_{A(-2)}$ (cuple cinematice de rotație). Cum numărul de elemente și cuple cinematice ce leagă elementul 5 de elementul 7 este relativ mare, se alege ca element condus intermediar elementul 6, legat de cel fix prin intermediul conexiunilor $K_{A(-1)}$. Legătura elementului

condus intermediar 6 cu elementul conducător 5 se realizează prin intermediul a 4 conexiuni $K_{B(0)}$, iar cu cel condus prin intermediul a două conexiuni $K_{A(-1)}$.

Verificarea corectitudinii operației de identificare a conexiunilor se realizează însumând numărul gradelor de libertate ale elementelor conducătoare, conduse și ale

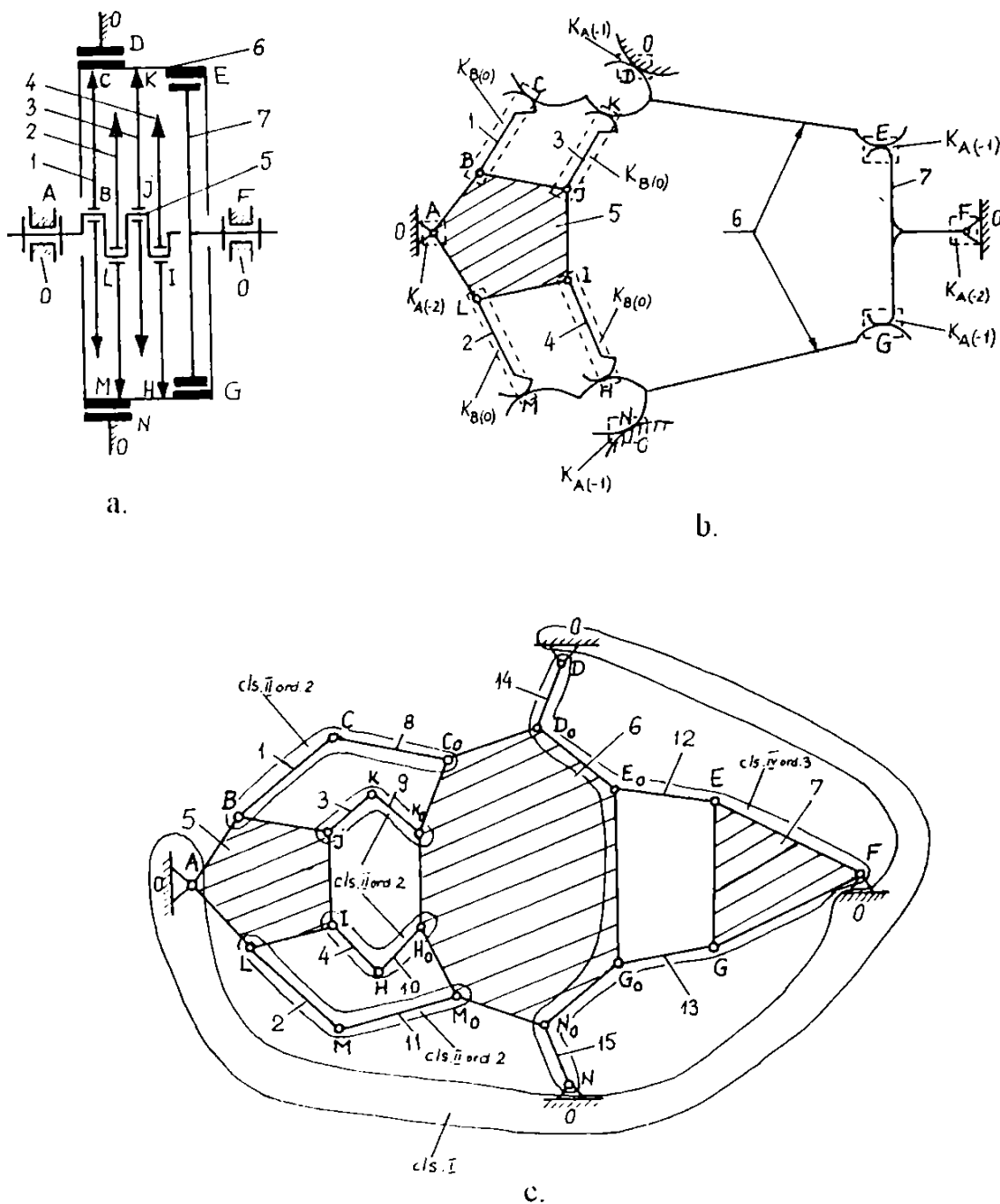


Fig. 2.4

conexiunilor, această sumă trebuie să fie egală cu numărul gradelor de mobilitate ale mecanismului [129], adică:

$$n = 3; \sum L_k = 2 \cdot (-2) + 4 \cdot (-1) = -8; 3 \cdot 3 - 8 = 1 = M$$

Pentru aflarea clasei și ordinului acestui mecanism se necesită identificarea grupelor cinematice ale acestuia, procedându-se la înlocuirea cuplelor cinematice superioare prin procedeul de transformare instantaneu izocinetică.

Se obține astfel mecanismul înlocuitor echivalent a cărui schemă structurală este prezentată în Fig.2.4,c care conține 16 elemente și 22 cuple cinematice de rotație, iar numărul lanțurilor cinematice independente și gradul de libertate rămân aceleași:

$$N = 22 - 16 + 1 = 7; \quad M = 3 \cdot 15 - 2 \cdot 22 = 1$$

Elementele 0 și 5, precum și cupla cinematică A se încadrează în grupa cinematică de clasa I, iar elementele 1-8; 2-11; 3-9 și 4-10 împreună cu cuplele cinematice corespunzătoare: B, C, C₀; L, M, M₀; J, K, K₀ și I, H, H₀, se încadrează în grupa cinematică de clasa II, ordinul 2. Elementele 7, 12, 13, 6, 14 și 15 împreună cu cuplele cinematice F, E, G, E₀, G₀, D₀, N₀, D și N constituie o grupă cinematică de clasa IV ordinul 3.

Clasa și ordinul mecanismului T.A.D. este dată de clasa și ordinul grupeii cinematice de cea mai mare complexitate pe care o conține, deci mecanismul considerat este de clasa IV, ordinul 3.

Un alt mod de abordare a sintezei structurale a T.A.D. presupune determinarea gradelor de libertate de prisos și cel al legăturilor pasive.

În vederea stabilirii gradelor de libertate de prisos este necesar a se analiza mobilitățile fiecărui lanț cinematic independent, care vor trebui să fie caracterizate prin cel puțin o mișcare de rotație în jurul fiecărei axe a unui sistem de referință ales:

$$\omega_x \geq 1; \quad \omega_y \geq 1; \quad \omega_z \geq 1. \quad (2.1)$$

Dacă una din mișcările de rotație lipsește atunci în lanțul cinematic respectiv este introdus un grad de libertate al legăturilor pasive. Această condiție nu se impune și pentru mișcările de translație în lungul celor trei axe, deoarece efectul produs de absența uneia poate fi înlocuit de efectul unei rotații perpendiculare pe direcția de translație.

După lucrarea [129] numărul de lanțuri cinematice independente a unei transmisii se determină cu relația:

$$N = \sum_{i=1}^5 c_i - n + 1 \quad (2.2)$$

unde: N – numărul de lanțuri cinematice independente;

c_i – numărul cuplelor cinematice de clasă i;

n – numărul total de elemente;

i – clasa cuplei cinematice.

Gradul de mobilitate se determină cu relația lui A.P.Malișev [47], [144], care ține cont și de elasticitatea elementelor transmisiei:

$$M = 6(n - 1) - \sum_{i=1}^5 i \cdot c_i - \sum L_i \pm \sum L_p \quad (2.3)$$

în care: $\sum L_i$ - suma gradelor de libertate de prisos;

$\sum L_p$ - suma gradelor de libertate al legăturilor pasive.

Transmisia armonică dublă (Fig.2.4') se compune din 9 elemente legate între ele prin 6 cuple cinematice de clasa a V-a (A,B,F,L,I și J), 4 cuple cinematice de clasa a IV-a (D,N,E și G) și 4 cuple cinematice de clasa I-1 (C,H,M și K).

Contactele discurilor (1,2,3 și 4) ale generatorului de unde se consideră cuple cinematice de clasa a I-a, iar zonele de angrenare armonice se consideră ca și cuple cinematice de clasa a IV-a.

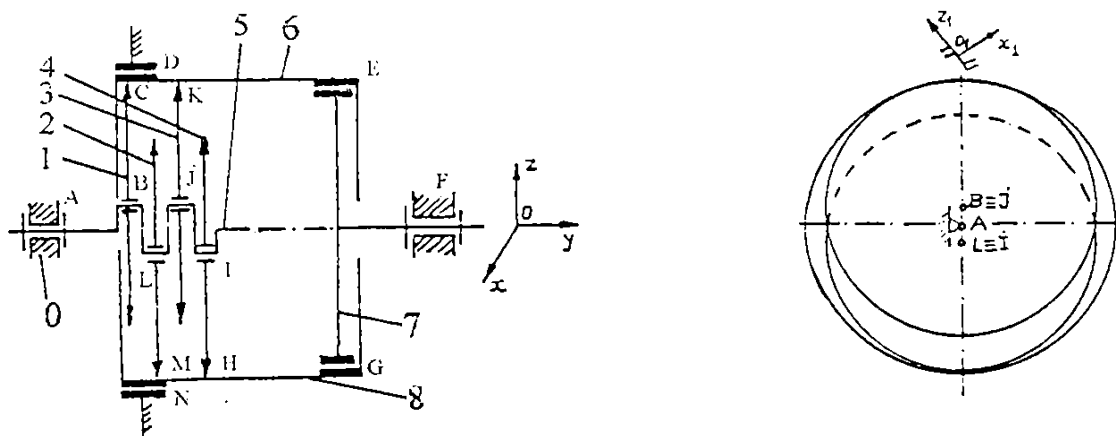


Fig. 2.4'

În acest caz numărul lanțurilor cinematice independente va fi:

$$N = 14 - 9 + 1 = 6$$

În Tabelul 2.1 sunt date lanțurile cinematice independente (N), sumele mobilităților liniare (v_x, v_y, v_z) respectiv unghiulare ($\omega_x, \omega_y, \omega_z$) precum și cuplele cinematice ce asigură aceste mobilități pentru fiecare lanț cinematic independent.

Primul lanț cinematic independent (N_I) format din elementul fix (0), elementul conducător (5), discul (3), o parte din dintele roții dințate flexibile (6) și elementul de ieșire (7), legate prin cuplele cinematice A, J, K, E și F.

Al doilea lanț (N_{II}) este format din elementul fix (0) reprezentat prin roata dințată rigidă, o parte din dintele roții dințate flexibile (6) și elementul de ieșire (7), legate prin cuplele cinematice D, E și F.

Cel de-al treilea lanț cinematic independent (N_{III}) este format din elementul fix (0), elementul conducător (5), discul (4), o parte din dintele roții flexibile (8) și elementul de ieșire (7), legate prin cuplele cinematice A, I, H, G și F.

Al patrulea lanț cinematic independent (N_{IV}) este format din aceleași elemente (0,8,7) ca și lanțul doi, iar cuplele cinematice sunt: N,G și F.

Al cincilea lanț cinematic independent (N_V) este format din elementul fix (0),

elementul conducător (5), discul (1), o parte din dintele roții dințate flexibile (6) și elementul de ieșire (7), legate prin cuplele cinematice A, B, C, E și F.

Cel de-al șaselea lanț cinematic independent (N_{VI}) este format din elementul fix 0, elementul conducător (5), discul (2), o parte din dintele roții flexibile dințate (8) și elementul de ieșire (7), legate prin cuplele cinematice A, L, N, G și F.

Lanțul Cinematic	$\Sigma L_i = 5$					Axe
	Translații	Cuple	Element	rotații	Cuple	
N_I (A, J, K, E, F)	$v_x = 2$	K, H.		$\omega_x = 4$	K, H, E, G	x
N_{III} (A, I, H, G, F)	$v_y = 4$	K, E; H, G.		$\omega_y = 8$	A, K, J; F, A, I.	y
	$v_z = 0$			$\omega_z = 2$	K, H.	z
N_{II} (D, E, F)	$v_{x1} = 0$		DE(NG) ED(GN)	$\omega_{x1} = 4$	D, N, E, G.	x_1
	$v_x = 4$	D, E; N, G.		$\omega_x = 6$	D, F, N; F, E, G.	y
N_{IV} (N, G, F)	$v_{z1} = 4$	D, E; N, G.		$\omega_{z1} = 0$		z_1
N_V (A, B, C, E, F)	$v_x = 2$	C, M.		$\omega_x = 4$	C, E, M, G.	x
	$v_y = 4$	C, E; M, G.		$\omega_y = 8$	A, B, C, F; A, L, M, F.	y
N_{VI} (A, L, M, G, F)	$v_z = 0$			$\omega_z = 2$	C, M.	z
$\Sigma L_p = 8$						

Aplicând metoda imobilizării tuturor elementelor lanțului cinematic independent, mai puțin cel cercetat [98], [166], se obține suma gradelor de libertate de prisos $\Sigma L_i = 5$, iar prin analiza destinației mobilităților unghiulare obținem: $\Sigma L_p = 8$.

Înlocuirea unei mobilități liniare cu una unghiulară este indicată în Tabelul 2.1 prin linie zig-zag, de la mobilitatea unghiulară la cea liniară. Linia indică elementul a cărui rotație este folosită la înlocuirea translației ce nu există. Prima literă din simbolul elementului indică cupla cinematică a cărei mobilitate unghiulară este folosită pentru înlocuire. Această remarcă este esențială pentru a evita utilizarea unui element de două ori cu aceeași rotație.

Gradul de mobilitate după relația (2.3) va fi:

$$M = 6 \cdot (9 - 1) - 5 \cdot 6 - 4 \cdot 4 - 1 \cdot 4 - 5 + 8 = 1.$$

Se observă că în cazul T.A.D. este îndeplinită condiția de desmodromie.

Sinteza structurală a unei T.A.D. se va face conform schemei logice prezentate în Fig.2.5, în vederea obținerii unei transmisii echilibrate, fără solicitări suplimentare, cu o construcție compactă și rigiditate corespunzătoare, care să asigure parametrii funcționali ridicăți.

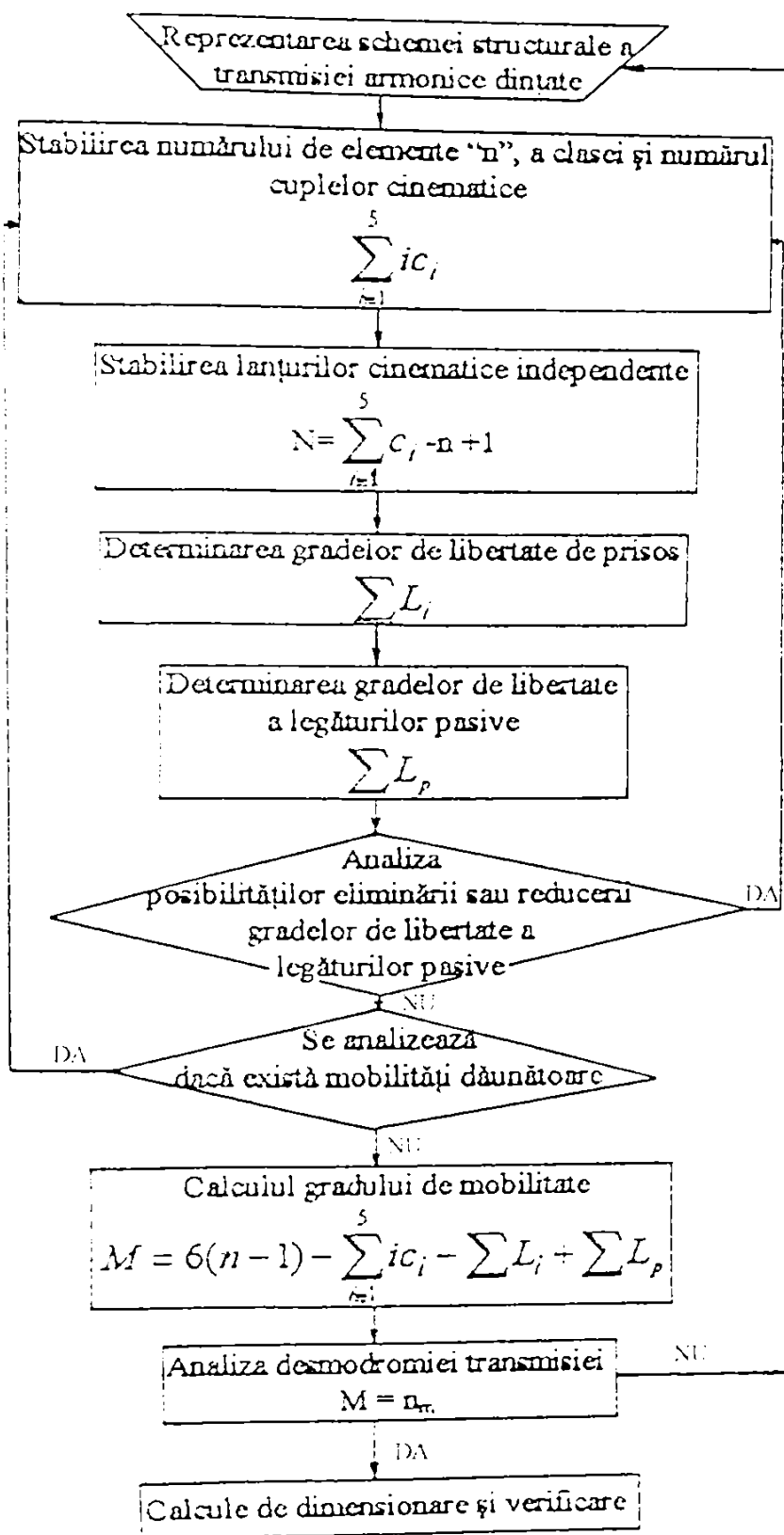


Fig.2.5

2.3 PRINCIPIUL DE FUNCȚIONARE AL T.A.D.

În Fig. 2.6.a este prezentată schema structurală a T.A.D. cu roată dințată flexibilă scurtă sub forma unui tub circular flexibil cu perete subțire, deschis la ambele capete și prevăzut la fiecare capăt cu o coroană dințată cilindrică (exterioară respectiv interioară).

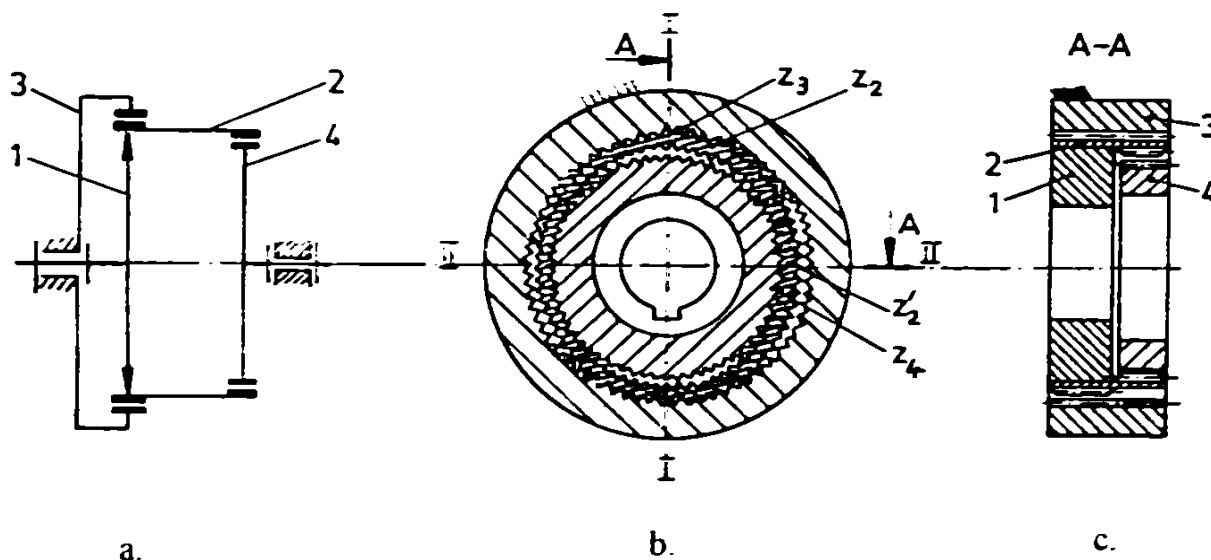


Fig. 2.6.

Principiul de funcționare al T.A.D. se aseamănă cu cel al transmisiei armonice dințate simple, dar trebuie ținut cont că între numerele de dinți există următoarele relații:

$$\begin{aligned} z_3 &= z_2 - 2 \\ z'_2 &= z_4 - 2 \end{aligned} \quad (2.4)$$

Generatorul de unde (1) deformează roata dințată flexibilă (2), care va avea patru zone de angrenare echidistante: două cu roată rigidă fixă (3) prevăzută cu dantură interioară și alte două cu roată rigidă mobilă (4) prevăzută cu dantură exterioară.

Între cele două perechi de zone opuse de angrenare (I - I respectiv II - II) există un unghi de 90° (Fig. 2.6.b). Deoarece zonele de angrenare sunt dispuse la 90° una față de alta rezultă transmiterea sarcinilor prin solicitări la torsiune și încovoiere (comparativ cu cele de încovoiere de la transmisii armonice dințate simple).

La începutul funcționării se găsesc în angrenare în pozițiile verticale opuse (I - I), dantură exterioară (z_2) a roții dințate flexibile cu dantură interioară (z_3) a roții rigide fixe, iar în pozițiile aflate la 90° față de axa verticală (II - II) se află în angrenare dantură interioară (z'_2) a roții dințate flexibile cu dantură exterioară (z_4) a roții rigide conduse (Fig. 2.7.a).

Prin rotirea cu 180° a generatorului de unde, zonele de angrenare își vor păstra locurile, dar se vor mișca relativ atât roata dințată flexibilă cât și cea condusă în sens contrar rotației generatorului de unde.

Roata dințată flexibilă s-a rotit cu un dinte față de roata rigidă fixă, iar roata rigidă

condusă tot cu un dinte față de roata dințată flexibilă (adică cu doi dinți față de roata rigidă fixă, Fig. 2.7, b).

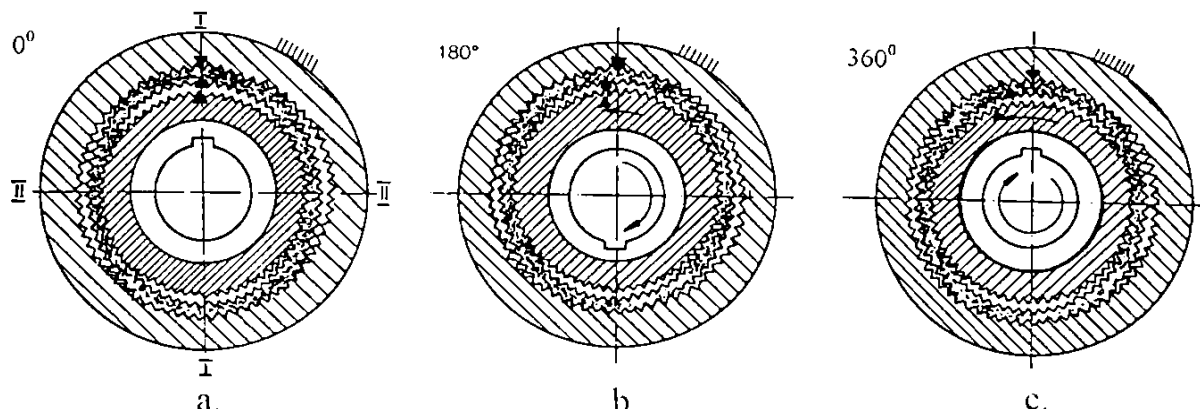


Fig.2.7.

La o rotație completă de 360° a generatorului de undă roata rigidă condusă se va roti în sens invers, cu patru dinți față de cea fixă (Fig.2.7, c).

2.4. RAPORTUL DE TRANSMITERE AL T.A.D.

Se consideră schema structurală a T.A.D. diferențiale (Fig.2.8) formată din patru elemente: 1-generatorul de unde; 2-roata dințată flexibilă; 3-roată rigidă danturată interior și 4-roată rigidă danturată exterior.

Pentru o funcționare corectă a T.A.D. se impune corelarea numerelor de dinți ale roților dințate din condiția de montaj:

$$z_3 - z_2 = kn_u \quad (2.5)$$

$$z'_2 - z_4 = kn_u$$

unde: $n_u=2$; $k=1,2,3\dots$ (se recomandă $k=1$, astfel încât diferența numerelor de dinți să fie egală cu numărul brațelor generatorului).

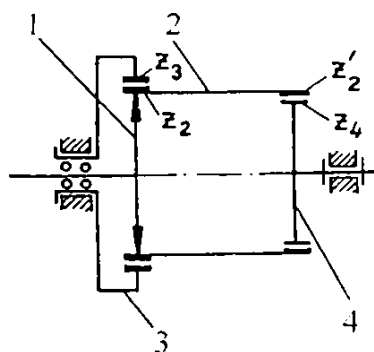


Fig.2.8

Raportul de transmitere (i) se calculează cu relația lui Willis [129], dând întregului ansamblu o mișcare fictivă inversă cu viteza unghiulară ($-\omega_1$), astfel încât generatorul de unde va deveni fix:

$$i_{34}^1 = \frac{\omega_3 - \omega_1}{\omega_4 - \omega_1} = \frac{z_2 \cdot z_4}{z_3 \cdot z'_2} \quad (2.6)$$

în care: ω_1 -viteză unghiulară a generatorului de unde (1);
 ω_3 -viteză unghiulară a roții rigide (3);
 ω_4 -viteză unghiulară a roții rigide (4).

În cazul nostru $\omega_3=0$, iar expresia raportului de transmitere devine:

$$i_{14}^3 = \frac{\omega_1}{\omega_4} = \frac{i_{34}^1}{i_{34}^1 - 1} = \frac{z_2 \cdot z_4}{z_2 \cdot z_4 - z_3 \cdot z'_2} \quad (2.7.)$$

Relația (2.7.) rămâne valabilă și pentru transmisiile armonice dințate (Fig.2.1,a,b) atunci când:

$$(z'_2 - z_4) = k \cdot n_u \quad (2.8)$$

În cazul în care zona II lucrează ca un cuplaj dințat ($z'_2 = z_4$) raportul de transmitere devine.

$$i_{14}^3 = \frac{z_2}{z_2 - z_3} = \frac{-z_2}{n_u} \quad (2.9)$$

Valorile mici ale raportului de transmitere se obțin și la T.A.D. la care cele două danturi ale roții dințate flexibile (exterioară respectiv interioară) au același număr de dinți: $z_2 = z'_2$, în acest caz relația (2.7) devine:

$$i_{14}^3 = \frac{z_4}{z_4 - z_3} \quad (2.10)$$

2.5 SINTEZA DIMENSIONALĂ A TRANSMISIEI ARMONICE DUBLE

Sinteza dimensională a T.A.D. are ca scop definirea dimensional-geometrică a roților și danturilor acestora astfel încât să se asigure condițiile funcționale impuse, adică să se realizeze transmiterea mișcării de rotație cu un raport de transmitere constant dat.

Pe baza studiilor teoretice și a cercetărilor experimentale [4], [73], [74] s-a realizat în limbajul Borland Pascal 7.0 programul I.S.G.(Anexa I) de calcul a principalilor parametrii geometrici ai roților dințate ce intră în componența T.A.D.

Pentru proiectarea asistată de calculator a T.A.D. se dau următoarele date inițiale: momentul de torsiune la arborele condus, $M_{t4}=50\text{N}\cdot\text{m}$; turația elementului condus $n_4=30\text{rot}/\text{min}$; raportul de transmitere, $i=48,2$; numărul de unde, $n_u=2$ și randamentul $\eta=0,8$. Se admite clasa de precizie 7, profilul rectiliniu al danturii, iar pentru execuția elementelor specifice ale T.A.D. se aleg următoarele grupe de materiale [72]:

- pentru roată dințată flexibilă : 34 MoCrNi20, STAS 791-88;
- pentru roțile rigide fixă respectiv mobilă: OLC 60, STAS 880-88;
- pentru discurile excentrice: OLC 45, STAS 880-88.

Prin rularea programului I.S.G.pentru cazurile T.A.D. considerate, s-au obținut următoarele rezultate pentru cele două trepte de angrenare "armonică" [59]:

- diametrul interior al roții dințate flexibile, conform relației (1.34) : $d=57,725\text{ mm}$;

- numerele de dinți ale roților dințate: $z_3=202$ dinți; $z_2=200$ dinți; $z_2'=190$ dinți; $z_4=188$ dinți;
- modulul danturii $m=0,3$ mm. STAS 822-82.

A. Treapta I-a de angrenare "armonică"

- diferența între numerele de dinți ale roților rigidă fixă și flexibilă [4]: $z_3-z_2=2$;
- diametrul de divizare al roții flexibile: $d_2=60$ mm;
- diametrul de divizare al roții rigide fixe: $d_3=60,6$ mm;
- deformația radială maximă: $w_{r0}=0,3$ mm;
- pasul danturii: $p=0,9424$ mm;
- înălțimea capului dintelui: $h_a=0,2625$ mm;
- înălțimea piciorului dintelui: $h_f=0,3375$ mm;
- înălțimea dintelui: $h=0,6$ mm;
- diametrul de picior al roții dințate flexibile: $d_{f2}=59,325$ mm;
- diametrul de picior al roții rigide fixe: $d_{f3}=61,275$ mm;
- diametrul de cap al roții dințate flexibile: $d_{a2}=60,525$ mm;
- diametrul de cap al roții rigide fixe: $d_{a3}=60,075$ mm;
- semiunghiul de vârf al profilului dintelui $\alpha_2=28^\circ 36' 31''$;
- semiunghiul la vârf al golului dintre dinții roți flexibile: $\alpha_2+\Delta\alpha_2=29^\circ 38' 51''$;
- jocul radial maxim din zona de angrenare : $c_0 = 0,09$ mm;
- grosimea dintelui pe cercul de divizare: $s_d=0,4123$ mm;
- lungimea arcului golului măsurată pe cercul de divizare: $s_g=0,5301$ mm;
- lungimea dinților roților flexibilă respectiv rigidă fixă: $b_2=12$ mm; $b_3=12$ mm;
- lungimea roților flexibilă respectiv rigidă fixă: $l_2=30$ mm; $l_3=12$ mm;
- grosimea peretelui roții flexibile [58]: $h_1=0,8$ mm;
- lungimea teșiturii: $t=1,5 \cdot h=1,2$ mm.

B. Treapta a II-a de angrenare "armonică"

Treapta a II-a de angrenare este formată între roata dințată flexibilă ($z_2'=190$ dinți) și roata rigidă fixă ($z_4=188$ dinți).

Elementele geometrice ale acestor roți sunt identice cu cele ale roților dințate din prima treaptă de angrenare:

- diferența între numerele de dinți: $z_2'-z_4=2$;
- diametrul de divizare al roții dințate flexibile: $d_2'=57$ mm;
- diametrul de cap al roții dințate flexibile: $d_{a2}'=56,475$ mm;
- diametrul de picior al roții dințate flexibile: $d_{f2}'=57,675$ mm;
- diametrul de divizare al roții rigide mobile: $d_4=56,4$ mm;
- diametrul de cap al roții rigide mobile: $d_{a4}'=56,925$ mm;
- diametrul de picior al roții rigide mobile: $d_{f4}'=55,725$ mm;
- deformația radială maximă: $w_{r0}'=0,27$ mm;
- lungimea dinților: $b_2'=12$ mm; $b_4=12$ mm.

C. Dimensionarea generatorului de unde cu discuri excentrice

Din soluția constructivă adoptată rezultă un generator cu două discuri excentrice:

- excentricitatea generatorului de unde [4],[162],[167]: $e=0,3$ mm;
- diametrul exterior al discului [4],[162],[167]: $d_d=56,145$ mm;
- lățimea discului: $b_d=8$ mm, din condiții constructive;
- forța radială ce acționează în cupla cinematică de rotație a discului excentric se calculează [162],[165]: $F=140$ N.

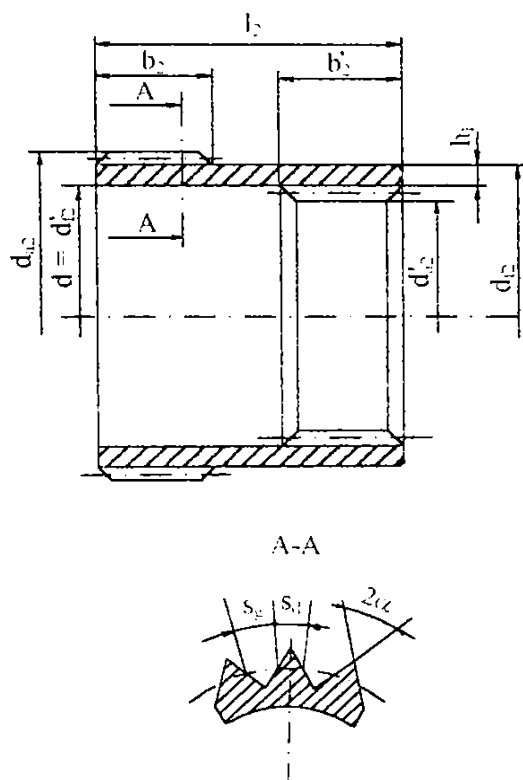


Fig. 2.9

Această forță radială este folosită pentru calculul de verificare a rulmenților discurilor generatorului de unde.

Forma geometrică și notațiile folosite pentru roata dințată flexibilă rezultă din Fig.2.9

În Fig. 2.10 se prezintă schema logică a programului I.S.G. pentru proiectarea asistată de calculator a T.A.D. [4].

2.6 CONCLUZII ȘI CONTRIBUȚII

Cercetările teoretice realizate cu referire la sinteza transmisiei armonice duble, permit să se evidențieze următoarele contribuții personale:

1. Evidențierea și prezentarea sintetică a unei noi familii de transmisii armonice dințate și anume cele duble.
2. Prezentarea structural-funcțională a T.A.D. s-a bazat pe efectuarea unei sinteze de tip și a unei clasificări originale a transmisiilor armonice dințate duble, realizată în funcție de natura contactelor, forma și locul de amplasare a danturilor pe roată dințată flexibilă.
3. Evidențierea caracteristicilor de natură constructivă, funcțională și dinamică a transmisiei armonice duble.
4. Se determină gradul de mobilitate și se face sinteza structurală a T.A.D., care dă o corelare justă între parametrii structurali și cei cinematici ai transmisiei.
5. Se prezintă principiul de funcționare și calculul raportului de transmitere al transmisiei armonice duble.
6. S-a realizat proiectarea asistată de calculator a T.A.D., bazată pe sinteză dimensională a transmisiei, prin scrierea programului I.S.G. în limbajul Borland Pascal 7.0.

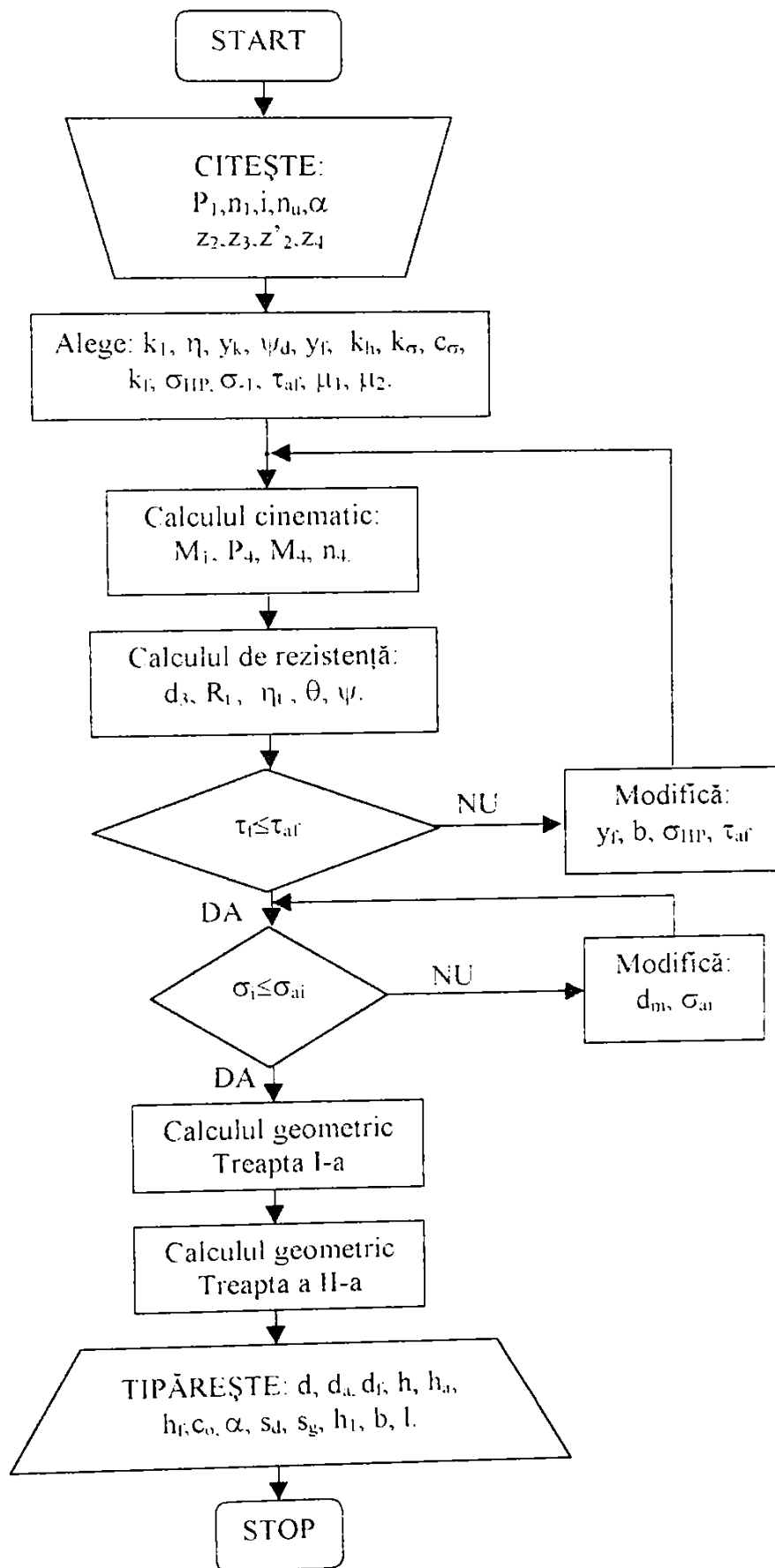


Fig.2.10

3. CINEMATICA ȘI GEOMETRIA TRANSMISIEI ARMONICE DUBLE

3.1. ANALIZA CINEMATICĂ A T.A.D.

La o T.A.D. prin montare forțată a generatorului de unde se asigură: intrarea dinților exteriori ai roții dințate flexibile în golurile dintre dinți ai roții rigide fixe (în zona axei mari de simetrie a generatorului) precum și a dinților interiori ai roții dințate flexibile în golurile dintre dinții roții rigide mobile (în zona axei mici de simetrie a generatorului). Deformațiile elastice admise sunt mici și implică ca înălțimea dinților să fie de același ordin de mărime ca și deformațiile.

3.1.1. Legea de deformație a roții dințate flexibile

Legea după care este deformată roata dințată flexibilă scurtă, de către generatorul de unde are o mare influență asupra funcționării corecte și a durabilității T.A.D.

În vederea realizării modelului cinematic de studiu al T.A.D. se acceptă următoarele ipoteze simplificatoare:

a). Lungimea fibrei medii deformată a roții dințate flexibile se menține constantă, realizându-se deformații numai în domeniul elastic.

b). Forma fibrei medii deformată a roții dințate flexibile trebuie să asigure un grad mare de acoperire, astfel încât atât la intrarea cât și la ieșirea dinților din angrenare să se evite fenomenul de interferență, iar forțele de deformare să fie cât mai mici posibile.

În Fig.3.1. se prezintă proiecțiile celor două zone de angrenare, decalate la 90° , în secțiunea transversală mediană (A-A) a T.A.D.

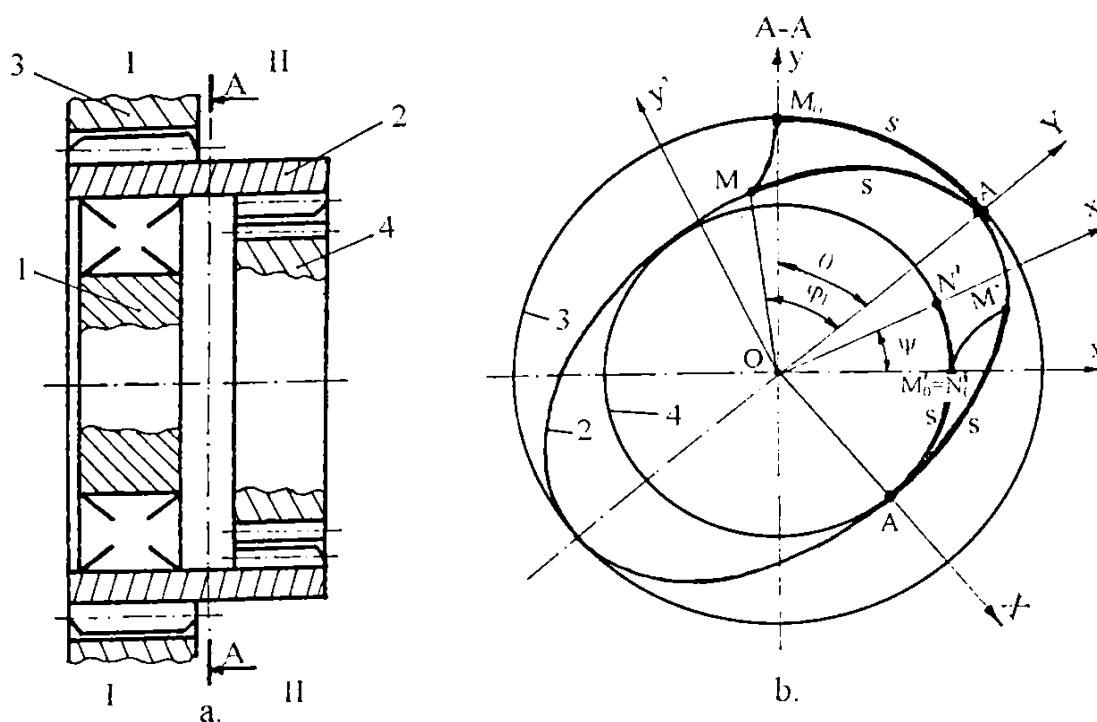


Fig. 3.1.

Pentru studiul cinematic al T.A.D. se aleg următoarele sisteme de referință:

- S_0 (OXY) -mobil, fixat de generatorul de unde (1);
- S (Oxy) -fix, legat de roata rigidă fixă (3);
- S' (Ox'y') -mobil, fixat de roata rigidă mobilă (4);
- S_2 (O₂x₂y₂)-mobil, fixat de roata dințată flexibilă (2).

Fibra medie deformată a roții dințate flexibile (2) va fi denumită curba dinamică de referință, iar roțile rigide exterioară (3) și interioară (4) vor avea curbe dinamice de referință cercuri concentrice. Lungimile celor trei curbe dinamice de referință sunt proporționale cu numerele de dinți ale roților respective: z_2 , z'_2 , z_3 și z_4 .

Prin montarea generatorului de unde curba dinamică de referință a roții flexibile (inițial un cerc) ia formă ovală (eliptică). La rotirea generatorului de unde cu un unghi la centru φ_1 , curba dinamică de referință a roții flexibile se așterne (rostogolește fără alunecare) pe curba dinamică de referință circulară a roții rigide fixe, astfel încât punctul M va descrie traiectoria M_0M . Simultan curba dinamică de referință a roții flexibile se află în contact cu cercul de referință a roții rigide mobile (Fig. 3.1,b - în zone aflate la 90° față de axa mare de simetrie a elipsei).

Raportul de transmitere al T.A.D., pentru cazul $z_2=z'_2$, devine:

$$i_{14}^3 = \frac{\theta}{\psi} = \frac{\widehat{AM}_0 / r_3}{\widehat{M'_0N'} / r_4} = \frac{\widehat{AM}_0 / r_3}{(\widehat{A'N'} - \widehat{A'M'_0}) / r_4} = \frac{s/r_3}{\left(s - s \cdot \frac{r_4}{r_3}\right) / r_4} = \frac{r_4}{r_3 - r_4} = \frac{z_4}{z_3 - z_4} \quad (3.1)$$

Se observă (Fig. 3.1,b) că punctele M respectiv M' descriu locurile geometrice M_0M respectiv M_0M' , în sistemul de coordonate S(Oxy), când axa mare a generatorului de unde OY se rotește în sensul acelor de ceasornic cu unghiul θ față de direcția verticală. Simultan roata rigidă mobilă se va roti în sensul trigonometric cu unghiul Ψ față de direcția orizontală.

Arcurile notate cu \widehat{AM}_0 , \widehat{AM} , $\widehat{A'M'}$ și $\widehat{A'N'}$ au aceeași lungime, notată cu s, iar lungimea arcului $\widehat{MM'}$ reprezintă un sfert din întreaga lungime a curbei dinamice de referință a roții dințate flexibile.

Pentru îndeplinirea considerentelor admise la definirea modelului cinematic al T.A.D. s-a acceptat ca legea de deformație a roții dințate flexibile este legea cosinusoidală simplă:

$$r(\varphi) = a_0 + a_2 \cdot \cos(2\varphi) \quad (3.2)$$

unde: $a_0 = r_0$ (raza fibrei medii nedeformate);

$a_2 = w_0$ (deformația radială maximă).

Relația (3.2) s-a obținut prin reținerea primului termen din legea de deformație dată sub forma sumelor armonicilor pare a funcției cosinus [151]:

$$r(\varphi) = a_0 + a_i \frac{\sum_{i=2,4,6...} \frac{\cos(i\varphi)}{(i^2 - 1)^2}}{\sum_{i=2,4,6...} \frac{1}{(i^2 - 1)^2}} \quad (3.3)$$

Din analiza cinematică a T.A.D., pentru asigurarea performanțelor funcționale, rezultă că roata flexibilă este permanent deformată și nu este necesar ca curbele dinamice de referință să fie în contact. Există o curbă dinamică de referință a roții dințate flexibile și cercuri dinamice de referință pe care se găsesc puncte de viteze egale, dar care nu trebuie să fie în mod obligatoriu în contact. În acest caz forma ovală a curbei dinamice de referință a roții dințate flexibile se poate aproxima printr-o elipsă care satisface toate condițiile impuse de relația (3.2).

Pe baza definiției elipsei [151] și a Fig.3.2, ecuațiile parametrice ale curbei dinamice de referință a roții dințate flexibile se pot exprima ca și coordonatele punctului M, în sistemul de referință S₀.

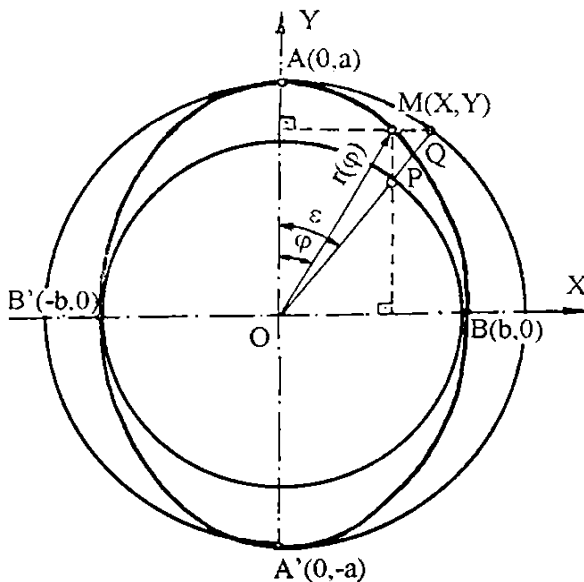


Fig. 3.2

$$\begin{cases} X = b \cdot \sin \varepsilon = \frac{a \cdot b \cdot \sin \varphi}{(a^2 \cdot \sin^2 \varphi + b^2 \cdot \cos^2 \varphi)^{1/2}} \\ Y = a \cdot \cos \varepsilon = \frac{a \cdot b \cdot \cos \varphi}{(a^2 \cdot \sin^2 \varphi + b^2 \cdot \cos^2 \varphi)^{1/2}} \end{cases} \quad (3.4)$$

în care: a - semiaxa mare a elipsei;
 b - semiaxa mică a elipsei;
 ε - unghiul format de raza cercului mare (OQ) cu axa OY;
 φ - unghiul polar.

Parametrul unghiular ε este legat de unghiul polar φ prin relația:

$$\operatorname{tg} \varphi = \frac{X}{Y} = \frac{b}{a} \cdot \operatorname{tg} \varepsilon \quad (3.5)$$

Ecuția elipsei exprimată în coordonate polare devine:

$$r(\varphi) = \sqrt{X^2 + Y^2} = \frac{a \cdot b}{(a^2 \cdot \sin^2 \varphi + b^2 \cdot \cos^2 \varphi)^{1/2}} \quad (3.6)$$

în care: a = r₀ + w₀; b = r₀ - w₀.

Pentru a putea compara cele două legi de deformare a roții dințate flexibile a unei T.A.D. cu două unde de deformare s-au calculat numeric, pe baza unor programe I.S.D. (Anexa II) scrise în limbajul MathCAD, valorile razelor polare r(φ) pentru cazul T.A.D. cu următorii parametri: i₁₄³ = -48,2; m = 0,3 mm; r₀ = 29,3 mm; w₀ = 0,3 mm; w'₀ = 0,27 mm; n = 90° și i = 5°.

Rezultatele obținute sunt date în Tabelul 3.1, iar schemele logice a programelor utilizate în Fig.3.3.

Tabelul 3.1

Unghiul polar $\varphi [^\circ]$	Raza polară, $r(\varphi)$ [mm]			
	r_{I-I}		r_{II-II}	
	(3.2)	(3.6)	(3.2)	(3.6)
0	29,60000	29,6000	29,5700	29,5700
5	29,5954	29,5953	29,5659	29,5658
10	29,5820	29,5814	29,5538	29,5533
15	29,5600	29,5588	29,5340	29,5331
20	29,5302	29,5283	29,5072	29,5056
25	29,4934	29,4907	29,4741	29,4719
30	29,4508	29,4473	29,4357	29,4329
35	29,4036	29,3995	29,3932	29,3899
40	29,3533	29,3488	29,3480	29,3443
45	29,3014	29,2968	29,3013	29,2975
50	29,2494	29,2450	29,2545	29,2509
55	29,1990	29,1949	29,2091	29,2058
60	29,1516	29,1482	29,1665	29,1637
65	29,1087	29,1060	29,1278	29,1256
70	29,0716	29,0697	29,0944	29,0929
75	29,0414	29,0402	29,0672	29,0663
80	29,0189	29,0184	29,0470	29,0463
85	29,0050	29,0048	29,0345	29,0344
90	29,0000	29,0000	29,0300	29,0300

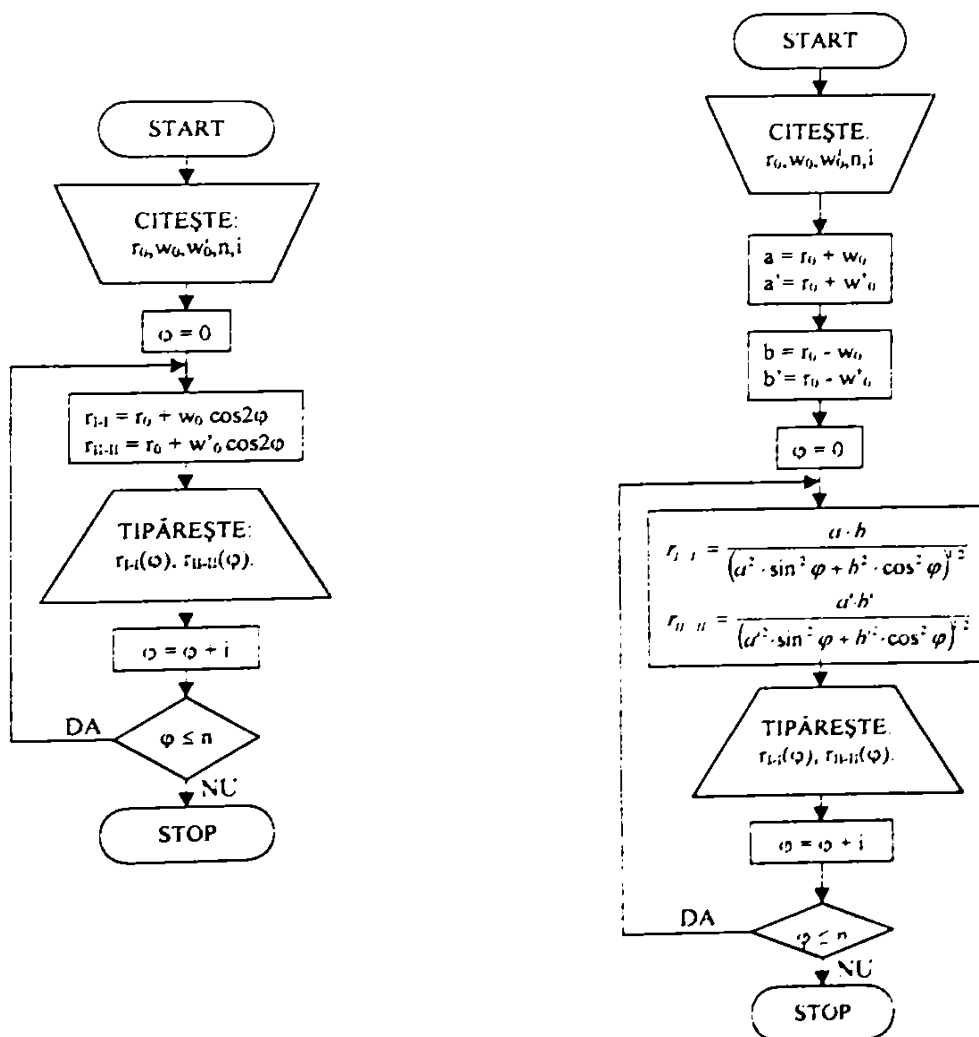


Fig.3.3.

Din analiza rezultatelor [65] se poate constata că cele două legi de deformare date prin relațiile (3.2) și (3.6) sunt foarte apropiate, curba de deformare eliptică (3.6-Fig.3.4,c,d) poate înlocui cu o bună aproximare legea de deformare cosinusoidală dată prin relația (3.2-Fig.3.4,a,b).

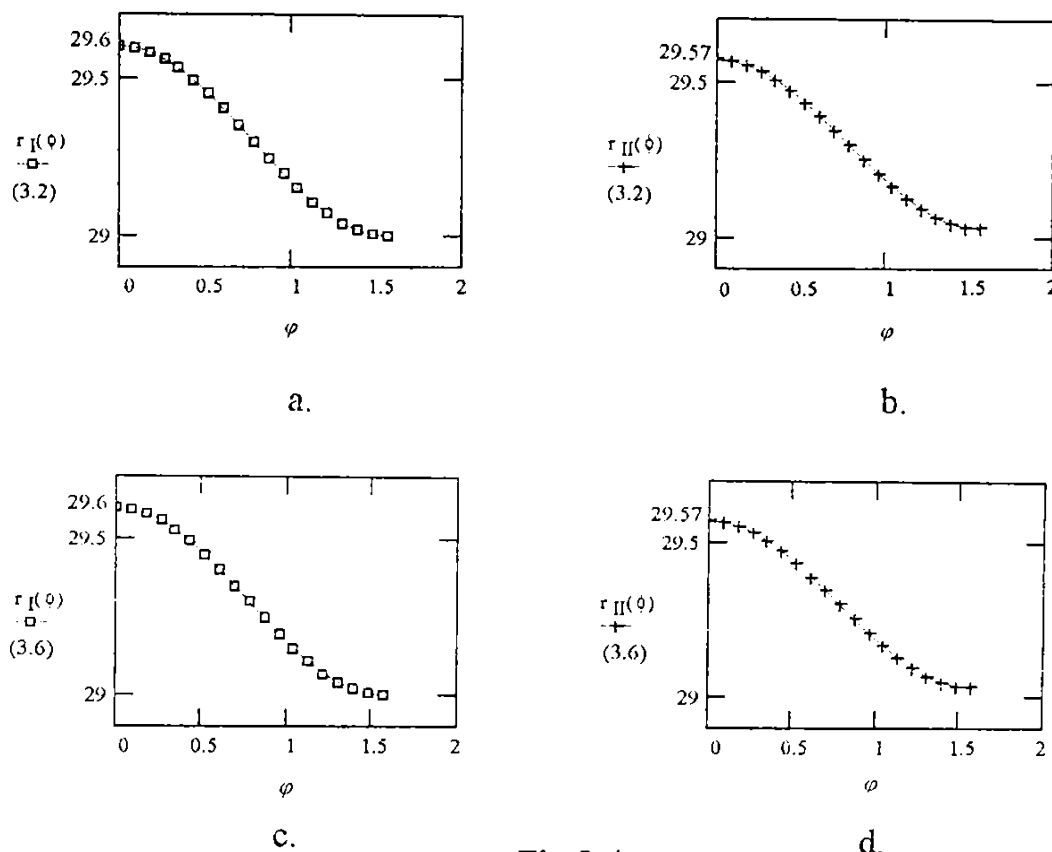


Fig.3.4

3.1.2. Determinarea poziției unui punct de pe curba dinamică de referință a roții dințate flexibile

În cazul T.A.D., poziția instantanee a unui punct oarecare M de pe curba dinamică de referință a roții dințate flexibile situat sub unghiul φ_2 se poate defini în raport cu punctul O_2 de pe fibra medie a roții flexibile nedeformate (Fig. 3.5)

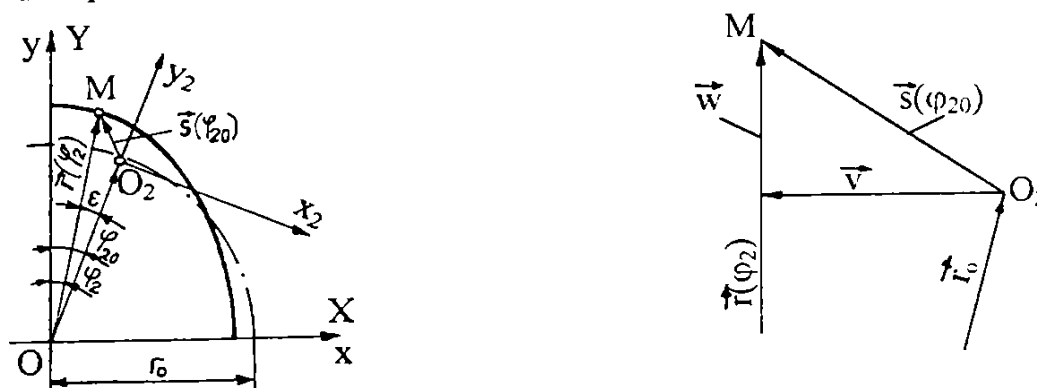


Fig.3.5

Dacă generatorul de unde s-ar demonta punctul M s-ar suprapune peste punctul O_2 . Din poziția punctului O_2 se poate ajunge în punctul M prin cele două deplasări: radială $w(\varphi_{20})$ respectiv tangențială $v(\varphi_{20})$.

Dacă aceste deplasări se consideră vectori, iar punctul O_2 îl considerăm poziționat față de sistemul fix S prin vectorul \vec{r}_0 rotit în raport cu axa Oy cu unghiul φ_{20} , atunci vectorul de poziție $\vec{r}(\varphi_2)$ al punctului M se determină cu relația:

$$\vec{r}(\varphi_2) = \vec{r}_0 + \vec{w}(\varphi_{20}) + \vec{v}(\varphi_{20}) = \vec{r}_0 + \vec{s}(\varphi_{20}) \quad (3.7)$$

În timpul funcționării T.A.D. punctul imaginar O_2 se deplasează pe un cerc, astfel încât studiul mișcării punctului M se reduce la studiul mișcării relative al acestuia în raport cu punctul O_2 , care execută o mișcare de transport.

Pentru un unghi φ_{20} dat se pot calcula cele două deplasări, în cazul în care se cunoaște legea de deformație a roții flexibile în coordonate polare $r(\varphi)$, prin înlocuirea unghiului φ cu φ_{20} :

$$\begin{aligned} w(\varphi_{20}) &= r(\varphi_{20}) - r_0 \\ v(\varphi_{20}) &= -\int w(\varphi_{20}) \, d\varphi \end{aligned} \quad (3.8)$$

Poziția punctului M se mai poate determina și prin calcularea diferenței unghiulare $(\varphi_2 - \varphi_{20})$ în funcție de deplasarea tangențială $v(\varphi_{20})$. În intervalul $0 < \varphi < \pi/2$ valoarea deplasării tangențiale este negativă și diferență de unghi ε are valori negative:

$$\varphi_2 = \varphi_{20} + \frac{v(\varphi_{20})}{r_0} = \varphi_{20} + \varepsilon \quad (3.9)$$

Având valoarea unghiului φ_2 se poate calcula raza vectorie $r(\varphi_2)$ a punctului M cu relațiile (3.2) sau (3.6).

La T.A.D. mișcarea de rotație se transmite de la generatorul de unde la roata rigidă mobilă prin intermediul roții dințate flexibile[65]. Astfel sistemul mobil S_2 , legat de roata flexibilă, va avea o mișcare de rotație lentă în jurul punctului O cu viteza unghiulară ω_2 .

Pentru determinarea traiectoriei punctului M de pe curba dinamică de referință a roții dințate flexibile se va reprezenta o poziție intermediară oarecare a generatorului de unde (Fig.3.6), care se rotește cu viteza unghiulară ω_1 și parcurge un unghi $\varphi_1 = \omega_1 \cdot t$.

Punctul M rămâne în urmă cu un unghi φ_2 față de axa Oy, iar punctul O_2 (ce aparține roții dințate flexibile nedeformate imaginare) corespunzător punctului M se va afla sub un unghi φ_{20} față de axa Oy.

Traectoria punctului M în raport cu sistemul fix S rezultă din mișcarea de transport a sistemului S_2 și mișcarea relativă a punctului M în raport cu sistemul mobil S_2 .

Deoarece roata dințată flexibilă se rotește în sens contrar generatorului de unde, unghiul φ_{20}^* se calculează cu relația:

$$\varphi_{20}^* = |\varphi_1| + \varphi_{20} = (\omega_1 - \omega_2) \cdot t \quad (3.10)$$

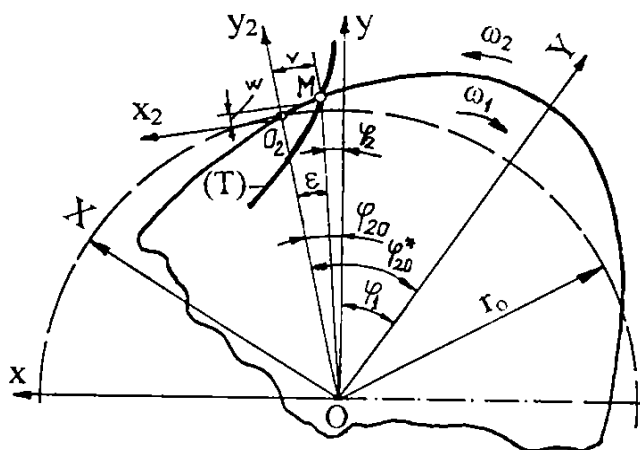


Fig. 3.6

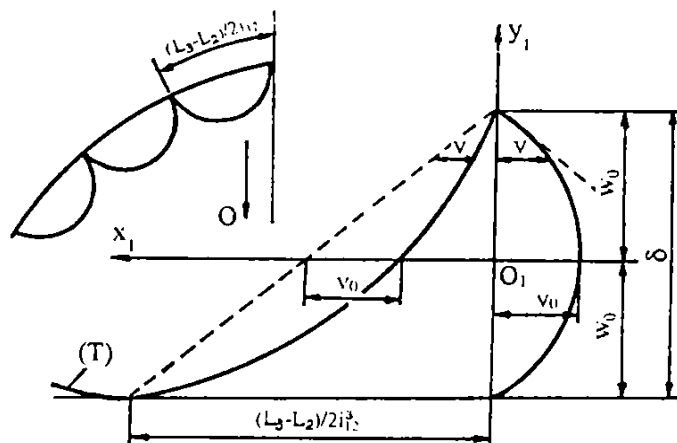


Fig. 3.7

În funcție de unghiul φ_{20}^* se pot calcula deplasările relative $w(\varphi_{20}^*)$ și $v(\varphi_{20}^*)$ în raport cu sistemul mobil S_2 , cu relațiile (3.8). Dar sistemul mobil S_2 execută o mișcare de rotație pură în raport cu sistemul fix S , rotindu-se cu unghiul φ_{20} .

Reprezentarea traiectoriei (T) a punctului M se poate face în raport cu un sistem de referință fix S_1 , deplasat mai aproape de traiectorie (Fig. 3.7). Astfel, axa absciselor O_1x_1 este tangentă la cercul cu raza r_0 , iar axa O_1y_1 coincide cu Oy :

$$x_1 = x; \quad y_1 = y - r_0 \tag{3.11}$$

Traectoria punctului M față de sistemul fix S_1 este o curbă foarte apropiată de hipocicloidă. Pentru construirea grafică a traiectoriei cu o bună aproximație se admite că viteza de transport este constantă deoarece deformăția diametrală maximă δ este mică în comparație cu raza r_0 . În acest caz la deplasarea de transport care este liniară se adaugă deplasarea relativă tangențială v (Fig. 3.7).

Pozițiile punctului M în raport cu sistemul fix S se pot exprima analitic [150] utilizând matricea operator $[M_\varphi]$:

$$(\bar{r}) = [M_\varphi] \cdot (\bar{r}^2) \tag{3.12}$$

unde: (\bar{r}) -matricea coloană a vectorului de poziție a punctului M în raport cu sistemul S ;
 (\bar{r}^2) -matricea coloană a vectorului de poziție a punctului M în raport cu sistemul S_2
 $[M_\varphi]$ - matricea de trecere (operator) din sistemul mobil S_2 în sistemul fix S , adică:

$$(\bar{r}) = \begin{bmatrix} x \\ y \\ t \end{bmatrix}; \quad [M_\varphi] = \begin{bmatrix} \cos \varphi_{20} & \sin \varphi_{20} & 0,5 \cdot d_0 \sin \varphi_{20} \\ -\sin \varphi_{20} & \cos \varphi_{20} & 0,5 \cdot d_0 \cos \varphi_{20} \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}; \quad (\bar{r}^2) = \begin{bmatrix} x_2 \\ y_2 \\ t_2 \end{bmatrix}; \quad t = t_2 = 1; \quad d_0 = 2r_0 \tag{3.13}$$

Coordonatele punctului M în sistemul mobil S_2 se pot exprima analitic prin relațiile (3.14), iar în raport cu sistemul fix S prin relațiile (3.15):

$$\begin{cases} x_2 = v(\varphi_{20}^*) \\ y_2 = w(\varphi_{20}^*) \end{cases} \quad (3.14)$$

$$\begin{cases} x = 0,5 \cdot d_0 \sin \varphi_{20} + x_2 \cdot \cos \varphi_{20} + y_2 \cdot \sin \varphi_{20} \\ y = 0,5 \cdot d_0 \cdot \cos \varphi_{20} - x_2 \cdot \sin \varphi_{20} + y_2 \cdot \cos \varphi_{20} \end{cases} \quad (3.15)$$

3.1.3 Viteza de deplasare a unui punct de pe curba dinamică de referință a roții dințate flexibile

Viteza de deplasare a unui punct oarecare M de pe curba dinamică de referință (Fig. 3.6) a roții dințate flexibile se obține prin derivarea în raport cu timpul a deplasării punctului respectiv.

Deoarece la T.A.D. una din roțile rigide este fixă, iar roata flexibilă este mobilă, viteza de deplasare a punctului M în raport cu sistemul fix S (legat de roata rigidă fixă) se compune din viteza de transport a originii O₂ a sistemului mobil S₂ și viteza relativă. Viteza de transport v_{O₂}^t a originii O₂ a sistemului mobil S₂ este tangentă la cercul de rază r₀ și se determină cu relația:

$$v_{O_2}^t = \omega_2 \cdot r_0 \quad (3.16)$$

Componentele vitezei relative a punctului M în raport cu sistemul mobil S₂ se pot exprima în funcție de deplasările radială respectiv tangențială :

$$v_{x2}^r = \frac{dv(\varphi_{20}^*)}{dt} = \frac{\partial v(\varphi_{20}^*)}{\partial \varphi_{20}^*} \cdot \frac{d\varphi_{20}^*}{dt} = -w(\varphi_{20}^*) \cdot \frac{d\varphi_{20}^*}{dt} = (\omega_1 - \omega_2) \cdot w(\varphi_{20}^*) \quad (3.17)$$

$$v_{y2}^r = \frac{dw(\varphi_{20}^*)}{dt} = \frac{\partial w(\varphi_{20}^*)}{\partial \varphi_{20}^*} \cdot \frac{d\varphi_{20}^*}{dt} = 4v(\varphi_{20}^*) \cdot \frac{d\varphi_{20}^*}{dt} = -4(\omega_1 - \omega_2) \cdot v(\varphi_{20}^*)$$

unde: $w = w_0 \cdot \cos 2\varphi$; $\varphi_{20}^* = \varphi_1 + \varphi_{20} = -(\omega_1 - \omega_2) \cdot t$

Viteza relativă în sistemul fix S se poate obține prin înmulțirea matricei coloană a vitezei relative din sistemul S₂ cu matricea de transfer:

$$(\vec{v}^r) = [T_\varphi] \cdot (\vec{v}_2^r) \quad (3.18)$$

$$\text{în care: } (\vec{v}^r) = \begin{bmatrix} v_x^r \\ v_y^r \end{bmatrix}; [T_\varphi] = \begin{bmatrix} \cos \varphi_{20} & \sin \varphi_{20} \\ -\sin \varphi_{20} & \cos \varphi_{20} \end{bmatrix}; (\vec{v}_2^r) = \begin{bmatrix} v_{x2}^r \\ v_{y2}^r \end{bmatrix} \quad (3.19)$$

Viteza absolută a punctului M în raport cu sistemul fix S se poate exprima sub formă matriceală [150]:

$$(\vec{v}_M) = (\vec{v}_{O_2}^t) + [T_\varphi] \cdot (\vec{v}_2^r) = (\vec{v}_{O_2}^t) + (\vec{v}^r), \quad (3.20)$$

în care: $(\vec{v}_M) = \begin{bmatrix} v_x \\ v_y \end{bmatrix}$; $(\vec{v}'_{O_2}) = \begin{bmatrix} v'_{O_2} \\ 0 \end{bmatrix}$ (3.21)

Componentele vitezei absolute a punctului M în sistemul S se pot exprima analitic pornind de la relația (3.20):

$$\begin{cases} v_x = v'_{O_2} + v_x^r \\ v_y = v_y^r \end{cases} \quad (3.22)$$

3.1.4 Modelarea angrenării din T.A.D.

Roata dințată flexibilă deformată continuu de generatorul de unde va avea o viteză unghiulară medie ω_{20} . Acestei viteze unghiulare, la nivelul fibrei medii r_0 (nedeformată și imaginată), îi corespunde o viteză liniară v_2 dată de relația:

$$v_2 = \omega_{20} r_0 \quad (3.23)$$

Această viteză liniară este menținută și în stare deformată a fibrei medii astfel încât la un moment dat toate punctele aparținătoare curbei dinamice de referință se vor deplasa cu aceea viteză v_2 (Fig. 3.8)

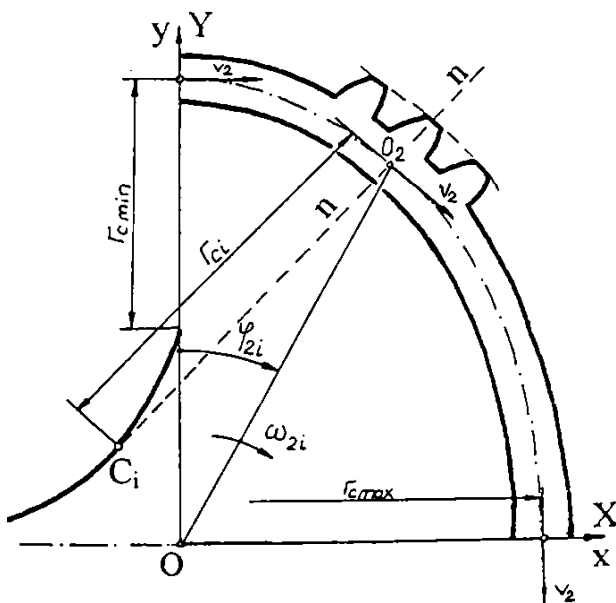


Fig. 3.8

La T.A.D., dacă se cunoaște legea de deformație a fibrei medii a roții flexibile se poate determina raza de curbură r_{ci} (variabilă în lungul curbei de deformație) și viteza unghiulară instantanee ω_{2i} :

$$r_{ci} = \frac{[r^2(\varphi) - \dot{r}^2(\varphi)]^{3/2}}{r^2(\varphi) + 2 \cdot \dot{r}^2(\varphi) - r(\varphi) \cdot \ddot{r}(\varphi)} \quad (3.24)$$

$$\omega_{2i} = \frac{v_2}{r_{ci}} = \frac{r_0}{r_{ci}} \cdot \omega_{20}$$

Locul geometric al centrelor de curbură C_i sunt evolutele curbelor de deformație, iar în cazul T. A. D. cu două zone de contact evoluta este o astroidă.

Mișcarea dinților roții flexibile nu se produce în jurul unui punct sau a unei axe fixe, ci se produce o mișcare cu viteza un-

ghiulară variabilă în jurul unui punct C_i , care are poziție variabilă în plan. Dinții roții flexibile execută o mișcare plan paralelă, iar roata rigidă mobilă va avea o mișcare de rotație pură, cu viteză unghiulară constantă, în jurul axei normale pe planul XOY ce trece prin punctul O.

Axele de simetrie a dinților roții flexibile sunt dirijate normal la curba dinamică de referință a roții flexibile și direcțiile lor coincid cu direcțiile razelor de curbură corespunzătoare.

Deoarece roata dințată flexibilă este deformată de generatorul de unde în mod diferit în funcție de poziția dintelui de pe curba dinamică de referință, pentru studiul cinematicii angrenajului armonic trebuie avute în vedere următoarele:

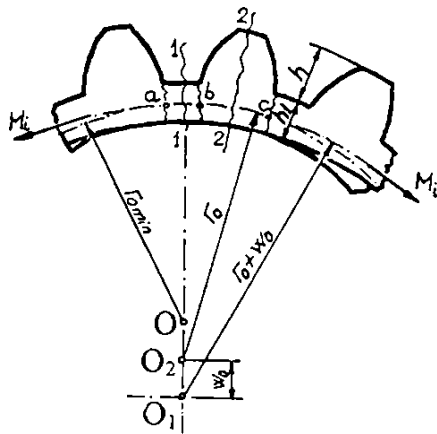


Fig. 3.9

a). Partea danturată a roții flexibile este supusă la încovoiere și suferă deformații diferențiate în funcție de poziția dintelui (Fig.3.9). Astfel în dreptul golului dintre dinți (1-1', rigiditatea mai mică) deformațiile sunt mai mari decât în zona dintelui (2-2') unde rigiditatea este mai mare.

b). Flancurile dinților în zonele lor active nu suferă modificări însemnate, deoarece înălțimea dinților (h) este comparabilă cu grosimea (h_1) a peretelui roții flexibile (Fig.3.9). Eforturile încovoietoare maxime în dreptul golului sunt de patru ori mai mari ca în dreptul dintelui dacă se admite că are loc încovoierea unei bare cu secțiunea dreptunghiulară, cu lățimea l :

$$\sigma_{a-b} = \frac{6M_1}{l \cdot h_1^2} ; \quad \sigma_{b-c} = \frac{6M_1}{l(h+h_1)^2} = \frac{6M_1}{4l \cdot h_1^2} \quad (3.25)$$

c). Dintele roții flexibile în zona pasivă se deformează până la înălțimea $h_0 = 0,2 h$ (Fig.3.10).

d). Dinții roții flexibile sunt considerați rigizi și legați între ei prin intermediul unor cuple cinematice de rotație (Fig.3.11) ale căror centre I, J, K, ... se găsesc pe curba dinamică de referință a roții flexibile.

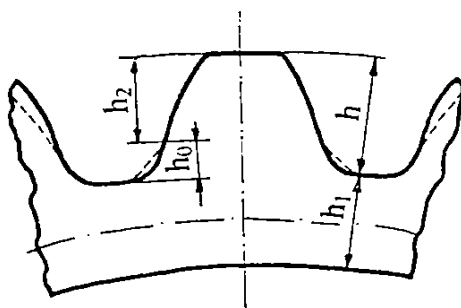


Fig. 3.10

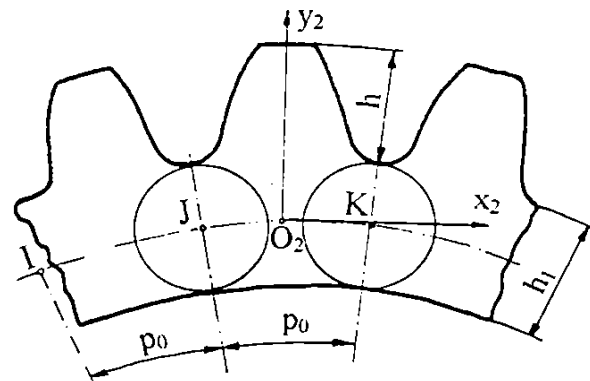


Fig. 3.11

e). Între două articulații succesive curba dinamică de referință își păstrează raza de curbură r_0 și pasul p_0 constanți.

f). Axa de simetrie a dintelui roții flexibile coincide întotdeauna cu normala la curba dinamică de referință.

3.1.5 Derminarea traiectoriei unui punct oarecare de pe flancul dintelui roții flexibile

Pentru studierea procesului de angrenare dintre profilele conjugate ale dinților la T.A.D., când roata dințată rigidă din prima treaptă de angrenare este fixă, este necesar să se cunoască la fiecare moment dat poziția punctului M situat pe flancul drept al dintelui roții flexibile.

Poziția punctului M este definită de vectorul de poziție \vec{r}^2 și poziția punctului O_2 , dată prin raza vectoare $\vec{r}_0(\varphi_2)$ și unghiul φ_2 (Fig.3.12), [33], [106].

Dacă se alege ca parametru arbitrar unghiul φ_2 care definește poziția dintelui roții flexibile pe curba dinamică de referință nedeformată, $\varphi_2 = \varphi_1 + \varphi'_2$, atunci pentru un unghi φ_2 dat corespunde lungimea arcului $L(\varphi_2)$, un unghi δ_2 și un unghi φ_1 de rotire a generatorului. Unghiul φ'_2 reprezintă unghiul polar al razei vectoare $\vec{r}_0(\varphi_2)$ care poziționează originea O_2 a sistemului de axe S_2 .

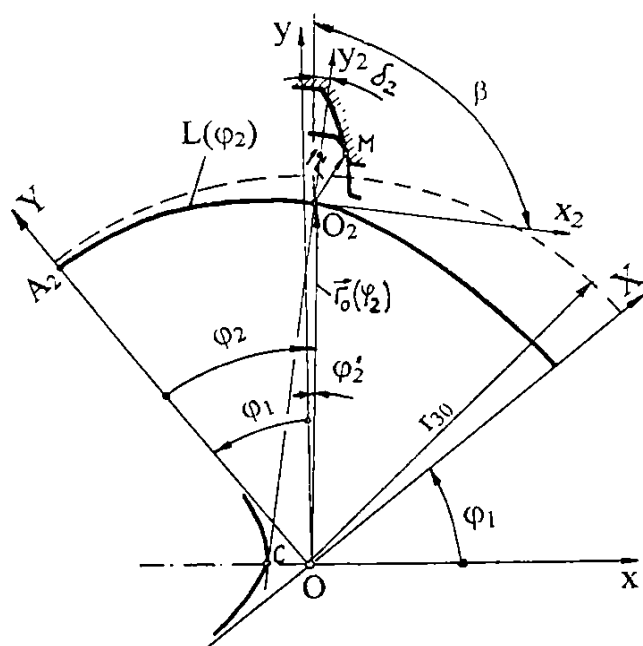


Fig. 3.12

Admițând că se cunoaște profilul dintelui roții flexibile (evolventic, linear sau arc de cerc) exprimat în sistemul mobil $S_2(O_2x_2y_2)$ în funcție de parametrul t :

$$\begin{aligned} x_2 &= x_2(t) \\ y_2 &= y_2(t) \end{aligned} \quad (3.26)$$

Vectorul de poziție r^2 a punctului M în raport cu originea O_2 a sistemului S_2 este:

$$\vec{r}^2 = x_2 \vec{i} + y_2 \vec{j} \quad (3.27)$$

unde: \vec{i}, \vec{j} - versorii unitari.

Poziția punctului M în raport cu sistemul fix $S(Oxy)$ este dată prin relația:

$$\vec{r} = \vec{r}_0(\varphi_2) + \vec{r}^2 \quad (3.28)$$

Axa O_2y_2 a sistemului mobil S_2 este rotită față de axa Oy a sistemului fix S cu unghiul $(\varphi'_2 + \delta_2)$. Cele două componente x și y ale vectorului coloană (\vec{r}) se pot determina cu ajutorul matricei operator $[M_\varphi]$, dacă aceasta se înmulțește vectorial cu matricea coloană (\vec{r}^2) definită prin componentele sale x_2 și y_2 [150]:

$$(\vec{r}) = [M_\varphi] \cdot (\vec{r}^2) \quad (3.29)$$

Relația (3.30) se poate exprima și explicit:

$$\begin{bmatrix} x \\ z \\ t \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \cos(\varphi'_2 + \delta_2) & \sin(\varphi'_2 + \delta_2) & x_{o_2} \\ -\sin(\varphi'_2 + \delta_2) & \cos(\varphi'_2 + \delta_2) & y_{o_2} \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} x_2 \\ y_2 \\ t_2 \end{bmatrix}; t = t_2 = 1 \quad (3.30)$$

în care: x_{0_2} , y_{0_2} - coordonatele originii sistemului S_2 în raport cu sistemul S ;

δ_2 - unghiul de rotire a normalei la curba de deformație în raport cu raza vectorie $r_0(\varphi_2)$.

Coordonatele originii sistemului mobil S_2 în raport cu sistemul fix S sunt:

$$\begin{cases} x_{0_2} = r_0(\varphi_2) \cdot \sin \varphi'_2 \\ y_{0_2} = r_0(\varphi_2) \cdot \cos \varphi'_2 \end{cases} \quad (3.31)$$

Unghiul δ_2 se poate calcula în funcție de unghiul β format între raza vectorie și direcția tangentei la curba deformată a roții flexibile:

$$\operatorname{tg} \beta = \frac{r_0(\varphi_2)}{r'_0(\varphi_2)} = \operatorname{ctg} \delta_2 ; \quad \beta = \frac{\pi}{2} + \delta_2 \quad (3.32)$$

Pentru calculul numeric se utilizează relația (3.32) sub forma transformată:

$$\operatorname{tg} \delta_2 = \left| \frac{r'_0(\varphi_2)}{r_0(\varphi_2)} \right| \quad (3.33)$$

Se adoptă valoarea absolută din considerente că $r_0(\varphi_2)$ are totdeauna valoarea negativă, iar unghiul δ_2 se consideră pozitiv.

Cu precizările făcute coordonatele punctului M în raport cu sistemul fix S sunt:

$$\begin{cases} x = x_2 \cdot \cos(\varphi_2 + \delta_2) + y_2 \cdot \sin(\varphi_2 + \delta_2) + r_0(\varphi_2) \cdot \sin \varphi_2 \\ y = -x_2 \cdot \sin(\varphi_2 + \delta_2) + y_2 \cdot \cos(\varphi_2 + \delta_2) + r_0(\varphi_2) \cdot \cos \varphi_2 \end{cases} \quad (3.34)$$

Determinarea poziției punctelor situate pe dinții roților rigide nu prezintă dificultăți având în vedere că dinții împreună cu roata rigidă sunt fixați (treapta I-a), fie se rotesc cu o viteză unghiulară constantă (treapta II-a) în jurul punctului O .

3.1.6 Vitezele din mișcarea relativă a dinților roților unei T.A.D.

Pentru a studia mișcările relative dintre roata dințată flexibilă (2) și roțile rigide fixă (3) respectiv mobilă (4) se vor considera separat cele două zone de angrenare (I - I, II-II, Fig.3.13.a).

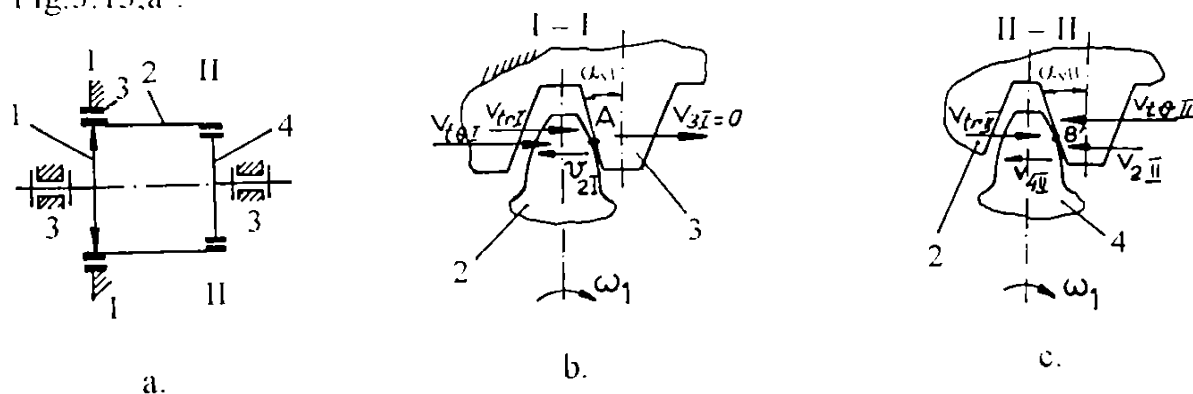


Fig. 3.13

În zona I-I mișcarea se transmite ca și la transmisia armonică dințată clasică. La rotirea generatorului de unde (1) în sens orar flancul drept al dintelui roții dințate flexibile (situat în apropierea axei mari, $\varphi = 0$) se află în contact cu flancul stâng al dintelui corespunzător ce aparține roții rigide fixe (Fig.3.13,b).

Vitezele tangențiale v_{t0I} și v_{t1I} depind de legea de deformare a roții dințate flexibile, iar vitezele v_{2I} și v_{3I} depind de mișcarea de rotație a roții dințate flexibile (2) respectiv a roții rigide fixe (3; $v_{3I} = 0$).

Însumând vitezele din punctul de contact A (Fig.3.13,b) obținem ecuația vitezelor din mișcarea relativă a roții dințate flexibile (2) față de roata rigidă fixă (3):

$$v_{t0I} + v_{t1I} - v_{2I} = v_{3I} = 0 \tag{3.35}$$

Pentru T.A.D. (Fig.3.13,a,c) angrenarea în zona II-II se desfășoară în apropierea axei mici al generatorului de unde (este dispusă la 90° față de cea din zona I-I, $\varphi = 90^\circ$), iar viteza v_{t1II} își păstrează sensul din zona I-I pe când viteza v_{t0II} își schimbă orientarea.

Ecuația vitezelor din mișcarea relativă a roții dințate flexibile (2) față de roata rigidă mobilă (4) devine:

$$v_{t0II} - v_{t1II} + v_{2II} = v_{4II} \tag{3.36}$$

Pentru determinarea raportului de transmitere a T.A.D. se analizează expresiile vitezelor unghiulare, când $\varphi = 90^\circ$:

$$v_{t1II} = 0; \quad v_{t0II} = v_{2II}; \quad v_{4II} = 2v_{2II}; \quad \omega_4 = -4 \cdot v_{2II}/d_4; \quad \omega_2 = -2 \cdot v_{2II}/d_2; \quad i_{14}^3 \cong 0,5 \cdot i_{12}^3; \tag{3.37}$$

Se observă din relația (3.37) că T.A.D. permite obținerea unui raport de transmitere de două ori mai mic comparativ cu raportul de transmitere a unei transmisii armonice clasice cu parametri analogi, iar condițiile angrenării sunt practic aceleași.

Ecuațiile vitezelor (3.35) și (3.36) permit studierea condițiilor de angrenare din T.A.D. precum și calcularea unghiului necesar al profilului dintelui în punctul de contact considerat, pentru cele două zone de angrenare I-I respectiv II-II. Astfel pentru un anumit unghi al profilului dintelui (α_v) se poate determina mărimea zonelor de angrenare din T.A.D.

În Tabelul 3.2 se reprezintă algoritmul de calcul al unghiului necesar al profilului dintelui (α_v), în cazul T.A.D. cu roată dințată flexibilă scurtă cu danturi pe fețe opuse (Fig.3.13,a).

Pe baza algoritmului expus, în Tabelul 3.3. sunt date valorile unghiului profilului dintelui α_v pentru T.A.D. cu parametri caracteristici: $i_{14}^3 = -48,2$; $m=0,3\text{mm}$; $w_0=0,3\text{mm}$; $w'_0 = 0,27\text{mm}$; $z_3 = 202\text{dinți}$; $z_2 = 200\text{dinți}$; $z'_2 = 190\text{ dinți}$; $z_3 = 188\text{ dinți}$ și $h_1 = 0,8\text{ mm}$.

Tabelul 3.3

Unghi	Valoarea [grd]															
	30	35	40	45	50	55	60	100	110	120	125	130	135	140	145	150
φ	..30	35	40	45	50	55	60	..100	110	120	125	130	135	140	145	150
α_{vI}	16,71	19,66	22,93	26,56	30,64	35,25	40,51	-	-	-	-	-	-	-	-	-
α_{vII}	-	-	-	-	-	-	-	71,56	53,39	40,42	35,13	30,54	26,45	22,81	19,54	16,57

Tabelul 3.2

A. DATE INITIALE:				
<ul style="list-style-type: none"> - legea de deformație a roții dințate flexibile: w, v [mm]; - rapoarte de transmitere: $i_{12}^3; i_{14}^3$; - modul danturii: m [mm]; - deformația maximă a roții flexibile: w_0 [mm]; - numerele de dinți: z_3, z_2, z_2' și z_4; - grosimea peretelui roții flexibile: h_1 [mm]. 				
B. ELEMENTE DE CALCUL				
Nr. crt.	Mărimea	Simbolul și U.M.	Relații de calcul	Observații
1.	Legea de deformație a roții flexibile	w [mm] v [mm]	$w = w_0 \cdot \cos 2\varphi$ $v = -\int w \cdot d\varphi = -0.5w_0 \cdot \sin 2\varphi$	$\varphi = \varphi_A - \varphi_1$; φ_A - unghiul de poziție al secțiunii considerate față de axa mare a generatorului; φ_1 - unghiul de rotire al generatorului.
2.	Componentele vitezei relative	v_t [mm/s] v_r [mm/s]	$v_t = \frac{dv}{dt} = w_0 \cdot \omega_1 \cdot \cos 2\varphi$ $v_r = \frac{dw}{dt} = 2w_0 \cdot \omega_1 \cdot \sin 2\varphi$	ω_1 - viteza unghiulară a generatorului de undă.
3.	Viteza tangențială polară suplimentară	v_θ [mm/s]	$v_\theta = e \frac{d\theta}{dt} = e \cdot \frac{1}{r} \left(\frac{dv}{dt} - \frac{d^2w}{d\varphi \cdot dt} \right)$	Datorită rotirii normalei cu θ față de direcția radială; $e \approx h_1/2$
4.	Viteza tangențială totală	$v_{t\theta}$ [mm/s]	$v_{t\theta} = v_t + v_\theta = \left(1 - \frac{3e}{r_2} \right) w_0 \omega_1 \cos 2\varphi$	$r_2 = d_2/2$
5.	Viteza radială proiectată	v_{tr} [mm/s]	$v_{tr} = v_r \cdot \operatorname{tg} \alpha_y$	v_r proiectat pe direcția normalei comune duse prin punctul de contact
6.	Viteza periferică a punctului de contact ce aparține elementului flexibil	v_2 [mm/s]	$v_2 = \omega_1 \cdot d_2 / 2 \cdot i_{12}^3$	$i_{12}^3 = -\omega_1 / \omega_2$ $\omega_2 = -2v_2 / d_2$
7.	Vitezele periferice ale punctelor de contact ce aparțin roților rigide	v_3 [mm/s] v_4 [mm/s]	$v_3 = 0$ $v_4 = \omega_1 \cdot d_4 / 2 \cdot i_{14}^3$	
8.	Unghiul profilului dintelui (din ecuațiile vitezelor)	α_y [grad]	$\alpha_{yI} = \operatorname{arctg} \frac{-v_{t\theta} + v_2}{v_r}$, pentru zona I-I; $\alpha_{yII} = \operatorname{arctg} \frac{v_2 + v_{t\theta} - v_4}{v_r}$, pentru zona II-II.	La calculul $v_{t\theta}$ și v_r în zona II-II se va ține cont că $w_0' \approx 0,9w_0$. w_0' - deformația radială maximă a roții flexibile în zona II-II.

Relațiile din Tabelul 3.2 rămân valabile și pentru zona II-II cu observația că w_0 se înlocuiește cu w_0' .

La $\varphi = 0$: viteza tangențială (v_{t0}) atinge valoarea maximă, iar viteza radială se anulează ($v_r = 0$). Aici nu există mișcare relativă între dinți, transmiterea mișcării se realizează fără alunecări, iar unghiul profilului dintelui (α_{yI}) nu influențează transmiterea mișcării.

La $\varphi = 45^\circ$: viteza tangențială (v_{t0}) se anulează, iar viteza radială (v_r) atinge valoarea maximă. Mișcarea se transmite pe baza efectului de pană și apar alunecări, iar unghiul necesar al profilului: $\alpha_{yI} = 26,56^\circ$.

Când $45^\circ < \varphi \leq 90^\circ$: viteza tangențială (v_{t0}) își schimbă sensul, iar viteza radială (v_r) scade de la valoarea maximă la 0. În această zonă transmiterea mișcării este posibilă numai prin efectul de pană la unghiurile mari ale profilului (la $\varphi \rightarrow 90^\circ$, $\alpha_{yI} \rightarrow 90^\circ$).

Pentru reducerea uzurii dinților și a pierderilor prin frecări se necesită micșorarea intensității efectului de pană, iar parametrii angrenării se aleg astfel încât angrenarea să se realizeze prioritar în zona unghiului φ -mic (în apropierea axei mari a generatorului de unde).

Zona reală pentru angrenarea a II-a corespunde intervalului $125^\circ \leq \varphi \leq 135^\circ$, când dinții angrenează cu vârfurile și cu alunecări remarcabile, deci se înrăutățesc condițiile de angrenare. Pentru atenuarea acestui inconvenient se recurge la mărirea adâncimii de intrare a dinților până la valoarea maximă admisibilă care asigură respectarea condiției lipsei interferenței.

3.1.7. Pozițiile relative ale dinților roților din T.A.D.

Procesul de angrenare a dinților la o T.A.D. se modifică în funcție de mărirea sarcinii transmise, prin deformarea elementelor sale.

La toate variantele de transmisii armonice dințate duble (Fig.2.1) una din trepte lucrează ca și la o transmisie armonică simplă. Pentru acestea rămâne valabilă metoda de determinare a profilului dintelui și a parametrilor angrenării, bazată pe mișcarea relativă a dinților roților ce angrenează [83].

Deoarece în construcția unei T.A.D. apare ca element flexibil roata dințată flexibilă scurtă, prevăzută cu două coroane dințate (exterioară respectiv interioară), condițiile de încărcare se vor deosebi față de cele de la transmisiile armonice simple.

La T.A.D. zonele de angrenare sunt decalate la 90° (Fig.2.6,b), în treapta I-I sarcina radială strânge roata dințată flexibilă pe generatorul de unde, iar în treapta II-II roata flexibilă are tendința de a se desprinde de pe generatorul de unde.

La deformarea cilindrului roții flexibile, când T.A.D. funcționează, poate să apară interferența dinților roții flexibile cu dinții roților rigide (fixă respectiv mobilă). În plus se schimbă și forma roții flexibile când transmisia este încărcată, jocurile de angrenare nepăstrându-se constante în lungul dinților. De aceea angrenarea dinților la transmisiile armonice, când cilindrul roții flexibile este deformat la un capăt, trebuie studiată în spațiu și nu în coordonate plane.

Acest inconvenient este atenuat la T.A.D. deoarece roata flexibilă este scurtă și coroanele dințate au lungimi mici, iar angrenarea se poate considera ca fiind plană.

3.1.7.1. Angrenarea din treapta I-a a T.A.D.

În Fig.3.14 este dată poziția relativă a dinților roții rigide fixe (3) respectiv roții flexibile (2) pe direcția axei mici a generatorului de unde, la momentul $t = 0$.

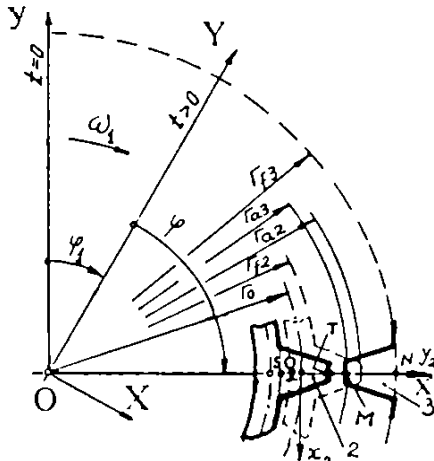


Fig.3.14

Cu linia întrerupă s-a arătat poziția întelui roții flexibile nedeformate, iar cu linie continuă poziția aceluiași dinte când roata flexibilă este deformată.

În Fig.3.14 s-au utilizat următoarele notații:
 r_0 - raza fibrei medii a roții flexibile;
 r_{a2}, r_{a3} - razele cercurilor de cap ale roților flexibile (2) respectiv rigide fixe (3);
 r_{f2}, r_{f3} - razele cercurilor de picior ale roților flexibile (2) respectiv rigidă (3).

Poziția inițială a dintelui roții rigide fixe, în sistemul de axe $S_2 (O_2x_2y_2)$, se stabilește prin două puncte M și N considerate pe axa de simetrie a dintelui la intersecțiile cu cercul de cap (indice a - punctul

M) respectiv cercul de picior (indice f - punctul N):

$$\left. \begin{aligned} w_{a3} &= r_{a3} \cdot \cos\left[\frac{2\pi}{z_3} \cdot \psi\right] - r_0 \\ v_{a3} &= -r_{a3} \cdot \left(\frac{2\pi}{z_3}\right) \cdot \psi \end{aligned} \right\} \text{- pentru punctul M} \tag{3.38}$$

respectiv:

$$\left. \begin{aligned} w_{f3} &= r_{f3} \cdot \cos\left[\frac{2\pi}{z_3} \cdot \psi\right] - r_0 \\ v_{f3} &= -r_{f3} \cdot \left(\frac{2\pi}{z_3}\right) \cdot \psi \end{aligned} \right\} \text{- pentru punctul N} \tag{3.39}$$

În relațiile (3.38) și (3.39) ψ reprezintă un parametru ce depinde de coeficientul diferenței numerelor de dinți (k), în cazul T.A.D.: $\psi = 0$. (Tabelul 3.4)

Tabelul 3.4

k	1	2	3	4
ψ	0	1/2	1	3/2

Pentru simplificarea construcției grafice se consideră dintele roții rigide fixe, la rotirea generatorului de unde, iar poziția dintelui roții flexibile se va modifica succesiv.

Aceste poziții se determină prin coordonatele a două puncte S și T aflate pe axa de simetrie a dintelui, la intersecțiile acestora cu cercurile de cap respectiv de picior ale roții flexibile, în sistemul S_2 :

$$\left. \begin{aligned} w_{a2} &= (r_{a3} + w) \cdot \cos \varphi_3 - r_0 - w_3 \\ v_{a2} &= v + (r_{a2} - r_0) \cdot \theta - (r_{a2} + w) \cdot \varphi_3 - v_3 \end{aligned} \right\} \text{- pentru punctul T} \tag{3.40}$$

respectiv:

$$\left. \begin{aligned} w_{f2} &= (r_{f2} + w) \cdot \cos \varphi_3 - r_0 - w_3 \\ v_{f2} &= v + (r_{f2} - r_0) \cdot \theta - (r_{f2} + w) \cdot \varphi_3 - v_3 \end{aligned} \right\} \text{- pentru punctul S} \tag{3.41}$$

unde: w, v - deplasările radială respectiv tangențială a punctului O_2 (Tabelul 3.2)

$$\theta - \text{unghiul de rotire a normalei: } \theta = (3w_0 / 2r_0) \sin 2\varphi \quad (3.42)$$

φ_3 - unghiul rotirii relative a roților când generatorul se rotește:

$$\varphi_3 = \frac{\omega_1 t}{i_{13}^2} = \left(\frac{\pi}{2} - \varphi\right) / i_{13}^2; \quad i_{13}^2 = d_3 / [2w_0(1 - 3e/r)], \quad (3.43)$$

φ - unghiul de poziționare a generatorului de unde față de dintele fix al roții rigide (la momentul $t > 0$):

$$\varphi = \pi/2 - \omega_1 t, \quad (3.44)$$

w_3, v_3 - deplasările radială respectiv tangențială datorate deformării roții rigide (se neglijează).

În poziția inițială: $\varphi = \pi/2$, v , θ și φ_3 sunt nule, iar deplasarea radială $w = w_0$.

În Tabelul 3.5 sunt date valorile deplasărilor w , v și θ pentru legea de deformare cosinusoidală a roții flexibile, iar în Fig.3.15 se prezintă schema logică a programului I.S.A. scris în limbajul MathCAD (Anexa III), utilizat la stabilirea pozițiilor succesive ale dintelui roții flexibile în raport cu dintele roții rigide.

Pozițiile succesive ale dintelui roții dințate flexibile în raport cu dintele roții rigide fixe sunt prezentate în Fig.3.16,[63].

Tabelul 3.5

φ [grd]	w [mm]	v [mm]	θ
0	0.300000	0	0
5	0.295442	-0.026047	0.002667
10	0.281908	-0.051303	0.005253
15	0.259808	-0.075000	0.007679
20	0.229813	-0.096418	0.009872
25	0.192836	-0.114907	0.011765
30	0.150000	-0.129904	0.013301
35	0.102606	-0.140954	0.014432
40	0.052094	-0.147721	0.015125
45	$-2.1961 \cdot 10^{-8}$	-0.150000	0.015358
50	-0.052094	-0.147721	0.015125
55	-0.102606	-0.140954	0.014432
60	-0.150000	-0.129904	0.013301
65	-0.192836	-0.114907	0.011765
70	-0.229813	-0.096418	0.009872
75	-0.259808	-0.075000	0.007679
80	-0.281908	-0.051303	0.005253
85	-0.295442	-0.026047	0.002667
90	-0.300000	$-8.0384 \cdot 10^{-9}$	$8.2305 \cdot 10^{-10}$

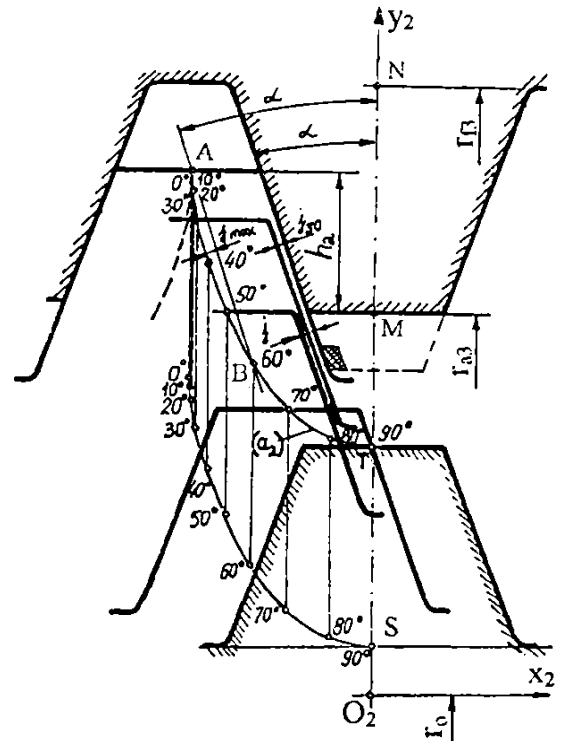


Fig. 3.16

Pentru determinarea traiectoriei dintelui roții flexibile pe arcu de ieșire din angrenare se utilizează relațiile (3.38),(3.39),(3.40) și (3.41), axa de coordonate O_2y_2 trebuie translatață pe axa de simetrie a dintelui vecin (cu un pas p) iar unghiul φ se consideră pozitiv și va varia de la 0° la $\pi/2$.

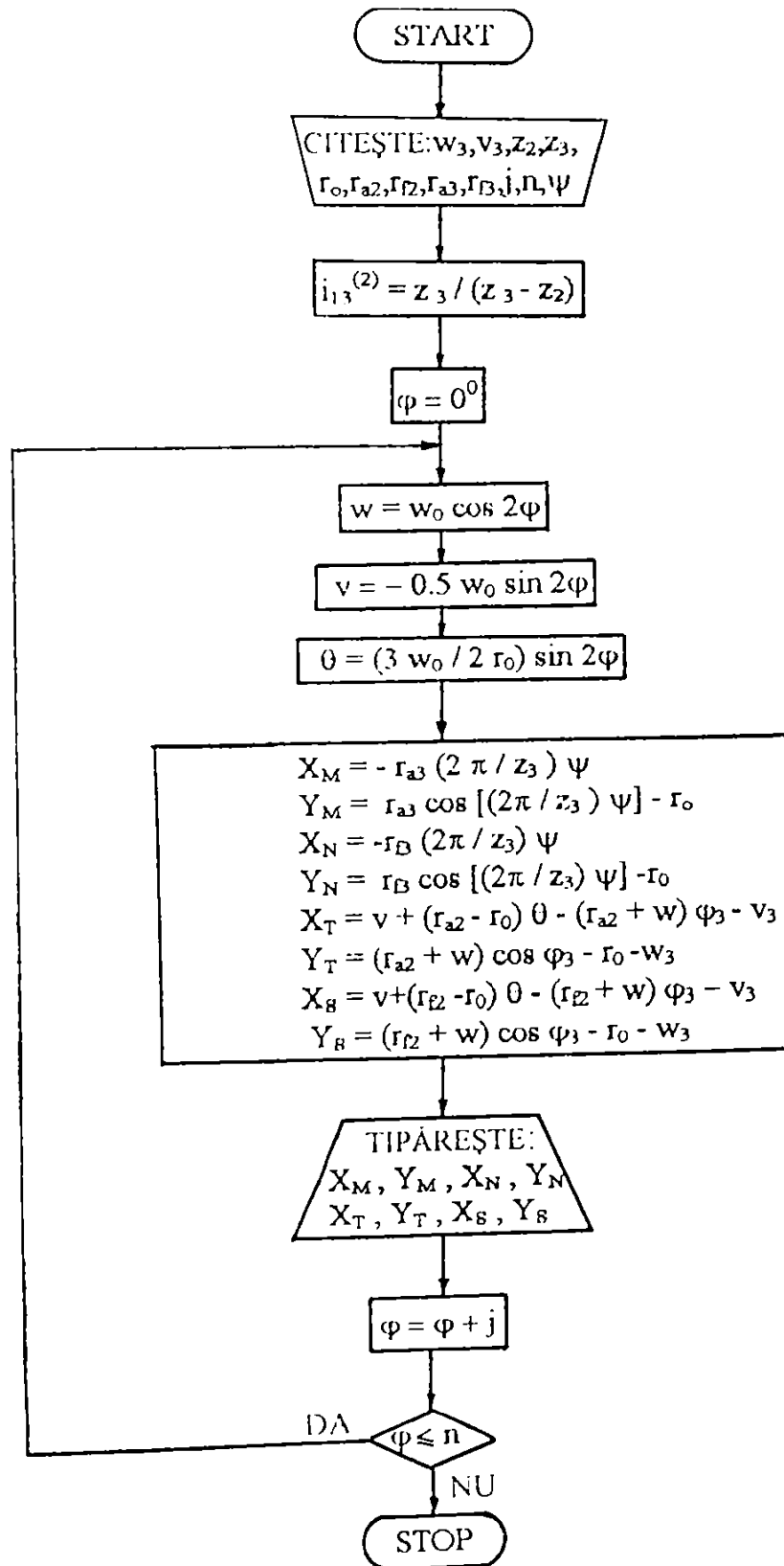


Fig. 3.15

Din Fig.3.16 se poate determina jocul existent între dinți la un moment dat intersectând dreapta AB (paralelă la flancul dintelui roții rigide) cu traiectoria (a₂). Sub punctul B dreapta AB se situează în partea stângă a traiectoriei și poate apare interferența dinților la intrare în angrenare.

Pentru un unghi de profil al dintelui α dat, poziția de început de interferență depinde de înălțimea dinților. De exemplu: pentru înălțimea dinților dată, în Fig.3.16, nu există interferență. Prin mărirea înălțimii dinților (linia întreruptă) apare interferență (intersectarea flancurilor dinților conjugăți - zona hașurată).

Mărimea jocului j și poziția punctului de interferență B depind numai de forma traiectoriei care la rândul ei depinde de forma de deformare a roții dințate flexibile.

Construcția grafică (Fig. 3.16) se poate utiliza pentru alegerea parametrilor de bază ai angrenării: unghiul de profil (α), înălțimea dinților (h), forma și mărimea de deformare a roții flexibile (w₀).

3.1.7.2 Angrenarea din treapta a II-a a T.A.D.

La montarea roții rigide mobile (4) în interior, dinții acesteia angrenează în zona axei mici a generatorului de unde și sunt complet ieșiți din angrenare în zona axei mari a generatorului de unde.

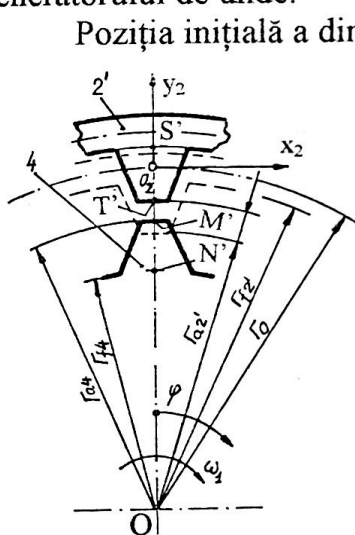


Fig. 3.17

Poziția inițială a dinților pe axa mare a generatorului de undă este dată în Fig.3.17, cu linie subțire întreruptă este dată poziția dintelui roții flexibile nedeformate, iar cu linie continuă poziția aceluiași dinte când roata flexibilă este deformată.

Se alege sistemul de axe S₂ legat de roată flexibilă și admitem că dintele roții rigide mobile (4) este fix, iar mișcarea acestuia este preluată de dintele roții flexibile.

Cu cele prezentate mai sus, coordonatele dintelui roții rigide mobile devin:

$$\left. \begin{aligned} w_{a4} &= r_{a4} \cdot \cos \cdot (2\pi \cdot \psi / z_4) - r_0 \\ v_{A4} &= -r_{a4}(2\pi \cdot \psi / z_4) \end{aligned} \right\} \text{-pentru punctul M' (3.45)}$$

respectiv:

$$\left. \begin{aligned} w_{f4} &= r_{f4} \cdot \cos \cdot (2\pi \cdot \psi / z_4) - r_0 \\ v_{f4} &= -r_{a4}(2\pi \cdot \psi / z_4) \end{aligned} \right\} \text{-pentru punctul N' (3.46)}$$

La determinarea coordonatelor dintelui roții flexibile se va lua în considerare că această roată a primit deja o mișcare de rotație în treapta I-a de angrenare a T.A.D..

Deoarece dinții sunt amplasați pe suprafața cilindrică interioară a roții dințate flexibile, deplasările dinților vor depinde și de unghiul de rotire a normalei θ.

Coordonatele punctelor T' și S' se exprimă prin următoarele relații:

$$\left. \begin{aligned} w_{a2} &= (r_{a2}' + w) \cdot \cos(\varphi_4 - \varphi_2) - r_0 \\ v_{a2} &= v - (r_{a2}' - r_0)\theta + (r_{a2}' + w) \cdot (\varphi_4 - \varphi_2) \end{aligned} \right\} - \text{pentru punctul T'} \quad (3.47)$$

respectiv:

$$\left. \begin{aligned} w_{f2} &= (r_{f2}' + w) \cdot \cos(\varphi_4 - \varphi_2) - r_0 \\ v_{f2} &= v - (r_{f2}' - r_0)\theta + (r_{f2}' + w) \cdot (\varphi_4 - \varphi_2) \end{aligned} \right\} - \text{pentru punctul S'} \quad (3.48)$$

$$\text{În relațiile (3.47) și (3.48): } \varphi_4 = \varphi/i_{14}^3; \quad \varphi_2 = \varphi/i_{12}^3 \quad (3.49)$$

În Fig.3.18 sunt date pozițiile succesive (din 10° în 10°) a unui dinte situat pe suprafața cilindrică interioară a roții flexibile în raport cu un dinte considerat fix al roții rigide mobile, iar în Fig.3.19 schema logică a programului I.S.A.(Anexa III) aplicat la realizarea acestei construcții grafice,[63].

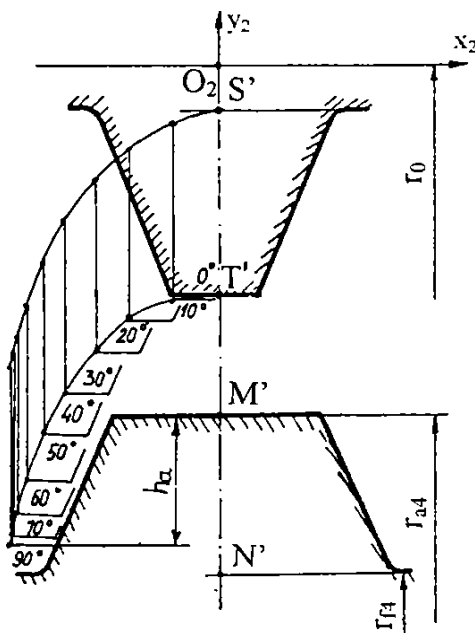


Fig. 3.18.

Din analiza pozițiilor relative ale dinților roților, în cele două trepte de angrenare a T.A.D., rezultă că principalii factori care influențează calitatea angrenării din transmisie sunt: profilul dintelui, mărimea și forma deformației roții dințate flexibile.

Se observă că în treapta a-II-a a T.A.D., în angrenare participă doar capul dintelui, motiv pentru care dinții se pot executa fără picior (sau cu înălțimea piciorului micșorată).

Astfel, se poate utiliza profilul evolventic sau liniar cu golul lat la roata dințată flexibilă care mărește rezistența roții la solicitarea de oboseală. Odată cu mărirea lățimii golului pe cercul de picior se micșorează semnificativ tensiunile din peretele roții flexibile.

Prezintă interes T.A.D. la care $z_2 = z_2$, iar dinții exteriori și cei interiori se află situați pe aceeași generatoare. În acest caz deplasarea specifică de profil în treapta I-a (x_2) este cu mult mai mare decât în treapta a II-a (x_2) și se recomandă efectuarea calculului îndeosebi pentru treapta a II-a.

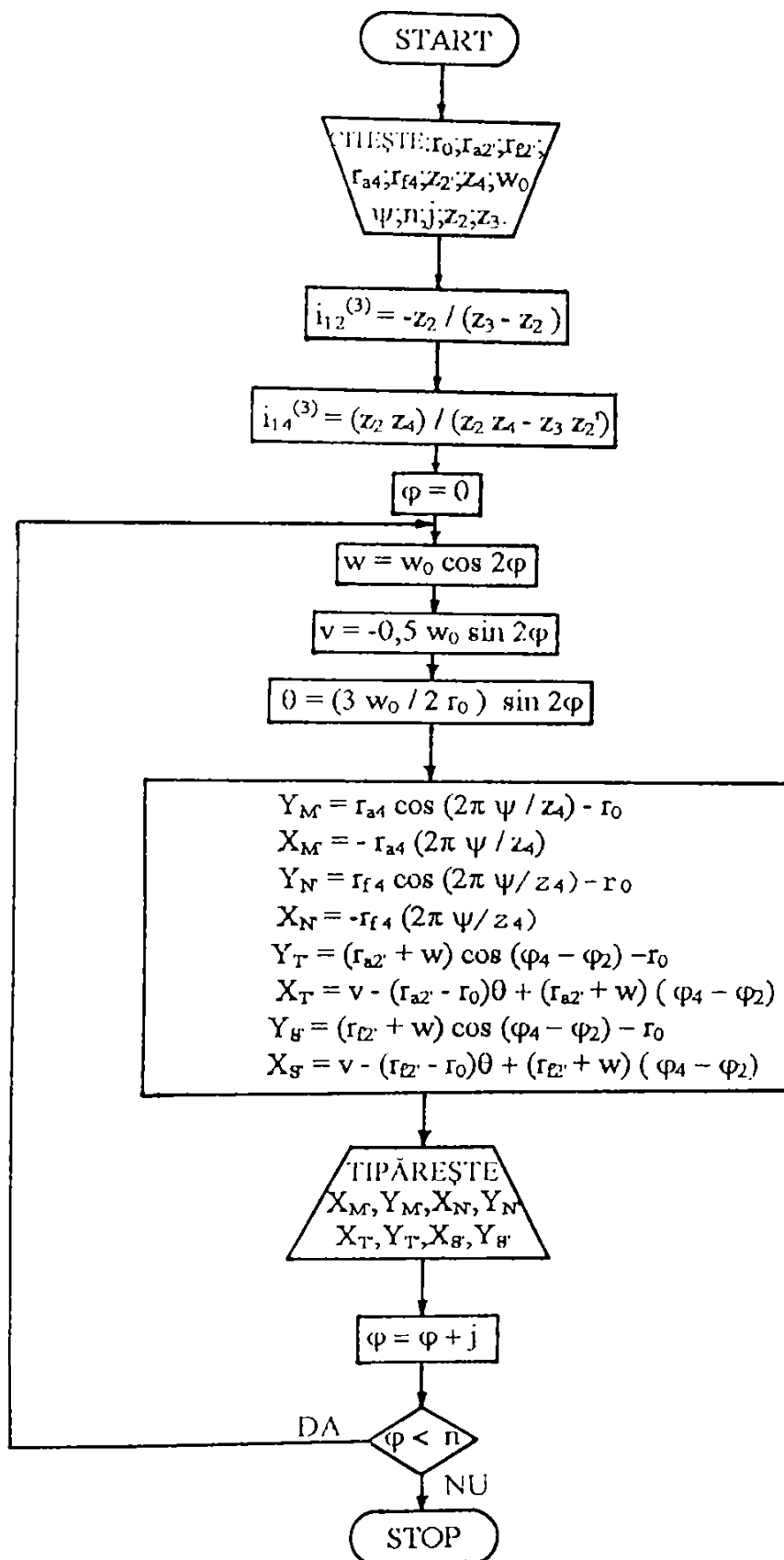


Fig. 3.19

3.2 SINTEZA GEOMETRICĂ A T.A.D.

Sinteza geometrică a T.A.D. are ca scop definirea geometrică a roților, a danturilor acestora și a generatorului de unde astfel încât să se asigure condițiile funcționale impuse.

Pentru definirea principalelor elemente geometrice ale danturilor și a relațiilor fundamentale dintre ele se consideră ca parametru de referință deformația radială maximă (w_0) a roții dințate flexibile. Mărimea deformației radiale maxime influențează starea de tensiune din roata dințată flexibilă și calitatea angrenării în cele două trepte ale T.A.D.

Din condiția de montaj a T.A.D., pentru treapta I-a, se obține expresia deformației radiale maxime a roții dințate flexibile:

$$w_0 = m \cdot (z_3 - z_2) / 2 = k \cdot m \cdot n_u / 2 \quad (3.50)$$

Atunci, pentru treapta I-a a T.A.D. când : $k = 1$ și $n_u = 2$ rezultă : $w_0 = m$, iar în treapta a II-a această deformație radială maximă se micșorează ca urmare a deformării roții flexibile la celălalt capăt de către generatorul de unde și devine [63]: $w'_0 \cong 0,9 \cdot w_0$.

3.2.1. Geometria roților dințate ale T.A.D.

Cea mai importantă parte a roților dințate ale T.A.D. este desigur dantura acestora prin care se realizează transmiterea mișcării.

Din analiza condițiilor cinematice ale T.A.D. s-a stabilit că profilul optim al dinților este cel rectiliniar, iar dinții în secțiune transversală au forma triunghiulară, ca în Fig.3.20.

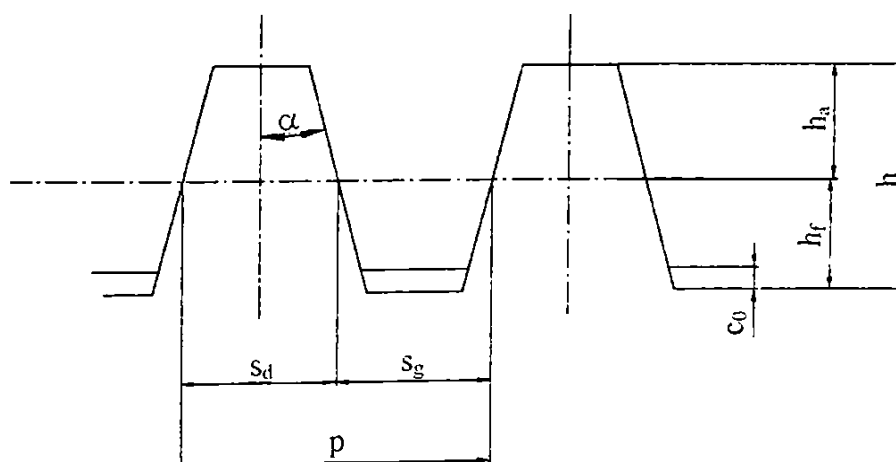


Fig. 3.20

La proiectarea T.A.D., cu profil rectiliniar și generator cu două unde, elementele geometrice caracteristice ale roților și ale danturilor acestora se pot determina în funcție de parametru de referință w_0 , prin utilizarea relațiilor particularizate date în Tabelul 3.6.

În Fig.3.21 se prezintă desenele de execuție pentru cele trei roți dințate ale T.A.D.

Tabelul 3.6

Nr. crt	Mărimea	Simbol și U.M	Relația de calcul
1.	Pasul danturii	p [mm]	$p = \pi \cdot m = \pi \cdot w_0$
2.	Înălțimea capului dintelui	h_a [mm]	$h_a = 7/8 \cdot w_0$
3.	Înălțimea piciorului dintelui	h_f [mm]	$h_f = 9/8 \cdot w_0$
4.	Înălțimea dintelui	h [mm]	$h = 2 \cdot w_0$
5.	Joc de cap radial maxim	c_0 [mm]	$c_0 = 0,3 \cdot w_0$
6.	Grosimea dintelui pe cercul de divizare	s_d [mm]	$s_d = 7/16 \cdot \pi w_0$
7.	Lungimea arcului golului pe cercul de divizare	s_g [mm]	$s_g = 9/16 \cdot \pi w_0$
8.	Semiunghiul de vârf al profilului dintelui	α [grd]	$\alpha = \arctg \pi / 2,88 n_u$; $\alpha = 28^\circ 36' 31''$
9.	Semiunghiul de vârf al golului dintre dinți	$\alpha + \Delta\alpha$ [grd]	$\alpha + \Delta\alpha = \alpha + \arctg(3,6693 \cdot w_0 / d_3)$, d_3 -diametrul de divizare al roții rigide fixe.
10.	Lățimea danturii	b [mm]	$b = (0,1 \dots 0,3) \cdot d_i$; [136] d_i - diametrul interior al roții flexibile.
11.	Lungimea teșiturii danturii	t [mm]	$t = (0,1 \dots 0,15) \cdot b$; [136]
12.	Diametrul de divizare al roții	d [mm]	$d = m \cdot z = w_0 \cdot z$
13.	Diametrul de cap al roții	d_a [mm]	$d_a = d \pm 2h_a$
14.	Diametrul de picior al roții	d_f [mm]	$d_f = d \mp 2h_f$
15.	Grosimea peretelui roții flexibile în zona nedanturată	h_1 [mm]	$h_1 = (0,012 \dots 0,014) \cdot d_i$; [136]
16.	Lugimea roții flexibile	l [mm]	$l = h_1 / (0,02 \dots 0,03)$; [136]

Observații: În relațiile unde apar simultan două semne de însumare se acceptă semnul superior pentru roată interioară și semnul inferior pentru roată exterioră.

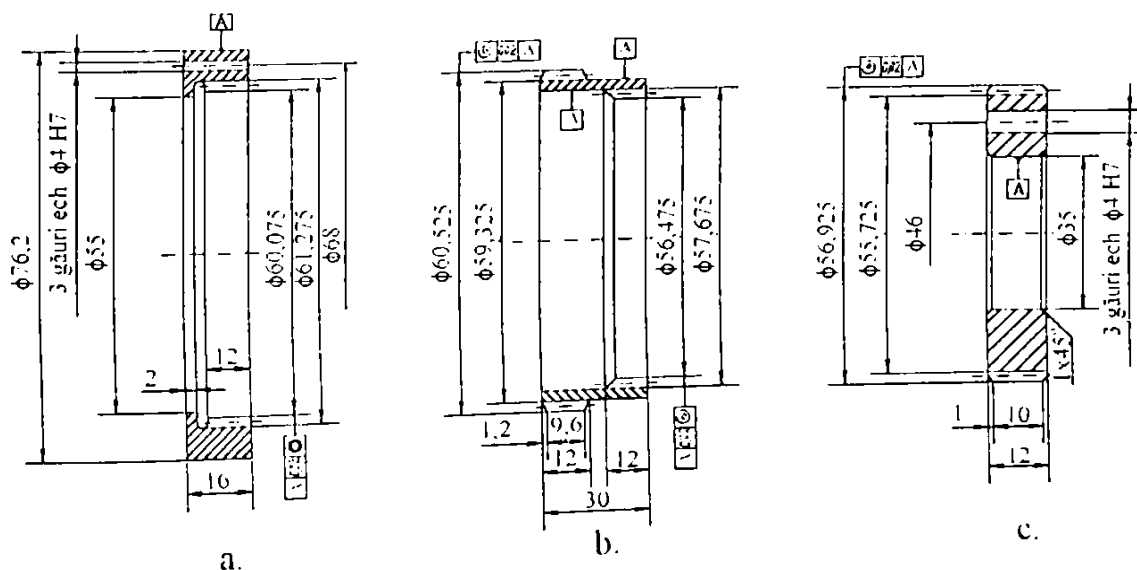


Fig. 3.21

3.2.2. Geometria generatorului de unde

Tipurile de generatoare de unde folosite la încercarea T.A.D. sunt cele utilizate în construcția transmisiilor armonice simple și anume: generatoare duble cu două role respectiv două discuri excentrice (Fig.3.22 a,b) .

Cele două role ale generatorului cu două unde (Fig.3.22,a) s-au materializat prin doi rulmenți standardizați, amplasați diametral opus și aflați liber pe axele lor.

Distanța d_0 dintre axele celor doi rulmenți se determină în funcție de diametrul mediu al obezii d_m și grosimea h_1 al peretelui roții flexibile la baza danturii:

$$d_0 = d_m - 2h_1 - d_r \quad (3.51)$$

La alegerea rulmenților radiali, utilizați ca role, trebuie să se facă calcule privind durabilitatea rulmenților, considerând că forța radială totală P cu care generatorul de unde deformează roata flexibilă este preluată în parte de fiecare rulment.

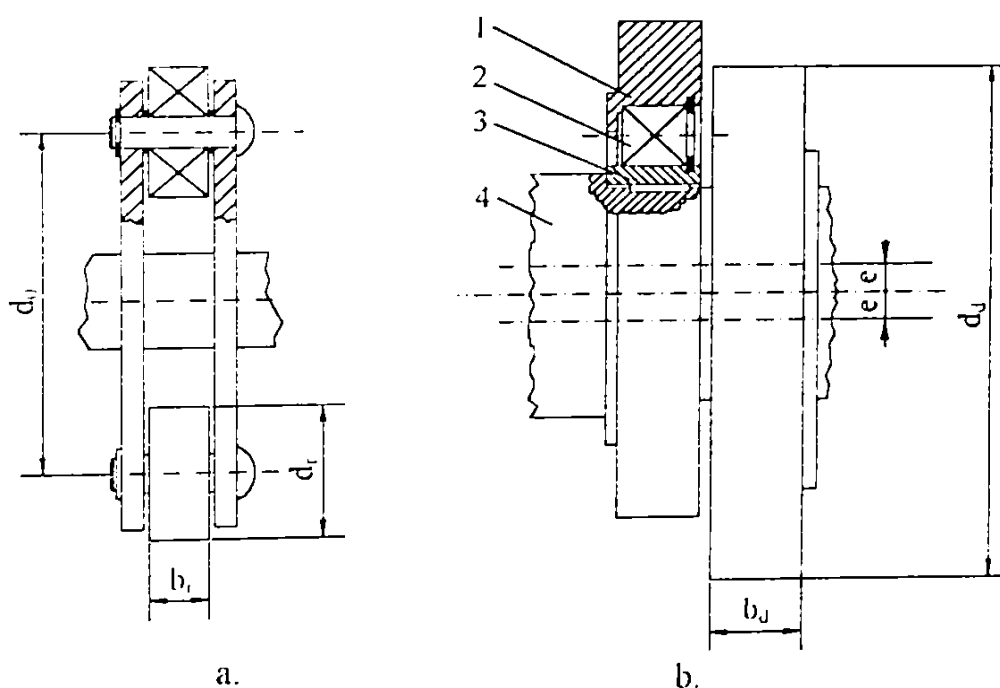


Fig. 3.22

Generatorul cu discuri excentrice (Fig.3.22,b) prezintă avantajul față de soluția cu role, deoarece diametrul d_d al discurilor excentrice se poate accepta mai mare ca diametrul d_r al rotelor și numărul dinților aflați simultan în angrenare se mărește, asigurându-se o capacitate portantă mai mare a transmisiei.

Discurile excentrice (1) sunt montate liber prin intermediul rulmenților radiali cu bile (2) pe bucșele excentrice (3), fixate la rîndul lor pe arborele conducător (4).

Pentru soluția constructivă adoptată rezultă următoarele valori pentru elementele geometrice constructive ale generatorului de unde cu discuri excentrice, [4], [83]:

- diametrul exterior al discului excentric: $d_d = 56,145$ mm;
- lățimea discului excentric: $b_d = 8$ mm;
- excentricitatea fusului discului față de arborele conducător: $e = 0,3$ mm.

3.3 PRECIZIA CINEMATICĂ DE ORIENTARE A T.A.D.

3.3.1 Eroarea cinematică a T.A.D. neîncărcate

T.A.D. se poate include în categoria transmisiilor armonice dințate utilizate pentru îndeplinirea funcțiilor pur cinematice, fiind caracterizată printr-o precizie cinematică ridicată de ordinul 1-3 minute unghiulare, ca urmare a: modulelor mici $m=(0,3\dots 0,6)\text{mm}$, diametrelor mici ale roților dințate $d \leq (100\dots 120)\text{mm}$, rapoartelor de transmitere mici $i = (40\dots 150)$, încărcărilor reduse $M_{t4} = (0\dots 50)\text{Nm}$ și a angrenării armonice multipare.

Precizia cinematică a T.A.D. este apreciată prin eroarea vitezei unghiulare și de poziție a elementului de ieșire al transmisiei. Această abatere de poziție a elementului de ieșire, legată funcțional de ciclul cinematic al T.A.D., este denumită "eroarea cinematică" și se obține prin însumarea algebrică a erorilor fiecărui element și cupla cinematică componentă a T.A.D..

Eroarea cinematică a T.A.D. este determinată de tipul cuplelor cinematice ce leagă elementele componente ale transmisiei, de erorile pozițiilor relative ale elementelor componente, de jocurile în cuplele cinematice, de deformațiile elementelor și de variațiile de temperatură.

Eroarea cinematică a T.A.D. se definește ca diferența dintre unghiurile de rotire efectiv respectiv nominal ale elementului de ieșire al T.A.D. reale respectiv ideale [76]:

$$\Delta\varphi = \varphi_{4e} - \varphi_{4n} = \varphi_{4e} - \frac{\varphi_1}{i_{14}^3}, \quad (3.52)$$

în care: $\Delta\varphi$ - eroare cinematică a T.A.D.;

$\varphi_{4e}, \varphi_{4n}$ - unghiul de rotire al elementului de ieșire al T.A.D. reale respectiv ideale;

φ_1 - unghiul de rotire al elementului de intrare al T.A.D.;

i_{14}^3 - raportul de transmitere teoretic al T.A.D..

Prin unghiul de rotire nominal al elementului de ieșire al T.A.D. ideale se va înțelege unghiul de rotire al elementului condus al transmisiei asamblate ideal, care are parametrii geometrice ideali, rigiditatea ideală și elemente neinerțiale [76]:

$$\varphi_{4n} = \frac{\varphi_1}{i_{14}^3} \quad (3.53)$$

Ca urmare a erorilor geometrice de execuție ale elementelor componente, a erorilor de asamblare a transmisiei, a deformațiilor elementelor, a regimului dinamic și a variațiilor de temperatură, unghiul de rotire efectiv al elementului de ieșire al T.A.D. reale se poate exprima prin relația :

$$\varphi_{4e} = \frac{\varphi_1}{i_{14}^3} \pm \Delta\varphi \quad (3.54)$$

În vederea stabilirii erorii de poziționare a elementului de ieșire al T.A.D. este necesară măsurarea unghiurilor de rotire ale arborilor de intrare respectiv de ieșire.

Prezența în structura T.A.D. a unui element deformabil, reprezentat prin roata dințată flexibilă scurtă, condiționează apariția erorii cinematice proprii a transmisiei.

În timpul funcționării T.A.D., pe lângă eroarea cinematică proprie se manifestă și erorile datorate tehnologiilor de execuție și de montaj ale roților dințate ale transmisiei:

$$\Delta\varphi = F'_{ior} + \sum_j (F'_{ir})_j \quad (3.55)$$

în care : $\Delta\varphi$ - eroare cinematică a T.A.D.;

F'_{ior} - eroare cinematică proprie a T.A.D.;

$(F'_{ir})_j$ - erorile de execuție ale elementelor și de montaj a transmisiei.

Pentru determinarea erorii cinematice proprii a T.A.D. prezentate în Fig.3.23,a, la care generatorul de unde (1) este element de intrare iar roata dințată rigidă (4) este element de ieșire, se consideră roata dințată flexibilă scurtă în cele două stări: nedeformată respectiv deformată (Fig.3.23,b).

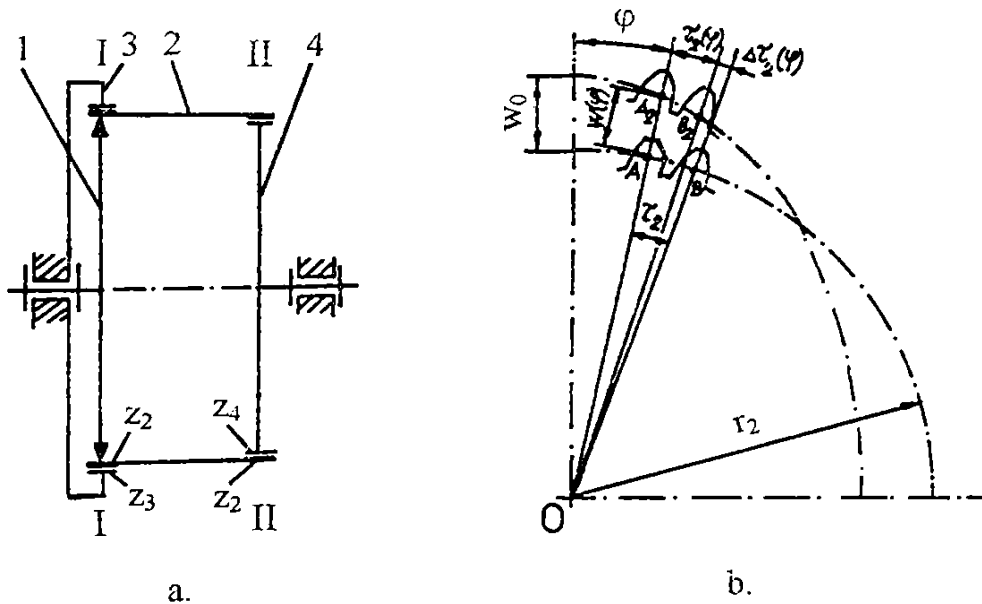


Fig. 3.23

Pornind de la relația raportului de transmitere teoretic al T.A.D., în cazul când roata dințată rigidă (3) este fixă, se poate pune în evidență caracterul variabil al raportului de transmitere real:

$$i_{14}^3 = \frac{z_2 \cdot z_4}{z_2 \cdot z_4 - z'_2 \cdot z_3} = \frac{d_2 \cdot d_4}{d_2 \cdot d_4 - d'_2 \cdot d_3} \approx \frac{\tau'_2(\varphi) \cdot \tau_3}{\tau'_2(\varphi) \cdot \tau_3 - \tau_2(\varphi) \cdot \tau_4} \quad (3.56)$$

în care : z_2, z'_2, z_3, z_4 - numerele de dinți ale roților dințate;

d_2, d'_2, d_3, d_4 - diametrele de divizare ale roților dințate;

$\tau_2, \tau'_2, \tau_3, \tau_4$ - pașii unghiulari mășurați pe cercurile de divizare ale roților dințate.

Pașii unghiulari mășurați pe cercurile de divizare ale roților dințate rigide respectiv roții dințate flexibile scurte nedeformate sunt mărimi constante și se pot determina cu ajutorul relațiilor:

$$\tau_2 = \frac{2\pi}{z_2}; \tau'_2 = \frac{2\pi}{z'_2}; \tau_3 = \frac{2\pi}{z_3}; \tau_4 = \frac{2\pi}{z_4}. \quad (3.57)$$

În vederea elaborării unei metode de calcul a erorii cinematice a T.A.D. se admit următoarele ipoteze de calcul [69]:

a). Lungimea curbei dinamice de referință a roții dințate flexibile scurte se menține constantă și după deformarea roții;

b). Pasul mășurat pe curba dinamică de referință a roții dințate flexibile scurte pentru cele două stări, nedeformată respectiv deformată, rămâne constant ($AB=A_2B_2=\pi \cdot m$) și se aproximează cu un segment de dreaptă;

c). Pasul unghiular dintre axele de simetrie a doi dinți consecutivi nu se păstrează constant la trecerea din stare nedeformată în stare deformată a roții dințate flexibile scurte [$\tau_2 \neq \tau_2(\varphi)$] și depinde de poziția dintelui în raport cu axa mare a elipsei;

d). Se neglijează rotirea normalei dusă la curba dinamică de referință a roții dințate flexibile scurte deformată față de cea dusă la aceeași curbă când roata este nedeformată.

Cunoscându-se pozițiile celor doi dinți consecutivi și legea de deformare a curbei dinamice de referință a roții dințate flexibile scurte a unei T.A.D. se pot exprima razele vectoriale ale punctelor A_2 și B_2 și pasul unghiular dintre dinții consecutivi din ΔOA_2B_2 :

$$OA_2 = \frac{d_2}{2} + w(\varphi); \quad OB_2 = \frac{d_2}{2} + w[\varphi + \tau_2(\varphi)] \quad (3.58)$$

$$\tau_2(\varphi) = \frac{\pi \cdot m}{\frac{d_2}{2} + w(\varphi)} = \frac{2 \cdot \pi}{z_2 + 2 \cdot \delta(\varphi)} \quad (3.59)$$

unde : m - modulul danturii ;

w - deformația radială, $w(\varphi) = w_0 \cdot \cos 2\varphi$;

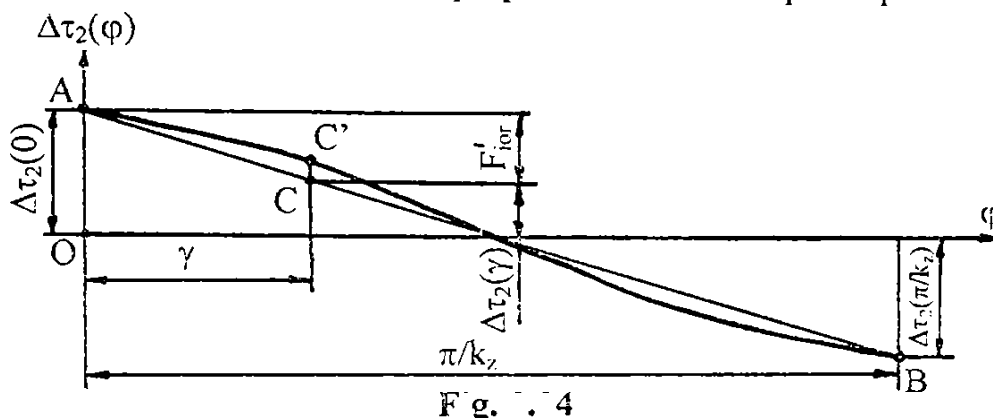
$\delta(\varphi)$ - coeficientul deformației radiale, $w(\varphi) = \delta(\varphi) \cdot m$.

Eroarea unghiulară a pasului unghiular în cazul roții dințate flexibile scurte deformată (Fig.3.23,b) se exprimă prin relația:

$$\Delta\tau_2(\varphi) = \tau_2 - \tau_2(\varphi) = \tau_2 \cdot 2\delta(\varphi) / [z_2 + 2\delta(\varphi)] = \tau_2 \cdot \Psi(\varphi) \quad (3.60)$$

unde : $\Psi(\varphi)$ - coeficientul erorii pasului unghiular a roții dințate flexibile scurte.

Prin reprezentarea grafică a dependenței $\Delta\tau_2 = \Delta\tau_2(\varphi)$ pentru $\varphi \in [0, \pi/k_z]$ se obține curba abaterii unghiulare a pasului unghiular (AB-Fig.3.24) care se poate aproxima cu segmentul \overline{AB} , iar eroarea cinematică proprie a T.A.D. se exprimă prin relația:



$$F'_{ior} = \Delta\tau_2(0) - \Delta\tau_2(\gamma) = \frac{k_z \cdot \gamma}{\pi} \cdot [\Delta\tau_2(0) - \Delta\tau_2(\pi/k_z)] \quad (3.61)$$

în care: k_z - coeficientul diferenței numerelor de dinți ($k_z = 2$);

γ - semiunghiul zonei de angrenare;

$\Delta\tau_2(0), \Delta\tau_2(\pi/k_z)$ - erorile unghiulare ale pasului unghiular din zonele corespunzătoare axei mari respectiv axei mici ale elipsei.

Aceste erori unghiulare ale pasului unghiular se calculează cu relațiile:

$$\Delta\tau_2(0) = \frac{2\pi \cdot m}{d_2} \cdot \frac{w(0)}{d_2 + w(0)}; \Delta\tau_2(\pi/k_z) = \frac{2\pi \cdot m}{d_2} \cdot \frac{w(\pi/k_z)}{d_2 + w(\pi/k_z)} \quad (3.62)$$

Semiunghiul γ corespunzător unei zone de angrenare din T.A.D (Fig.3.25) se determină ca soluție unică a ecuației:

$$r_{a2}(\varphi) = r_{a3} \quad (3.63)$$

$$r_{a2}(\varphi) = d_2/2 + h_{a2} + w(\varphi) \quad (3.64)$$

$$r_{a3} = d_3/2 - h_{a3} \quad (3.65)$$

unde: h_{a2}, h_{a3} - înălțimea capului dintelui ce aparține roții dințate flexibile scurte respectiv roții rigide fixe.

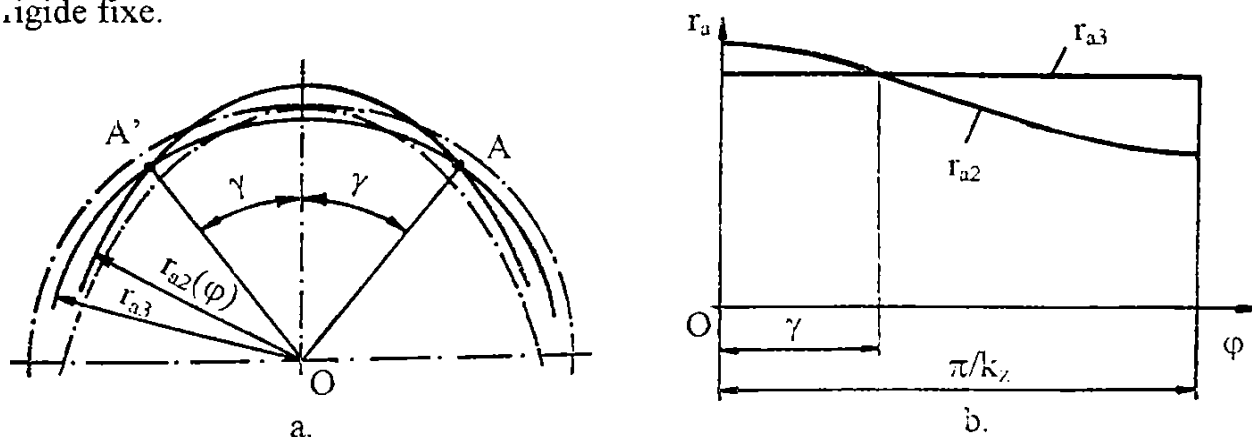


Fig. 3.25

Se observă din Fig.3.24 și Fig.3.25 că zonei de angrenare îi corespunde un unghi 2γ , în cazul T.A.D. neîncărcate, iar eroarea unghiulară a pasului unghiular a roții dințate flexibile scurte variază de la $\Delta\tau_2(0)$ până la $\Delta\tau_2(\gamma)$.

Relația (3.61) scoate în evidență dependența erorii cinematische proprii a T.A.D. de: mărimea zonei de angrenare, înălțimea capului dinților roților dințate și forma constructivă a generatorului de unde, cu ajutorul căruia se generează legea de deformare a roții dințate flexibile scurte.

În Tabelul 3.7 sunt prezentate rezultatele calculelor numerice obținute prin rularea programului I.S.P. (Anexa IV) pentru cazul T.A.D. cu următorii parametrii constructivi și funcționali [69]: $i_{12}^i = 48,2$; $z_2 = 200$ dinți; $z_3 = 202$ dinți; $z'_2 = 190$ dinți; $z_4 = 188$ dinți; $m = 0,3$ mm; $w_0 = 0,3$ mm; $w'_0 = 0,27$ mm; $k_z = 2$; $M_1 = 0$.

Tabelul 3.7

φ [$^{\circ}$]	$\tau_{2I}(\varphi)$ [rad]	$\tau_{2II}(\varphi)$ [rad]	$\Delta\tau_{2I}(\varphi)$ [rad]	$\Delta\tau_{2II}(\varphi)$ [rad]	γ_I [rad]	γ_{II} [rad]	F'_{iorI} ["]	F'_{iorII} ["]	F'_{ior} ["]
0	0.03110	0.03276	$3.110 \cdot 10^{-1}$	$3.103 \cdot 10^{-1}$	1.047	1.080	86.397	88.836	175.233
5	0.03111	0.03276	$3.063 \cdot 10^{-1}$	$3.057 \cdot 10^{-1}$					
10	0.03112	0.03278	$2.925 \cdot 10^{-1}$	$2.919 \cdot 10^{-1}$					
15	0.03115	0.03280	$2.699 \cdot 10^{-1}$	$2.693 \cdot 10^{-1}$					
20	0.03118	0.03283	$2.392 \cdot 10^{-1}$	$2.386 \cdot 10^{-1}$					
25	0.03121	0.03287	$2.012 \cdot 10^{-1}$	$2.007 \cdot 10^{-1}$					
30	0.03126	0.03291	$1.571 \cdot 10^{-1}$	$1.567 \cdot 10^{-1}$					
35	0.03131	0.03296	$1.081 \cdot 10^{-1}$	$1.078 \cdot 10^{-1}$					
40	0.03136	0.03301	$5.577 \cdot 10^{-2}$	$5.562 \cdot 10^{-2}$					
45	0.03141	0.03307	$1.506 \cdot 10^{-2}$	$1.502 \cdot 10^{-2}$					
50	0.03147	0.03312	$-5.299 \cdot 10^{-2}$	$-5.284 \cdot 10^{-2}$					
55	0.03152	0.03318	$-1.060 \cdot 10^{-1}$	$-1.057 \cdot 10^{-1}$					
60	0.03157	0.03323	$-1.561 \cdot 10^{-1}$	$-1.556 \cdot 10^{-1}$					
65	0.03162	0.03327	$-2.015 \cdot 10^{-1}$	$-2.009 \cdot 10^{-1}$					
70	0.03166	0.03331	$-2.409 \cdot 10^{-1}$	$-2.402 \cdot 10^{-1}$					
75	0.03169	0.03334	$-2.731 \cdot 10^{-1}$	$-2.722 \cdot 10^{-1}$					
80	0.03171	0.03337	$-2.970 \cdot 10^{-1}$	$-2.960 \cdot 10^{-1}$					
85	0.03173	0.03338	$-3.119 \cdot 10^{-1}$	$-3.109 \cdot 10^{-1}$					
90	0.03173	0.03339	$-3.173 \cdot 10^{-1}$	$-3.162 \cdot 10^{-1}$					

Eroarea cinematică proprie a T.A.D. (F'_{ior}) s-a obținut prin însumarea algebrică a erorilor cinematische din cele două zone de angrenare armonică (I-I respectiv II-II), decalate cu 90° , considerându-se cazul defavorabil când erorile parțiale au același semn.

$$F'_{ior} = F'_{iorI} + F'_{iorII} \tag{3.66}$$

3.3.2. Influența momentului de încărcare asupra erorii cinematische a T.A.D.

În cazul T.A.D. încărcate, când la elementul de ieșire va apare momentul M_1 , roata dințată flexibilă scurtă va suferi deformații suplimentare și va avea legea de deformare

$w(\varphi, M_i)$ diferită față de $w(\varphi)$ din transmisia neîncărcată.

Pornind de la această remarcă se poate pune în evidență influența sarcinii de încărcare (M_i) asupra erorii cinematice proprii a T.A.D. (F'_{ior}).

Pentru aprecierea gradului de influență a sarcinii de încărcare asupra erorii cinematice proprii a T.A.D. se admit următoarele ipoteze de calcul (Fig.3.26):

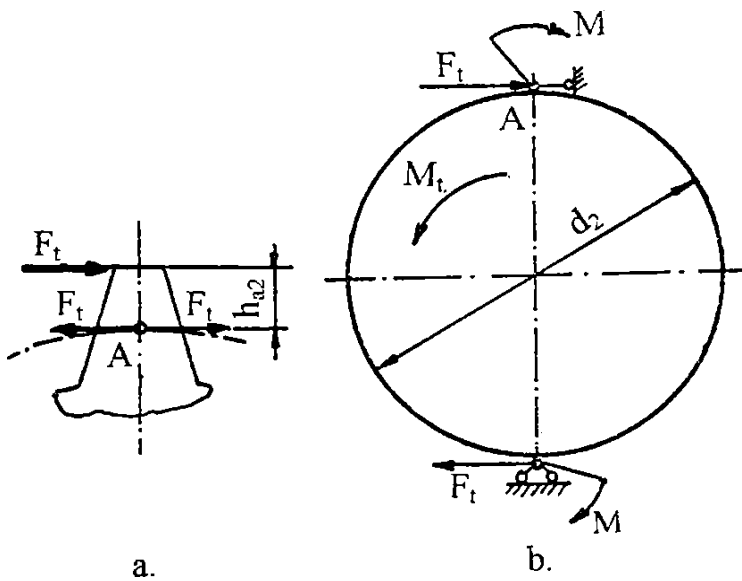


Fig. 3.26

Forța tangențială (F_t) s-a redus în reazemul articulată (punctul A situat pe cercul de divizare al roții, Fig.3.26) prin introducerea unei forțe egale, paralele și de același sens cu ea și a unui cuplu (M) reprezentat prin momentul forței tangențiale în raport cu punctul de reducere :

$$F_t = \frac{2 \cdot M_i}{d_{a2}}; \quad M = \frac{2 \cdot M_i \cdot h_{a2}}{d_{a2}} \quad (3.67)$$

Forțele tangențiale apar ca reacțiunile reazemelor, care nu produc încovoierea roții echivalente ci doar echilibrarea momentului de încărcare (M_i).

Încovoierea roții echivalente este produsă de momentele exterioare concentrate (M), iar expresia momentului încovoietor s-a obținut prin rezolvarea problemei static nedeterminate cu metoda forțelor [43]:

$$M_i(\varphi) = M_i \cdot h_{a2} \cdot \cos \varphi / 2d_2 \quad (3.68)$$

Expresia deplasării radiale a roții echivalente, într-o secțiune oarecare φ , s-a obținut prin utilizarea metodei Mohr-Maxwell [43]:

$$w(\varphi, M_i) = \frac{M_i \cdot d_2^2}{8EI} \cdot \sin \left[\varphi \left(\frac{\pi}{2} - \varphi \right) \right] \quad (3.69)$$

Având în vedere relația (3.69) se poate exprima legea totală de deformare a roții echivalente:

$$w(\varphi) = w_1(\varphi) \pm w(\varphi, M_t) \quad (3.70)$$

în care: $w_1(\varphi)$ - deformația radială a roții flexibile produsă de generatorul de unde, care se calculează conform relației (3.59);

$w(\varphi, M_t)$ - deformația radială suplimentară ca urmare a încărcării transmisiei.

În relația (3.70) semnul (+) se adoptă în partea dreaptă a punctului A ($0^\circ \leq \varphi \leq 90^\circ$), iar semnul (-) în stânga acestuia ($0^\circ \geq \varphi \geq -90^\circ$).

Având deplasările radiale calculate (3.70) și utilizând metodologia de calcul prezentată în §3.3.1 se pot determina: eroarea unghiulară a pasului unghiular, $\Delta\tau_2(\varphi, M_t)$ și eroarea cinematică a T.A.D. încărcate, $F'_{ior}(M_t)$.

În Fig.3.27 s-au reprezentat grafic dependențele $\Delta\tau_2 = \Delta\tau_2(\varphi, M_t)$ pentru diferite încărcări: 1- $M_t = 0$ Nm; 2 - $M_t = 10$ Nm; 3 - $M_t = 20$ Nm; 4 - $M_t = 50$ Nm și erorile cinematische corespunzătoare ale T.A.D. cu următorii parametri constructivi și funcționali: $i_{14}^3 = -48,2$; $z_2 = 200$ dinți; $z_3 = 202$ dinți; $z'_2 = 190$ dinți; $z_4 = 188$ dinți; $m = 0,3$ mm; $w_0 = 0,3$ mm; $w'_0 = 0,27$ mm; $k_z = 2$; $EI = 0,275 \cdot 10^9$ Nmm².

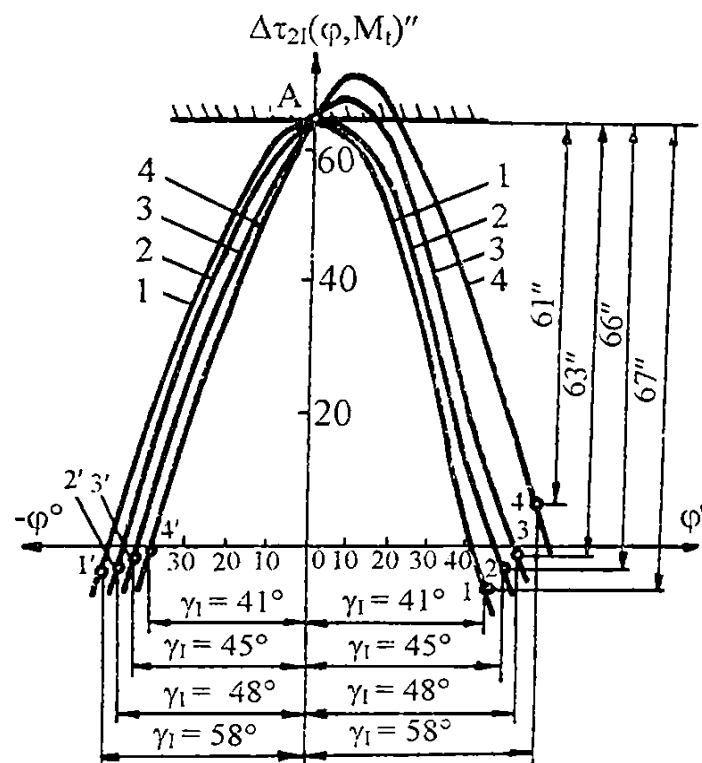


Fig.3.27

Rezultatele calculului numeric, pentru T.A.D. încărcată cu $M_t = 10$ Nm, obținute prin rularea programului I.S.P. (Anexa IV) sunt prezentate în Tabelul 3.8, iar în Fig.3.28 se arată influența sarcinii de încărcare asupra erorii cinematische a T.A.D.

Tabelul 3.8

φ [°]	$\tau_{2I}(\varphi)$ [rad]	$\tau_{2II}(\varphi)$ [rad]	$\Delta\tau_{2I}(\varphi)$ [rad]	$\Delta\tau_{2II}(\varphi)$ [rad]	γ_I [rad]	γ_{II} [rad]	F'_{iorI} ["]	F'_{iorII} ["]	F'_{ior} ["]
0	0.031105	0.032759	$3.1104 \cdot 10^{-4}$	$3.1034 \cdot 10^{-4}$	1.047	1.079	86.388	88.835	175,224
5	0.031107	0.032761	$3.0856 \cdot 10^{-4}$	$3.0810 \cdot 10^{-4}$					
10	0.031119	0.032773	$2.9662 \cdot 10^{-4}$	$2.9639 \cdot 10^{-4}$					
15	0.031140	0.032794	$2.7562 \cdot 10^{-4}$	$2.7561 \cdot 10^{-4}$					
20	0.031170	0.032823	$2.4621 \cdot 10^{-4}$	$2.4641 \cdot 10^{-4}$					
25	0.031207	0.032860	$2.0930 \cdot 10^{-4}$	$2.0968 \cdot 10^{-4}$					
30	0.031250	0.032903	$1.6598 \cdot 10^{-4}$	$1.6655 \cdot 10^{-4}$					
35	0.031298	0.032951	$1.1758 \cdot 10^{-4}$	$1.1832 \cdot 10^{-4}$					
40	0.031350	0.033003	$6.5535 \cdot 10^{-5}$	$6.6442 \cdot 10^{-5}$					
45	0.031405	0.033057	$1.1415 \cdot 10^{-5}$	$1.2481 \cdot 10^{-5}$					
50	0.031459	0.33111	$-4.3150 \cdot 10^{-4}$	$-4.1937 \cdot 10^{-5}$					
55	0.031512	0.033165	$-9.6515 \cdot 10^{-5}$	$-9.5173 \cdot 10^{-5}$					
60	0.031563	0.033215	$-1.4706 \cdot 10^{-4}$	$-1.4562 \cdot 10^{-4}$					
65	0.031609	0.033261	$-1.9327 \cdot 10^{-4}$	$-1.9175 \cdot 10^{-4}$					
70	0.031650	0.033302	$-2.3373 \cdot 10^{-4}$	$-2.3219 \cdot 10^{-4}$					
75	0.031683	0.033335	$-2.6723 \cdot 10^{-4}$	$-2.6571 \cdot 10^{-4}$					
80	0.031709	0.033361	$-2.9276 \cdot 10^{-4}$	$-2.9133 \cdot 10^{-4}$					
85	0.031726	0.033378	$-3.0958 \cdot 10^{-4}$	$-3.0830 \cdot 10^{-4}$					
90	0.031733	0.033386	$-3.1718 \cdot 10^{-4}$	$-3.1612 \cdot 10^{-4}$					

Pe baza rezultatelor obținute la mers în gol și în sarcină a T.A.D. s-a stabilit repartiția reală a variației raportului de transmitere, Fig.3.29 (curba 1 - pentru T.A.D. încărcată cu $M_t = 10$ Nm, curba 2 - pentru T.A.D. neîncărcată).

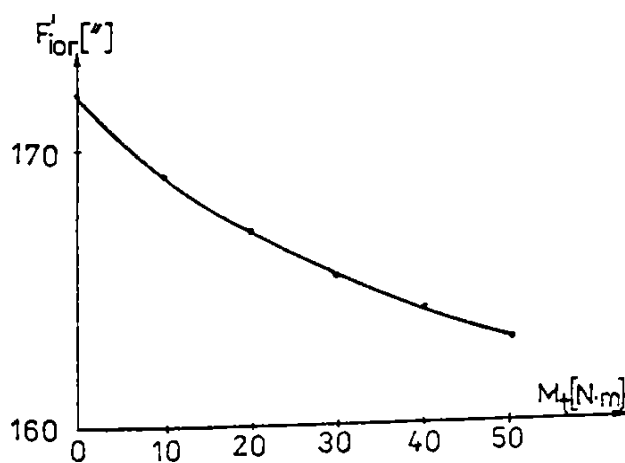


Fig. 3.28

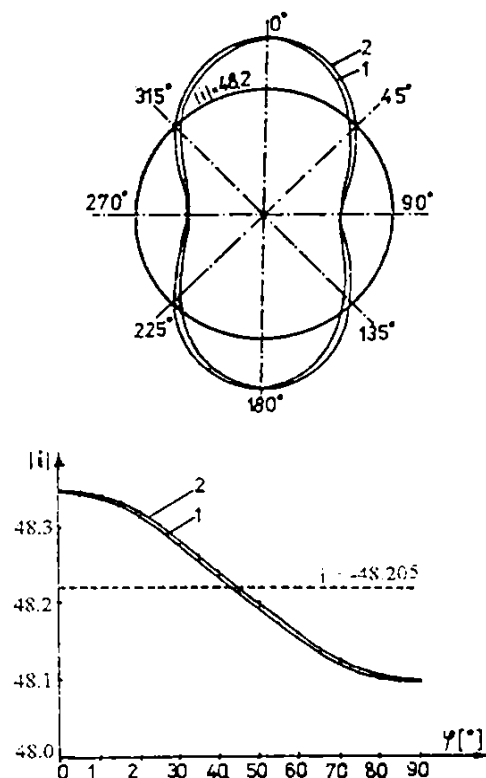


Fig. 3.29

În Fig.3.30 se prezintă schema logică a programului I.S.P.(Anexa IV) utilizat la determinarea teoretică a erorii cinematice a T.A.D.

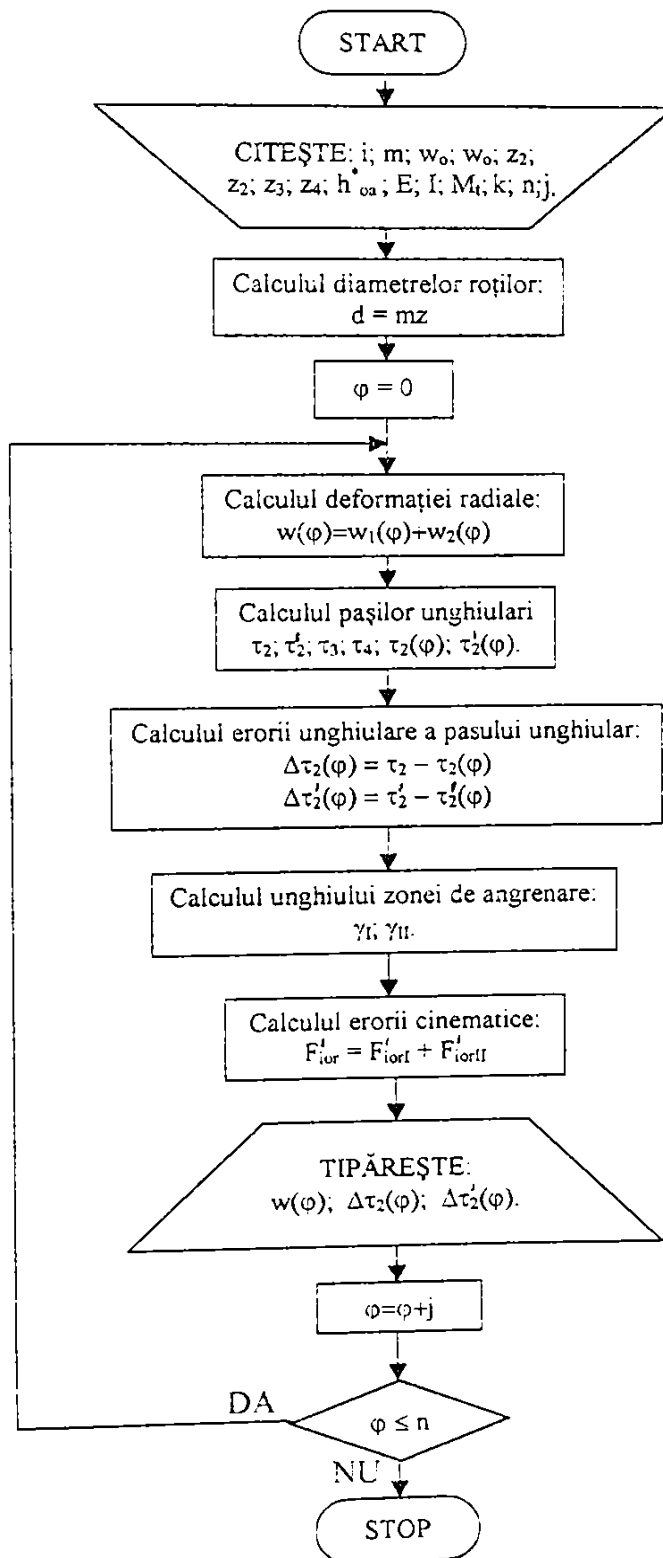


Fig. 3.30

În urma analizei rezultatelor obținute se pot trage următoarele concluzii:

- În partea dreaptă a axei mari de deformare (punctul A-Fig.3.26) diametrul cercului de cap (relația 3.64) al roții dințate flexibile scurte se mărește, iar eroarea unghiulară a pasului unghiular $\Delta\tau_2(\varphi, M_t)$ se micșorează (relațiile 3.59-3.60). Pe când în stânga punctului A diametrul d_{a2} se micșorează, iar eroarea $\Delta\tau_2(\varphi, M_t)$ se mărește.
- Zona cu deformația maximă a roții dințate flexibile, sub acțiunea momentului de încărcare (M_t), nu se suprapune peste axa mare a generatorului de unde și va fi defazată cu un anumit unghi care crește cu mărirea încărcării.
- Eroarea cinematică a T.A.D. se micșorează odată cu creșterea sarcinii de încărcare (Fig.3.28).
- Raportul instantaneu de transmitere este variabil pe parcursul unei perioade și se modifică la creșterea sarcinii de încărcare. (Fig.3.29)

3.3.3. Influența factorilor tehnologici asupra erorii cinematice a T.A.D.

La stabilirea erorii cinematice a T.A.D. reale trebuie ținut seama de erorile de execuție a elementelor componente și erorile de asamblare a transmisiei.

Eroarea de execuție a unei roții dințate se obține prin însumarea algebrică a erorilor cumulate de pas și a abaterii profilului dinților, care duc la apariția bățăilor radiale și frontale.

$$F'_{ir} = F_{pr} + f_{fr} \quad (3.71)$$

în care: F'_{ir} - eroare cinematică a unei roți dințate;

F_{pr} - eroare cumulată de pas;

f_{fr} - eroarea profilului dintelui ($f_{fr} \approx 0$).

La T.A.D., abaterea profilului dintelui se neglijează datorită modului mic și prezenței a mai multor zone de angrenare armonică.

Atunci, în conformitate cu STAS-urile existente (GOST 9178-81) ce reglementează toleranțele erorilor cinematice a roților dințate cu module mici ($m \leq 1\text{mm}$), se poate extrage toleranța erorii cumulate de pas (F_p).

Pentru a evidenția influența factorilor tehnologici asupra erorii cinematice a T.A.D. se admit următoarele ipoteze simplificatoare:

a). Eroarea cumulată de pas (F_{pr}) a unei roți dințate variază după o lege sinusoidală (Fig.3.31), iar amplitudinea sinusoidei va fi egală cu jumătatea toleranței: $F_{pr(\max)} = F_p/2$.

b). Maximele erorilor cumulate de pas ale roților dințate apar în zonele de deformare maximă ale roții dințate flexibile scurte (Fig.3.32).

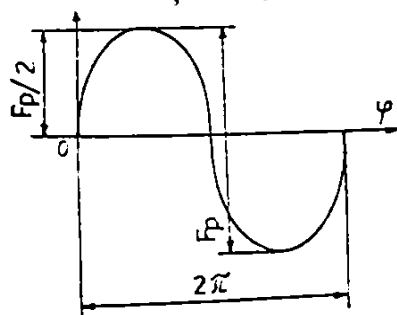


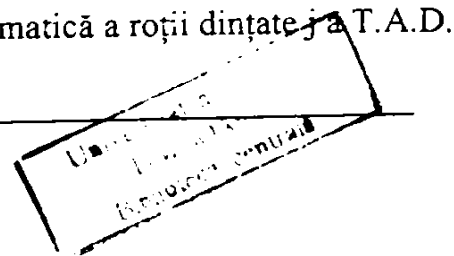
Fig. 3.1

În aceste condiții, eroarea cinematică a T.A.D. neîncărcate se exprimă prin relația:

$$\Delta\varphi = F'_{ior} + \sum_j (F'_{ir})_j \quad (3.72)$$

în care: F'_{ior} - eroarea cinematică proprie a T.A.D. neîncărcate;

$(F'_{ir})_j$ - eroarea cinematică a roții dințate j a T.A.D.



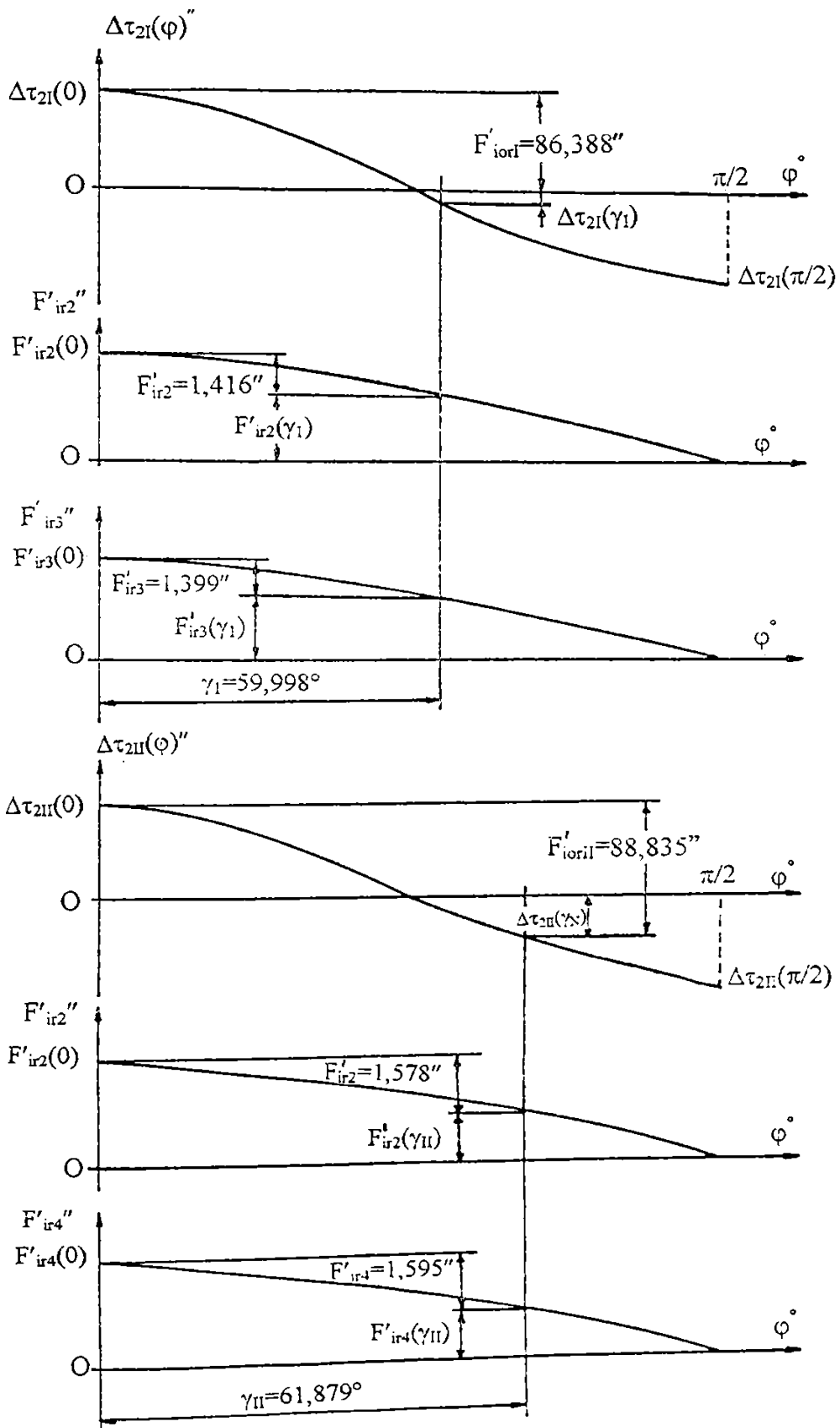


Fig. 3.32

Eroarea cinematică a roții dințate j a T.A.D. se determină cu relația:

$$(F'_{ir})_j = (F_{pr})_j \cdot (\cos 0 - \cos \gamma_j) \quad (3.73)$$

Utilizarea relației (3.72) impune ca toleranțele extrase conform GOST 9178-81 să fie transformate în unități unghiulare, iar unghiul de angrenare 2γ corespunzător celor două zone de angrenare (I - I respectiv II - II) a T.A.D. să fie calculat în prealabil, cu relațiile:

$$(F_{pr})_j = \frac{180 \cdot 3600}{1000 \cdot \pi \cdot d_j} \cdot \frac{F_{pj}}{2} \quad ["] \quad (3.74)$$

unde : $(F_{pr})_j$ - eroarea cumulată de pas a roții j , în secunde unghiulare ;

F_{pj} - toleranța erorii cumulate de pas a roții j , în μm ;

d_j - diametrul de divizare a roții dințate j , în mm.

$$\gamma_I \approx k_\gamma \cdot \frac{\pi}{4} \cdot (h_{0a2}^* + h_{0a3}^*) \quad ; \quad \gamma_{II} \approx k_\gamma \cdot \frac{\pi}{4} \cdot (h_{0a2}^* + h_{0a4}^*) \quad (3.75)$$

în care : k_γ - coeficientul unghiului de angrenare, ($k_\gamma \approx 0.8 \dots 0.9$);

h_{0a2}^* , h_{0a3}^* , h_{0a2}^* , h_{0a4}^* - coeficientul înălțimii capului dintelui roții dințate flexibile scurte respectiv roților rigide, ($h_{0a}^* = 0,6 \dots 1$).

Pentru T.A.D. cu următorii parametri constructivi și funcționali:

$i_{14}^3 = 48,2$; $z_2 = 200$ dinți; $z_3 = 202$ dinți; $z'_2 = 190$ dinți; $z_4 = 188$ dinți; $m = 0,3$ mm; $w_0 = 0,3$ mm; $w'_0 = 0,27$ mm; $k_z = 2$; $EI = 0,275 \cdot 10^9 \text{ Nmm}^2$; $F_{pj} = 2 \mu\text{m}$; $h_{0a2}^* = h_{0a2}^* = 0,7$; $h_{0a3}^* = h_{0a4}^* = 0,8$; $M_t = 10$ Nm ; treapta de precizie 7, conform relației (3.72) se obține următoarea valoare a erorii cinematice:

$$\Delta\varphi = 175,224" + 1,416" + 1,399" + 1,578" + 1,595" = 181,212"$$

3.4 DETERMINAREA EXPERIMENTALĂ A PRECIZIEI CINEMATICE DE ORIENTARE A T.A.D.

3.4.1 Stand pentru cercetarea experimentală a preciziei cinematice de orientare a T.A.D.

Având în vedere complexitatea determinării prin calcul a erorii cinematice a T.A.D., datorită diversității factorilor ce o determină și a ipotezelor simplificatoare ce trebuie acceptate, se impune necesitatea determinării ei pe cale experimentală.

Pentru determinarea experimentală a erorii cinematice de orientare a T.A.D. s-a utilizat un stand experimental a cărui schemă constructivă este prezentată în Fig.3.33, iar în Fig.3.34 se prezintă fotografia acestei instalații.

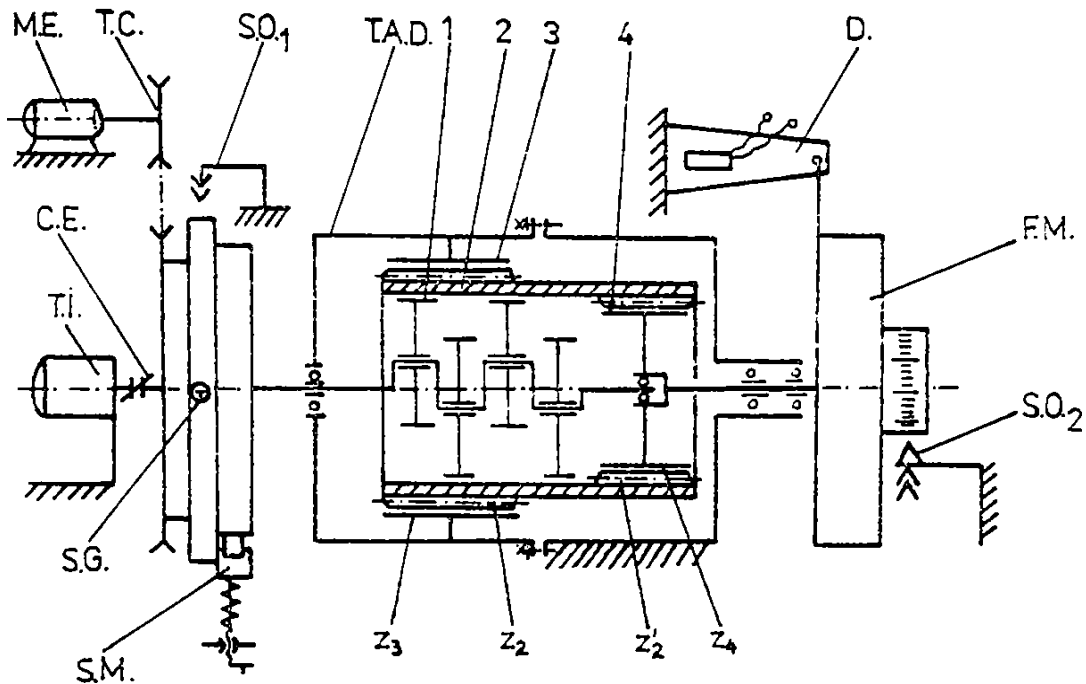


Fig. 3.33

- unde: M.E. - motor electric de curent continuu pentru acționare, având posibilitatea reglării turației;
- T.C. - transmisia prin curea trapezoidală;
- C.E. - cuplaj de construcție specială ce nu permite transmiterea vibrațiilor la traductorul incremental de poziție;
- F.M. - frână mecanică cu saboți;
- D - dinamometru pentru determinarea momentului de torsiune la ieșirea din T.A.D.;
- T.I. - traductor incremental de poziție, tip ROD1/457 cu 7854 impulsuri/rotație, producție Germania;
- T.A.D. - transmisie armonică dublă;
- S.O.₁ - sistemul optic pentru vizualizarea poziției inițiale a arborelui de intrare;
- S.O.₂ - sistem optic de citire a unghiului de rotire la arborele de ieșire (1 div.=6"; Carl Zeiss Jena);
- S.G. - scala gradată (1 div. = 0,02 mm), montată pe arborele de intrare;
- S.M. - sistem mecanic de frânare ce realizează un moment de frecare mai mare decât momentul de frecare și de inerție ce apare la arborele motorului electric M.E., la oprire;
- 1 - generatorul de unde mecanic cu discuri excentrice;
- 2;(z/z'₂) - roată dințată flexibilă scurtă (200/190 dinți);
- 3;(z₃) - roată rigidă fixă, (202 dinți);
- 4;(z₄) - roată rigidă mobilă, (188 dinți).

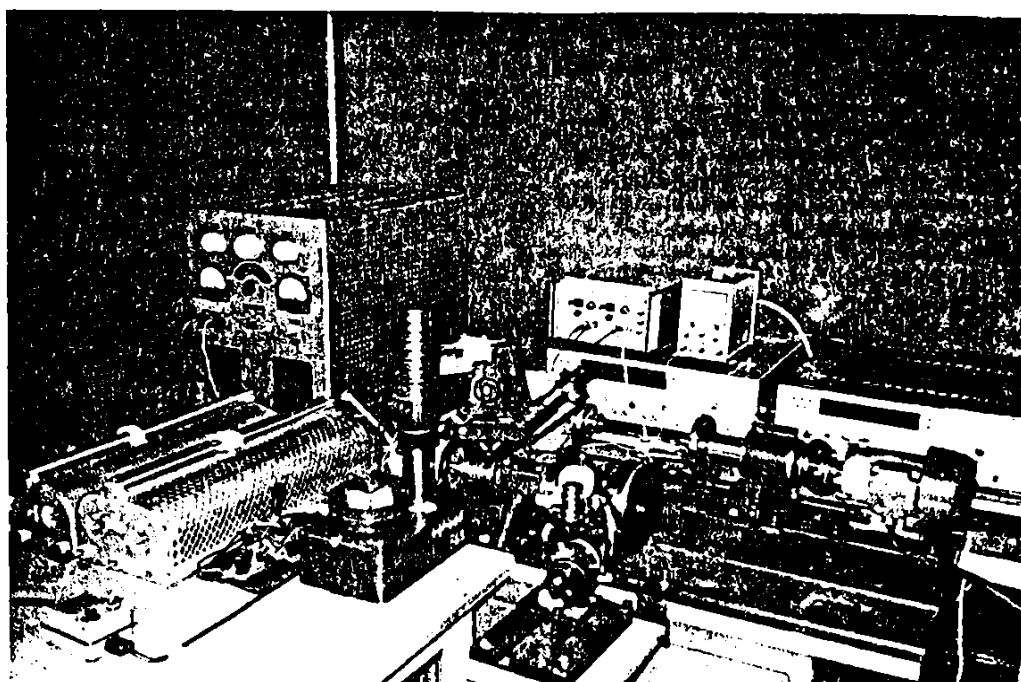


Fig. 3.34

În vederea obținerii unor rezultate bune s-a montat traductorul incremental tip ROD1, direct pe arborele generatorului de unde al T.A.D eliminând astfel deformăția altor elemente componente ale instalației de încercat. În acest caz transmiterea mișcării de la motorul electric la arborele generatorului de unde se realizează printr-o transmisie cu curea trapezoidală îngustă.

Prin determinările experimentale s-a urmărit:

- influența variației momentului de torsiune de la arborele de ieșire asupra raportului de transmitere, respectiv unghiul de defazaj între arborele de intrare și cel de ieșire;
- influența opririlor repetate și apoi continuarea mișcării asupra erorii cinematice de orientare;
- care este eroarea cinematică de orientare la arborele de ieșire din T.A.D., când arborele de intrare a revenit la poziția inițială, la diferite momente de torsiune ce solicită arborele de ieșire.

3.4.2 Influența momentului de torsiune asupra preciziei cinematice de orientare și a raportului de transmitere a T.A.D.

Prin creșterea momentului de torsiune, elementele componente ale T.A.D. sunt supuse unor deformații elastice, care duc la modificarea raportului de transmitere și la scăderea erorii cinematice de orientare a T.A.D.. Pentru a elimina efectul tensiunilor din cureaua trapezoidală arborele de intrare este frânat cu un moment de frecare (Fig.3.33).

În stare neîncărcată arborele de intrare este adus în poziția de "zero" la sistemul optic (SO_1), iar la sistemul optic (SO_2) se citește poziția arborelui de ieșire. Apoi s-au

aplicat diferite momente de torsiune, arborele de intrare se aduce de fiecare dată în poziția de "zero", iar la sistemul optic (SO₂) se citește poziția arborelui de ieșire. Valorile rezultate sunt indicate în Tabelul 3.9

Tabelul 3.9

Turația la intrare n_1 [rot/min]	500				
Unghiul de rotire la intrare φ_j [grade]	18000(392700 impulsuri)				
Momentul la ieșire M_{t1} [N mm]	0	2000	5000	7500	10000
Unghiul de rotire la ieșire φ_i [grade]	373°29'48"	373°28'05"	373°27'36"	373°27'24"	373°27'21"
	373°28'45"	373°28'52"	373°28'07"	373°27'32"	373°27'18"
	373°29'40"	373°28'36"	373°27'54"	373°27'28"	373°27'25"
	373°30'14"	373°28'58"	373°27'42"	373°27'26"	373°27'22"
	373°29'58"	373°28'24"	373°27'39"	373°27'36"	373°25'16"
Media φ_i [grade]	373°29'41"	373°28'35"	373°27'35"	373°27'29"	373°27'20"
Eroarea cinematică $ \Delta\varphi $ [sec]	182	116	56	50	41
$\Delta\varphi_1=1'06''$ $\Delta\varphi_1=2'06''$ $\Delta\varphi_1=2'12''$ $\Delta\varphi_1=2'21''$					

Pentru a elimina jocurile din cuplurile cinematice ale T.A.D., determinările experimentale sunt efectuate menționând sensul de rotație același.

Din Tabelul 3.9 și din Fig.3.35 se poate constata dependența erorii cinematice, calculată conform relației (3.52), de deformația elastică a elementelor componente ale T.A.D. la diferite momente de încărcare.

În Fig.3.36 se reprezintă defazajul dintre poziția arborelui de ieșire pentru cazul când $M_t = 0$ Nm și poziția sa la diferite momente de torsiune:

$$\Delta\varphi_{4,j,i} = \varphi_{4,j} - \varphi_{4,i}, \tag{3.76}$$

unde: $\varphi_{4,i}$ - citirea poziției arborelui de ieșire pentru $M_t = 0$ Nm;

$\varphi_{4,j}$ - citirea poziției arborelui de ieșire pentru diferite momente de torsiune.

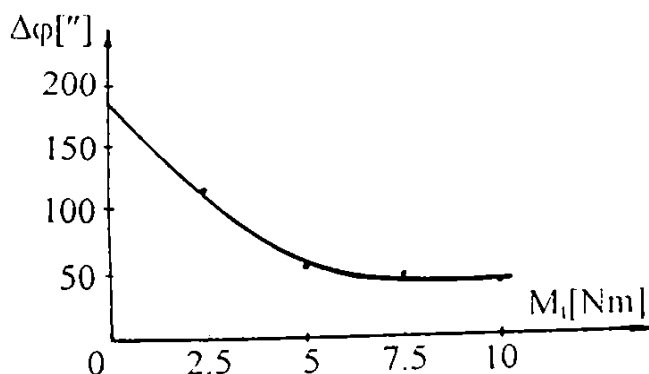


Fig. 3.35

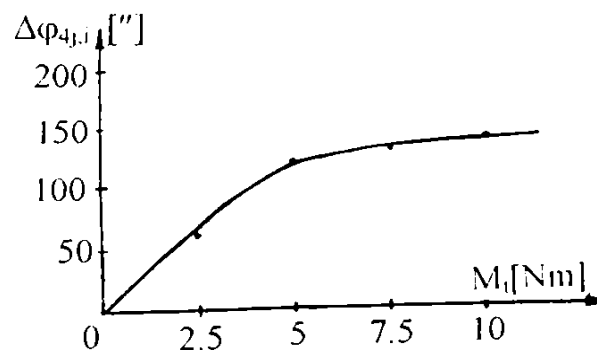


Fig. 3.36

Încercările au fost efectuate pe o transmisie armonică dublă cu roată dințată flexibilă scurtă (Fig.3.37) având: $m = 0,3\text{mm}$; $l = 30\text{mm}$; $z_2 = 200$ dinți; $z'_2 = 190$ dinți; $z_3 = 202$ dinți; $z_4 = 188$ dinți și $i = -48,205$.

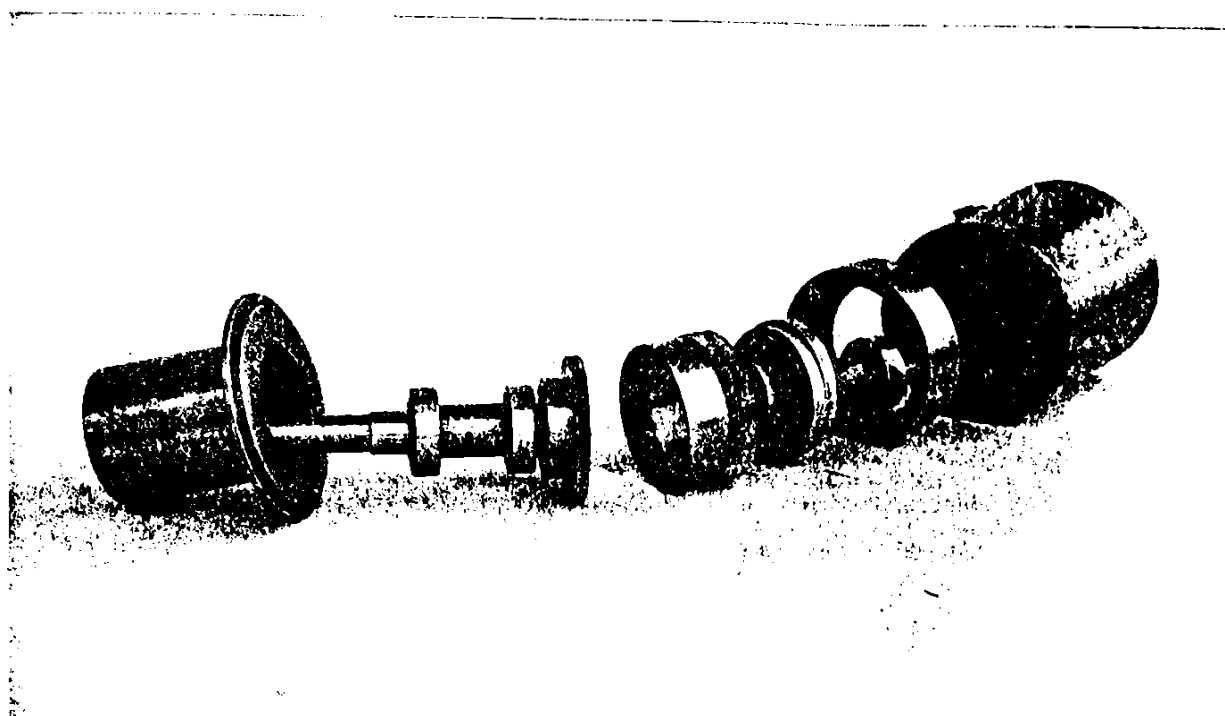


Fig. 3.37

Din analiza datelor experimentale prezentate în Tabelul 3.10 se constată că raportul real de transmitere nu se modifică semnificativ prin creșterea momentului de torsiune păstrând același sens de rotație și aceeași turație (Fig. 3.38)

Tabelul 3.10

Nr. crt.	Moment M_{tt} [N mm]	Unghiul la ieșire, Φ_e				Unghiul la intrare Φ_i		Turația intrare n_1 [rot/min]	Raport de transmitere i_{tr}	Joc flanc	Sens	Medie i_{tr}
		Valoarea inițială Φ_{e1}	Valoarea finală Φ_{e2}	$\Phi_{e1} - \Phi_{e2}$	Φ_e [° ' '']	Nr. impulsuri	[grade]					
1.	0	0°0'12''	186°47'13''	186,78361	186°47'01''	196.350	9000	500	48,184698	0	→	48,185
2.		0°0'06''	186°46'41''	186,77638	186°46'35''							
3.		0°0'32''	186°46'58''	186,77388	186°46'26''							
4.		0°0'18''	186°46'35''	186,77138	186°46'17''							
5.		0°0'08''	186°47'07''	186,78305	186°46'59''							
1	2000	0°0'26''	186°45'28''	186,75055	186°45'02''	196.350	9000	500	48,192627	0	→	48,192
2		0°0'18''	186°45'14''	186,74888	186°44'56''							
3		0°0'10''	186°44'58''	186,74666	186°44'48''							
4		0°0'16''	186°45'15''	186,74972	186°44'59''							
5		0°0'22''	186°45'34''	186,75333	186°45'12''							
1	5000	0°0'36''	186°44'54''	186,73833	186°44'18''	196.350	9000	500	48,195781	0	→	48,195
2		0°0'16''	186°44'49''	186,74250	186°44'33''							
3		0°0'22''	186°44'47''	186,74027	186°44'25''							
4		0°0'27''	186°44'40''	186,73694	186°44'13''							
5		0°0'15''	186°44'34''	186,73861	186°44'19''							
1	7500	0°0'42''	186°44'19''	186,72694	186°43'37''	196.350	9000	500	48,198721	0	→	48,198
2		0°0'13''	186°43'56''	186,72861	186°43'43''							
3		0°0'35''	186°44'09''	186,72611	186°43'34''							
4		0°0'07''	186°43'35''	186,72444	186°43'28''							
5		0°0'18''	186°44'22''	186,73444	186°44'04''							
1	10000	0°0'42''	186°43'16''	186,70944	186°42'34''	196.350	9000	500	48,203239	0	→	48,203
2		0°0'17''	186°42'41''	186,70866	186°42'24''							
3		0°0'34''	186°43'02''	186,70777	186°42'28''							
4		0°0'25''	186°42'56''	186,70583	186°42'21''							
5		0°0'21''	186°42'55''	186,70944	186°42'34''							

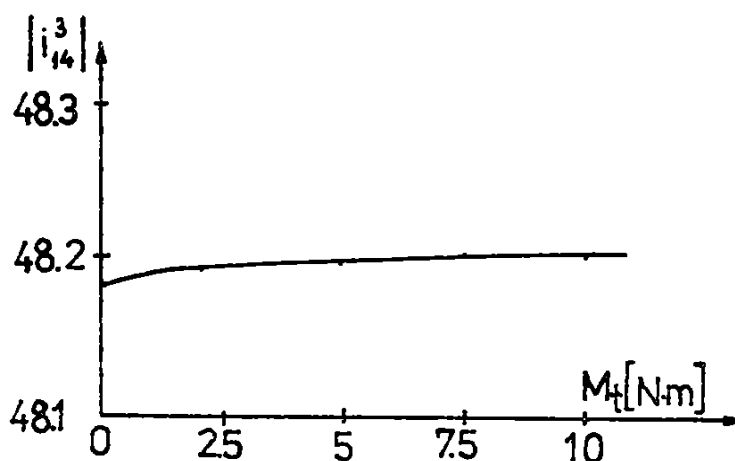


Fig. 3.38

3.4.3 Influența opririlor repetate și apoi continuarea mișcării asupra erorii cinematice de orientare a T.A.D.

Prin determinările experimentale ce s-au efectuat s-a urmărit dacă prin opriri și apoi continuări ale mișcării se realizează o cumulare a erorii cinematice de poziționare, urmărind modul cum variază raportul de transmitere.

Încercările experimentale au fost efectuate pe T.A.D. (Fig.3.37) cu roată dințată flexibilă scurtă, având: $m=0,3$ mm; $i_{14}^3 = -48,2$; $l = 30$ mm; $z_2 = 200$ dinți; $z'_2 = 190$ dinți; $z_3 = 202$ dinți; $z_4 = 188$ dinți; iar rezultatele experimentale sunt trecute în Tabelul 3.11.

Tabelul 3.11

Nr. crt.	Moment M_t [Nmm]	φ_4					φ_3		n_1 [rot/min]	$i_{14}^3 = \varphi_3/\varphi_4$	Joc flanc Sens	Media
		Vaiocrea inițială φ_{4i} [grade]	Vaiocrea finală φ_{4f} [grade]	$\varphi_{4i} - \varphi_{4f}$	φ_{4i} [° ' "]	φ_{4f}	Nr. impulsuri	[grade]				
(0)	(1)	(2)	(3)	(4)	(5)	(6)	(7)	(8)	(9)	(10)	(11)	(12)
1.	0	0°2'12"	93°23'42"	93,3584702	93°21'30"	93,3584720	98175	4500	500	48,2015	→	48,2015
2.		93°23'42"	186°5'06"	93,356666	93°21'24"	186,715138	196350	9000		48,2017		
3.		186°45'06"	280°06'35"	93,358055	93°21'29"	280,073194	294525	13500		48,2016		
4.		280°06'35"	373°22'57"	93,356111	93°21'22"	373,429305	392700	18000		48,2018		
1.	0	0°01'22"	93°22'39"	93,354722	93°21'17"	93,3547226	98175	4500	500	48,2024	→	48,2024
2.		93°22'39"	186°43'57"	93,355000	93°21'18"	186,709722	196350	9000		48,2031		
3.		186°43'57"	280°04'55"	93,349444	93°20'58"	280,059166	294525	13500		48,2040		
4.		280°04'55"	373°25'26"	93,341944	93°20'31"	373,401111	392700	18000		48,2055		
1.	0	0°00'24"	93°21'16"	93,347777	93°20'52"	93,3477770	98175	4500	500	48,2032	→	48,2032
2.		93°21'16"	186°42'01"	93,344722	93°20'45"	186,692500	196350	9000		48,2074		
3.		186°42'01"	280°02'41"	93,346688	93°20'40"	280,037188	294525	13500		48,2078		
4.		280°02'41"	373°23'17"	93,343333	93°20'36"	373,380221	392700	18000		48,2081		
1.	0	0°00'45"	93°23'00"	93,370833	93°22'15"	93,3708330	98175	4500	500	48,1949	→	48,2035
2.		93°23'00"	186°44'44"	93,362222	93°21'44"	186,733035	196350	9000		48,1971		
3.		186°44'44"	280°05'57"	93,353611	93°21'13"	280,086666	294525	13500		48,1993		
4.		280°05'57"	373°28'05"	93,368888	93°22'08"	373,455555	392700	18000		48,1985		
1.	2000	0°00'36"	93°21'12"	93,343333	93°20'36"	93,3433330	98175	4500	500	48,2091	→	48,2097
2.		93°21'12"	186°41'39"	93,340833	93°20'27"	186,684166	196350	9000		48,2097		
3.		186°41'39"	280°01'49"	93,336111	93°20'10"	280,020277	294525	13500		48,2197		
4.		280°01'49"	373°21'57"	93,335555	93°20'08"	373,355832	392700	18000		48,2113		
1.	2000	0°00'17"	93°20'36"	93,338611	93°20'19"	93,3386110	98175	4500	500	48,2115	→	48,2098
2.		93°20'36"	186°41'01"	93,340277	93°20'25"	186,678888	196350	9000		48,2111		
3.		186°41'01"	280°01'18"	93,338055	93°20'17"	280,016944	294525	13500		48,2113		
4.		280°01'18"	373°21'25"	93,335277	93°20'07"	373,352221	392700	18000		48,2118		
1.	2000	0°00'42"	93°21'38"	93,346111	93°20'46"	93,3461110	98175	4500	500	48,2076	→	48,2103
2.		93°21'38"	186°42'11"	93,345277	93°20'43"	186,691288	196350	9000		48,2079		
3.		186°42'11"	280°02'47"	93,343333	93°20'36"	280,031721	294525	13500		48,2083		
4.		280°02'47"	373°23'03"	93,337777	93°20'16"	373,372498	392700	18000		48,2092		

Tabelul 3.11(continuare)

(0)	(1)	(2)	(3)	(4)	(5)	(6)	(7)	(8)	(9)	(10)	(11)	(12)
1.	2000	0°00'28"	93°20'54"	93,340555	93°20'26"	93,340555	98175	4500	500	48,2105	→ 0	48,2108
2.		93°20'54"	186°41'22"	93,341111	93°20'28"	186,681666	196350	9000		48,2104		
3.		186°41'22"	280°01'41"	93,338611	93°20'19"	280,020277	294525	13500		48,2107		
4.		280°02'05"	373°22'21"	93,337777	93°20'16"	373,338054	392700	18000		48,2110		
1.	5000	0°01'18"	93°21'10"	93,331111	93°19'52"	93,331111	98175	4500	500	48,2154	→ 0	48,2139
2.		93°21'10"	186°40'32"	93,322777	93°19'22"	186,653888	196350	9000		48,2175		
3.		186°40'32"	280°59'40"	93,318888	93°19'08"	280,972777	294525	13500		48,2189		
4.		279°59'40"	373°19'08"	93,324444	93°19'28"	373,297222	392700	18000		48,2189		
1.	5000	0°00'25"	93°20'31"	93,335000	93°20'06"	93,335000	98175	4500	500	48,2134	→ 0	48,2152
2.		93°20'31"	186°40'33"	93,333888	93°20'02"	186,668888	196350	9000		48,2137		
3.		186°40'33"	280°00'27"	93,331666	93°19'54"	280,000554	294525	13500		48,2141		
4.		280°00'27"	373°20'09"	93,328333	93°19'42"	373,328337	392700	18000		48,2148		
1.	5000	0°00'36"	93°20'30"	93,331666	93°19'54"	93,331666	98175	4500	500	48,2151	→ 0	48,2159
2.		93°20'30"	186°40'22"	93,331111	93°19'52"	186,662777	196350	9000		48,2152		
3.		186°40'22"	280°59'59"	93,326944	93°19'37"	280,989721	294525	13500		48,2160		
4.		279°59'59"	373°19'32"	93,325833	93°19'33"	373,315554	392700	18000		48,2166		
1.	5000	0°00'28"	93°20'44"	93,337777	93°20'16"	93,337777	98175	4500	500	48,2119	→ 0	48,2165
2.		93°20'44"	186°40'24"	93,327777	93°19'40"	186,665555	196350	9000		48,2145		
3.		186°40'24"	280°00'18"	93,331666	93°19'54"	280,997222	294525	13500		48,2147		
4.		280°00'18"	373°19'50"	93,325555	93°19'32"	373,333888	392700	18000		48,2166		
1.	7500	0°01'35"	93°20'25"	93,313888	93°19'54"	93,313888	98175	4500	500	48,2245	→ 0	48,2235
2.		93°20'25"	186°39'13"	93,313333	93°18'48"	186,627222	196350	9000		48,2244		
3.		186°39'13"	279°57'45"	93,308888	93°18'32"	279,936110	294525	13500		48,2252		
4.		279°57'45"	373°16'16"	93,308611	93°18'31"	373,244721	392700	18000		48,2257		
1.	7500	0°00'28"	93°19'34"	93,318333	93°19'06"	93,318333	98175	4500	500	48,2220	→ 0	48,2244
2.		93°19'34"	186°38'28"	93,315000	93°18'54"	186,633333	196350	9000		48,2228		
3.		186°38'28"	279°57'27"	93,316388	93°18'59"	279,949722	294525	13500		48,2228		
4.		279°57'27"	373°16'14"	93,313055	93°18'47"	373,262777	392700	18000		48,2233		
1.	7500	0°00'34"	93°19'42"	93,318888	93°19'08"	93,318888	98175	4500	500	48,2217	→ 0	48,2250
2.		93°19'42"	186°38'25"	93,311944	93°18'43"	186,630833	196350	9000		48,2235		
3.		186°38'25"	279°57'01"	93,310000	93°18'56"	279,940833	294525	13500		48,2244		
4.		279°57'01"	373°15'56"	93,315277	93°18'55"	373,256111	392700	18000		48,2242		
1.	7500	0°00'16"	93°18'54"	93,310555	93°18'38"	93,310555	98175	4500	500	48,2260	→ 0	48,2251
2.		93°18'54"	186°33'19"	93,306944	93°18'25"	186,617500	196350	9000		48,2269		
3.		186°33'19"	279°55'42"	93,306388	93°18'23"	279,923888	294525	13500		48,2275		
4.		279°55'42"	373°14'11"	93,308055	93°18'29"	373,231943	392700	18000		48,2227		
1.	10000	0°00'16"	93°18'14"	93,299440	93°17'58"	93,299444	98175	4500	500	48,2317	→ 0	48,2270
2.		93°18'14"	186°36'24"	93,302777	93°18'10"	186,602222	196350	9000		48,2309		
3.		186°36'24"	279°54'42"	93,305000	93°18'18"	279,907222	294525	13500		48,2302		
4.		279°54'42"	373°12'57"	93,304166	93°18'15"	373,211368	392700	18000		48,2300		
1.	10000	0°00'41"	93°19'20"	93,310833	93°18'39"	93,310833	98175	4500	500	48,2259	→ 0	48,2280
2.		93°19'20"	186°37'44"	93,306111	93°18'22"	186,616944	196350	9000		48,2271		
3.		186°37'44"	279°55'40"	93,298888	93°17'56"	279,915833	294525	13500		48,2287		
4.		279°55'40"	373°13'56"	93,304444	93°18'16"	373,220277	392700	18000		48,2288		
1.	10000	0°01'22"	93°19'47"	93,306944	93°18'25"	93,306944	98175	4500	500	48,2279	→ 0	48,2280
2.		93°19'47"	186°37'55"	93,302222	93°18'08"	186,699166	196350	9000		48,2291		
3.		186°37'55"	279°56'12"	93,304722	93°18'17"	279,913888	294525	13500		48,2291		
4.		279°56'12"	373°14'27"	93,304166	93°18'15"	373,218054	392700	18000		48,2291		
1.	10000	0°00'27"	93°19'08"	93,311368	93°18'41"	93,311368	98175	4500	500	48,2296	→ 0	48,2290
2.		93°19'08"	186°37'23"	93,304166	93°18'15"	186,615555	196350	9000		48,2274		
3.		186°37'23"	279°55'45"	93,306111	93°18'22"	279,921666	294525	13500		48,2277		
4.		279°55'45"	373°14'01"	93,304444	93°18'13"	373,226111	392700	18000		48,2281		

Încercările experimentale au fost efectuate la fost efectuate la momente de torsiune constante ($M_{t4} = 0; 2; 5; 7,5; 10$ Nm), turație constantă ($n = 500$ rot/min) și același sens de rotație, iar la rotirea arborelui de intrare cu diferite unghiuri (φ_1) s-au citit la sistemul optic (SO_2) valorile unghiului de rotire (φ_{4S}) ale arborelui de ieșire.

Din analiza rezultatelor experimentale prezentate în Tabelul 3.11 se constată că prin opriri și porniri repetate, în același sens, se realizează o ușoară creștere a raportului de transmitere, apropiindu-se foarte mult de valoarea teoretică a raportului de transmitere. Aceasta dovedește că eroarea nu se cumulează, ci doar se elimină erorile de citire prin creșterea numărului de rotații la arborele de intrare, respectiv unghiul de rotire la arborele de ieșire.

3.4.4 Eroarea cinematică de orientare a T.A.D. prin revenirea la poziția inițială

Având în vedere avantajele pe care le prezintă T.A.D., există tendința în ultimul timp a utilizării acestor transmisii în construcția roboților industriali. În funcționarea lor, roboții industriali execută mișcări de rotație în ambele sensuri și pentru a realiza performanțe ridicate de orientare, prin revenirea la poziția inițială, schimbând sensul de rotație este necesar ca T.A.D. utilizată în construcția modului respectiv să asigure o precizie ridicată de orientare.

În cercetările efectuate s-a urmărit care este precizia cinematică de orientare a arborelui de ieșire din T.A.D., prin revenirea la poziția inițială a arborelui de intrare, la diferite momente de torsiune ale arborelui de ieșire.

Pentru roata dințată flexibilă scurtă cu: $m = 0,3$ mm; $z = 200$ dinți; $z'_2 = 190$ dinți; $i = -48,2$; rezultatele experimentale sunt prezentate în Tabelul 3.12.

Rezultatele experimentale sunt prelucrate statistic folosind criteriul STUDENT și prezentate în Tabelul 3.12, unde s-a notat:

X_i - valorile citite ale erorii unghiulare la arborele de ieșire, prin revenirea arborelui de intrare la poziția inițială și la diferite momente de torsiune;

\bar{X} - valoarea medie a erorii unghiulare la un anumit moment de torsiune;

σ - eroarea medie pătratică a valorii individuale dintr-un șir de măsurări efectuate asupra aceleiași mărimi în condiții identice;

λ - eroarea limită, maximă sau minimă față de valoarea medie a abaterii;

$t = 3,25$ conform [119], care reprezintă nivelul de încredere și prin valoarea admisă avem certitudinea că probabilitatea de a ne încadra cu o eroare de $\pm\lambda$ față de \bar{X} este de 99 %

Dependența erorii cinematice unghiulare, de revenire la poziția inițială funcție de momentul de torsiune la arborele de ieșire este prezentată în Fig.3.39, unde:

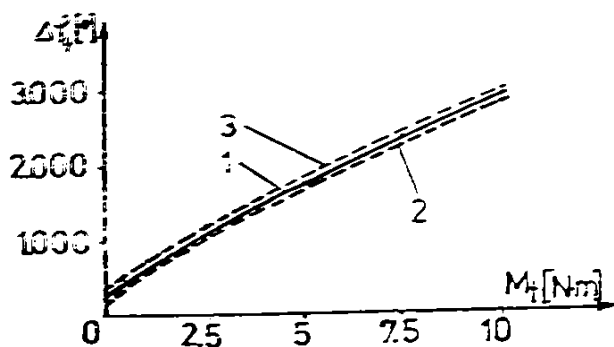


Fig. 3.39

curba 1- dependența abaterii medii (\bar{X}) de revenire la poziția inițială, funcție de momentul de torsiune M_t ;

curba 2- abaterea minimă la diferite momente de torsiune;

curba 3- abaterea maximă la diferite momente de torsiune.

Din Tabelul 3.12 și din Fig.3.39 putem stabili care este momentul de torsiune pe care îl putem aplica la arborele de ieșire al T.A.D. cu roată dințată flexibilă scurtă, pentru a obține o anumită eroare cinematică de orientare prin revenirea la poziția inițială, inversând sensul de rotație. Din analiza rezultatelor experimentale se constată că T.A.D. cu roată dințată flexibilă scurtă prezintă o precizie cinematică de orientare mai ridicată decât cea a transmisiiilor armonice simple.

Tabelul 3.12

Nr crt	M ₀ (N mm)	Unghiul la intrare φ ₁		φ ₂ = φ ₁ + φ _n		Unghiul la intrare φ ₂		Raport de transmisie	Tură la intrare n ₁ (rot/min)	Joc de flanc	Sensul	Δφ _h (")	Δt ₀ = Δφ _h [sec]	x̄	u	σ ₀	λ = t · $\frac{\sigma}{\sqrt{h}}$	x̄ ± λ	
		Valoarea angulă	Valoarea finală	Grade	min	Grade	min												
1		0°08'18"	180°51'10"	186,714444	180°42'52"	186,714444	180°42'52"	48,2019483		0	→	3'25"	205					1854,477087	
1'		180°51'10"	0°11'43"	186,657500	180°39'27"	186,657500	180°39'27"	48,2166535		0	←	3'30"	210					1737,322913	
2		0°05'20"	180°48'09"	186,713611	180°42'49"	186,713611	180°42'49"	48,2021634		0	→	3'30"	210						
2'		180°48'09"	0°08'50"	186,655277	180°39'19"	186,655277	180°39'19"	48,2172275		0	←	3'30"	210						
3		0°11'35"	180°54'02"	186,710277	180°42'37"	186,710277	180°42'37"	48,2030340		0	→	3'47"	227						
3'		180°54'02"	0°13'12"	186,647222	180°38'50"	186,647222	180°38'50"	48,2193085		0	←	4'27"	267						
4		0°02'41"	180°45'51"	186,719444	180°43'10"	186,719444	180°43'10"	48,2006575		0	→	4'20"	260						
4'		180°45'51"	0°07'08"	186,652777	180°38'43"	186,652777	180°38'43"	48,2198109		0	←	4'20"	260						
5		0°08'42"	180°51'44"	186,717222	180°43'02"	186,717222	180°43'02"	48,2012312	500	0	→	4'20"	260	237,6	20,586943			258,758029	
5'	0	180°51'44"	0°13'02"	186,645000	180°38'42"	186,645000	180°38'42"	48,2198326		0	←	4'20"	260						
6		0°10'17"	180°53'13"	186,646055	180°38'55"	186,646055	180°38'55"	48,2190932		0	→	4'03"	243						
6'		180°53'13"	0°14'30"	186,716111	180°42'58"	186,716111	180°42'58"	48,2015180		0	←	4'08"	248						
7		0°12'26"	180°55'24"	186,747222	180°46'50"	186,747222	180°46'50"	48,2193085		0	→	3'48"	228						
7'		180°55'24"	0°16'34"	186,653688	180°43'02"	186,653688	180°43'02"	48,2175863		0	←	3'48"	228						
8		180°06'47"	0°27'38"	186,717222	180°43'02"	186,717222	180°43'02"	48,2012312		0	→	3'48"	228						
8'		180°06'47"	0°27'38"	186,653688	180°43'02"	186,653688	180°43'02"	48,2175863		0	←	3'48"	228						
9		180°49'02"	180°49'02"	186,697222	180°41'50"	186,697222	180°41'50"	48,2063947		0	→	4'14"	254						
9'		180°49'02"	180°49'02"	186,615277	180°42'35"	186,615277	180°42'35"	48,2017331		0	←	4'14"	254						
10		0°15'33"	180°38'28"	186,715277	180°42'35"	186,715277	180°42'35"	48,2073107		0	→	3'54"	234						
10'		180°38'28"	0°19'27"	186,630777	180°39'01"	186,630777	180°39'01"	48,2185391		0	←	3'54"	234						
1		0°12'33"	180°53'10"	186,755166	180°40'43"	186,755166	180°40'43"	48,2108572		0	→	3'50"	233						
1'		180°53'10"	0°21'17"	186,647222	180°41'17"	186,647222	180°41'17"	48,2087617		0	←	3'50"	233						
2		0°42'05"	180°21'52"	186,666055	180°40'44"	186,666055	180°40'44"	48,2092403		0	→	20'33"	1132						
2'		180°21'52"	0°01'40"	186,681111	180°40'32"	186,681111	180°40'32"	48,2105551		0	←	20'33"	1132						
3		180°42'32"	180°42'32"	186,655555	180°40'44"	186,655555	180°40'44"	48,2073666		0	→	19'46"	1166						
3'		180°42'32"	180°42'32"	186,610666	180°41'06"	186,610666	180°41'06"	48,2121333		0	←	19'46"	1166						
4		180°46'47"	180°46'47"	186,657000	180°40'48"	186,657000	180°40'48"	48,2092403		0	→	21'49"	1309						
4'		180°46'47"	180°46'47"	186,611868	180°41'18"	186,611868	180°41'18"	48,2105551		0	←	21'49"	1309						
5	2,000	0°02'43"	180°43'28"	186,679222	180°40'45"	186,679222	180°40'45"	48,2110572	500	0	→	26'23"	1223	1221,5	52,892248			1275,859698	
5'		180°43'28"	0°07'12"	186,619111	180°40'23"	186,619111	180°40'23"	48,2092403		0	←	26'23"	1223						
6		0°20'34"	180°40'05"	186,719166	180°40'16"	186,719166	180°40'16"	48,2092403		0	→	31'29"	1389						
6'		180°40'05"	0°12'01"	186,652322	180°39'41"	186,652322	180°39'41"	48,2153317		0	←	31'29"	1389						
7		180°45'02"	180°45'02"	186,715555	180°40'36"	186,715555	180°40'36"	48,2092403		0	→	30'46"	1348						
7'		180°45'02"	180°45'02"	186,670277	180°39'35"	186,670277	180°39'35"	48,2146411		0	←	30'46"	1348						
8		180°32'27"	180°32'27"	186,650000	180°40'24"	186,650000	180°40'24"	48,2092403		0	→	19'10"	1171						
8'		180°32'27"	180°32'27"	186,611111	180°40'24"	186,611111	180°40'24"	48,2122766		0	←	19'10"	1171						
9		0°17'33"	180°40'10"	186,713333	180°40'36"	186,713333	180°40'36"	48,2092403		0	→	30'46"	1348						
9'		180°40'10"	0°21'18"	186,653555	180°40'32"	186,653555	180°40'32"	48,2119689		0	←	30'46"	1348						
10		0°21'18"	180°40'30"	186,651111	180°39'22"	186,651111	180°39'22"	48,2092403		0	→	29'10"	1286						
10'		180°40'30"	0°28'10"	186,651111	180°39'22"	186,651111	180°39'22"	48,2161451		0	←	29'10"	1286						
1		180°45'11"	180°45'11"	186,715555	180°40'36"	186,715555	180°40'36"	48,2092403		0	→	30'46"	1348						
1'		180°45'11"	180°45'11"	186,670277	180°39'35"	186,670277	180°39'35"	48,2146411		0	←	30'46"	1348						
2		180°44'17"	180°44'17"	186,719444	180°40'36"	186,719444	180°40'36"	48,2092403		0	→	30'46"	1348						
2'		180°44'17"	180°44'17"	186,653555	180°40'32"	186,653555	180°40'32"	48,2119689		0	←	30'46"	1348						
3		180°40'12"	180°40'12"	186,713333	180°40'36"	186,713333	180°40'36"	48,2092403		0	→	30'46"	1348						
3'		180°40'12"	180°40'12"	186,653555	180°40'32"	186,653555	180°40'32"	48,2119689		0	←	30'46"	1348						
4		180°40'10"	180°40'10"	186,713333	180°40'36"	186,713333	180°40'36"	48,2092403		0	→	30'46"	1348						
4'		180°40'10"	180°40'10"	186,653555	180°40'32"	186,653555	180°40'32"	48,2119689		0	←	30'46"	1348						
5		180°40'10"	180°40'10"	186,713333	180°40'36"	186,713333	180°40'36"	48,2092403		0	→	30'46"	1348						
5'		180°40'10"	180°40'10"	186,653555	180°40'32"	186,653555	180°40'32"	48,2119689		0	←	30'46"	1348						
6		180°40'10"	180°40'10"	186,713333	180°40'36"	186,713333	180°40'36"	48,2092403		0	→	30'46"	1348						
6'		180°40'10"	180°40'10"	186,653555	180°40'32"	186,653555	180°40'32"	48,2119689		0	←	30'46"	1348						
7		180°40'10"	180°40'10"	186,713333	180°40'36"	186,713333	180°40'36"	48,2092403		0	→	30'46"	1348						
7'		180°40'10"	180°40'10"	186,653555	180°40'32"	186,653555	180°40'32"	48,2119689		0	←	30'46"	1348						
8		180°40'10"	180°40'10"	186,713333	180°40'36"	186,713333	180°40'36"	48,2092403		0	→	30'46"	1348						
8'		180°40'10"	180°40'10"	186,653555	180°40'32"	186,653555	180°40'32"	48,2119689		0	←	30'46"	1348						
9		180°40'10"	180°40'10"	186,713333	180°40'36"	186,713333	180°40'36"	48,2092403		0	→	30'46"	1348						
9'		180°40'10"	180°40'10"	186,653555	180°40'32"	186,653555	180°40'32"	48,2119689		0	←	30'46"	1348						

Tabelul 3.12 (continuare)

Nr crt	M ₀ (N mm)	Valoarea		Ungiul la repere φ_r		Ungiul la unitate φ_1		Raport de transmitere $\frac{1}{ i }$	Turcaba la intrare n_1 [rot/min]	Joc de Blanc	Sensul	$\Delta\varphi_1$ ["]	$\Delta\varphi = \lambda$ [sec]	\bar{x}	σ	3σ	$\lambda = t \cdot \frac{\sigma}{\sqrt{n}}$	$\bar{x} \pm \lambda$
		inițială	finală	Grade	$\varphi_r = \varphi_n \cdot \varphi_1$	Grade	$\varphi_1 = \varphi_n \cdot \varphi_1$											
8		0°17'32"	180°56'26"	186,648333	180°36'54"	186,648333	180°36'54"	48,2190215		0	→	31'18"	1878					
9		180°56'26"	0°48'50"	186,126666	186°07'36"	186,126666	186°07'36"	48,3541674		0	←	28'47"	1727					
8		0°23'45"	187°02'50"	186,651388	186°39'05"	186,651388	186°39'05"	48,2182321		0	→	29'45"	1785					
9		187°02'50"	0°52'32"	185,171666	186°10'18"	185,171666	186°10'18"	48,3424796		0	←	38'48"	2328					
10		0°26'30"	187°00'54"	186,636666	186°39'04"	186,636666	186°39'04"	48,21886876		0	→	39'45"	2363					
10		187°00'54"	0°56'15"	186,160833	186°09'39"	186,160833	186°09'39"	48,345292		0	←	38'11"	2291					
1		0°11'25"	186°48'54"	186,624722	186°37'29"	186,624722	186°37'29"	48,2251220		0	→	38'46"	2326					
1		186°48'54"	0°49'36"	185,988333	185°59'18"	185,988333	185°59'18"	48,3901330		0	←	38'48"	2328					
2		0°24'20"	187°01'52"	186,625555	186°37'32"	186,625555	186°37'32"	48,2249066		0	→	39'33"	2373					
2		187°01'52"	1°03'06"	185,979444	185°58'46"	185,979444	185°58'46"	48,3924468		0	←	38'52"	2332					
3		0°31'42"	187°00'51"	186,618133	186°38'09"	186,618133	186°38'09"	48,2262510		0	→	40'38"	2438					
3		187°00'51"	1°03'06"	185,989166	185°58'46"	185,989166	185°58'46"	48,3924468		0	←	40'55"	2455					
4		0°40'28"	187°17'44"	186,621111	186°37'16"	186,621111	186°37'16"	48,2260551		0	→	41'03"	2463					
4		187°17'44"	1°20'11"	185,959166	185°57'33"	185,959166	185°57'33"	48,3977717		0	←	49'18"	2928					
5	7500	0°42'45"	187°19'33"	186,613333	186°36'48"	186,613333	186°36'48"	48,2280651	500	0	→	49'52"	2952					
5		187°19'33"	1°22'18"	185,954166	185°57'15"	185,954166	185°57'15"	48,3925170		0	←	50'48"	3048					
6		1°26'28"	188°04'05"	186,626944	186°37'37"	186,626944	186°37'37"	48,2245477		0	→	49'18"	2928					
6		188°04'05"	2°05'20"	185,979166	185°58'45"	185,979166	185°58'45"	48,3925170		0	←	49'52"	2952					
7		1°17'32"	187°49'54"	186,622777	186°37'22"	186,622777	186°37'22"	48,2256244		0	→	40'38"	2438					
7		187°49'54"	1°51'10"	185,945555	185°56'44"	185,945555	185°56'44"	48,4012644		0	←	40'55"	2455					
8		1°20'15"	187°57'36"	186,625000	186°37'21"	186,625000	186°37'21"	48,2269662		0	→	40'02"	2402					
8		187°57'36"	2°01'10"	185,962666	185°56'26"	185,962666	185°56'26"	48,4023659		0	←	41'03"	2463					
9		1°36'40"	188°14'16"	186,626666	186°37'36"	186,626666	186°37'36"	48,2245477		0	→	49'18"	2928					
9		188°14'16"	2°16'42"	185,959444	185°57'34"	185,959444	185°57'34"	48,3976494		0	←	49'18"	2928					
10		1°28'15"	188°05'24"	186,619166	186°37'09"	186,619166	186°37'09"	48,2246195		0	→	49'18"	2928					
10		188°05'24"	2°09'18"	185,933000	185°56'06"	185,933000	185°56'06"	48,4046121		0	←	49'18"	2928					
1		0°12'32"	186°48'53"	186,603833	186°36'21"	186,603833	186°36'21"	48,2300035		0	→	49'52"	2952					
1		186°48'53"	1°01'50"	185,784166	185°47'03"	185,784166	185°47'03"	48,4433101		0	←	49'52"	2952					
2		0°27'30"	187°04'09"	186,610833	186°36'39"	186,610833	186°36'39"	48,2287112		0	→	50'48"	3048					
2		187°04'09"	1°17'22"	185,779722	185°46'47"	185,779722	185°46'47"	48,4444690		0	←	49'52"	2952					
3		0°22'22"	187°00'57"	186,593055	186°35'35"	186,593055	186°35'35"	48,2333062		0	→	49'52"	2952					
3		187°00'57"	1°16'10"	185,746388	185°44'47"	185,746388	185°44'47"	48,4531626		0	←	50'48"	3048					
4		0°30'28"	187°07'03"	186,609722	186°36'35"	186,609722	186°36'35"	48,2289984		0	→	49'52"	2952					
4		187°07'03"	1°18'52"	185,803555	185°48'11"	185,803555	185°48'11"	48,4383533		0	←	49'52"	2952					
5	10000	0°16'33"	186°51'32"	186,593055	186°36'59"	186,593055	186°36'59"	48,2338913	500	0	→	49'52"	2952					
5		186°51'32"	1°06'17"	185,754166	185°45'15"	185,754166	185°45'15"	48,4511338		0	←	49'52"	2952					
6		0°42'18"	187°18'52"	186,609444	186°36'34"	186,609444	186°36'34"	48,2290702		0	→	51'04"	3064					
6		187°18'52"	1°33'22"	185,752333	185°45'30"	185,752333	185°45'30"	48,4509471		0	←	48'22"	2902					
7		0°13'36"	186°49'10"	186,592777	186°35'34"	186,592777	186°35'34"	48,2337280		0	→	50'04"	3004					
7		186°49'10"	1°01'55"	185,786666	185°47'12"	185,786666	185°47'12"	48,4426582		0	←	51'26"	3066					
8		0°18'36"	186°51'20"	186,545555	186°32'44"	186,545555	186°32'44"	48,2452579		0	→	48'57"	2904					
8		186°51'20"	1°08'40"	185,711111	185°42'40"	185,711111	185°42'40"	48,4643668		0	←	48'57"	2904					
9		0°25'42"	186°57'25"	186,538611	186°31'43"	186,538611	186°31'43"	48,2499705		0	→	48'57"	2904					
9		186°57'25"	1°17'08"	185,671388	185°40'17"	185,671388	185°40'17"	48,4727348		0	←	48'57"	2904					
10		0°16'33"	186°51'18"	186,579166	186°34'45"	186,579166	186°34'45"	48,2368967		0	→	48'57"	2904					
10		186°51'18"	1°05'30"	185,763333	185°44'58"	185,763333	185°44'58"	48,4487430		0	←	48'57"	2904					

3.5 CONCLUZII ȘI CONTRIBUȚII

Din cercetările teoretice și experimentale prezentate se evidențiază următoarele concluzii și contribuții originale ale autorului:

1. Prezentarea comparativ-critică a legilor de deformare a roții dințate flexibile a T.A.D., prin rularea programului I.S.D. scris în MathCAD, care permite efectuarea unei analize cinematice corecte a transmisiei. În urma studiului efectuat s-au sintetizat elementele caracteristice și anumite proprietăți referitoare la elipsă și s-a constatat că legea de deformare cosinusoidală o poate înlocui cu o bună aproximare.

2. S-a efectuat un studiu analitic al traiectoriilor și vitezelor punctelor situate pe curba dinamică de referință și de pe flancurile dinților roții flexibile.

3. S-a realizat modelarea matematică a angrenării și s-au stabilit analitic pozițiile succesive ale dinților aflați în angrenare "armonică", pentru cele două trepte ale T.A.D.

4. Pe baza algoritmului de calcul prezentat s-a întocmit programul I.S.A., iar prin rularea acestuia s-au ales parametrii de bază ai angrenării: unghiul de profil (α), înălțimea dinților (h) și mărimea deformăției radiale maxime (w_{r0}).

5. Fundamentarea teoretică a relațiilor de definire a geometriei roților dințate specifice T.A.D. și a geometriei generatoarelor de unde cu role respectiv cu discuri excentrice.

6. Se definește conceptul de "eroare cinematică a T.A.D." și se stabilește metodologia de calcul teoretic al erorii cinematice a T.A.D. neîncărate respectiv încărate.

7. Se prezintă influența factorilor tehnologici asupra erorii cinematice a T.A.D.

8. Proiectarea și realizarea fizică a transmisiei armonice duble adaptate pentru efectuarea investigațiilor experimentale.

9. Pentru determinarea experimentală a preciziei cinematice a T.A.D. se concepe și se realizează un stand cu flux energetic deschis.

10. Se determină experimental influența momentului de torsiune asupra preciziei cinematice de orientare a T.A.D. și se ridică diagrama de dependență a preciziei cinematice de orientare, de deformare elastică a elementelor componente ale T.A.D. la diferite momente de torsiune aplicate la arborele de ieșire, păstrând același sens de rotație și aceeași turație.

11. Se determină experimental influența opririlor repetate și apoi continuarea mișcării asupra erorii cinematice de orientare pentru T.A.D. Din analiza rezultatelor experimentale se constată că eroarea cinematică nu se cumulează prin opriri repetate și continuarea mișcării.

12. S-a determinat experimental eroarea cinematică de orientare prin revenirea la poziția inițială, inversând sensul de rotație al motorului și realizând diferite momente de torsiune la arborele de ieșire al T.A.D. Rezultatele experimentale sunt prelucrate statistic folosind criteriul STUDENT.

Din aceste diagrame rezultă că pentru o anumită precizie cinematică de orientare impusă, este necesar să alegem o anumită soluție constructivă a T.A.D. și să ținem cont de momentul de torsiune de la arborele de ieșire al transmisiei.

4. ANALIZA CINETOSTATICĂ ȘI DINAMICĂ A T.A.D.

4.1 FORȚELE DIN TRANSMISIA ARMONICĂ DUBLĂ

T.A.D. este un sistem mecanic special de redare a mișcării de rotație cu diferite viteze unghiulare, între arborii coaxiali, prin deformarea continuă a unuia din elemente.

Roata dințată flexibilă scurtă a T.A.D. suferă deformații elastice sub acțiunea forțelor exterioare, la care unor puncte sau chiar unor porțiuni ale acesteia "li se impun" de la generatorul de unde deplasări elastice limitate, ce nu depășesc mărimile jocurilor existente în transmisie.

În vederea rezolvării problemei privind caracterul încărcării roții dințate flexibile cu forțe dinamice au fost analizate rezultatele cercetărilor teoretice și experimentale de repartitie a forțelor din angrenare și a forței de presare a roții flexibile din partea generatorului de unde [83],[89],[90],[159]. Din această analiză se poate concluziona: că problema forțelor din transmisia armonică simplă neîncărcată este rezolvată iar problema referitoare la distribuția forțelor în zona de angrenare nu are încă o rezolvare analitică în cazul transmisiei încărcate, din cauza numeroșilor factori care modifică încărcarea și legea de repartitie a ei.

Problema calculului forțelor de interacțiune dinamică a roții dințate flexibile scurte a T.A.D. într-o abordare mai strictă este o problemă teoretică extrem de complexă, principalele dificultăți fiind determinate îndeosebi de două circumstanțe dominante:

- în construcția T.A.D. există un element radical elastic confecționat sub forma unui inel cu pereți subțiri, prevăzut cu două coroane dințate la cele două capete, cu modul mic;

- caracterul dinamic (rotitor) al forțelor exterioare și particularitățile condițiilor de oscilații "forțate" a roții flexibile.

Pentru simplificarea calculului, în cazul T.A.D., s-a elaborat o metodă energetică de calcul a forțelor din T.A.D. care ține cont de caracterul dinamic al forțelor exterioare.

Această metodă se bazează pe minimizarea energiei de deformare a sistemului de forțe exterioare și se poate aplica atât pentru sisteme liniare cât și pentru cele neliniare. Ea permite luarea-n considerare a angrenării armonice multiple, a erorii de execuție a elementelor T.A.D., a forțelor de inerție și a caracterului dinamic al forțelor exterioare, adică ea permite studierea proceselor dinamice din T.A.D.

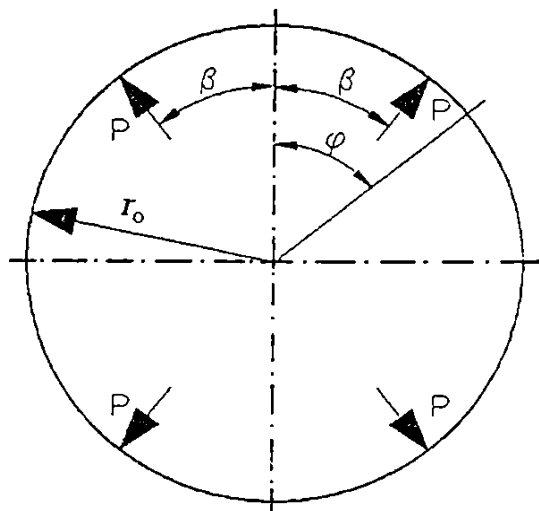
4.1.1 Forțele din T.A.D. neîncărcată

T.A.D. face parte din categoria sistemelor mecanice încărcate "inițial". Forțele inițiale apar de la deformarea roții dințate flexibile scurte de către generatorul de unde, la asamblarea transmisiei. Aceste forțe radiale de deformare a roții dințate flexibile scurte sunt în funcție de tipul constructiv al generatorului de unde.

Pentru determinarea forței de deformare (P_{max}) a roții dințate flexibile a T.A.D. cu generator de unde cu discuri excentrice respectiv cu role se pornește de la calculul depla-

sărilor elastice ale unui punct de pe curba dinamică de referință a roții flexibile, pentru cazul unei transmisii armonice cu generatorul de unde tip camă (realizat după forma inelului care este deformat de patru forțe), Fig.4.1. Prin aplicarea metodei forțelor și a dezvoltării în serii Fourier expresia deformației radiale devine [83],[100]:

$$w = \frac{4P \cdot r_0^3}{\pi \cdot E \cdot I_x} \cdot \sum_{n=2,4,\dots} \frac{\cos n\beta}{(n^2 - 1)^2} \cdot \cos n\varphi \quad (4.1)$$



Rezolvând ecuația (4.1) în condițiile $\varphi = 0$ și $w = w_0$ obținem următoarea expresie pentru forța de deformare maximă:

$$P_{\max} = \frac{\pi \cdot E \cdot I_x \cdot w_0}{\left[4r_0^3 \cdot \sum_{n=2,4,\dots} \frac{\cos n\beta}{(n^2 - 1)^2} \right]} \quad (4.2)$$

Fig. 4.1

în care EI_x - rigiditatea unui inel echivalent cu roată dințată flexibilă;

r_0 - raza curbei dinamice de referință a roții nedeformate;

w_0 - deformația radială maximă.

Prin particularizarea relației (4.2), pentru cazul T.A.D. ($\beta = 0$), obținem expresia forței de deformare maximă a roții dințate flexibile scurte:

$$P_{\max} = \frac{\pi \cdot E \cdot I_x \cdot w_0}{2r_0^3 \cdot \sum_{n=2,4,\dots} \frac{1}{(n^2 - 1)^2}} \quad (4.3)$$

Forța calculată cu această expresie, pentru roata dințată flexibilă scurtă cu modulul $m = 0,3\text{mm}$, $z_2 = 200$ dinți, $z_2' = 190$ dinți, $z_3 = 202$ dinți, $z_4 = 188$ dinți, $r_0 = 29,3\text{ mm}$, $l = 30\text{ mm}$, $I_x = 5\text{ mm}^4$, $E = 2,1 \cdot 10^5\text{ MPa}$, $w_0 = 0,3\text{ mm}$, $m = 0,3\text{ mm}$ corespunde valorii maxime determinate experimental.

4.1.2 Forțele din T.A.D. încărcată

Pentru determinarea forțelor din T.A.D. încărcată se va ține cont de rezultatele cercetărilor experimentale [61],[66], obținute pentru cazul T.A.D. încercate cu următorii parametrii constructivi și funcționali:

$i = -48,2$; $z_2 = 200$ dinți; $z_2' = 190$ dinți; $z_3 = 202$ dinți; $z_4 = 188$ dinți; $r_0 = 29,3\text{ mm}$;

$l = 30\text{ mm}$; $I_x = 5\text{ mm}^4$; $E = 2,1 \cdot 10^5\text{ MPa}$; $w_0 = 0,3\text{ mm}$; $m = 0,3\text{ mm}$.

Deoarece s-a constatat experimental că secțiunea I - I a roții flexibile este mai puternic solicitată decât secțiunea II - II (Fig.4.2,b), este suficient să se determine doar forțele din prima treaptă de angrenare a T.A.D., acest calcul fiind acoperitor și pentru treapta a doua de angrenare.

Se analizează comportarea dinamică a roții dințate flexibile scurte, admitându-se următoarele ipoteze simplificatoare:

- Roata flexibilă se deformează în planul de acțiune al forțelor exterioare.
- Forțele de frecare care apar în timpul alunecării elementelor ce se deformează se neglijează.
- Contactul superficial al roții dințate flexibile cu generatorul de undă se reprezintă aproximativ printr-un sistem de puncte de contact, lucru echivalent cu înlocuirea sarcinii repartizate de contact cu un sistem de forțe concentrate.

În Fig.4.2,a se prezintă modelul fizic al T.A.D., prin considerarea secțiunii transversale I - I din prima treaptă de angrenare. Asupra roții dințate flexibile scurte (Z_2) acționează forțele de deformare provenite de la generatorul de unde P_r, P_t (radiale și tangențiale, pe curbă dinamică de referință a roții flexibile), forțele din angrenare F_r, F_t (radială și tangențială pe profilul dintelui) înlocuite prin rezultanta F și forțe de inerție a masei roții flexibile și a inelului exterior al rulmentului Q_r, Q_t .

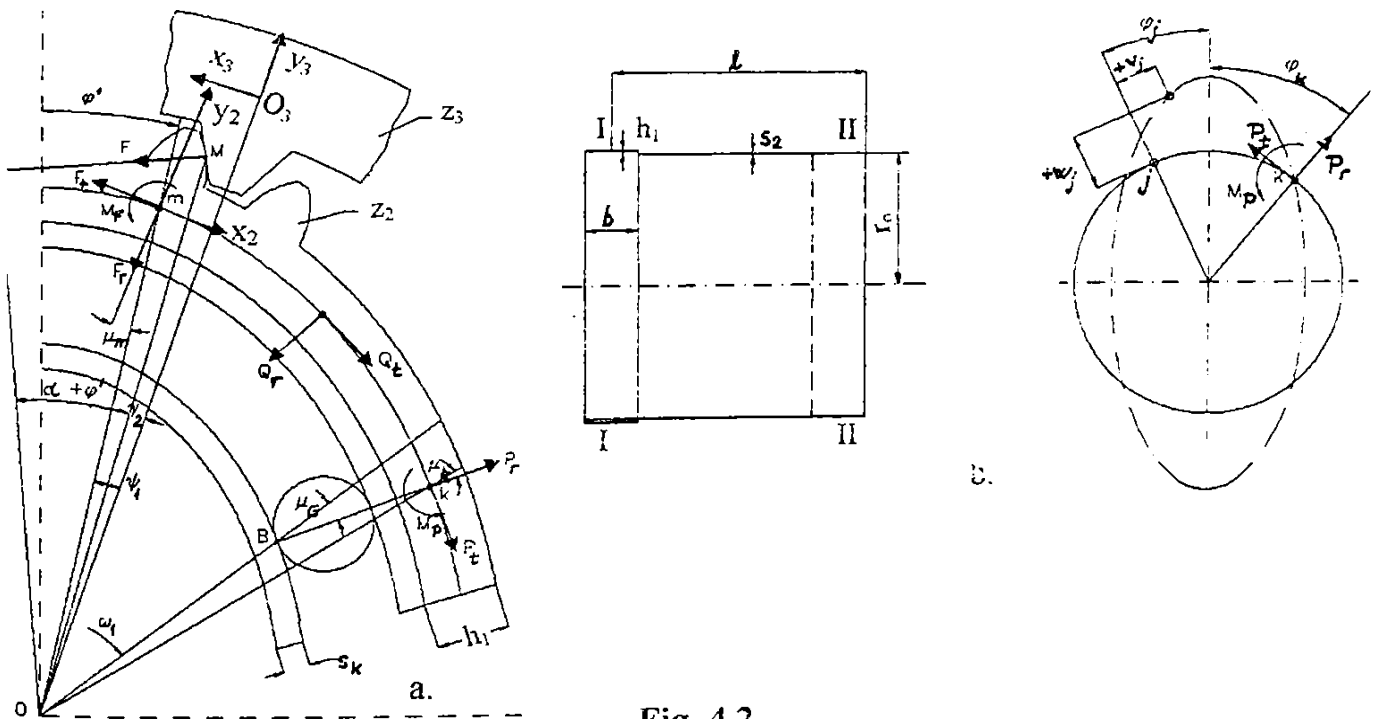


Fig. 4.2

După reducerea forțelor în raport cu punctele m și k de pe curbă dinamică de referință a roții flexibile din condiția de echilibru referitoare la moment se determină momentul de torsiune la roata flexibilă:

$$M_t = \sum_1^m [(F_{tm} + Q_{tm}) \cdot \rho_m \cdot \cos \mu_m + (F_{tm} + Q_{tm}) \cdot \rho_m \cdot \sin \mu_m + M_{tm}] - \sum_1^k [(P_{tk} \cdot \cos \mu_k + P_{tk} \sin \mu_k) \cdot \rho_k - M_{tk}] \quad (4.4)$$

unde: F, P, Q, M - modulele vectorilor de forță și a momentelor în secțiunile m și k ;

$$\rho_m = \overline{Om},$$

$\rho_k = \overline{Ok}$ - razele curbei dinamice de referință a roții flexibile corespunzătoare punctelor m și k;

μ_m, μ_k - unghiurile dintre normalele duse la curba dinamică de referință (în punctele m și k) și razele corespunzătoare.

Mărimile care intră în relația (4.4) se determină conform dependențelor geometrice din Fig.4.2,a:

$$\rho = r_0 + w(\varphi)$$

$$\mu = -dw / r_0 \cdot d\varphi$$

$$F_t = F \cdot \cos(\alpha_2 + \varphi' + \gamma_2 - \psi_1 + \mu)$$

$$F_r = F \cdot \sin(\alpha_2 + \varphi' + \gamma_2 - \psi_1 + \mu)$$

$$P_t = f_1 \cdot P_r$$

$$M_p = f_1 \cdot P_r (s_k + 0,5 \cdot h_1)$$

$$M_F = F \cdot \rho \cdot [\overline{OM} / \rho \cdot \cos(\alpha_2 + \varphi') - \cos(\alpha_2 + \varphi' + \gamma_2 - \psi_1 + \mu)]$$

(4.5)

în care: r_0 - raza curbei dinamice de referință a roții flexibile nedeformate;

$w(\varphi)$ - deformația radială a curbei dinamice de referință;

α_2 - unghiul profilului dintelui în punctul de contact;

φ' - unghiul de frecare din angrenare;

γ_2 - unghiul corespunzător jumătății grosimii dintelui;

ψ_1 - unghiul dintre razele originilor sistemelor legate de roțile z_2 și z_3 ;

\overline{OM} - raza punctului de contact;

f_1 - coeficientul de frecare convențional din rulmentul generatorului de unde;

s_k - grosimea inelelor rulmentului;

h_1 - grosimea peretelui roții flexibile la baza danturii.

Numărul foarte mare de factori de forță ce intră în funcțiunea (4.4) îngreunează ridicarea nedeterminării statice prin utilizarea metodelor tradiționale, de aceea această problemă se poate rezolva pentru cazul forțelor aplicate numai într-o singură secțiune a roții dințate flexibile scurte (I - I; Fig.4.2,b).

Deplasarea unui punct oarecare j de pe curba dinamică de referință a roții dințate flexibile scurte, produsă de forța de deformare P aplicată în punctul k, este dată prin cele două componente (radială respectiv tangențială):

$$w_j = P_{rk} \cdot L \cdot S_1(\varphi_j - \varphi_k) = P_{rk} \cdot L \cdot S_{1jk}$$

$$v_j = -P_{rk} \cdot L \cdot S_{2jk}$$

$$w_j = P_{tk} \cdot L \cdot S_{2jk}$$

$$v_j = P_{tk} \cdot L \cdot S_{3jk}$$

(4.6)

în care: w_j, v_j - deplasările radiale și tangențiale produse de P_{rk} și P_{tk} ;

L - factorul de elasticitate al obadei roții și inelului exterior al rulmentului,

$$(L = 2r_o^3 / \pi \cdot E \cdot I_x);$$

E - modulul de elasticitate longitudinal;

I_x - momentul total de inerție al obadei roții și inelului exterior al rulmentului;

S_1, S_2, S_3 - coeficienți de influență;

φ_j, φ_k - unghiurile secțiunilor obadei unde se determină deplasarea Δ_j și unde se aplică forța P_k .

Expresiile coeficienților de influență, pentru inel ($B = 0$), sunt date în lucrările [90],[159]:

$$\begin{aligned} S_1 &= \sum_{n=2,4,\dots}^{\infty} \frac{n^2 \cdot \cos n\varphi}{n^2(n^2-1)^2 + B} \\ S_2 &= \sum_{n=2,4,\dots}^{\infty} \frac{n \cdot \sin n\varphi}{n^2(n^2-1)^2 + B} \\ S_3 &= \sum_{n=2,4,\dots}^{\infty} \frac{\cos n\varphi}{n^2(n^2-1)^2 + B} \end{aligned} \quad (4.7)$$

$$S_7 = -dS_1 / d\varphi - S_2; \quad S_8 = dS_2 / d\varphi - S_3.$$

Deplasările produse de forțele din angrenare (F_r, F_t) au formă similară cu expresia (4.6), dar cu semn contrar.

La T.A.D. dependența deplasărilor punctelor, de pe curbă dinamică de referință a roții flexibile, de forțe exterioare aplicate se poate considera liniară. Atunci, aplicând principiul suprapunerii efectelor, rezultantele deplasărilor produse de la toate forțe exterioare se pot scrie sub formă:

$$\begin{aligned} w_j &= L \cdot \sum_1^k P_{rk} (S_{ijk} + f_1 \cdot S_{2jk}) - L \sum_1^m [(F_{tm} + Q_{tm}) \cdot S_{2jm} + (F_{rm} + Q_{rm}) \cdot S_{ijm}] + \\ &+ \frac{L}{r_0} \cdot \sum_1^k M_{pk} \cdot S_{7jk} + \frac{L}{r_0} \cdot \sum_1^m M_{Fm} \cdot S_{7jm} \\ v_j &= -L \cdot \sum_1^k P_{rk} (S_{2jk} - f_1 \cdot S_{3jk}) - L \sum_1^m [(F_{tm} + Q_{tm}) \cdot S_{3jm} - (F_{rm} + Q_{rm}) \cdot S_{2jm}] + \\ &+ \frac{L}{r_0} \cdot \sum_1^k M_{pk} \cdot S_{8jk} + \frac{L}{r_0} \cdot \sum_1^m M_{Fm} \cdot S_{8jm} \end{aligned} \quad (4.8)$$

Forțele de inerție se calculează, conform [159], cu relația:

$$Q_r = m \cdot \frac{d^2 w}{d\varphi^2} \cdot \left(\frac{d\varphi}{dt} \right)^2 = -m \cdot \omega_1^2 \cdot \frac{d^2 S_1}{d\varphi^2} \cdot w_0 \quad (4.9)$$

$$Q_t = -m \cdot \omega_1^2 \cdot \frac{d^2 S_2}{d\varphi^2} \cdot w_0$$

în care: ω_1 - viteza unghiulară a generatorului de unde;

w_0 - deformația radială maximă;

m - masa totală a roții flexibile și inelului exterior al rulmentului, care corespunde unui pas circumferențiar al danturi;

t - timpul.

Pentru sistemul fizic liniar, energia de deformație înmagazinată în roata flexibilă

prin aplicarea forțelor exterioare se calculează cu ajutorul expresiei dată în lucrarea [43]:

$$U = 0,5 \cdot \sum_1^k P_k \cdot \Delta_k - 0,5 \cdot \sum_1^m F_m \cdot \Delta_m \quad (4.10)$$

unde: Δ_k , Δ_m - deplasările punctelor k și m de pe curba dinamică de referință a roții flexibile.

Substituind Δ cu valorile deplasărilor radiale w din ecuația (4.8) obținem dependența pătratică a energiei de deformare de forțe exterioare. În speță, energia de deformare radială produsă de forțele P se exprimă prin relația:

$$U_p = 0,5L(S_{11}P_1^2 + S_{12}P_1P_2 + \dots + S_{1k}P_1P_k + S_{21}P_1P_2 + S_{22}P_2^2 + \dots + S_{jk}P_k^2) \quad (4.11)$$

în care: S_{jk} - coeficienți de influență care se calculează ținându-se cont de relația (4.7):

$$S_{jk} = S_{1jk} + f_1 \cdot S_{2jk} + f_1 (s_k + 0,5 h_1) S_{7jk} / r_0 \quad (4.12)$$

Ultimul termen al sumei reprezintă 0,01% din S_{1jk} și se poate neglija în calcul.

Energia totală de deformare a roții dințate flexibile este egală cu suma algebrică a energiilor de deformare produse atât de forța P cât și de forța F .

Deplasările radiale produse de forțele P_i în secțiunile $1, 2, \dots, k$ se dau prin derivatele parțiale ale energiei de deformare în raport cu aceste forțe:

$$w_i = \frac{dU_p}{dP_i}; i = \overline{1, k} \quad (4.13)$$

obținându-se:

$$\begin{cases} w_1 = L(S_{11} \cdot P_1 + S_{12} \cdot P_2 + \dots + S_{1k} \cdot P_k) \\ w_2 = L(S_{21} \cdot P_1 + S_{22} \cdot P_2 + \dots + S_{2k} \cdot P_k) \\ \dots \dots \dots \\ w_k = L(S_{k1} \cdot P_1 + S_{k2} \cdot P_2 + \dots + S_{kk} \cdot P_k) \end{cases} \quad (4.14)$$

Deplasările w_i sunt cunoscute, iar în secțiunile în care roata dințată flexibilă contactează cu generatorul de unde se consideră egale cu deplasările radiale ale inelului generatorului de unde (Fig.4.2):

$$w_{Gj} = \overline{OB} \cos(\mu_G - \mu_k) + (\overline{BK} - \lambda_1 P_j) \cos \mu_k - r_0 \quad (4.15)$$

$\overline{OB} = \rho_G$; $\overline{BK} = r_0 - 0,5 d_G - s_k - \delta_\Sigma$; $\lambda_1 = \Delta_G / P_j$

în care: λ_1 - elasticitatea generatorului de unde;

Δ_G - apropierea inelelor rulmentului generatorului;

ρ_G - vectorul rază al camei (pe calea de rulare al rulmentului);

d_G - diametrul interior al inelului rulmentului;

s_k - grosimea inelului rulmentului;

δ_Σ - suma abaterilor pieselor de la normala în lanțul dimensional: axa generatorului - roată dințată flexibilă.

Conform relației (4.8) se pot exprima deplasările radiale ale punctelor de pe curba dinamică de referință a roții flexibile astfel:

$$w_j = w_{Pk} + w_{Fm} \quad (4.16)$$

în care: w_{Pk} , w_{Fm} - deplasările produse de forțele generatorului și forțele din angrenare.

Admițând că forțele din angrenare (F_m) și deplasările radiale produse de acestea (w_{Fm}) sunt cunoscute și introducându-se relația (4.15) în relația (4.14) se obține un sistem de ecuații liniare:

$$\begin{cases} (w_{G1} + w_{F1})/L = (S_{11} + \lambda_1)P_1 + S_{12} \cdot P_2 + \dots + S_{1k} \cdot P_k \\ (w_{G2} + w_{F2})/L = S_{21}P_1 + (S_{22} + \lambda_1)P_2 + \dots + S_{2k} \cdot P_k \\ \dots \\ (w_{Gj} + w_{Fj})/L = S_{j1}P_1 + S_{j2}P_2 + \dots + (S_{jk} + \lambda_1) \cdot P_k \end{cases} \quad (4.17)$$

Prin metode cunoscute se pot determina forțele P_i , $i = \overline{1, k}$ de la generatorul de unde, deoarece membrul stâng al relației (4.17) și coeficienții de influență S_{pi} , $p = \overline{1, j}$ sunt cunoscuți.

Pentru rezolvarea sistemului de ecuații (4.17) trebuie să se cunoască w_{Fj} sau F_j , care au fost admise anterior ca fiind cunoscute. Forțele din angrenare depind de deplasările J ale dinților roții flexibile față de dinții roții rigide fixe, care la rândul lor depind de deplasările w și v ale roții flexibile. Această dependență s-a stabilit analizând succesiv etapele de asamblare și încărcare a T.A.D..

La asamblarea generatorului de unde cu roată dințată flexibilă forțele din angrenare lipsesc ($F_i = 0$), deci în sistemul (4.17) se va lua $w_{Fj} = 0$ și se va admite la început $\lambda_1 = 0$.

Dacă forma generatorului de unde este aleasă în așa fel încât nu peste tot există contactul roții flexibile cu generatorul de unde, atunci în secțiunile în care lipsește contactul vom obține valori negative. Aceste linii și coloane se exclud deoarece generatorul de unde nu poate să atragă roata dințată flexibilă. După aflarea valorilor pozitive ale forțelor se determină λ_1 și se repetă calculele.

La rotirea generatorului de unde cu un unghi infinit de mic $d\varphi$ se produce o creștere a deplasării dw_j a unui punct j de pe curba dinamică de referință a roții flexibile și o creștere a forțelor dP_j de la corpurile de rulare:

$$\begin{aligned} dw_j &= -w'(\varphi) d\varphi \\ dP_j &= dw_j / \lambda \end{aligned} \quad (4.18)$$

în care: dw - diferențiala deplasărilor radiale;

$w'(\varphi)$ - derivata funcției deplasărilor;

λ - elasticitatea radială a sistemului.

Semnul (-) din relația (4.18) se adoptă în cazul rotirii generatorului de unde în sensul acelor de ceasornic, iar creșterea forțelor dP_j (deci și a momentului de rotire dM) se ia după preferință.

Raportul $d\varphi / \lambda$ se poate da sub forma unui coeficient [159]:

$$A = d\varphi / \lambda = 3 \cdot 10^{-4} dM / (m^2 \cdot z_2) \quad (4.19)$$

unde: dM - creșterea dorită a momentului;

m - modulul danturii roții flexibile;

z_2 - numărul de dinți al roții flexibile în secțiunea I - I.

Forțele dP_j , determinate cu relația (4.18) se însumează algebric cu forțele P anterior determinate, iar forțele negative se iau egale cu zero. Având forțele $P + dP$ se calculează w , v , $w'(\varphi)$ pentru punctele curbei dinamice de referință a roții flexibile, admițând la primul pas $F = 0$ și $M_F = 0$.

Din studiul condițiilor de angrenare, din treapta I-I de angrenare a T.A.D., se pot determina posibile deplasări ale dinților roții flexibile față de dinții roții rigide [159]:

$$J_m = (x_{3m} - 0,5 s_{3m}) \cos \alpha_{3m} \quad (4.20)$$

în care: J_m - joc (+) sau strângere (-), măsurat pe normală dusă la profilul dintelui roții rigide prin punctul de contact M ;

x_{3m} - abscisa punctului de contact M în sistemul $O_3x_3y_3$ legat de dintele roții rigide

s_{3m} - grosimea dintelui roții rigide, măsurată pe coarda ce conține punctul M ;

α_{3m} - unghiul profilului dintelui roții rigide pentru punctul M .

În funcție de deplasările relative posibile ale dinților se pot determina, cu o bună aproximație, forțele din angrenare [167]:

$$F_m = J_m / \lambda \quad (4.21)$$

Conform relațiilor (4.5) și (4.8) se determină F_{tm} , F_{rm} și w_{Fj} (la $P = 0$), iar după relația (4.17) se determină forțele de la generatorul de unde.

După determinarea forțelor care acționează asupra roții dințate flexibile, cu relația (4.4), se poate calcula momentul de torsiune. Această metodă a "aproximațiilor succesive" se rezumă la trierea dirijată pe calculator a soluțiilor obținute prin rezolvarea sistemului (4.17), pe reconstruirea lui după rezultatele soluțiilor anterioare și rezolvarea succesivă a sistemului respectiv.

Metoda prezentată se poate utiliza și în cazul T.A.D. cu generatoarele de unde cu discuri excentrice sau role, când pasul forțelor P se va admite egal cu pasul dinților roții flexibile.

În Tabelul 4.1 sunt prezentate rezultatele obținute în urma rulării programului I.S.F. pentru cazul T.A.D. încărcate cu $M_t = 50$ Nm.

Tabelul 4.1

Nr crt	φ [grad]	P [N]	F_t [N]	w [mm]
1	90,0	0	0	-0,255
2	82,8	0	0	-0,251
3	75,6	0	0	-0,248
4	68,4	0	0	-0,225
5	61,2	0	0	-0,197
6	54,0	0	0	-0,160
7	46,8	150,3	0	-0,076
8	39,6	154,8	0	0,024
9	32,4	126,9	0	0,129
10	25,2	120,1	0	0,198
11	18,0	161,5	0	0,238
12	10,8	270,8	1,1	0,262
13	3,6	318,5	102,8	0,278

Nr crt.	φ [grad]	P [N]	F_t [N]	w [mm]
14	-3,6	201,3	40,6	0,262
15	-10,8	122,1	0	0,251
16	-18,0	49,6	0	0,237
17	-25,2	19,3	0	0,206
18	-32,4	0	0	0,166
19	-39,6	0	0	0,113
20	-46,8	0	0	0,076
21	-54,0	0	0	-0,031
22	-61,2	0	0	-0,132
23	-68,4	0	0	-0,178
24	-75,6	0	0	-0,208
25	-82,8	0	0	-0,238
26	-90,0	0	0	-0,248

În Fig.4.3 se prezintă schema logică a programului ISF utilizat pentru determinarea forțelor de la generator și din angrenarea, în secțiunea I-I a roții flexibile a T.A.D., în funcție de momentul de torsiune la ieșire.

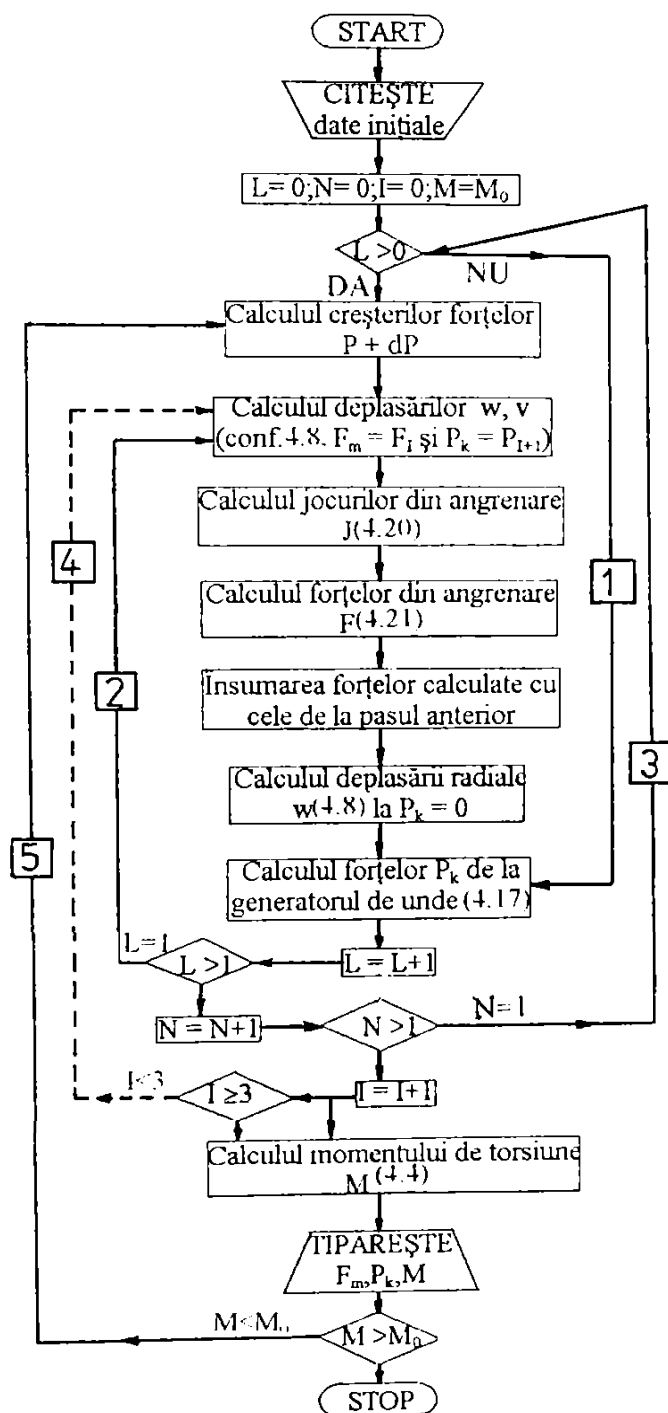


Fig.4.3

Ciclurile 1-2: calculul forțelor de la generator și din angrenare la asamblarea T.A.D.

Ciclul 3: începutul încărcării T.A.D.

Ciclul 4: precizarea forțelor (în timpul calculului deplasărilor w și v se consideră valorile forțelor F de la pasul anterior). precizarea se exclude la pasul $\Delta M < 0.1 M_0$.

Ciclul 5: trecerea la următorul pas.

În Fig.4.4 se dau epurele de repartiție a forțelor tangențiale din angrenare (F_t) în secțiunea I-I și a forțelor de la generatorul de unde (P), în cazul T.A.D. cu roată dințată flexibilă scurtă cu următorii parametrii constructivi: $i = -48,2$; $z_2 = 200$ dinți; $z'_2 = 190$ dinți; $z_3 = 202$ dinți; $z_4 = 188$ dinți; $r_0 = 29,3$ mm; $l = 30$ mm; $I_s = 5 \text{ mm}^4$; $E = 2,1 \cdot 10^5$ MPa; $m = 0,3$ mm; $w_0 = 0,3$ mm.

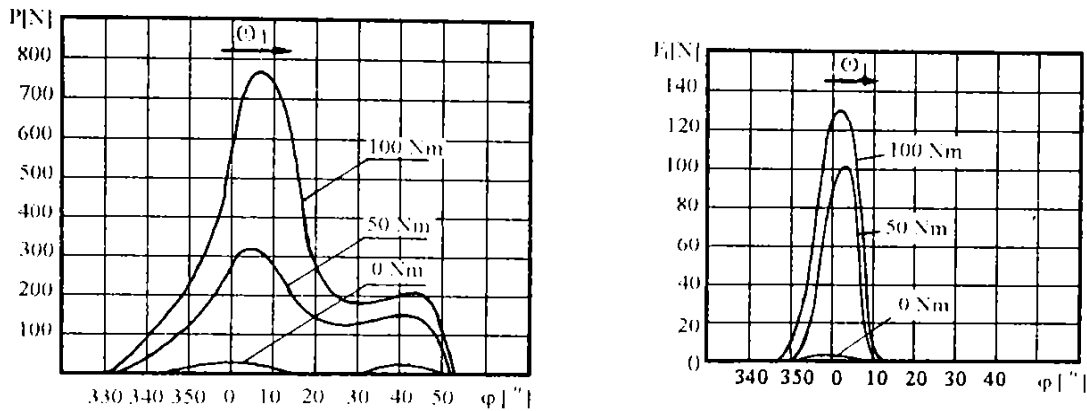


Fig. 4.4

Din analiza graficului de variație a forței tangențiale (F_t) din angrenarea armonică în treapta I-I a T.A.D. se remarcă că se păstrează caracterul de variație cunoscut de la transmisia armonică simplă [83],[99].

La creșterea sarcinii de la 0 la 100 Nm zona de interacțiune a dinților aflați în angrenare (în treapta I-I) se mărește de 1,3 ori (de la $18''$ la $24''$), iar la creșterea ulterioară a sarcinii nu se modifică esențial deoarece schimbarea formei roții flexibile este limitată din două părți: pe de o parte de generatorul de unde iar pe de altă parte de roata rigidă fixă

În Fig.4.5 se prezintă variația deplasării radiale a unui punct al roții flexibile la mers în gol și când T.A.D. este încărcată cu $M_t = 50$ Nm. Cu φ s-a notat unghiul de rotire al generatorului de unde, iar la $\varphi = 0$ se obține axa marcă a generatorului de unde. Sensul de rotație al generatorului de unde este indicat prin săgeata (ω_1).

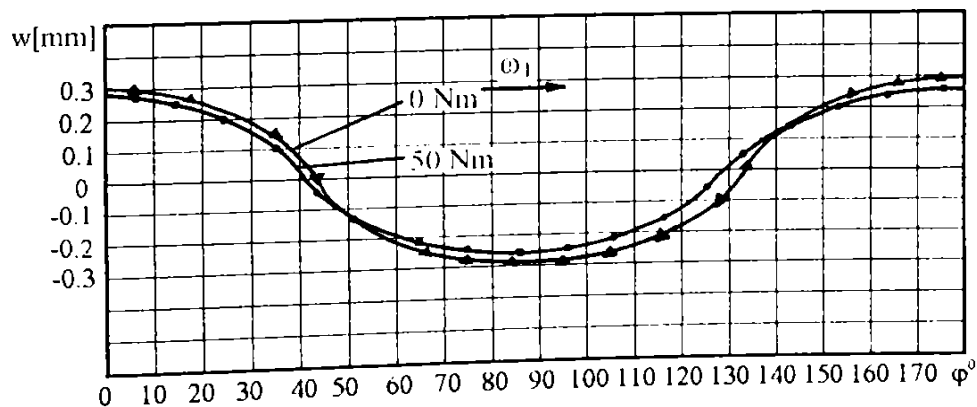


Fig. 4.5

Din analiza graficului de variație a deplasării radiale $w(\varphi)$ se poate remarcă că în

starea încărcată a T.A.D. se produce o micșorare a amplitudinii de deformare radială și apare o deviere a roții flexibile în sens contrar rotirii generatorului de unde.

Rezultatele obținute prin prelucrarea datelor pe un calculator electronic permit o interpretare științifică a epurelor de distribuție a forțelor ce acționează asupra roții dințate flexibile și a generatorului de unde, astfel se poate concluziona că epurele de repartiție a forțelor tangențiale din secțiunea I-I a roții dințate flexibile rămân simetrice față de axele diametrale ale generatorului de unde, iar arcul de curbă de contact se mărește nesemnificativ la creșterea momentului de torsiune transmis.

Din analiza graficelor calculate teoretic și a celor obținute pe cale experimentală se poate afirma că ele concordă într-o bună măsură (cu o abatere sub 6%).

4.2 DETERMINAREA EXPERIMENTALĂ A FORTELOR DIN T.A.D.

4.2.1 Pregătirea T.A.D. pentru experimentare

Pentru determinarea pe cale experimentală a forțelor din zonele de angrenare a T.A.D. se pot aplica numeroase metode și tehnici de lucru. Alegerea unei metode și tehnici impune necesitatea cunoașterii de către cercetător a avantajelor și dezavantajelor acestora și limitării lor pentru a alege metoda optimă.

În vederea investigării complexe, pe cale experimentală, a T.A.D. s-a proiectat și realizat un reductor (Fig.4.6), care are următoarele caracteristici: raportul de transmitere, $i \approx 48$; generatorul de unde cu discuri excentrice; diametrul interior al roții flexibile, $d \approx 58\text{mm}$; grosimea sub coroanele dințate, $h_1 = 0,8\text{mm}$; modulul, $m = 0,3\text{mm}$; deformăția radială maximă, $w_0 = 0,3\text{mm}$; $z_2 = 200$ dinți; $z_3 = 202$ dinți; $z_2 = 190$ dinți; $z_4 = 188$ dinți.

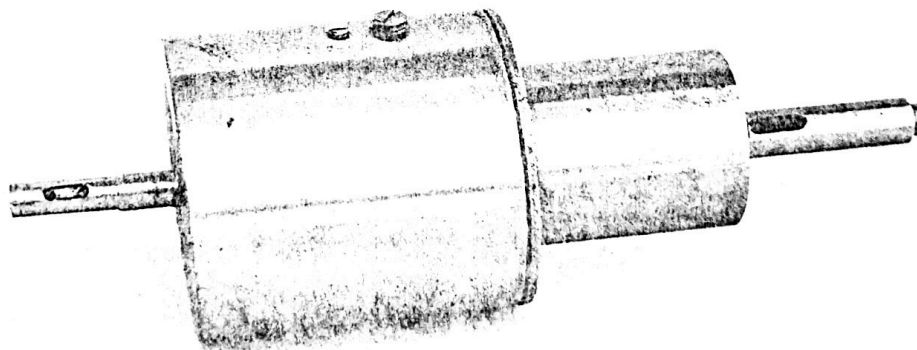


Fig.4.6

În Fig.4.7 se prezintă componenta T.A.D.: 1- arbore de intrare; 2- generatorul de unde cu discuri excentrice; 3- roată dințată flexibilă scurtă; 4- roată rigidă fixă; 5- roată rigidă mobilă; 6- arbore de ieșire; 7- semicarcasă dreapta; 8- semicarcasă stânga.

Soluția constructivă adoptată permite efectuarea experimentărilor în stare statică sau dinamică, montarea și demontarea rapidă, precum și existența multiplelor posibilități de schimbare a componentelor de bază. Deasemenea ea permite o mai bună culegere a semnalelor de la traductoarele de măsură, ce investighează roata dințată flexibilă scurtă și dinții de control ai roților rigide.

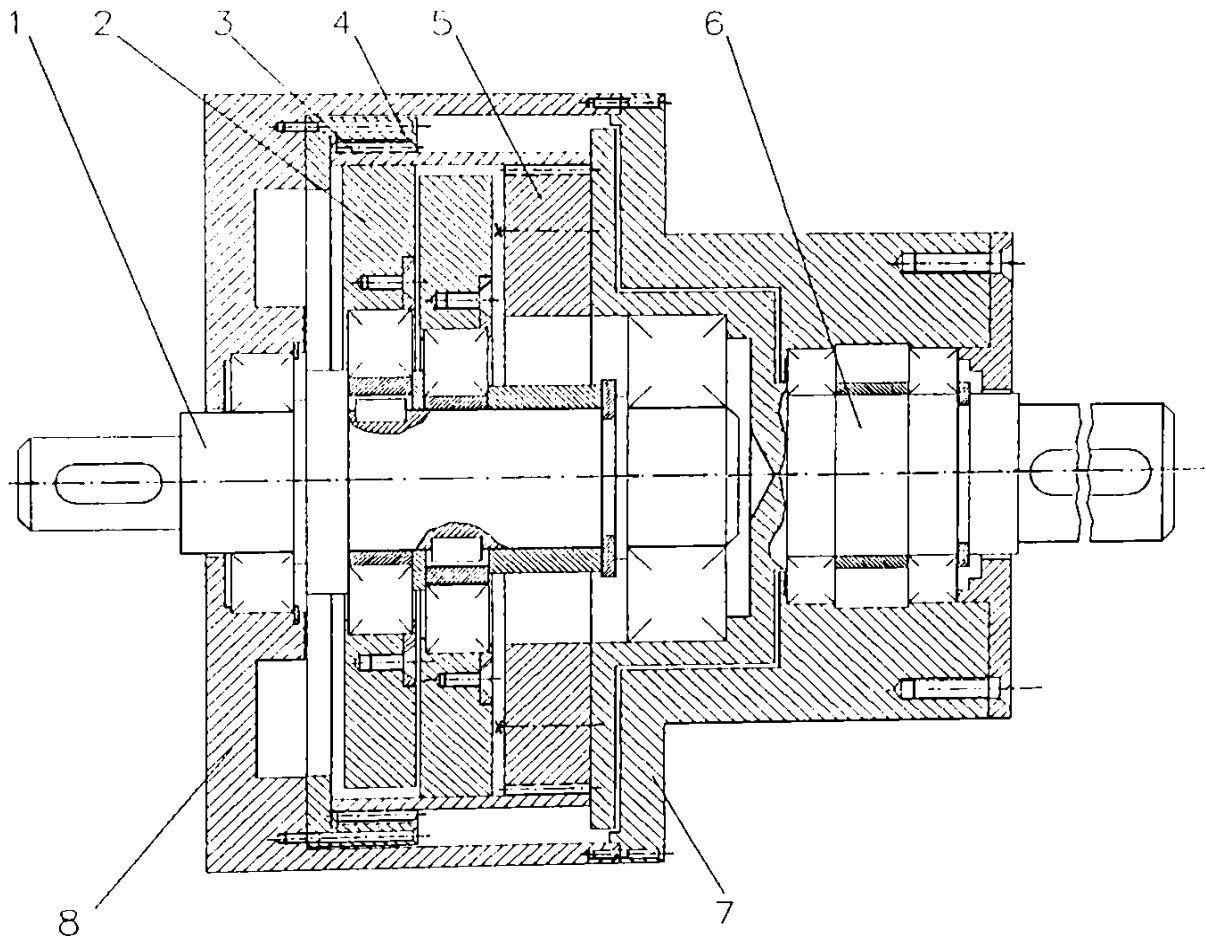


Fig. 4.7.

Pentru determinarea experimentală a forțelor pe dinți, în cele două zone de angrenare "armonică" s-a utilizat metoda cunoscută [83] bazată pe tensometria electrică rezistivă.

Stabilirea numărului de perechi de dinți aflați simultan în angrenare "armonică" și a caracterului legii de repartitie a forțelor între dinți (pentru secțiunile I-I respectiv II-II) se realizează cu ajutorul traductoarelor tensometrice de tip EA-06-125BT-120 (Micro-Measurements Division, U.S.A.), $k=1,98$; $R=120\pm 0,2\% \Omega$, lipite pe dinții de control ai roților rigide, fixă respectiv mobilă și protejate contra umezelii prin chit cauciucat tip A.K.22 Hottinger.

În Fig.4.8. se prezintă dinții de control a celor două roți rigide și posibilitățile de lipire a celor două traductoare tensometrice pe fiecare dinte de control, iar în Fig.4.9 se prezintă fotografia roților dințate prevăzute cu traductoare tensometrice rezistive, care au fost supuse încercărilor experimentale.

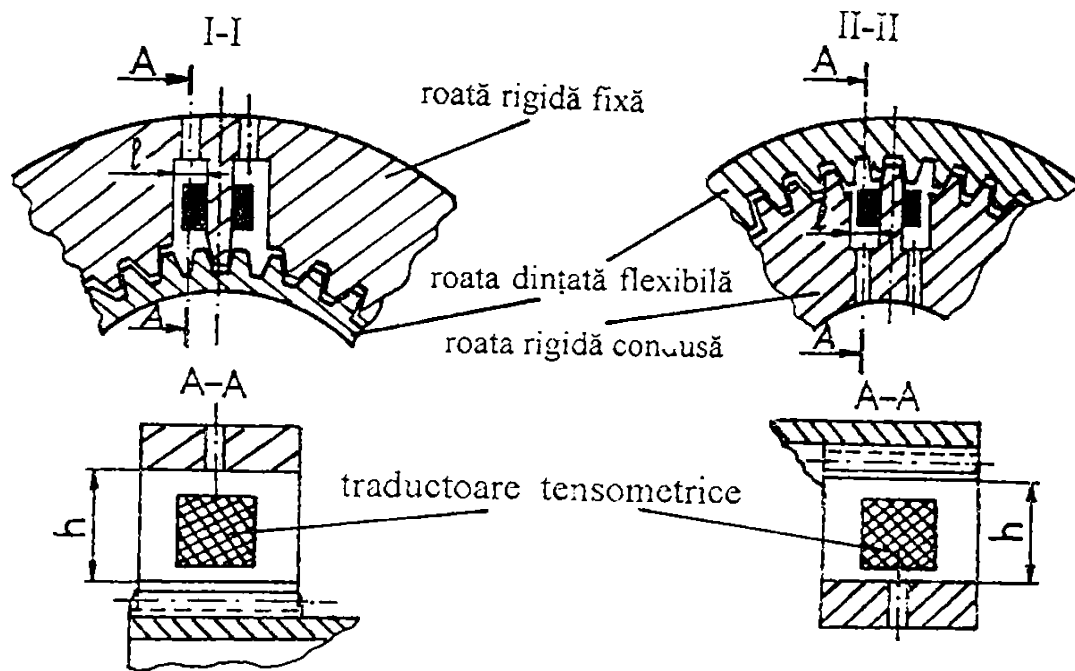


Fig. 4.8.

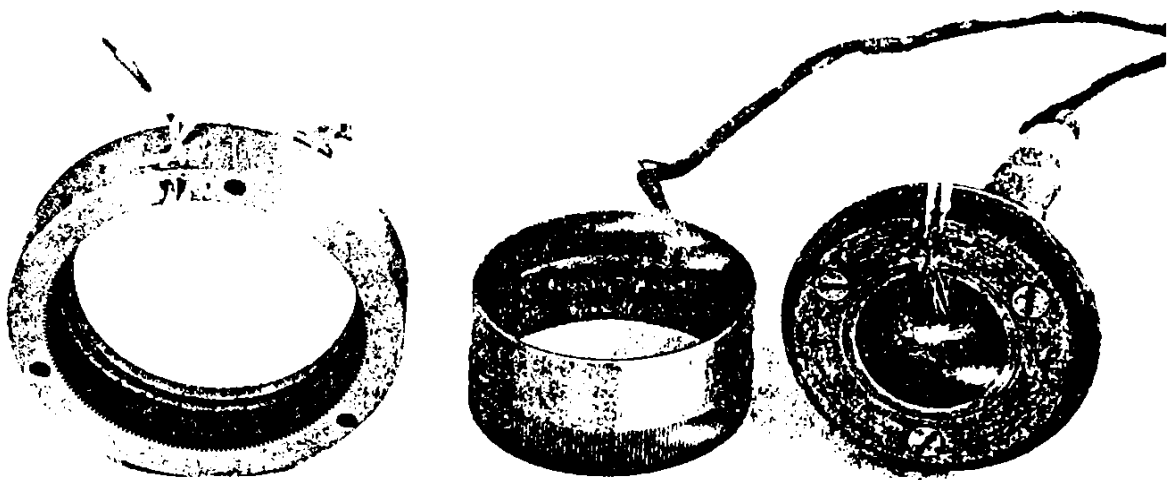


Fig. 4.9

Izolarea unui dinte de control s-a obținut prin realizarea a două degajări, de o parte și de cealaltă a dintelui, pe toată lungimea roții. Este de menționat că soluția adoptată nu

influențează semnificativ rigiditatea dintelui de control, adâncimea ($h=10\text{mm}$) și lățimea ($l=2\text{mm}$) degajărilor s-au ales în funcție de dimensiunile traductoarelor tensometrice rezistive folosite, unul dintre acestea fiind compensator.

Construcția prezentată asigură posibilitatea amplasării timbrelor tensometrice pe ambele fețe ale dintelui de control și a scoaterii în afara T.A.D. a firelor ce leagă traductoarele tensometrice de amplificatorul tensometric, prin orificiul practicat în semicarcasa stângă (pentru dintele de control al roții rigide fixe) respectiv alezajele radial și axial executate în arborele de ieșire (pentru dintele de control a roții rigide mobile - Fig.4.9).

La funcționarea T.A.D. dinții de control ai roților rigide fixe respectiv mobile angrenează "armonic" cu dinții roții flexibile și suferă deformații proporționale cu forța normală din angrenare, care se pot evidenția cu ajutorul unui aparat înregistrator respectiv pe un calculator electronic.

4.2.2 Ștand pentru determinarea experimentală a forțelor din T.A.D.

În Fig.4.10. se prezintă schema bloc a instalației și aparaturii folosite pentru determinarea experimentală a forțelor tangențiale din angrenarea "armonică" în cele două trepte, care cuprinde:

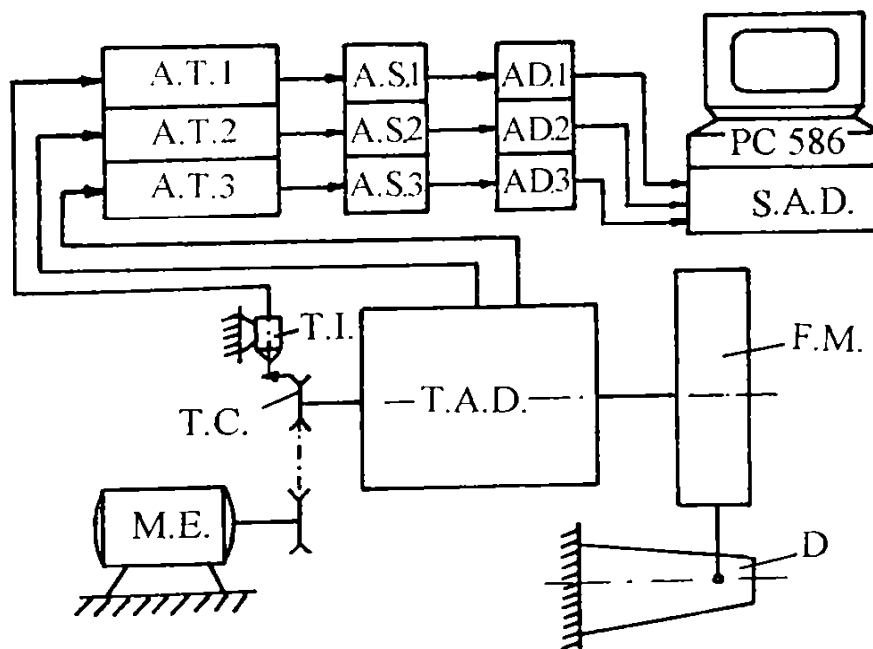


Fig. 4.10.

M.E.- motor de curent continuu cu posibilitatea de reglare a turației;

T.C.- transmisia prin curea trapezoidală;

T.I.- traductor inductiv de impulsuri (tip IWB 202-R.F.T.) montat pe direcția excentricității maxime a generatorului de unde, care indică o rotație completă;

T.A.D.- transmisie armonică dublă supusă încercărilor;
 A.T.- amplificator tensometric (tip N2302 și N2301);
 A.S.- atenuator de semnal (tip 8M.W.-1);
 A.D.- adaptor (tip A.D.102);
 S.A.D.- sistem de achiziții de date;
 P.C.586- calculator electronic;
 I.N.- înregistrator cu 8 canale (tip 8LS-1.R.F.T.)
 F.M.- frână mecanică;
 D.- dianamometru.

În Fig.4.11 se prezintă fotografia standului și a aparaturii folosite la înregistrarea diagramelor de repartiție a forțelor tangențiale din zonele de angrenare:

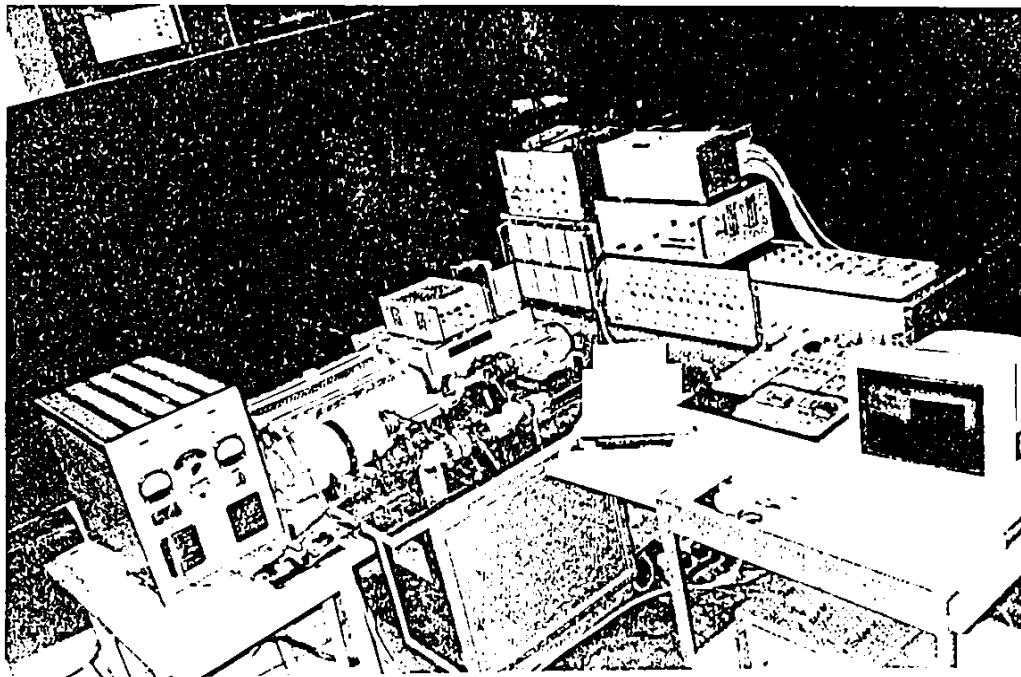


Fig. 4.11

S-a adoptat acest montaj datorită simplității lui constructive, a preciziei ridicate obținute ca urmare a aparatelor utilizate și a sistemului de achiziționare, înregistrare și prelucrare a rezultatelor mărimilor măsurate.

Sistemul de măsurare conceput de autor este menit a înlocui multe din aparate costisitoare necesare unor astfel de investigații, precum și nenumărate operații suplimentare de prelucrare a rezultatelor, constituind o soluție de tip nou, modernă, posibilă datorită dezvoltării actuale a traductoarelor tensometrice și a tehnicii de calcul.

4.2.3 Cercetări și rezultate experimentale

Pentru determinarea experimentală a forțelor tangențiale ce acționează asupra dinților roții flexibile, aflați în angrenare "armonică" cu dinții roților rigide (în cele două trepte ale T.A.D.), s-au măsurat deformațiile elastice ale dinților de control de pe cele două roți rigide. Aceste deformații elastice ale dinților de control, proporționale cu sarcinile tangențiale aplicate acestora, s-au înregistrat atât pe un oscilograf tip 8LS-1 cât

și pe un calculator PC 586 prin intermediul sistemului de achiziții de date.

În Fig.4.12 se prezintă oscilograme înregistrate pe oscilograf, care redau legile de repartiție a forțelor tangențiale pe dinții roții flexibile, aflați în angrenare "armonică" în cele două trepte (I-I respectiv II-II), iar în Fig.4.13 se prezintă secvențele reduse ale oscilogramelor respective înregistrate pe calculatorul electronic PC 586, pentru cazul transmisiei neîncărcate respectiv încărcate cu momentele: $M_1=50\text{Nm}$ și $M_1=100\text{Nm}$, la turația $n=500\text{rot/min}$.

Pentru prelucrarea oscilogramelor înregistrate s-au considerat 5 secvențe ale acestora, corespunzătoare unei rotații complete a generatorului de unde, iar prin medierea acestor secvențe s-a construit diagrama de variație a forței tangențiale pentru cele două trepte ale T.A.D.

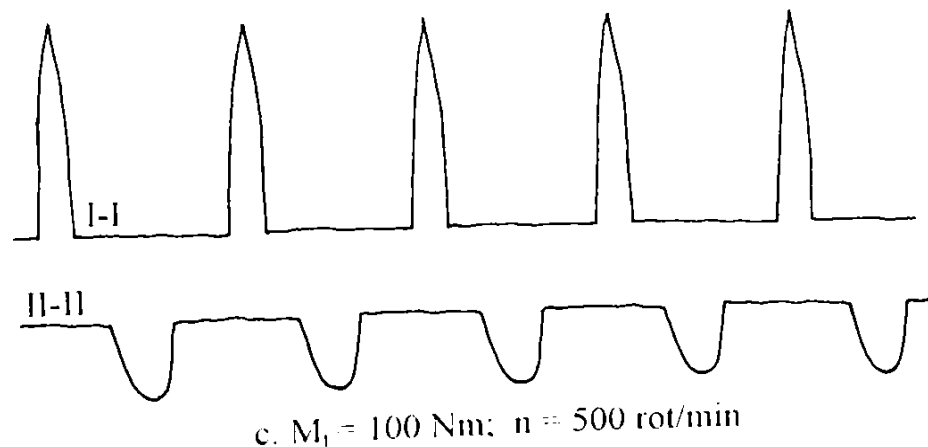
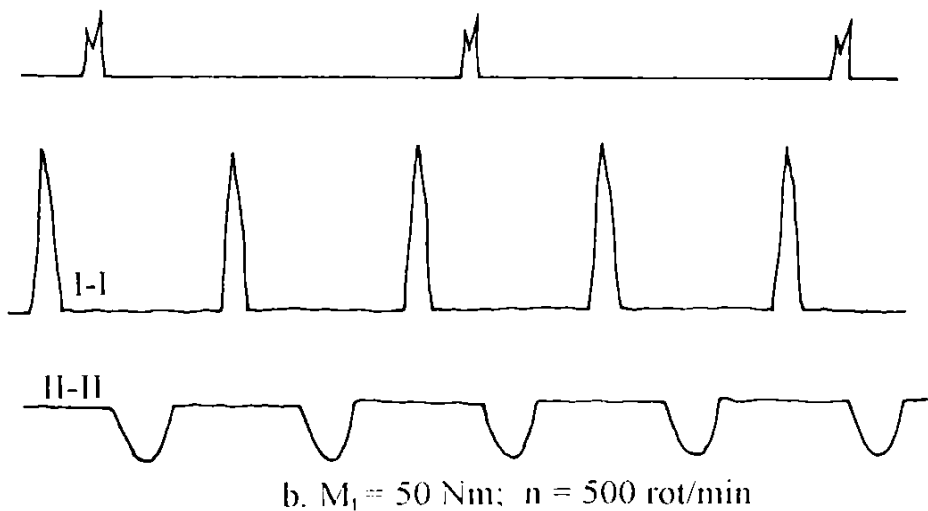
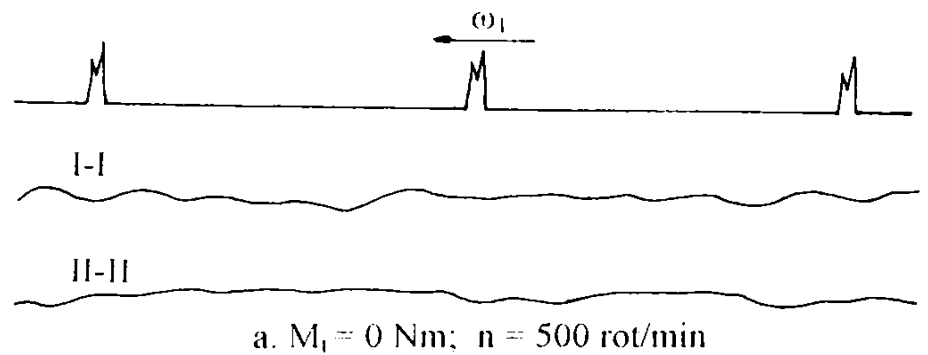


Fig. 4.12

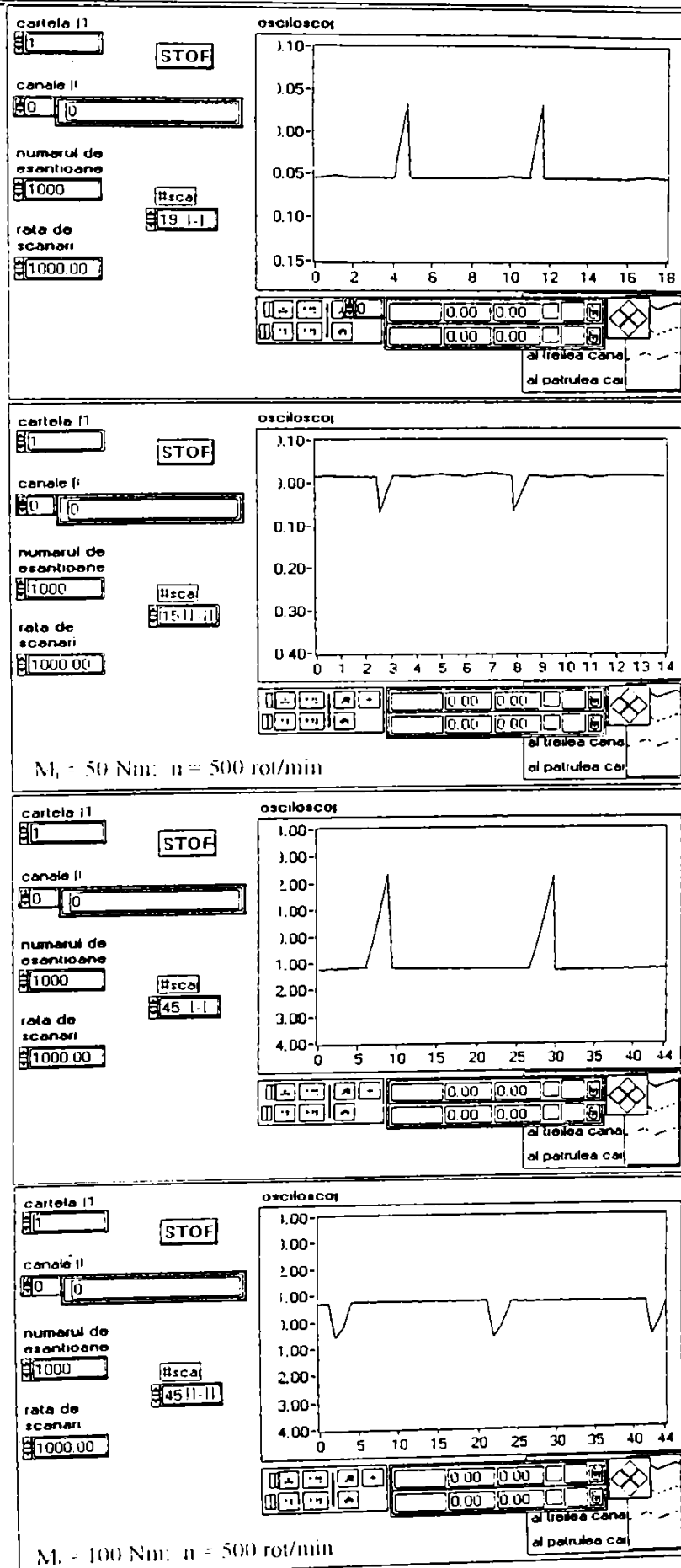


Fig. 4.13

Din secvență considerată (Fig.4.14) se poate stabili coordonata unghiulară φ_0 corespunzătoare poziției începutului angrenării "armonice" față de poziția inițială a reperului care indică începutul unei rotații a generatorului de unde.

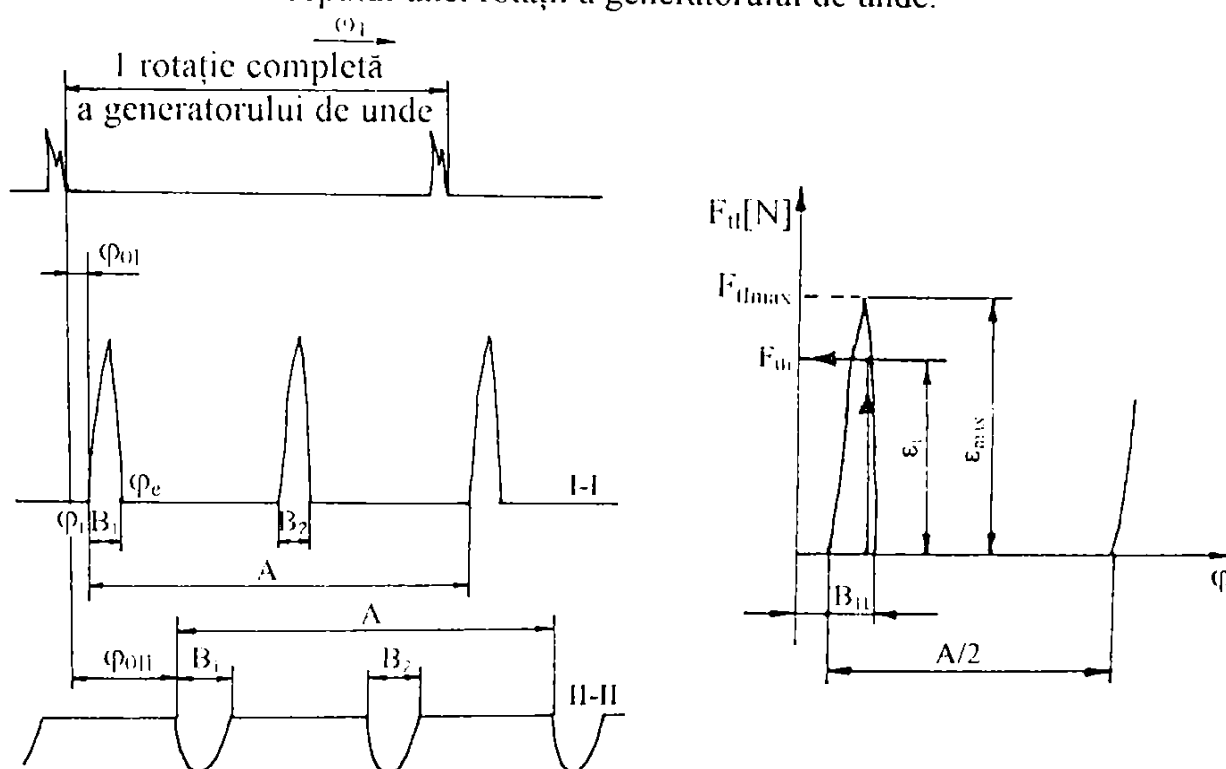


Fig. 4.14

Pe porțiunile B_1 și B_2 , dintele de control se află în angrenare "armonică", punctul φ_i marcând începutul angrenării iar punctul φ_e sfârșitul angrenării "armonice". Segmentul A corespunde unei rotații complete a generatorului de unde.

Din analiza secvențelor oscilogramelor.[80],[83],[143] considerate se stabilesc: unghiurile de angrenare (φ_{ai} respectiv φ_{aII}), numărul de dinți aflați simultan în angrenare ($Z_{\Sigma I}$, $Z_{\Sigma II}$) și forța tangențială maximă de pe dinte ($F_{tmax I}$, $F_{tmax II}$).

Numărul de dinți aflați simultan în angrenare "armonică" și forța tangențială F_u , ce acționează pe dintele "i", situat în zona de angrenare, se calculează cu relațiile:

$$Z_{\Sigma} = \frac{B_1 + B_2}{A} \cdot 100\% ; Z_{\Sigma} = \frac{B_1 + B_2}{A} \cdot z \text{ [dinți]} \quad (4.22)$$

$$F_u = \varepsilon_i \cdot K \cdot A / z \text{ [N]}$$

în care: Z_{Σ} - numărul total de dinți aflați în angrenare "armonică" ;

z - numărul de dinți ai roții rigide ;

ε_i - citirea deformației dintelui [mm];

K - coeficientul determinat în urma etalonării ($K=21,95$);

A - segmentul corespunzător unui ciclu cinematic [mm].

Numărul total de dinți aflați în angrenare "armonică" influențează precizia cinematică a T.A.D., caracterul de repartire a sarcinii tangențiale între dinții angrenați și schimbarea stării de tensiune din roata dințată flexibilă a transmisiei încărcate.

În Tabelul 4.2 sunt prezentate rezultatele cercetărilor experimentale obținute la încercarea T.A.D., prin medierea valorilor din cele 5 secvențe considerate.

Tabelul 4.2

Turația n_1 [rot/min]	Moment M_t [Nm]	Treapta I-I						Treapta II-II					
		φ_{01} [°]	φ_{02} [°]	φ_{03} [°]	φ_{04} [°]	F_{tmed} [N]	$Z_{\Sigma 1}$ [%]	φ_{01} [°]	φ_{02} [°]	φ_{03} [°]	φ_{04} [°]	F_{tmed} [N]	$Z_{\Sigma 2}$ [%]
500	50	19.56	19.56	46.95	35.21	107.4	15.21	103.3	103.3	154.1	121.3	38.66	28.26
	100	11.73	11.73	46.95	31.30	139.9	19.56	97.82	97.82	156.5	115.8	53.70	32.60

La proiectarea T.A.D. este necesar să se cunoască forța tangențială maximă ce poate fi aplicată unui dinte din zonele de angrenare “armonică”. Aceasta se poate determina aproximativ și cu ajutorul sarcinii medii multiplicată cu un coeficient ce ține seama de neuniformitatea repartiției sarcinii pe dinți [143]:

$$F_{tmax} = k_n \cdot F_{tmed} = k_n \cdot \frac{2M}{d \cdot Z_{\Sigma}} \tag{4.23}$$

unde : k_n - coeficientul de neuniformitate a repartiției sarcinii pe dinți ($k_{n1}=1.98; k_{n2}=1.15$)

M - momentul de torsiune la ieșire [N·mm];

F_{tmed} - forța medie în zona de angrenare [N];

d - diametrul de divizare a roții flexibile [mm];

Z_{Σ} - numărul total de dinți aflați în angrenare.

În Fig.4.15 se prezintă legea de distribuție a forțelor tangențiale de pe dinții roții dințate flexibile scurte în cele două secțiuni: I-I respectiv II-II, iar în Fig.4.16 variația procentului numărului de dinți aflați simultan în angrenare “armonică” în funcție de momentul de torsiune transmis.

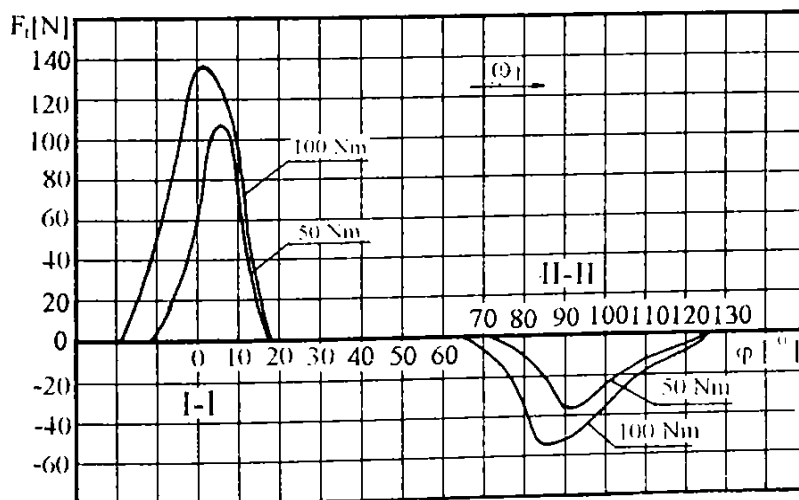


Fig. 4.15

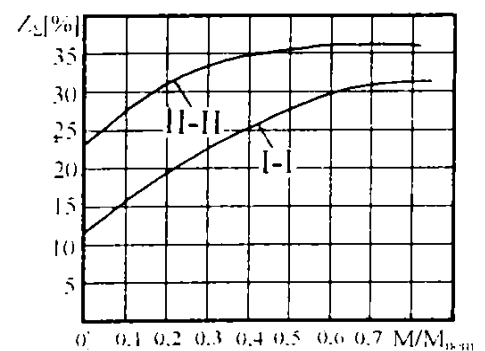


Fig. 4.16

Din analiza graficelor determinate experimental se pot determina următoarele :

- a). Caracterul curbei de distribuție a forței tangențiale pe dinții aflați în angrenare (pentru secțiunea I - I) este analog celui cunoscut de la transmisia armonică simplă. [83]. [136].

[143]. La creșterea sarcinii de la 0 la 100 Nm, zona de interacțiune a dinților în angrenare I-I crește mai mult de 1,3 ori (de la 27°-35°), iar la creșterea ulterioară a sarcinii nu se modifică semnificativ.

b). Zona de angrenare "armonică" II-II, la $M_t = 50\text{Nm}$, este deviată cu aproximativ 86° față de zona de angrenare I-I și o depășește ca întindere cu aproximativ 24°. Când momentul de torsiune este mai mare de 50 Nm caracterul curbei de distribuție a forței tangențiale pe dinții în angrenare II-II se păstrează, însă maximul forței tangențiale este deviat față de axa mică a generatorului de unde cu aproximativ 5° în sensul invers rotație generatorului de unde.

c). Deosebirile din graficele de forțe pe dinții din angrenare I-I și II-II se explică prin faptul că în secțiunea I-I schimbarea formei roții dințate flexibile scurte este limitată din două părți (roată rigidă fixă și generator de unde), pe când în secțiunea II-II este limitată numai de roata rigidă mobilă, existând posibilitatea de schimbare a formei roții flexibile relativ mari la creșterea sarcinii de încărcare ($>50\text{Nm}$)

d). Numărul de dinți aflați simultan în angrenare se modifică crescător odată cu mărirea încărcării, în limitele: $Z_{\Sigma I} = 12...33\%$ respectiv $Z_{\Sigma II} = 23...42\%$, stabilizându-se de la o anumită valoare a încărcării.

e). Se confirmă rezultatele teoretice din § 4.1, referitoare la caracterul legii de distribuție a forței tangențiale pe dinți aflați în angrenare (pentru cele două trepte de angrenare "armonică" considerate), iar valoarea maximă a forței tangențiale determinată experimental se abate cu 6% față de cea determinată teoretic.

4.3 STAREA DE TENSIUNE DIN ROATA DINȚATĂ FLEXIBILĂ SCURTĂ A T.A.D.

4.3.1 Noțiuni introductive de teoria elasticității

Pentru a determina starea de tensiune din roata dințată flexibilă scurtă a T.A.D. este necesar să cunoaștem starea ei de deformație. Legea de deformație a suprafeței dinamice de referință a roții dințate flexibile depinde de tipul generatorului de unde, de formă geometrică a roții dințate flexibile și de modul de cuplare a acesteia cu arborele de ieșire al T.A.D.

Studierea acestor fenomene cu ajutorul unor metode moderne de calcul numeric, programabile pe calculatoarele electronice, necesită introducerea unor modele teoretice care să se apropie cât mai mult de cazurile reale de solicitare.

Cu ajutorul metodei elementului finit (M.E.F.), pe baza lucrărilor [8],[9],[18],[48],[49] se poate face un studiu amănunțit al tensiunilor din peretele situat la baza coroanei dințate a roții flexibile scurte a T.A.D..

În vederea aplicării M.E.F., la studierea stării de tensiune în roata dințată flexibilă a T.A.D. se prezintă câteva noțiuni din teoria elasticității absolut necesare.

Tensorul deformațiilor reprezintă divergența vectorului deplasărilor \vec{d} :

$$\nabla d = \left(\vec{i} \cdot \frac{\partial}{\partial x} + \vec{j} \cdot \frac{\partial}{\partial y} + \vec{k} \cdot \frac{\partial}{\partial z} \right) \cdot (\vec{i}u + \vec{j}v + \vec{k}w) \quad (4.24)$$

în care: u, v, w - componentele vectorului \vec{d} în direcțiile Ox, Oy , respectiv Oz ;
 $\vec{i}, \vec{j}, \vec{k}$ - versorii axelor sistemului de coordonate cartezian.

Matricea asociată tensorului deformațiilor se descompune într-o componentă simetrică și alta antisimetrică, deoarece ea conține inițial un număr de 9 elemente distincte:

$$\begin{bmatrix} \hat{u} & \hat{v} & \hat{w} \\ \hat{x} & \hat{y} & \hat{z} \\ \hat{u} & \hat{v} & \hat{w} \\ \hat{y} & \hat{y} & \hat{y} \\ \hat{u} & \hat{v} & \hat{w} \\ \hat{z} & \hat{z} & \hat{z} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \hat{u} & \frac{1}{2}(\hat{v} + \hat{u}) & \frac{1}{2}(\hat{w} + \hat{u}) \\ \hat{x} & \frac{1}{2}(\hat{x} + \hat{y}) & \frac{1}{2}(\hat{x} + \hat{z}) \\ \frac{1}{2}(\hat{u} + \hat{v}) & \hat{v} & \frac{1}{2}(\hat{w} + \hat{v}) \\ \frac{1}{2}(\hat{v} + \hat{x}) & \hat{y} & \frac{1}{2}(\hat{y} + \hat{z}) \\ \frac{1}{2}(\hat{u} + \hat{w}) & \frac{1}{2}(\hat{x} + \hat{w}) & \hat{w} \\ \frac{1}{2}(\hat{z} + \hat{x}) & \frac{1}{2}(\hat{z} + \hat{y}) & \hat{z} \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 0 & \frac{1}{2}(\hat{v} - \hat{u}) & \frac{1}{2}(\hat{w} - \hat{u}) \\ \frac{1}{2}(\hat{u} - \hat{x}) & 0 & \frac{1}{2}(\hat{w} - \hat{x}) \\ \frac{1}{2}(\hat{v} - \hat{y}) & \frac{1}{2}(\hat{y} - \hat{x}) & \frac{1}{2}(\hat{v} - \hat{z}) \\ \frac{1}{2}(\hat{u} - \hat{w}) & \frac{1}{2}(\hat{x} - \hat{w}) & 0 \\ \frac{1}{2}(\hat{z} - \hat{x}) & \frac{1}{2}(\hat{z} - \hat{y}) & 0 \end{bmatrix} \quad (4.25)$$

Componenta simetrică reprezintă deformația specifică, iar componentei antisimetrice i se asociază un vector ce reprezintă rotația de corp rigid (vectorul de rotație). Componenta simetrică (4.25) are 6 elemente distincte care reprezintă deformații specifice liniare și unghiulare, ce se pot exprima în funcție de cele 3 deplasări (u, v, w) cu ajutorul operatorului de derivare [L]:

$$\{\varepsilon\} = \begin{Bmatrix} \varepsilon_x \\ \varepsilon_y \\ \varepsilon_z \\ 2\gamma_{xy} \\ 2\gamma_{yz} \\ 2\gamma_{zx} \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} \frac{\partial}{\partial x} & 0 & 0 \\ 0 & \frac{\partial}{\partial y} & 0 \\ 0 & 0 & \frac{\partial}{\partial z} \\ \frac{\partial}{\partial y} & \frac{\partial}{\partial x} & 0 \\ 0 & \frac{\partial}{\partial z} & \frac{\partial}{\partial y} \\ \frac{\partial}{\partial z} & 0 & \frac{\partial}{\partial x} \end{bmatrix} \cdot \begin{Bmatrix} u \\ v \\ w \end{Bmatrix} \Rightarrow \{\varepsilon\} = [L] \cdot \{d\} \quad (4.26)$$

Legea lui Hooke stabilește legătura între tensiuni și deformații, ținând cont și de condițiile de compatibilitate:

$$\{\sigma\} = [E] \cdot \{\varepsilon\}, \quad (4.27)$$

unde : $\{\sigma\}$ - tensorul tensiunilor;

$[E]$ - matricea de elasticitate;

$\{\varepsilon\}$ - tensorul deformațiilor specifice.

Pentru corpul omogen și izotrop, matricea de elasticitate $[E]$ are expresia[49] :

$$[E] = \frac{E}{(1+\nu) \cdot (1-2\nu)} \cdot \begin{bmatrix} 1-\nu & \nu & \nu & 0 & 0 & 0 \\ \nu & 1-\nu & \nu & 0 & 0 & 0 \\ \nu & \nu & 1-\nu & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & \frac{1-2\nu}{2} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & \frac{1-2\nu}{2} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & \frac{1-2\nu}{2} \end{bmatrix} \quad (4.28)$$

în care: E - modulul de elasticitate longitudinal;

ν - coeficientul lui Poisson;

Aceeași lege (4.27) se poate exprima și în deformații specifice:

$$\begin{Bmatrix} \varepsilon_x \\ \varepsilon_y \\ \varepsilon_z \\ \gamma_{xy} \\ \gamma_{yz} \\ \gamma_{zx} \end{Bmatrix} = \frac{1}{E} \begin{bmatrix} 1-\nu & -\nu & -\nu & 0 & 0 & 0 \\ -\nu & 1-\nu & -\nu & 0 & 0 & 0 \\ -\nu & -\nu & 1-\nu & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 2(1+\nu) & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 2(1+\nu) & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 2(1+\nu) \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \sigma_x \\ \sigma_y \\ \sigma_z \\ \tau_{xy} \\ \tau_{yz} \\ \tau_{zx} \end{Bmatrix} \quad (4.29)$$

Cazul particular al stării plane, care poate fi starea plană de tensiuni respectiv starea plană de deformații specifice devine:

- pentru starea plană de tensiuni ($\sigma_z = \tau_{yz} = \tau_{zx} = \varepsilon_z = \gamma_{yz} = \gamma_{zx} = 0$):

$$\begin{Bmatrix} \sigma_x \\ \sigma_y \\ \tau_{xy} \end{Bmatrix} = \frac{E}{1-\nu^2} \begin{bmatrix} 1 & \nu & 0 \\ \nu & 1 & 0 \\ 0 & 0 & \frac{1-2\nu}{2} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \varepsilon_x \\ \varepsilon_y \\ \gamma_{xy} \end{Bmatrix} \quad (4.30)$$

- pentru starea plană de deformații specifice:

$$\begin{Bmatrix} \sigma_x \\ \sigma_y \\ \tau_{xy} \end{Bmatrix} = \frac{E}{(1+\nu)(1-2\nu)} \begin{bmatrix} 1-\nu & \nu & 0 \\ \nu & 1-\nu & 0 \\ 0 & 0 & \frac{1-2\nu}{2} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \varepsilon_x \\ \varepsilon_y \\ \gamma_{xy} \end{Bmatrix} \quad (4.31)$$

În teoria elasticității este valabil principiul minimului energiei potențiale, care reprezintă diferența dintre energia de deformare și lucrul mecanic al forțelor exterioare de volum, de suprafață și al forțelor concentrate ce acționează asupra corpului.

$$\Pi = U - L, \quad (4.32)$$

în care: Π – energia potențială a sistemului elastic;

U – energia de deformare a sistemului;

L – lucrul mecanic al forțelor exterioare.

Formularea diferențială în deplasări pentru probleme de elasticitate se obțin din condițiile de minimizare a funcționalei Π .

4.3.2 Utilizarea metodei elementului finit la calculul dinamic al structurilor elastice

Metoda elementului finit (M.E.F.) presupune descompunerea domeniului de analiză în subdomenii de formă simplă, denumite elemente finite, astfel încât reuniunea lor să reprezinte cât mai fidel întregul domeniu, evitându-se suprapunerile elementelor și golurile între ele. Pe fiecare element finit se consideră un anumit număr de puncte (noduri) în care se calculează valorile deplasărilor. În fiecare punct din interiorul elementului finit și de pe frontiera acestuia, deplasările se exprimă cu ajutorul valorilor nodale și a unor funcții de interpolare (funcții de aproximare) $[N]$, specifice fiecărui element finit, după cum urmează:

$$\{d\}_e = [N] \cdot \{d_N\}_e, \quad (4.33)$$

unde: $\{d\}_e$ - deplasările unui punct din interiorul elementului finit;

$[N]$ - matricea funcțiilor de formă ;

$\{d_N\}_e$ - vectorul deplasărilor nodale ale elementului finit ;

Energia de deformație pentru un element finit de volum V_e , fără a se lua în considerare energia de deformație corespunzătoare tensiunilor inițiale este:

$$\begin{aligned} U_e &= \frac{1}{2} \int_{V_e} \{\epsilon\}^T \cdot \{\sigma\} \cdot dV = \frac{1}{2} \int_{V_e} \{\epsilon\}^T [E] \cdot \{\epsilon\} \cdot dV = \frac{1}{2} \int_{V_e} ([L] \cdot \{d\}_e)^T \cdot [E] \cdot ([L] \cdot \{d\}_e) \cdot dV = \\ &= \frac{1}{2} \int_{V_e} ([L] \cdot [N] \cdot \{d_N\}_e)^T [E] \cdot ([L] \cdot [N] \cdot \{d_N\}_e) dV = \frac{1}{2} \int_{V_e} \{d_N\}_e^T ([L] \cdot [N])^T [E] \cdot ([L] \cdot [N]) \cdot \{d_N\}_e dV \end{aligned} \quad (4.34)$$

Deoarece atât vectorul deplasărilor nodale al elementului finit $\{d_N\}_e$ cât și vectorul transpus al deplasărilor nodale $\{d_N\}_e^T$ nu depinde de punctul concret de integrare, se pot scoate în afara integralei:

$$U_e = \frac{1}{2} \{d_N\}_e^T \left(\int_{V_e} [B]^T \cdot [E] \cdot [B] dV \right) \{d_N\}_e \quad (4.35)$$

în care s-a notat cu:

$$[B] = [L] \cdot [N] \quad (4.36)$$

Lucrul mecanic al forțelor exterioare (de volum, de suprafață și concentrate) pentru un element finit este :

$$L_e = \{d_N\}_e^T \int_{V_e} [N]^T \cdot \{F\} \cdot dV + \{d_N\}_e^T \int_{S_e} [N]^T \cdot \{Q\} \cdot dS + \{d_N\}_e^T \cdot \{p\}_e \quad (4.37)$$

Introducând relațiile (4.35) și (4.37) în (4.32) scrisă pentru un element finit se obține funcționala potențialului total pentru elementul finit considerat:

$$\begin{aligned} \Pi_e &= U_e - L_e = \frac{1}{2} \{d_N\}_e^T \cdot \left(\int_{V_e} [B]^T \cdot [E] \cdot [B] \cdot dV \right) \cdot \{d_N\}_e \\ &- \{d_N\}_e^T \int_{V_e} [N]^T \cdot \{F\} dV - \{d_N\}_e^T \int_{S_e} [N]^T \cdot \{Q\} \cdot dS - \{d_N\}_e^T \cdot \{p\}_e \end{aligned} \quad (4.38)$$

Pentru întregul sistem elastic divizat în n elemente finite, potențialul este suma potențialelor elementelor finite:

$$\Pi = \sum_1^n \Pi_e = \frac{1}{2} \{d\}^T \cdot \left(\sum_1^n \int_{V_e} [B]^T \cdot [E] \cdot [B] \cdot dV \right) \cdot \{d\} - \{d\}^T \cdot \left(\sum_1^n \left(\int_{V_e} [N]^T \cdot \{F\} \cdot dV + \int_{S_e} [N]^T \cdot \{Q\} \cdot dS \right) + \sum_1^n \{d\}^T \cdot \{p\} \right) \quad (4.39)$$

în care :

$\{d\} = \sum_1^n \{d_N\}_e$ – deplasările nodale ale întregii structuri elastice;

$\{P\} = \sum_1^n \{p\}_e$ – forțele nodale pentru întreaga structură.

Aplicarea teoremei energiei potențiale minime înseamnă minimizarea funcționalei (4.39) a potențialului structurii, adică anularea derivatei potențialului în raport cu toate deplasările nodale:

$$\frac{\partial \Pi}{\partial (d_i)} = 0 \quad i = \overline{1, m} \quad (4.40)$$

unde: m - numărul de grade de libertate ale structurii.

Se obține :

$$\left(\sum_1^n \int_{V_e} [B]^T \cdot [E] \cdot [B] \cdot dV \right) \cdot \{d\} = \sum_1^n \left(\int_{V_e} [N]^T \cdot \{F\} \cdot dV + \int_{S_e} [N]^T \cdot \{Q\} \cdot dS \right) + \{P\} \quad (4.41)$$

Relația (4.41) reprezintă sistemul de ecuații al structurii elastice, care este un sistem liniar cu n ecuații. În membrul stâng al sistemului de ecuații (4.41) se notează cu $[K]$ matricea de rigiditate a structurii:

$$[K] = \sum_1^n \int_{V_e} [B]^T \cdot [E] \cdot [B] \cdot dV = \sum_1^n [k]_e \quad (4.42)$$

unde: $[k]_e = \int_{V_e} [B]^T \cdot [E] \cdot [B] \cdot dV$ - matricea de rigiditate a elementului finit. (4.43)

Membrul drept al ecuației (4.41) se pune sub forma :

$$\sum_1^n \left(\int_{V_e} [N]^T \cdot \{F\} \cdot dV + \int_{S_e} [N]^T \cdot \{Q\} \cdot dS \right) + \{P\} = \sum_1^n \{r\}_e + \{P\} = \{R\} \quad (4.44)$$

unde: $\{r\}_e$ - forțele aplicate pe elementul finit;

$\{P\}$ - vectorul forțelor aplicate în nodurile structurii;

Introducând relațiile (4.42) și (4.44) în relația (4.41), sistemul de ecuații se poate scrie sub formă concentrată :

$$[K] \cdot \{d\} = \{R\} \quad (4.45)$$

Însumările din relația (4.45) a matricelor de rigiditate ale elementelor finite $\{k\}_e$ și a vectorilor forțelor pe elementele finite $\{r\}_e$ se poate face prin operația de asamblare.

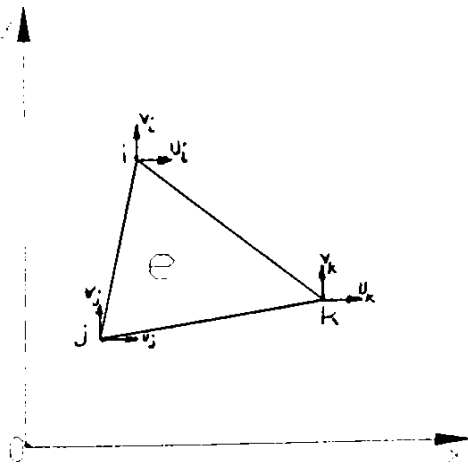
Pentru simplificarea prezentării se poate considera cazul când lipsesc forțele pe unitatea de volum, respectiv de suprafață și cele concentrate, atunci sistemul (4.45) reprezintă un sistem algebric omogen, omogenitatea sa realizându-se prin impunerea unor deplasări nodale nenule.

$$[K] \cdot \{d\} = 0 \tag{4.46}$$

4.3.3 Determinarea matricei de rigiditate a elementului finit triunghiular

Analiza acestui tip de element finit, care va fi utilizat în programul de calcul a stării de tensiune din roata dințată flexibilă scurtă a T.A.D., are drept scop determinarea matricei de rigiditate a elementului finit. Pentru o tratare unitară și coerentă a oricărui tip de element finit, în acest paragraf se va prezenta o demonstrație proprie privind stabilirea matricei de rigiditate a elementului finit triunghiular cu trei noduri, la problemele de stare plană.

În Fig.4.17 se prezintă un element finit triunghiular cu trei noduri i,j,k, raportat la un sistem global de coordonate xOy.



În nodurile elementului finit triunghiular s-au reprezentat componentele \$u\$ și \$v\$ ale funcției necunoscute (deplasare). Pentru fiecare componentă se acceptă ca funcția să fie aproximată un polinom de interpolare de gradul întâi :

$$\begin{aligned} u &= \alpha_1 + \alpha_2 \cdot x + \alpha_3 \cdot y \\ v &= \alpha_4 + \alpha_5 \cdot x + \alpha_6 \cdot y \end{aligned} \tag{4.47}$$

Coeficienții (\$\alpha_i\$, \$i = \overline{1,6}\$), numiți coordonate generalizate se determină ținând seama de deplasările nodurilor:

Fig.4.17

$$\begin{cases} \alpha_1 + \alpha_2 x_i + \alpha_3 y_i = u_i \\ \alpha_1 + \alpha_2 x_j + \alpha_3 y_j = u_j \\ \alpha_1 + \alpha_2 x_k + \alpha_3 y_k = u_k \end{cases} \tag{4.48}$$

$$\begin{cases} \alpha_4 + \alpha_5 x_i + \alpha_6 y_i = v_i \\ \alpha_4 + \alpha_5 x_j + \alpha_6 y_j = v_j \\ \alpha_4 + \alpha_5 x_k + \alpha_6 y_k = v_k \end{cases}$$

unde: \$x_i, y_i, x_j, y_j, x_k\$ și \$y_k\$ sunt coordonatele nodurilor.

Coeficienții astfel determinați se introduc în relația (4.47), obținându-se:

$$\begin{aligned} u &= \frac{1}{2A_e} \left[(a_i + b_i \cdot x + c_i \cdot y) \cdot u_i + (a_j + b_j \cdot x + c_j \cdot y) \cdot u_j + (a_k + b_k \cdot x + c_k \cdot y) \cdot u_k \right] \\ v &= \frac{1}{2A_e} \left[(a_i + b_i \cdot x + c_i \cdot y) \cdot v_i + (a_j + b_j \cdot x + c_j \cdot y) \cdot v_j + (a_k + b_k \cdot x + c_k \cdot y) \cdot v_k \right] \end{aligned} \tag{4.49}$$

în care: A_e - aria elementului finit ;

$a_i, b_i, c_i, a_j, b_j, c_j, a_k, b_k, c_k$ -coeficienții care se determină cu relațiile (4.50):

$$\begin{aligned} a_i &= \begin{vmatrix} x_j & y_j \\ x_k & y_k \end{vmatrix}; & a_j &= \begin{vmatrix} x_k & y_k \\ x_i & y_i \end{vmatrix}; & a_k &= \begin{vmatrix} x_i & y_i \\ x_j & y_j \end{vmatrix}; \\ b_i &= \begin{vmatrix} y_j & 1 \\ y_k & 1 \end{vmatrix}; & b_j &= \begin{vmatrix} y_k & 1 \\ y_i & 1 \end{vmatrix}; & b_k &= \begin{vmatrix} y_i & 1 \\ y_j & 1 \end{vmatrix}; & A_e &= \frac{1}{2} \begin{vmatrix} 1 & x_i & y_i \\ 1 & x_j & y_j \\ 1 & x_k & y_k \end{vmatrix} \\ c_i &= \begin{vmatrix} 1 & x_j \\ 1 & x_k \end{vmatrix}; & c_j &= \begin{vmatrix} 1 & x_k \\ 1 & x_i \end{vmatrix}; & c_k &= \begin{vmatrix} 1 & x_i \\ 1 & x_j \end{vmatrix}; \end{aligned} \quad (4.50)$$

Pentru cazul considerat (starea plană) matricele funcțiilor de formă au expresiile:

$$N_i = \frac{a_i + b_i x + c_i y}{2A_e}; \quad N_j = \frac{a_j + b_j x + c_j y}{2A_e}; \quad N_k = \frac{a_k + b_k x + c_k y}{2A_e} \quad (4.51)$$

Vectorul funcției necunoscute se scrie matriceal conform relației (4.33):

$$\{d\}_e = \begin{Bmatrix} u \\ v \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} N_i & 0 & N_j & 0 & N_k & 0 \\ 0 & N_i & 0 & N_j & 0 & N_k \end{bmatrix} \cdot \begin{Bmatrix} u_i \\ v_i \\ u_j \\ v_j \\ u_k \\ v_k \end{Bmatrix} = [N] \cdot \{d_N\}_e \quad (4.52)$$

Deformațiile specifice se exprimă conform relației (4.26):

$$\{\varepsilon\}_e = [L] \cdot \{d\}_e = \begin{bmatrix} \frac{\partial}{\partial x} & 0 \\ 0 & \frac{\partial}{\partial y} \\ \frac{\partial}{\partial y} & \frac{\partial}{\partial x} \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} N_i & 0 & N_j & 0 & N_k & 0 \\ 0 & N_i & 0 & N_j & 0 & N_k \end{bmatrix} \cdot \{d\}_e = [B] \cdot \{d_N\}_e \quad (4.53)$$

Matricea $[B]$ este compusă din constante, care reprezintă coordonatele nodurilor elementului finit :

$$\begin{aligned} [B] &= [L] \cdot [N] = \frac{1}{2A_e} \begin{bmatrix} b_i & 0 & b_j & 0 & b_k & 0 \\ 0 & c_i & 0 & c_j & 0 & c_k \\ c_i & b_i & c_j & b_j & c_k & b_k \end{bmatrix} = \\ &= \frac{1}{2A_e} \begin{bmatrix} y_j - y_k & 0 & y_k - y_i & 0 & y_i - y_j & 0 \\ 0 & x_k - x_i & 0 & x_i - x_k & 0 & x_j - x_i \\ x_k - x_j & y_i - y_k & x_i - x_k & y_k - y_i & x_i - x_j & y_j - y_i \end{bmatrix} \end{aligned} \quad (4.54)$$

Matricea de rigiditate a elementului finit (4.43) se scrie :

$$[k]_e = \int_{A_e} [B]^T \cdot [E] \cdot [B] \cdot dV = [B]^T \cdot [E] \cdot [B] \cdot \int_{A_e} h \cdot dA = h \cdot A_e \cdot [B]^T \cdot [E] \cdot [B] \quad (4.55)$$

unde : A_e - aria elementului finit ;

h - grosimea constantă a acestuia ($h=1$ mm).

Matricea de rigiditate al elementului finit "e" se poate pune și sub următoarea formă :

$$[k]_e = \begin{bmatrix} k_{ii} & k_{ij} & k_{ik} \\ k_{ji} & k_{jj} & k_{jk} \\ k_{ki} & k_{kj} & k_{kk} \end{bmatrix} \quad (4.56)$$

unde : $k_{ij} = h \cdot A_e \cdot [B_i]^T \cdot [E] \cdot [B_j]$.

Conform legii lui Hooke se stabilește legătura între tensiuni și deformații pentru starea plană, ținându-se cont și de condițiile de compatibilitate:

$$\{\sigma\}_e = [E] \cdot \{\varepsilon\}_e \quad (4.57)$$

unde: $\{\sigma\}_e$ - vectorul tensiunilor; $[E]$ - matricea constantelor elastice;

$\{\varepsilon\}_e$ - vectorul deformațiilor specifice.

4.3.4 Determinarea stării de tensiune din roată dințată flexibilă scurtă a T.A.D. pe cale analitică

Ca și în cazul roților dințate flexibile lungi și la roțile flexibile scurte peretele de la baza danturii este cel mai intens solicitat și s-a demonstrat experimental că primele amorse de fisurare apar în această zonă (Fig.4.18,a-secțiunea I-I), care în final conduc la ruperi ce scot din uz roata dințată flexibilă scurtă.

Deoarece secțiunea I - I a roții dințate flexibile scurte a T.A.D. este mai puternic solicitată decât secțiunea II - II este suficient să se determine starea de tensiune numai în secțiunea periculoasă, acest calcul fiind acoperitor și pentru treapta a doua de angrenare.

Cercetarea stării de tensiune din roata dințată flexibilă scurtă a T.A.D., prin utilizarea M.E.F. se bazează pe formularea variațională și necesită parcurgerea următoarelor etape[60],[68]:

- elaborarea modelului de calcul;
- constituirea ecuațiilor elementelor finite;
- asamblarea ecuațiilor elementale în sistemul de ecuații al structurii;
- rezolvarea sistemului de ecuații al structurii elastice;

Pentru T.A.D cu generatorul de unde cu două role deformațiile elastice și tensiunile din roata flexibilă sunt simetrice în raport cu centrul O al arborelui generatorului de unde, iar pentru studiul este suficient să se ia în considerare doar un sfert din roata dințată flexibilă scurtă.

În Fig.4.18,b se prezintă modelul de analiză reprezentat printr-un sfert de roată dințată flexibilă scurtă a T.A.D. (secțiunea I - I), considerându-se numai porțiunea de la baza danturii pe lungimea de 1 mm raportat la sistemul global de coordonate Oxy.

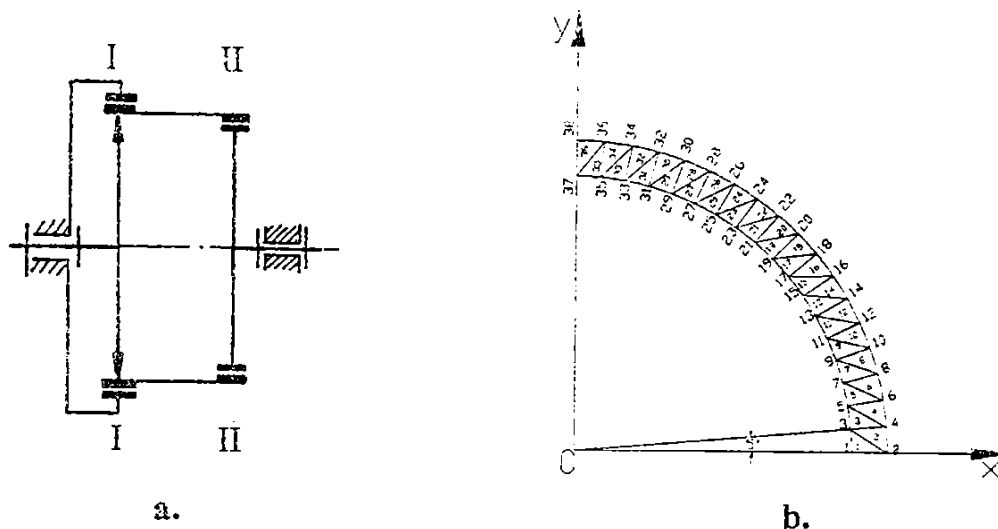


Fig. 4.18

Pentru aplicarea M.E.F. se face o descompunere (discretizare) a modelului de analiză în 36 de elemente finite de tip triunghiular cu trei noduri, rezultând în total 38 de noduri.

Comportarea dinamică a fiecărui element finit este descrisă prin ecuațiile elementale, care se obțin prin aplicarea teoremei energiei potențiale minime.

Asamblarea ecuațiilor elementale în sistemul de ecuații al structurii elastice constă în asamblarea matriciilor de rigiditate $[k]_e$ ale elementelor finite în matricea de rigiditate a modelului $[K]$, precum și asamblarea încărcărilor pe elemente $\{R\}_e$ în vectorul încărcării pe tot modelul $\{R\}$.

Matricea de rigiditate a modelului de analiză se formează conform principiului de suprapunere a influenței fiecărui element, astfel încât în nodurile comune elementelor funcția deplasare să aibă aceeași valoare.

Pentru modelul reuniunii tuturor elementelor se obține sistemul de ecuații din care se determină deplasările în nodurile modelului, dacă se cunoaște vectorul forțelor exterioare $\{R\}$.

$$[K] \cdot \{d\} = \{R\} \quad (4.58)$$

Cunoscând deplasările nodale, pe baza relațiilor (4.53) și (4.57) se poate trece la calculul deformațiilor specifice și al tensiunilor în sistemul global de coordonate.

Tensiunile principale în centrul triunghiului se determină [31],[32],[49], prin relațiile:

$$\sigma_{1,2} = \frac{\sigma_x + \sigma_y}{2} \pm \frac{1}{2} \sqrt{(\sigma_x - \sigma_y)^2 + 4\tau_{xy}^2}; \quad \tau_{1,2} = \pm \frac{\sigma_1 - \sigma_2}{2} \quad (4.59)$$

În baza relațiilor prezentate în §4.3 a fost conceput programul I.S.T.(Anexa V) scris în limbajul Borland Pascal pentru studiul stării de tensiune în roata dințată flexibilă scurtă a T.A.D., cu următorii parametri constructivi: $i = -48,2$; $z_2 = 200$ dinți; $z_3 = 202$ dinți; $z_2' = 190$ dinți; $z_4 = 188$ dinți; $r_0 = 29,3$ mm; $l = 30$ mm; $m = 0,3$ mm; $w_0 = 0,3$ mm; $\nu = 0,3$; $E = 2,1 \cdot 10^5$ MPa; $M_{t4} = 50$ Nm.

Din analiza rezultatelor (Tabelul 4.3) se observă că tensiunile normale σ_x și σ_y au valorile absolute maxime apropiate, iar tensiunea tangențială maximă τ_{xy} este cam de două ori mai mică.

Tabelul 4.3

Elem. Finit	Deformații			Tensiuni						
	ϵ_x	ϵ_y	ϵ_{xy}	σ_x	σ_y	τ_{xy}	σ_1	σ_2	τ_1	τ_2
1	0.000	0.01	-0.002	1.162	8.404	-3.125	9.566	0	4.783	-4.783
2	-0.009	0.003	-0.001	-58.242	-8.607	-1.958	-8.530	58.319	24.894	-24.894
3	-0.008	0.039	-0.015	57.443	247.98	-31.171	252.95	52.473	100.23	-100.23
4	-0.010	0.033	-0.028	31.130	205.39	-55.590	221.61	14.907	103.35	-103.35
5	-0.015	0.023	0.006	-39.886	113.92	11.327	114.75	-40.716	77.734	-77.734
6	0.007	0.005	-0.012	63.913	55.936	-23.385	83.647	36.202	23.722	-23.722
7	-0.003	-0.020	0.031	-78.966	-147.41	62.736	-41.726	-184.65	71.464	-71.464
8	0.010	-0.027	0.030	-14.047	-161.73	59.655	7.038	-182.82	94.930	-94.930
9	0.010	-0.029	0.029	-18.181	-175.56	59.468	1.762	-195.50	98.633	-98.633
10	-0.002	-0.021	0.029	-77.416	-155.17	58.044	-46.434	-186.15	69.862	-69.862
11	0.010	0.000	-0.007	70.789	29.062	-13.633	74.848	25.003	24.922	-24.922
12	-0.006	0.006	-0.016	-21.672	27.018	-33.168	43.817	-38.471	41.114	-41.114
13	0.004	0.023	-0.042	94.046	172.23	-84.913	226.62	39.660	93.480	-93.480
14	0.003	0.021	-0.045	80.451	153.55	-90.999	215.06	18.936	98.065	-98.065
15	-0.003	0.014	-0.032	19.080	87.196	-64.722	126.27	-19.988	73.131	-73.131
16	0.006	0.013	-0.019	81.677	107.44	-38.953	135.58	53.531	41.028	-41.028
17	-0.010	-0.008	0.017	-93.889	-88.455	34.693	-56.373	-125.97	34.799	-34.799
18	-0.004	-0.003	0.030	-38.197	-32.477	60.609	25.339	-96.014	60.676	-60.676
19	-0.012	-0.013	0.049	-127.85	-131.46	98.337	-31.304	-228.01	98.354	-98.354
20	-0.014	-0.011	0.046	-133.71	-120.45	92.414	-34.433	-219.73	92.651	-92.651
21	-0.003	0.000	0.024	-20.853	-10.636	47.460	31.990	-63.479	47.734	-47.734
22	-0.005	-0.010	0.013	-68.962	-88.106	25.721	-51.090	-108.97	27.444	-27.444
23	0.016	0.008	-0.028	136.01	104.99	-56.762	179.27	61.533	58.870	-58.870
24	0.016	-0.004	-0.030	101.07	19.290	-60.910	133.54	-13.183	73.362	-73.362
25	0.022	0.001	-0.042	158.87	73.406	-85.693	211.89	20.382	95.756	-95.756
26	0.023	0.004	-0.039	172.47	98.776	-78.889	222.69	48.554	87.070	-87.070
27	0.001	-0.007	-0.004	-13.401	-48.766	-7.922	-11.707	-50.460	19.376	-19.376
28	0.001	0.010	-0.011	35.519	74.127	-21.363	83.616	26.030	28.793	-28.793
29	-0.026	-0.002	0.033	-188.16	-93.537	67.022	-58.811	-222.89	82.040	-82.040
30	-0.026	0.006	0.025	-162.65	-34.738	51.318	-16.695	-180.70	82.002	-82.002
31	-0.020	0.008	0.017	-114.45	-3.819	34.637	6.130	-124.40	65.267	-65.267
32	0.022	-0.006	0.042	-171.25	-105.71	85.795	-46.643	-230.32	91.839	-91.839
33	0.015	0.006	-0.029	122.52	85.919	-57.741	164.79	43.649	60.572	-60.572
34	0.004	-0.005	0.034	12.766	-21.164	67.898	65.786	-74.185	69.985	-69.985
35	0.003	0.002	-0.038	28.407	21.691	-76.645	101.76	-51.669	76.718	-76.718
36	-0.006	0.002	-0.005	-34.979	-2.654	-9.635	0	-37.633	18.816	-18.816

Tensiunile normale (σ_x, σ_y - Fig.4.19) se anulează în mai multe noduri decât în cazul transmisiei armonice simple cu roată dințată flexibilă lungă. acest fapt datorându-se existenței a patru zone de angrenare decalate la 90° .

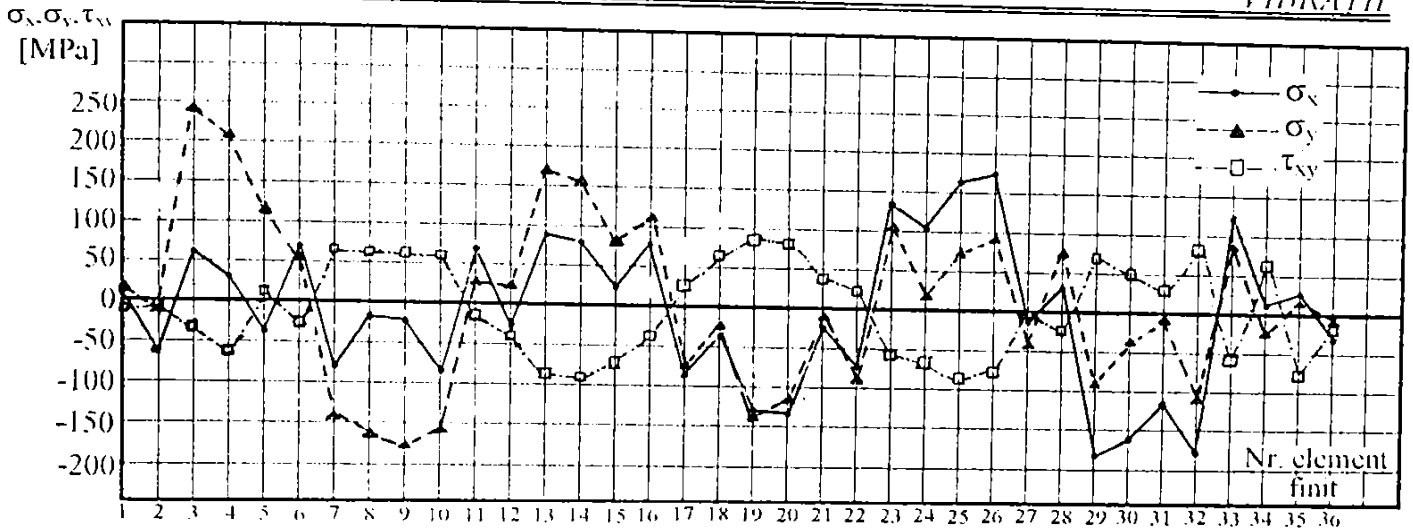


Fig. 4.19

4.3.5 Studiul deformațiilor forțate ale roții dințate flexibile a T.A.D.

Prin studiul vibrațiilor forțate ale roții dințate flexibile scurte a T.A.D. se va urmări determinarea amplitudinii și a deplasărilor elastice ale punctelor ce aparțin suprafeței dinamice de referință a roții flexibile, luându-se în considerare forțele elastice de deformare, forma constructivă a roții și tipul legăturilor la care este supusă.

Principalii factori dinamici care influențează forma dinamică a roții dințate flexibile scurte și frecvența vibrațiilor proprii în timpul funcționării T.A.D. [50], [61], [62], [71], sunt: sarcini radiale provenite din angrenare și de la generatorul de unde (F_r) și sarcină tangențială ce provine din angrenare (F_t).

Pentru studiul fenomenelor vibratorii se consideră roata dințată flexibilă scurtă a T.A.D. încărcată cu forțe radiale la cele două capete, având suprafața dinamică de referință inextensibilă și se decupează un element de suprafață prin intermediul a două secțiuni axiale adiacente și a două secțiuni perpendiculare pe axa roții, având laturile dx și $r d\varphi$ (Fig.4.20).

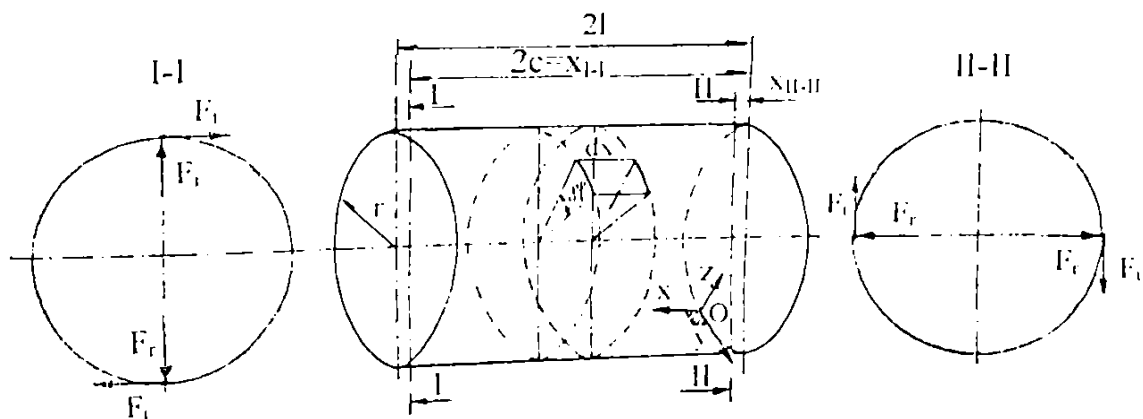


Fig. 4.20

Deplasările elastice ale unui punct de pe suprafața dinamică de referință a roții flexibile după axele de coordonate alese, le notăm cu u , v și w , iar deformațiile elementu-

lui ales se determină prin deformațiile specifice ε_x , ε_φ (după axele Ox respectiv Oy) și prin deformația tangențială $\gamma_{x\varphi}$.

Pentru roata dințată flexibilă scurtă de rază r_0 (Fig.4.20) deformațiile specifice se exprimă prin deplasări elastice [16],[160],[161]:

$$\begin{aligned}\varepsilon_x &= \frac{\partial u}{\partial x}; \\ \varepsilon_\varphi &= \frac{1}{r_0} \left(\frac{\partial v}{\partial \varphi} - w \right); \\ \gamma_{x\varphi} &= \frac{\partial u}{r_0 \cdot \partial \varphi} + \frac{\partial v}{\partial x}\end{aligned}\quad (4.60)$$

Condiția ca suprafața dinamică de referință a roții flexibile să fie inextensibilă impune ca aceste trei componente să fie egale cu zero:

$$\varepsilon_x = 0; \varepsilon_\varphi = 0; \gamma_{x\varphi} = 0 \quad (4.61)$$

Accastă condiție este satisfăcută dacă deplasările elastice produse sub acțiunea sistemului de forțe radiale (F_r) se vor exprima sub forma [161]:

$$\begin{aligned}u_r &= -r_0 \sum_n \frac{A_n}{n} \cdot \cos n\varphi; \\ v_r &= x \sum_n A_n \cdot \sin n\varphi; \\ w_r &= x \sum_n n \cdot A_n \cdot \cos n\varphi\end{aligned}\quad (4.62)$$

unde: r_0 -raza suprafeței dinamice de referință a roții flexibile:

x, φ -coordonatele ce caracterizează poziția elementului considerat:

A_n -constante: $n=2, 4, 6, \dots$

Energia de deformație a elementului cu laturile dx și $r \cdot d\varphi$ sub acțiunea sistemului de forțe radiale (F_r) are expresia:

$$dU = \left[\frac{1}{2} (M_x \cdot X_x + M_\varphi \cdot X_\varphi) + M_{x\varphi} \cdot X_{x\varphi} \right] \cdot dA \quad (4.63)$$

unde: $dA = dx \cdot r \cdot d\varphi$ - aria elementară;

X_x - variația curburii după direcția generatoarei;

X_φ - variația curburii circumferinței;

$X_{x\varphi}$ - variația curburii răsucirii;

$M_x, M_\varphi, M_{x\varphi}$ - momentele de încovoiere respectiv de răsucire.

După înlocuirea expresiilor momentelor respectiv a variațiilor curburilor în relația (4.63) energia de deformație a elementului considerat devine:

$$dU = \frac{1}{2} [D \cdot X_\varphi^2 + 2 \cdot D \cdot (1 - \nu) \cdot X_{x\varphi}] \cdot r_0 \cdot d\varphi \cdot dx \quad (4.64)$$

în care: ν - coeficientul lui Poisson;

D - rigiditatea la încovoiere a fâșiei roții flexibile.

Energia de deformare a întregii roți dințate flexibile scurte se obține însumând energiile elementare [66]:

$$U = \int_0^{2\pi} \int_0^{2\pi} dU = \frac{\pi \cdot l \cdot D}{r_0^3} \cdot \sum_n n^2 \cdot (1 - n^2)^2 \cdot A_n^2 \quad (4.65)$$

Energia cinetică a vibrațiilor forțate ale roții dințate flexibile se calculează, [66], cu relația:

$$E_c = \int_0^{2\pi} \int_0^{2\pi} \left[\left(\frac{du}{dt} \right)^2 + \left(\frac{dv}{dt} \right)^2 + \left(\frac{dw}{dt} \right)^2 \right] \cdot \frac{\gamma}{g} \cdot \frac{h \cdot r_0 \cdot d\varphi \cdot dx}{2} \quad (4.66)$$

în care γ -greutatea specifică a materilului roții flexibile;

g -accelerația gravitațională;

h -grosimea peretelui roții flexibile sub dantură;

V -volumul elementului considerat .

Introducând derivata relației (4.62) în relația (4.66) obținem:

$$E_c = \frac{\pi \cdot \gamma \cdot l \cdot h \cdot r_0}{g} \sum_n (1 + n^2) \cdot \left(\frac{dA_n}{dt} \right)^2 \quad (4.67)$$

Pentru studiul vibrațiilor roții dințate flexibile scurte a T.A.D. ne folosim de ecuația lui Lagrange [149],[161]:

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial E_c}{\partial \dot{q}_i} \right) - \frac{\partial E_c}{\partial q_i} + \frac{\partial U}{\partial q_i} = Q_i \quad (4.68)$$

Se admit pentru forța radială elastică de deformare (F_r) și sarcina generalizată (Q_i) expresiile:

$$F_r = F_{r0} \cdot \cos qt \quad ; \quad Q_i = 4n \cdot r \cdot F_r \quad (4.69)$$

Cu aceste relații introduse în relația (4.68) obținem pentru amplitudinea vibrației forțate a roții dințate flexibile următoarea expresie:

$$A_n = \frac{2 \cdot r_0^3 \cdot F_{r0}}{\pi \cdot l \cdot D \cdot n^2 \cdot (1 - n^2)^2} \quad (4.70)$$

Cu relația (4.70) expresiile deplasărilor elastice ale punctelor situate pe suprafața dinamică de referință a roții flexibile devin:

$$u_r = 0;$$

$$v_r = \frac{2 \cdot r_0^3 \cdot F_r}{\pi \cdot l \cdot D} \sum_n \frac{\sin n\varphi}{n^2 \cdot (1 - n^2)^2} \quad (4.71)$$

$$w_r = \frac{2 \cdot r_0^3 \cdot F_r}{\pi \cdot l \cdot D} \sum_n \frac{\cos n\varphi}{n \cdot (1 - n^2)^2}$$

Procedând în mod analog pentru cazul roții flexibile scurte a T.A.D. supusă acțiunii forțelor tangențiale rotitoare (F_t) la cele două capete și admitând pentru deplasările elastice expresiile [161]:

$$\begin{cases} u_t = -r_0 \sum_n B_n \cdot \frac{\sin n\varphi}{n}; \\ v_t = x \sum_n B_n \cdot \cos n\varphi; \\ w_t = -x \sum_n n \cdot B_n \cdot \sin n\varphi. \end{cases} \quad (4.72)$$

obținem următoarele expresii pentru amplitudinea B_n și deplasările elastice ale punctelor situate pe suprafața dinamică de referință a roții flexibile:

$$B_n = \frac{2 \cdot c \cdot F_{t0} \cdot r_0^3}{\pi \cdot l \cdot D \cdot (1 - n^2)^2 \left[\frac{1}{3} + 2 \cdot (1 - \nu) \cdot \frac{r_0^2}{nl} \right]} \quad (4.73)$$

$$u_t = \frac{2 \cdot c \cdot F_{t0} \cdot r_0^3}{\pi \cdot l \cdot D} \sum_n \frac{\sin n\varphi}{n \cdot (1 - n^2)^2 \left[\frac{1}{3} \cdot n^2 \cdot l^2 + 2(1 - \nu) \cdot r_0^2 \right]} \quad (4.74)$$

$$v_t = \frac{2 \cdot c \cdot x \cdot F_{t0} \cdot r_0^3}{\pi \cdot l \cdot D} \sum_n \frac{\cos n\varphi}{(1 - n^2)^2 \left[\frac{1}{3} \cdot n^2 \cdot l^2 + 2(1 - \nu) \cdot r_0^2 \right]}$$

$$w_t = \frac{2 \cdot c \cdot x \cdot F_{t0} \cdot r_0^3}{\pi \cdot l \cdot D} \sum_n \frac{n \cdot \sin n\varphi}{(1 - n^2)^2 \left[\frac{1}{3} \cdot n^2 \cdot l^2 + 2(1 - \nu) \cdot r_0^2 \right]}$$

Deformațiile elastice totale ale suprafeței dinamice de referință a roții flexibile, sub acțiunea forțelor radiale (F_r) respectiv tangențiale (F_t), devin:

$$u = u_r + u_t \quad (4.75)$$

$$v = v_r + v_t$$

$$w = w_r + w_t$$

În Fig.4.21 se prezintă graficele de variație ale deplasărilor elastice diametrale ($2w$) pentru punctele situate pe suprafața dinamică de referință a roții dințate flexibile, obținute prin rularea programului I.S.V. (scris în MathCAD), în cazul T.A.D. cu următorii parametri [66],[67]: $i=-48,2$; $m = 0,3\text{mm}$; $r_0 = 29,3\text{mm}$; $h_1=0,8\text{mm}$; $l=15\text{mm}$; $M_1=100\text{Nm}$; $\nu=0,3$; $g=10\text{m/s}^2$; $c=8\text{mm}$; $w_0=0,3\text{mm}$; $z_2=200\text{diniți}$; $z_2'=190\text{diniți}$; $z_3=202\text{diniți}$; $z_4=188\text{diniți}$

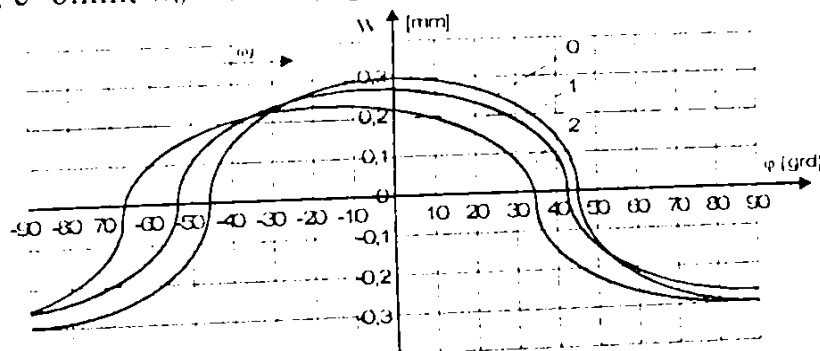


Fig. 4.21

Curba (0) reprezintă forma roții flexibile a T.A.D. neîncărcate ($M_t=0$), care este identică pentru ambele secțiuni (I-I respectiv II-II), iar curbele (1) respectiv (2) reprezintă formele roții flexibile încărcate ($M_t=100\text{Nm}$) în cele două secțiuni considerate.

Din analiza graficelor se poate afirma că în secțiunea I-I schimbarea formei dinamice a roții dințate flexibile a T.A.D., este asemănătoare ca și la transmisia armonică simplă, având loc rămânerea în urmă a roții flexibile față de generatorul de unde și o presare a acesteia pe generatorul de unde ($\varphi = 340^\circ \dots 100^\circ$)

Un caracter calitativ diferit îl are schimbarea formei roții flexibile în secțiunea II-II unde elasticitatea roții este mărită și se micșorează amplitudinea de deformație, apărând o deviere a roții flexibile în sens contrar rotirii generatorului de unde.

4.4 DETERMINAREA EXPERIMENTALĂ A STĂRII DE TENSIUNE DIN ROATA DINȚATĂ FLEXIBILĂ SCURTĂ A T.A.D.

4.4.1 Pregătirea transmisiei armonice duble pentru experimentare

Roata dințată flexibilă scurtă, prevăzută la cele două capete cu câte o dantură (exterioară respectiv interioară) este componenta de bază a T.A.D., de ea depinzând în mare măsură performanțele și calitățile transmisiei. De aceea, la fel ca în cazul transmisiei armonice simple, asupra ei trebuie îndreptate majoritatea studiilor teoretice și experimentale, pentru a găsi varianta constructivă și tehnologică care să conducă la obținerea unei roți flexibile (implicit a unei T.A.D.) cu cele mai bune performanțe.

Pentru determinarea stării de tensiune din peretele roții dințate flexibile scurte a T.A.D. se va avea în vedere rotirea acesteia cu turație scăzută și se va folosi tot metoda tensometriei electrice rezistive.

Ca urmare a montării generatorului de unde și a transducerii unui moment de torsiune va apare o stare de solicitare dinamică complexă a roții flexibile, iar pentru determinarea tensiunilor se vor folosi rozete cu trei traductoare tip EA-06-125 TW-120 (Micro-Measurements Division, U.S.A.) $K=1,96$, $R=120 \pm 0,2\% \Omega$, care permit determinarea direcțiilor principale și a tensiunilor principale.

Pentru determinarea stării de tensiune din peretele roții dințate flexibile scurte a T.A.D. încercate, în secțiunile I-I respectiv II-II, se lipesc în punctele A și B câte un timbru tensometric tip rozetă cu traductori activi (T_1, T_2, T_3 , respectiv T_4, T_5, T_6) și în punctul C unui compensator T_c (cu trei traductoare - Fig.4.22).

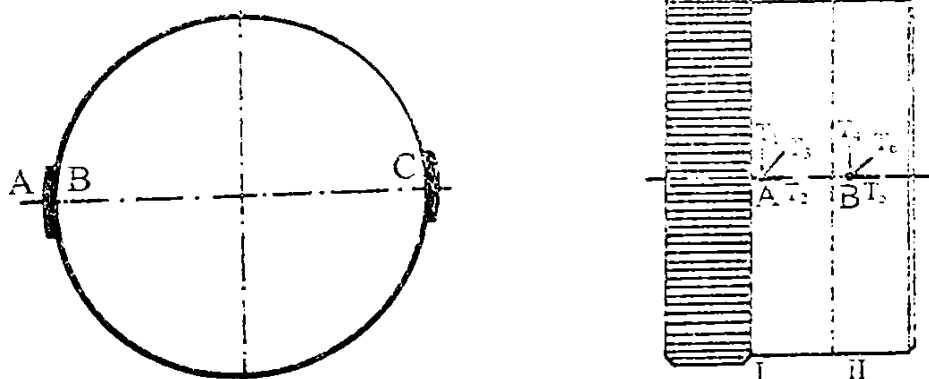


Fig. 4.22

Traductoarele active T_1 și T_4 măsoară tensiunile periferice (însurate de întindere și încovoiere). T_2 și T_5 - tensiunile axiale, iar T_3 și T_6 - tensiunile tangențiale datorate solicitării compuse de încovoiere și torsiune, în punctele A și B.

Din cercetările experimentale efectuate s-a constatat că tensiunea periferică σ_p are valoarea cea mai mare, deci ea are influența determinantă asupra durabilității roții dințate flexibile.

Traductorii activi au fost conectați cu cel compensator (T_c) după o schemă de tip Poisson. Pentru determinarea stării de tensiune cu ajutorul traductoarelor electrice rezistive, se pun probleme privind transmiterea fidelă a semnalului de la traductor la amplificatorul tensometric.

Construcția prezentată a T.A.D. (Fig.4.7) asigură și posibilitatea scoaterii în afara incintei a firelor ce leagă traductoarele tensometrice (aplicate pe corpul roții dințate flexibile scurte) de amplificatorul tensometric, prin intermediul orificiului practicat în semicarcasa stângă.

Această soluție permite determinarea stării de tensiune numai în timpul a maxim 10 rotații ale arborelui de ieșire, timp în care conductorii electrice se vor desfășura de pe corpul roții flexibile și se vor înfășura pe o rolă colectoare exterioară T.A.D..

Determinările experimentale au fost făcute pe T.A.D. care are următoarele caracteristici: $i=-48,2$; generatorul de unde cu role; deformația radială maximă $w_0=0,3$ mm; numărul de dinți ai roților rigide: $z_3=202$ dinți; $z_4=188$ dinți; roată dințată flexibilă scurtă cu modulul $m=0,3$ mm; profilul rectiliniu al danturii; $z_2=200$ dinți; $z'_2=190$ dinți (Fig 4.23).

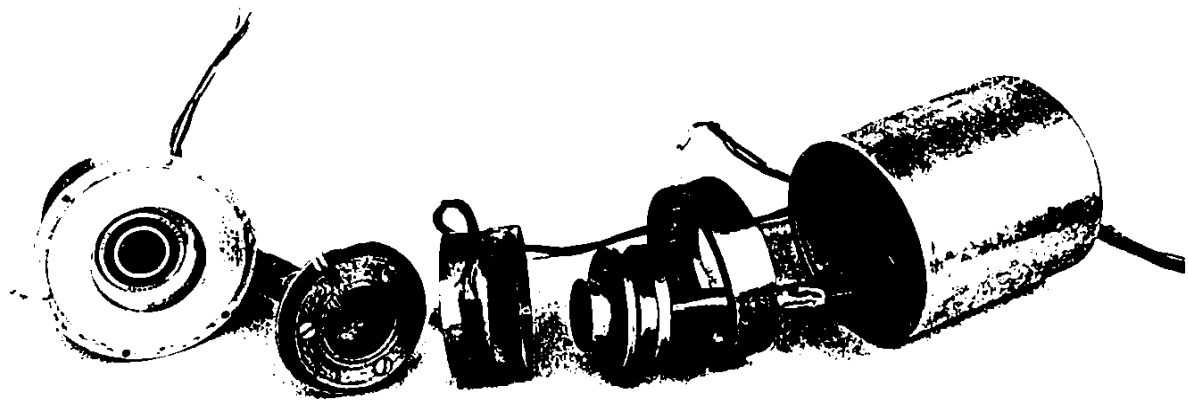


Fig. 4.23

4.4.2 Ștand pentru determinarea experimentală a stării de tensiune din roata dințată flexibilă a T.A.D.

În Fig.4.24 se prezintă schema bloc a instalației și a aparaturii folosite pentru determinarea experimentală a stării de tensiune din roata dințată flexibilă a T.A.D., care derivă din cea prezentată în Fig.4.10.

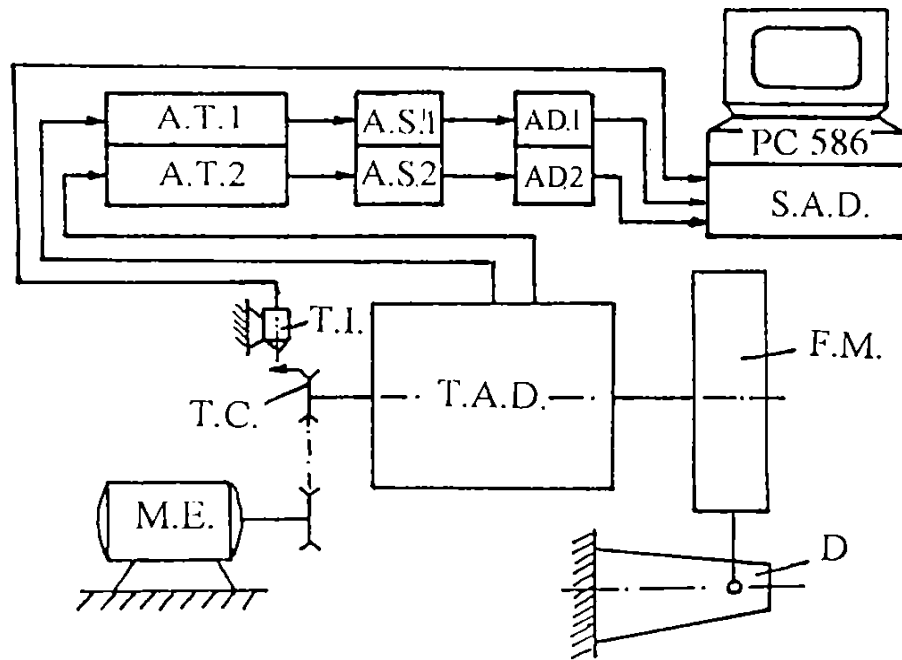


Fig. 4.24

Deosebirile constau în aplicarea a trei timbre tensometrice pe roata dințată flexibilă și eliminarea unui modul de amplificator tensometric respectiv a unui modul de atenuator din instalație. Semnalele de la traductoarele tensometrice, proporționale cu tensiunile principale σ_x , σ_φ și $\tau_{x\varphi}$, sunt amplificate de amplificatorul tensometric A.T., convertite, preluate, înregistrate și prelucrate de calculatorul electronic PC-5X86, prin intermediul sistemului de achiziție de date S.A.D..

În Fig.4.25 se prezintă fotografia standului și a aparaturii folosite la înregistrarea diagramelor ce caracterizează stărea de tensiune din roata dințată flexibilă scurtă a T.A.D.

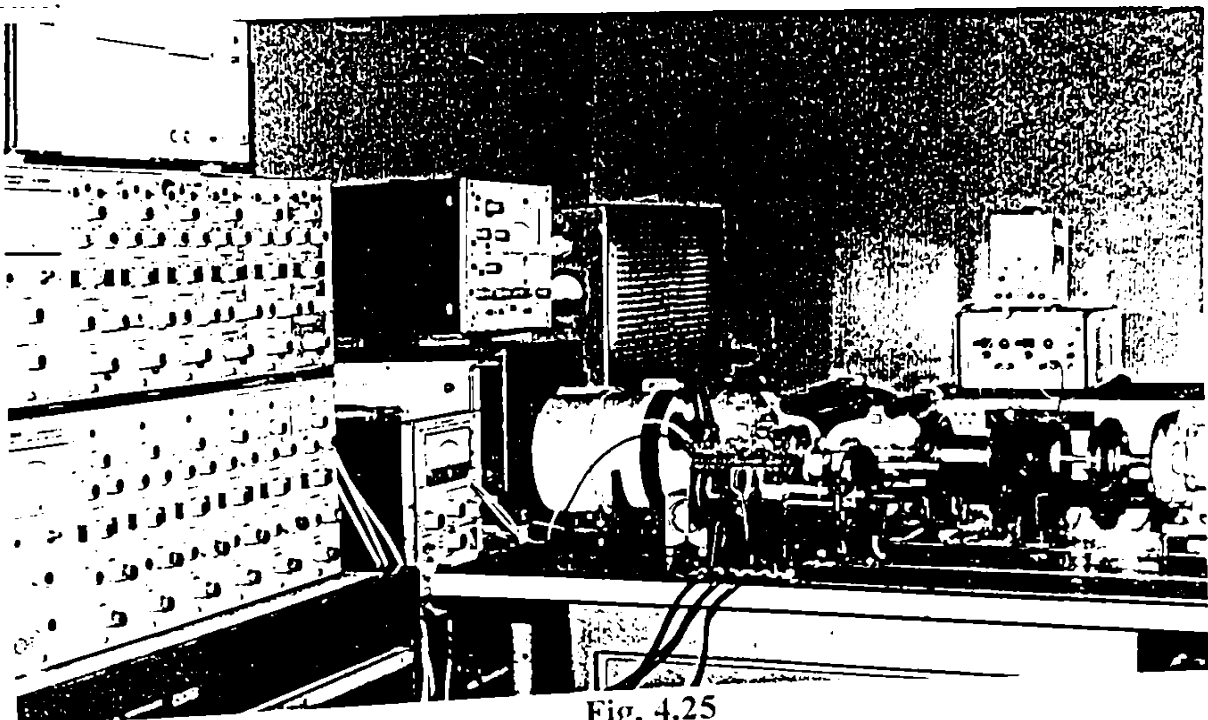


Fig. 4.25

4.4.3 Cercetări și rezultate experimentale

În Fig.4.26 se prezintă diagramele de variație a stării de deformație pentru traductoarele rezistive lipite pe roata dințată flexibilă, la $M_t=50\text{ Nm}$ și diferite turații ale generatorului de unde, pentru cele două secțiuni considerate (I-I respectiv II-II)

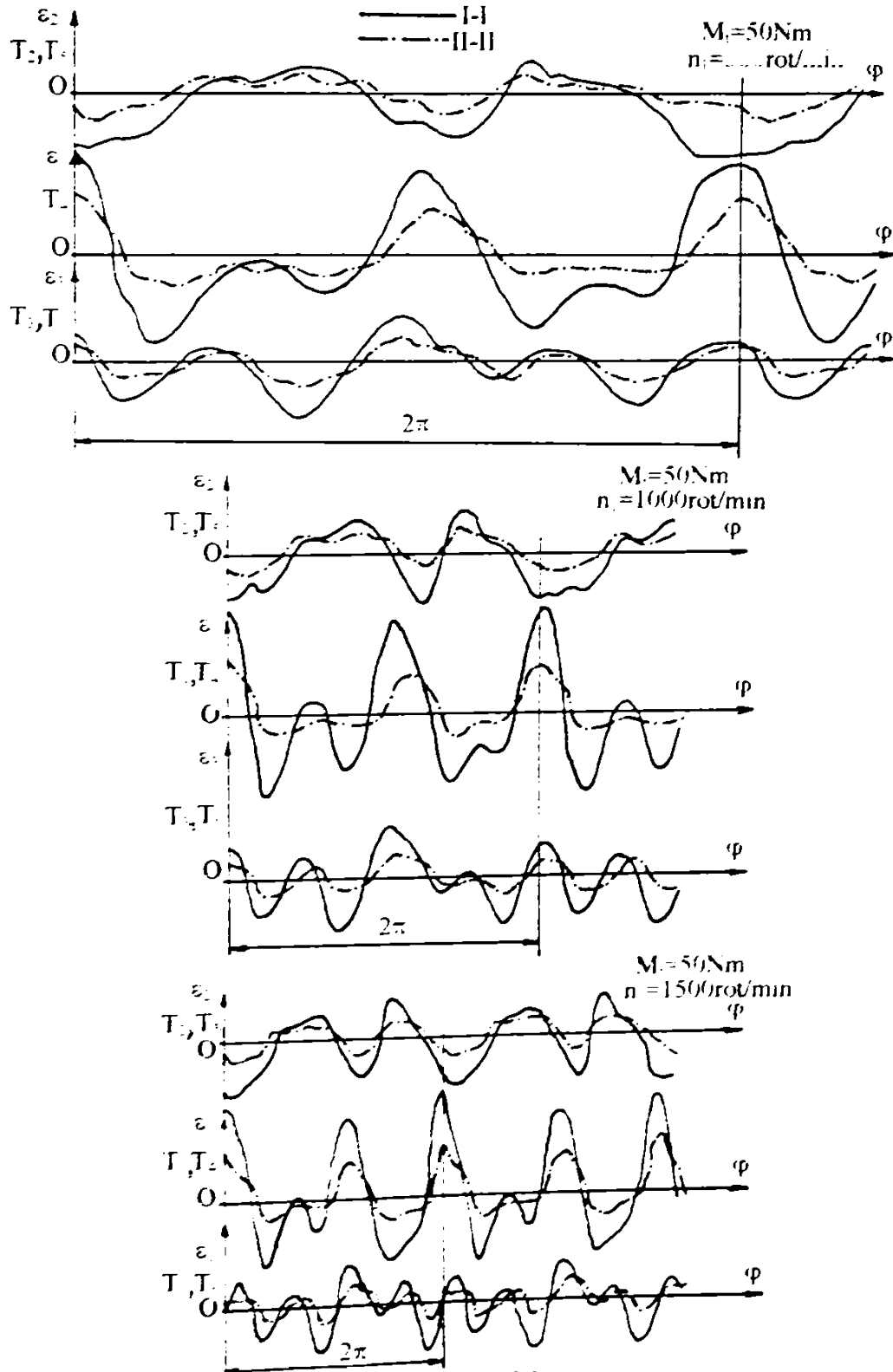


Fig.4.26

Pentru determinarea tensiunilor principale normale și a celor tangențiale maxime folosim relațiile pentru cazul rozetei dreptunghiulare cu trei traductoare [119]:

$$\sigma_{1,2} = \frac{E}{1-\nu} \cdot A \pm \frac{E}{1+\nu} \cdot \sqrt{B^2 + C^2} \quad ; \quad \tau_{\max} = \frac{E}{1+\nu} \sqrt{B^2 + C^2} \quad , \quad (4.76)$$

în care: E-modulul de elasticitate longitudinal al materialului roții flexibile ;

ν - coeficientul lui Poisson ;

A,B,C - coeficienții ce depind de deformațiile timbrelor tensometrice:

$$A = \frac{\varepsilon_1 + \varepsilon_2 + \varepsilon_3}{3} \quad ; \quad B = \varepsilon_1 - A \quad ; \quad C = \frac{\varepsilon_2 - \varepsilon_3}{\sqrt{3}} \quad ; \quad (4.77)$$

unde: $\varepsilon_1, \varepsilon_2, \varepsilon_3$ - citirile deformațiilor [$\mu\text{m}/\text{mm}$].

În Fig.4.27 se prezintă diagramele de variație a stării de tensiune a roții flexibile în cele două secțiuni I-I respectiv II-II, pentru cazul $n=500$ rot/min și $M_t=50$ N·m ; curba 1 - secțiunea I-I, curba 2 - secțiunea II-II .

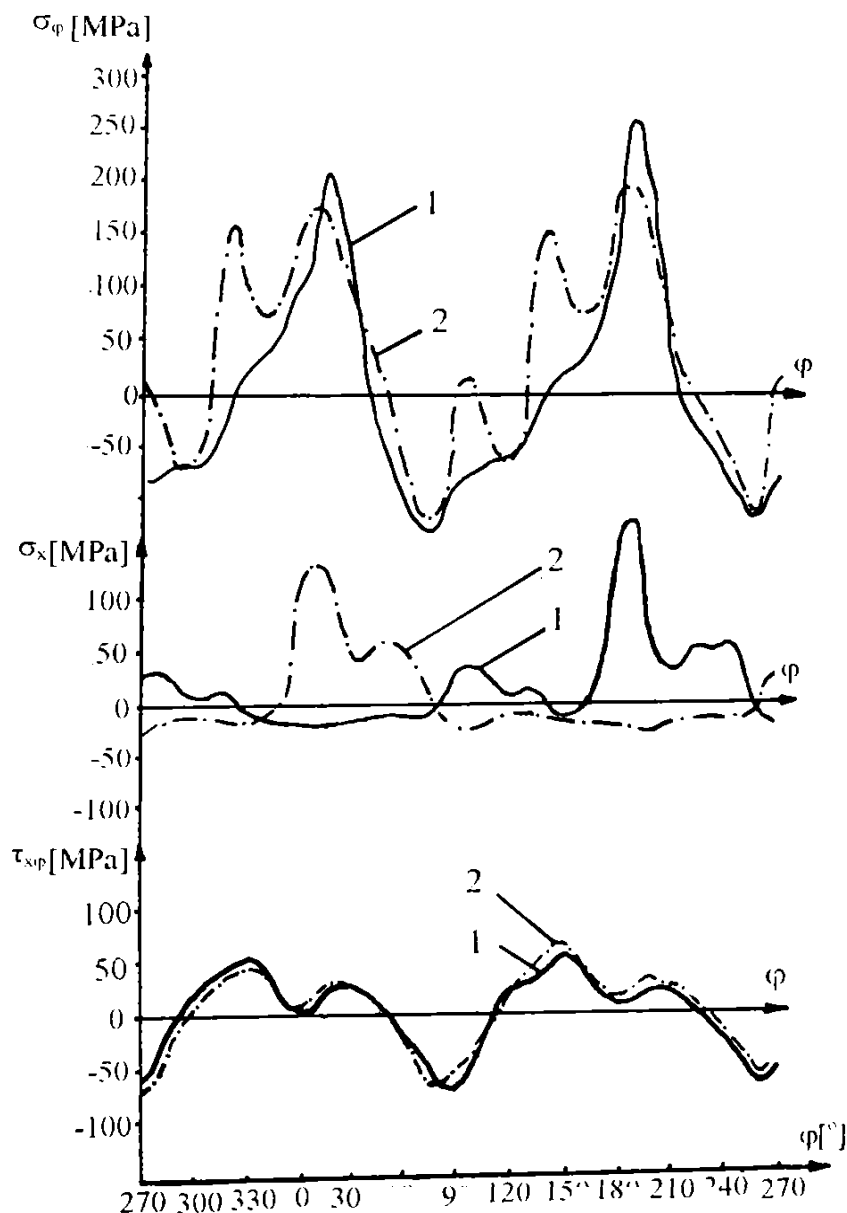


Fig. 4.27

Din analiza acestor diagrame construite pe baza rezultatelor experimentale se pot semnala următoarele:

a).În secțiunea I-I forma curbei tensiunilor periferice (σ_{φ}) este apropiată de forma curbei tensiunilor din roată dințată flexibilă a transmisiilor armonice simple [83], [165]. Curba tensiunilor periferice, în secțiunea II-II are mai multe vârfuri, însă tensiunile maxime nu depășesc valorile maxime ale tensiunilor din secțiunea I-I. Apariția de vârfuri suplimentare denotă o formă mai puțin progresivă de deformare în secțiunea II-II, ca urmare a caracterului diferit de repartiție a sarcinii pe dinții aflați în angrenare "armonică" II-II (v. § 4.2).

b).Tensiunile axiale de încovoiere (σ_{λ}) au caracter diferit în secțiunile studiate. Vârfurile acestor tensiuni se situează în zona axei mari a generatorului (secțiunea I-I), iar în secțiunea II-II se situează în zona axei mici a generatorului de unde. Tensiunile în secțiunea I-I sunt mai mari decât cele din secțiunea II-II, acest lucru se explică prin faptul că în secțiunea I-I roata dințată flexibilă scurtă a T.A.D. este strânsă în zona axei mari între roata rigidă fixă și generatorul de unde.

c).Caracterul de variație a tensiunii tangențiale (τ_{φ}) și mărimile acestora în ambele secțiuni sunt aproximativ identice. Inconstanța mărimilor acestor tensiuni după unghiul de rotire a generatorului de unde (φ) este legată de aplicarea asimetrică a forțelor circumferențiale în angrenările "armonice" I-I și II-II.

4.5 CONCLUZII ȘI CONTRIBUȚII.

Din cercetările teoretice și experimentale prezentate se evidențiază următoarele concluzii și contribuții originale ale autorului :

1. Se prezintă un algoritm de calcul teoretic al forțelor de interacțiune dinamică a roții dințate flexibile, care ține seama de caracterul rotitor al forțelor și particularitățile geometrice ale roții dințate flexibile.

2. Pe baza algoritmului de calcul prezentat sa întocmit programul I.S.F., scris în limbajul Turbo Pascal și prin rularea acestuia s-au stabilit : legile de distribuție a forțelor de la generatorul de unde respectiv din angrenările armonice și legea de variație a deplasării radiale.

3. S-a conceput, proiectat și realizat T.A.D., ce urma să fie supusă încercărilor experimentale și un stand de încercare original.

4. S-au modelat și materializat doi dinți de control, unul fiind amplasat pe roată rigidă fixă iar celălalt pe roată rigidă mobilă, aflată în mișcare de rotație și s-a reușit preluarea, transmiterea și înregistrarea semnalelor.

5. S-a adoptat un sistem de măsurare de tip nou, modern, relativ ieftin și s-a căutat să se înlocuiască aparatura costisitoare necesară unor astfel de investigații.

6. S-a stabilit o metodologie originală pentru prelucrarea semnalelor înregistrate, care permite determinarea legilor de distribuție a forței tangențiale pe dinții aflați în angrenare "armonică" (în ambele secțiuni I-I, II-II) și a numărului de dinți aflați simultan în angrenare în cele două trepte.

7. S-a dat o interpretare științifică a comportării dinamice a roții dințate flexibile scurte a T.A.D., ținându-se seama de rezultatele cercetărilor experimentale.

8. Se prezintă un algoritm de calcul teoretic al tensiunilor din peretele roții dințate flexibile scurte a T.A.D., bazat pe teoria elasticității .

9. Se prezintă particularitățile metodei elementului finit (M.E.F.) la studiul dinamic al elementului elastic al T.A.D. și se stabilește matricea de rigiditate al elementului triunghiular cu trei noduri.

10. S-a întocmit programul I.S.T. scris în limbajul Turbo Pascal care permite determinarea analitică a stării de tensiune din roata flexibilă prin utilizarea metodei elementului finit .

11. S-au studiat vibrațiile forțate ale roții dințate flexibile scurte într-o variantă originală, care ține seama de forțe elastice de deformație, de forma constructivă a roții și de tipul de legături la care este supusă.

12. S-a determinat experimental, folosind metoda tensometriei electrice rezistive , diagramele de variație a stării de deformație la un moment de torsiune și turații diferite ale generatorului de unde, cu ajutorul cărora s-au calculat tensiunile principale normale și cele tangențiale maxime .

5.SOLUȚII PRIVIND MĂRIREA DURABILITĂȚII ROȚII DINȚATE FLEXIBILE SCURTE

Transmisiile armonice nu cunosc o mare răspândire datorită duratei de funcționare relativ redusă în comparație cu transmisiile dințate clasice. Durata de funcționare a unei T.A.D este limitată de durabilitatea roții dințate flexibile scurte, care datorită solicitărilor variabile este supusă distrugerii prin oboseală, fapt ce impune necesitatea efectuării unor cercetări pentru stabilirea factorilor ce influențează timpul de funcționare al roții dințate flexibile.

Principalii factori care influențează durabilitatea roții flexibile sunt:

- a) materialul roții dințate flexibile, care trebuie să asigure o capacitate de încărcare și durabilitate mare, dar și eficient din punct de vedere al costului;
- b) procedeul tehnologic de realizare a danturii roții dințate flexibile (rostogolire, mortezare, frezare sau rulare), având în vedere și influența razei de racordare la baza dinților;
- c) tratamentul termic optim, care este aplicat roții dințate flexibile;
- d) variațiile mici ale stării de tensiune a roții dințate flexibile care depind de:
 - forma geometrică a roții dințate flexibile;
 - tipul generatorului de unde (respectiv zonele de contact ale roții flexibile);
 - parametrii angrenajului și ai generatorului de unde (deplasarea de profil, deformația radială w_r și raportul e/w_r);
 - viteza unghiulară a generatorului de unde;
 - puterea la elementul conducător al T.A.D.;
 - momentul la arborele de ieșire.

5.1 INFLUENȚA MATERIALULUI ASUPRA DURABILITĂȚII ROȚII DINȚATE FLEXIBILE SCURTE

Folosirea micropruvetelor pentru încercările experimentale prezintă dezavantajul unei execuții mai dificile a micropruvetei, deoarece în cazul realizării ei prin așchiere se produce o ecruisare superficială, fapt ce îi modifică caracteristicile mecanice.

Pentru a înlătura acest dezavantaj și obținerea unor rezultate reale privind influența calității materialului asupra durabilității roții dințate flexibile s-a trecut la determinarea numărului de ore de funcționare pe roțile dințate flexibile reale.

Astfel au fost încercate roți dințate flexibile scurte executate din OLC45, 34MoCrNi15 și oțel de tipul 34MoCrNi20 (Fig.5.1). Aceste roți dințate au fost executate cu modulul $m = 0.3 \text{ mm}$, $z_2 = 200$ dinți, $z'_2 = 190$ dinți, cu profil rectiliniu al dinților executați prin frezare (dantură exterioară) și mortezare (dantură interioară). Încercările au fost efectuate pe ștandul prezentat în Fig.3.34.

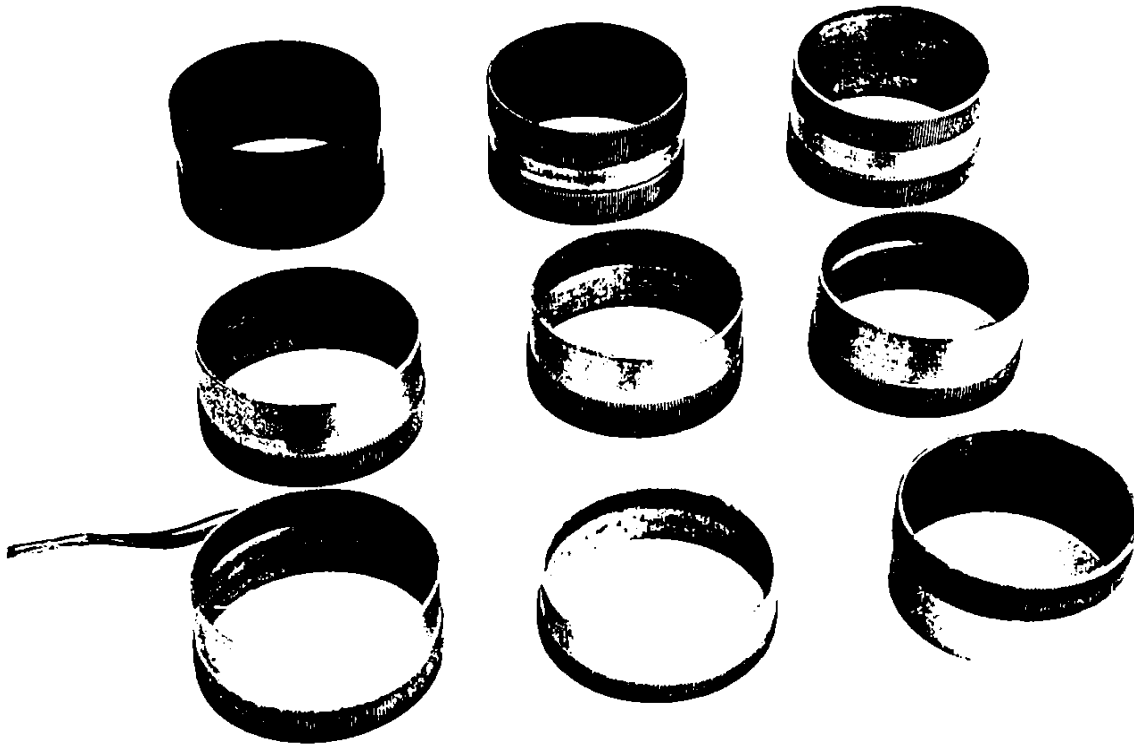


Fig. 5.1

În Fig.5.2 se prezintă durata de funcționare a T.A.D. în funcție de materialul roții dințate flexibile .

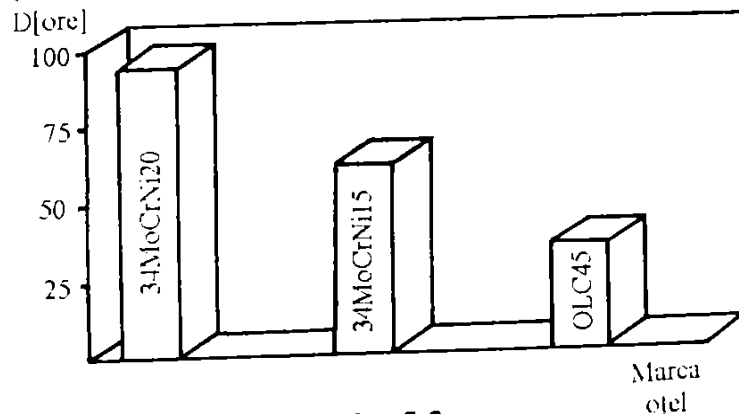


Fig. 5.2

Din încercările efectuate se constată că roțile dințate flexibile executate din oțel aliat de tipul 34MoCrNi20, au o durabilitate de 2-3 ori mai mare decât cea a roților executate din celelalte mărci de oțel testate.

5.2 INFLUENȚA TRATAMENTULUI TERMIC ASUPRA DURABILITĂȚII ROȚII DINȚATE FLEXIBILE SCURTE

Buna funcționare a roții dințate flexibile depinde și de tratamentele termice primare și secundare aplicate semifabricatului, respectiv roții dințate flexibile.

La majoritatea roților dințate flexibile executate din 34MoCrNi15 s-a constatat că după prelucrările mecanice roata dințată flexibilă prezintă abateri dimensionale și de la forma ei cilindrică (la semifabricatele laminate, fără tratamente termice secundare), care în timpul funcționării duc la apariția unui "pocnet", care se produce datorită tensiunilor interne ce nu sunt repartizate uniform pe circumferința roții dințate flexibile. Această distribuție neuniformă a stării de tensiune duce la o variație a momentului de torsiune la arborele de intrare, deci și o neuniformitate a mișcării elementelor T.A.D. În urma unei recoaceri de detensionare la o temperatură între 550-600°C, acel "pocnet" dispare și elementele transmisiei armonice duble au o funcționare silențioasă.

Se trage concluzia că materialelor din care se execută roți dințate flexibile trebuie să li se aplice tratamente termice primare corespunzătoare, iar în tehnologia de execuție a roții dințate flexibile să fie prevăzute tratamente termice secundare care să ducă la distribuția uniformă sau reducerea completă a tensiunilor interne ce apar în urma prelucrărilor la cald, prin deformare plastică la rece sau prin așchiere. Prezența acestor tensiuni interne în roata dințată flexibilă duce în timp la fisurarea ei, contribuind astfel la reducerea durabilității roții dințate flexibile scurte.

Rezultatele bune au fost obținute la roțile dințate flexibile scurte la care după operația de strunjire - eboșare s-a aplicat un tratament termic de îmbunătățire.

În vederea cercetării influenței tratamentelor termice asupra durabilității roților dințate flexibile au fost supuse încercărilor de durabilitate și roți dințate flexibile nitrurate. Tratamentul termic de nitrurare se aplică pieselor care în timpul funcționării sunt supuse la uzură și la solicitări alternante, condiții în care funcționează și roata dințată flexibilă.

Tratamentul termic de nitrurare prezintă următoarele avantaje: mărește rezistența mecanică, slăbește influența concentratorului de tensiune asupra reducerii limitei de rezistență la oboseală, mărește substanțial limita de rezistență la oboseală în special a pieselor subțiri (până la 10%). Limita de rezistență la oboseală, la încovoiere alternant - simetrică a oțelurilor cu molibden crește de la 490 N/mm² la 580 N/mm² pentru t = 0.3 mm și la 600 N/mm² pentru t = 0.45 mm (t - adâncimea stratului nitrurat); roțile dințate nitrurate nu se mai supun unei prelucrări ulterioare a flancurilor.

Nitrurarea clasică prezintă dezavantajul timpului îndelungat necesar pentru nitrurare (30 - 60 ore), iar rezultatele privind creșterea durabilității sunt nesemnificative, datorită peretelui subțire al roții dințate flexibile, motiv pentru care se recomandă nitrurarea ionică care este de scurtă durată și nu pătrunde peretele roții flexibile.

5.3 INFLUENȚA PROCEDEULUI TEHNOLOGIC DE REALIZARE A DANTURII ROȚII DINȚATE FLEXIBILE ASUPRA DURABILITĂȚII

Dantura roții dințate flexibile în funcție de profilul dintelui (evolventic, rectiliniu) poate fi executată: prin frezare cu freză disc modul, freză melc modul sau freză disc cu unghiul corespunzător golului dintre dinți; prin mortezare cu cuțit roată sau cuțit profilat, corespunzător unghiului golului dintre dinți; prin deformare plastică (rulare) la cald sau la rece. Eliminarea microconcentratorilor de tensiune ce iau naștere la așchiere se face prin rectificarea dinților cu disc abraziv melc - modul.

Pentru a cerceta influența procedeeului tehnologic de realizare a danturii roții dințate flexibile asupra durabilității au fost supuse încercărilor experimentale roți dințate flexibile scurte executate prin mortezare (dantură interioară), prin frezare și prin deformare plastică la cald (dantură exterioară).

Parametrii geometrici ai roților dințate flexibile supuse încercărilor experimentale sunt: modulul $m = 0,3$ mm; numărul de dinți $z_2 = 200$; $z'_2 = 190$; profil rectiliniu la roata dințată flexibilă danturată prin frezare și profil evolventic la cea realizată prin rulare plastică la cald.

Prelucrarea danturii prin rulare plastică la rece sau la cald poate fi făcută cu avans axial, conform schemei de prelucrare prezentată în Fig.5.3.a sau cu avans radial conform schemei din Fig.5.3.b.

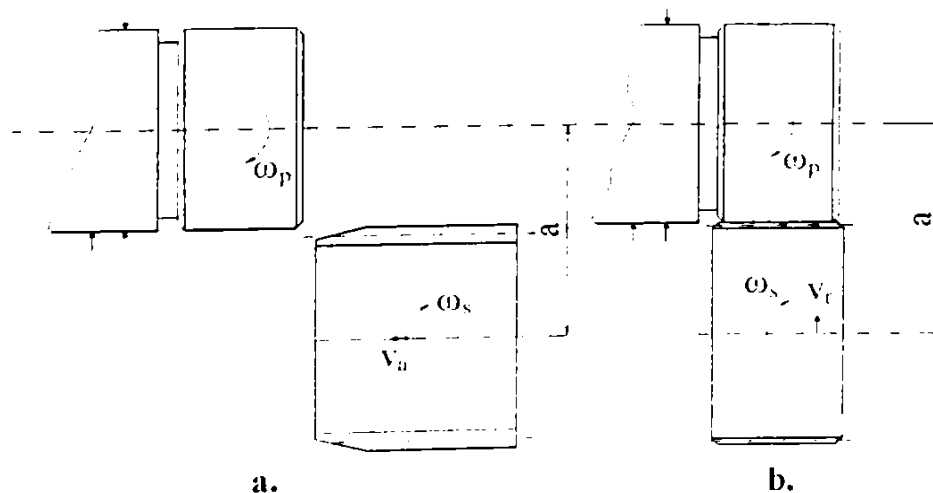


Fig.5.3

Roata dințată flexibilă scurtă supusă cercetărilor experimentale a fost executată prin procedeul rulării elastice la cald cu avans radial. În vederea realizării danturii a fost proiectată și executată scula de rulare, care este o roată dințată conjugată roții dințate de realizat, prezentată în Fig.5.4.a.

Având în vedere că rularea se execută la o temperatură de 1150°C a piesei de prelucrat, este necesară o corecție a danturii sculei, astfel că după răcire geometria roții dințate executate să corespundă cu cea indicată pe desenul de execuție (Fig.5.4.b).

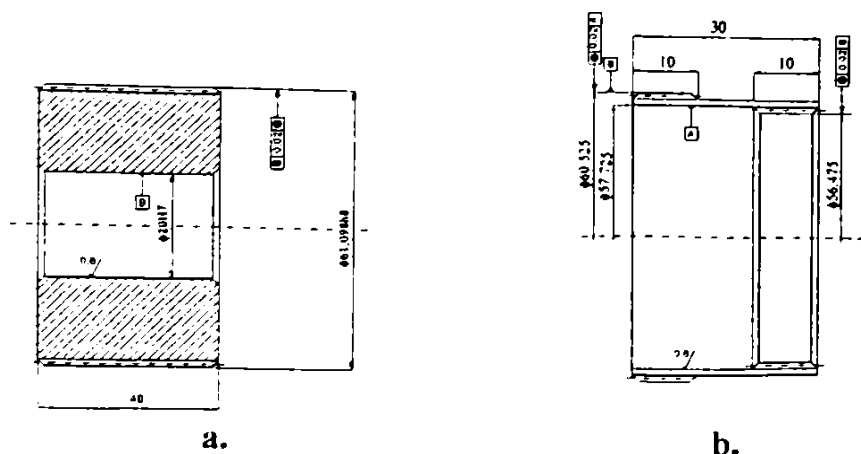


Fig. 5.4

Având în vedere coeficientul de dilatare termică $\alpha = 1,469409 \cdot 10^{-5}$ pentru materialul roții dințate flexibile 34MoCrNi15, s-a obținut un diametru exterior al sculei de 61.098 mm și o înălțime a dintelui $h = 0,7$ mm. Scula de rulare a fost executată din R_p3.

O atenție deosebită a fost acordată diametrului semifabricatului, astfel ca în timpul rularii la cald să fie bine umplute golurile dintre dinții sculei de rulare. Prin fenomenul de deformare plastică s-a constatat că diametrul crește cu 0,32 mm, astfel că este necesar ca semifabricatele să fie prelucrate la un diametru de 60,2 mm.

Realizarea roților dințate flexibile prin rulare plastică la cald s-a făcut cu instalația prezentată în Fig.5.5.

În această figură s-a notat: 1 - convertizor; 2 - tablouri de comandă; 3 - circuit electric cu condensatoare $5 \times 10 \mu\text{F}$; 4 - transformator cu raport de transformare 27:1; 5 - sanie longitudinală a strungului pe care s-a montat transformatorul (4); 6 - inductorul; 7-vârful păpușii mobile a mașinii unelte; 8 - semifabricatul; 9 - scula de rulare; 10-dispozitivul de fixare a sculei de rulare; 11 - suportul portcuțit în care s-a fixat dispozitivul (10) și 12 - flanșa arborelui principal al mașinii unelte.

Din încercările experimentale s-a constatat că dantura roții dințate flexibile executate prin rulare la cald este acoperită cu un strat de oxid cu grosimea de 0,15 - 0,2 mm, care modifică forma și dimensiunile dinților. În același timp în funcție de sensul de rotire al semifabricatului, la baza dinților se formează o concentrare de oxizi care duc la scăderea rezistenței dinților, fenomen vizualizat la microscop.

În vederea evitării stratului de oxid de pe profilul dinților și a concentrării oxizilor la baza dinților s-au executat roți dințate prin rulare plastică, la care semifabricatul a fost acoperit cu un strat protector. S-au făcut acoperiri cu borax, cupru și nichel. În urma încercărilor efectuate s-a constatat că acoperirea cu nichel dă rezultate mai bune, însă tehnologia de realizare este mai complexă, mai scumpă și rezultatele experimentale sunt nesatisfăcătoare. Pentru a cerceta influența tehnologiei de realizare a danturii roții dințate flexibile au fost supuse încercărilor de durabilitate pe stand roți dințate flexibile executate prin frezare, acestea funcționând în mod continuu, la turația $n_1 = 1500$ rot/min, timp de 100 ore, în stare încărcată. Realizarea danturii cu module mici ($m = 0,3$ mm) prin rectificarea dus la o creștere a duratei de funcționare continuă de peste 400 ore, rezultate obținute la I.M.Ștei.

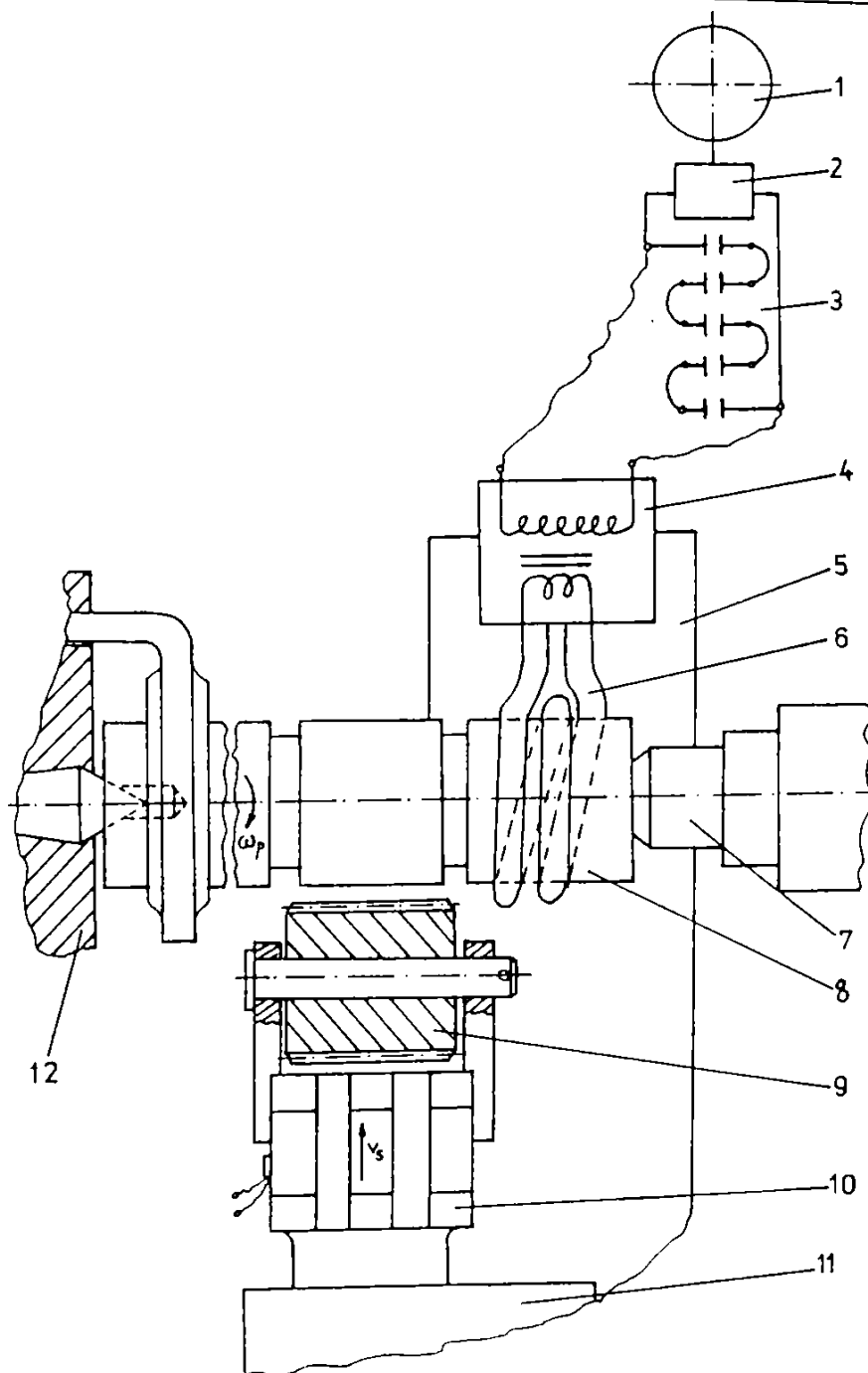


Fig. 5.5

O atenție deosebită trebuie acordată realizării unei grosimi constante a peretelui roții dințate flexibile la fundul dinților, deoarece fiind număr mare de dinți se produce o uzură a sculei așchietoare. Neuniformitatea grosimii peretelui roții dințate flexibile la fundul dinților, influențează negativ durabilitatea roții dințate flexibile.

Din încercările efectuate până în prezent s-au obținut durate de funcționare ale roților dințate flexibile de până la 100 ore, fapt ce nu-i permite lărgirea utilizării ei în diferite instalații. Se poate trage concluzia că în viitor trebuie acordată o atenție deosebită elaborării unor mărci de oțeluri corespunzătoare, unor tratamente termice primare și secundare ce se aplică, precum și tehnologiei de execuție a semifabricatelor și a danturii roții dințate flexibile.

5.4 CONCLUZII ȘI CONTRIBUȚII

Din încercările experimentale prezentate, privind factorii care influențează durabilitatea roții dințate flexibile scurte, se evidențiază următoarele concluzii și contribuții originale:

1. S-au proiectat, realizat și încercat o mulțime de roți dințate flexibile scurte din diferite mărci de oțeluri, care se deosebesc prin tratamentul termic aplicat și procedeul tehnologic de realizare a danturilor .
2. S-a studiat influența materialului roți dințate flexibile asupra durabilității acesteia, încercându-se trei tipuri de roți executate din OLC 45, 34MoCrNi15 și 34MoCrNi20. Din încercările efectuate s-a constatat că cel mai bine se comportă roțile flexibile executate din oțelul aliat 34MoCrNi20.
3. S-au studiat influențele tratamentelor termice aplicate semifabricatelor respectiv roților dințate flexibile asupra durabilității acesteia .
4. S-a cercetat influența procedeeului tehnologic de realizare a danturii roții dințate flexibile (frezare , mortezare și rulare la cald) asupra durabilității roții.

6. CONCLUZII, SINTEZA CONTRIBUȚILOR ORIGINALE

Prezenta teză de doctorat, reflectă o serie de rezultate obținute pe parcursul mai multor ani de cercetare, fiind bazată pe studierea unei bibliografii actualizate, cuprinzătoare, care a permis o cunoaștere aprofundată a realizărilor recente din domeniul transmisiilor armonice dințate și formularea unor concluzii legate de acestea.

Interesul față de transmisiile armonice dințate este datorat multiplelor avantaje pe care le prezintă în comparație cu celelalte transmisii mecanice "neconvenționale".

În practică transmisiile armonice dințate sunt utilizate în construcția modulelor roboților industriali care efectuează operații de înaltă precizie, într-un spațiu de lucru restrâns.

Transmisiile armonice dințate sunt transmisii relativ noi. Deși acestea sunt studiate de numeroși cercetători din toată lumea, în bibliografia studiată de autor nu s-a întâlnit nici o variantă de transmisie armonică dințată cu două trepte de angrenare "armonice" (cazul T.A.D.).

În consecință, obiectivul principal al prezentei teze de doctorat a constat în demonstrarea viabilității și a avantajelor nete ale T.A.D. față de transmisiile armonice simple, care să confirme posibilitatea utilizării lor în construcția mecanismelor de mecanică fină și a roboților industriali.

Ca rezultat al cercetării bibliografice, al cercetărilor teoretice și experimentale se evidențiază următoarele contribuții originale ale autorului, care se pot grupa în 5 categorii.

6.1 CONTRIBUȚII REFERITOARE LA ANALIZA STADIULUI ACTUAL

1. S-au sintetizat sub formă de studiu bibliografic majoritatea rezultatelor lucrărilor științifice și tehnice care se referă la transmisiile armonice dințate și s-au arătat principalele caracteristici și domeniile de utilizare ale transmisiilor respective (v. §1.1).

2. Prezentarea sintetică a tuturor transmisiilor armonice dințate s-a bazat pe definirea unui sistem cuprinzător de criterii care să permită o clasificare originală a acestor transmisii (v. §1.3).

3. Evidențierea și prezentarea unei noi subclase de transmisii armonice dințate denumite de autor transmisii armonice dințate derivate (v. §1.2.1).

4. Propunerea unei simbolizări general - valabile pentru transmisii armonice dințate, bazată pe analogia transmisia armonică dințată – transmisia planetară (v. §1.2.2).

5. Prezentarea comparativă a cinematicii diverselor variante constructive de transmisii armonice dințate (v. §1.2).

6. Evidențierea, prezentarea și analizarea relațiilor de calcul ale rapoartelor de transmitere pentru transmisii armonice dințate considerate (R-F-G, 2R-F-G și 3R-F-G - v. §1.1).

7. Prezentarea sintetică și comparativă a formelor de deformare a roții dințate flexibile în funcție de tipul generatorului de unde și fundamentarea teoretică a relațiilor de definire a geometriei roților dințate specifice transmisiilor armonice dințate (v. §1.4).

8. Analiza critică a forțelor ce acționează asupra principalelor elemente ale transmisiei armonice dințate (v. §1.5) și evidențierea stării plane de tensiuni din roata dințată flexibilă (v. §1.6).

9. Evidențierea carențelor majore de natură constructivă și funcțională ale transmisiilor armonice dințate, care au impus căutarea căilor de reducere și eliminare a acestora, conducând în final la apariția și dezvoltarea de noi variante constructive-transmisia armonică dublă (T.A.D. - v. §1.6).

10. Prezentarea comparativ – critică a metodelor de proiectare propuse în literatura de specialitate prin gruparea acestora în raport cu solicitările considerate critice și al verificărilor necesare a se efectua (v. §1.7).

6.2 CONTRIBUȚII PRIVIND SINTEZA T.A.D.

11. Evidențierea și prezentarea sintetică a unei noi familii de transmisii armonice dințate și anume cele duble (v. §2.1).

12. Prezentarea structural-funcțională a T.A.D. s-a bazat pe efectuarea unei sinteze de tip și a unei clasificări originale a transmisiilor armonice dințate duble, realizată în funcție de natura contactelor, forma și locul de amplasare a danturilor pe roată dințată flexibilă (v. §2.1).

13. Evidențierea caracteristicilor de natură constructivă, funcțională și dinamică a transmisiei armonice duble (v. §2.1).

14. Se determină gradul de mobilitate și se face sinteza structurală a T.A.D., care dă o corelare justă între parametrii structurali și cei cinematici ai transmisiei (v. §2.2).

15. Se prezintă principiul de funcționare (v. §2.3) și calculul raportului de transmitere al transmisiei armonice duble (v. §2.4).

16. S-a realizat proiectarea asistată de calculator a T.A.D., bazată pe sinteză dimensională a transmisiei, prin scrierea programului I.S.G. în limbajul Borland Pascal 7.0 (v. §2.5 și anexa I).

6.3 CONTRIBUȚII REFERITOARE LA CINEMATICA, GEOMETRIA ȘI PRECIZIA T.A.D.

17. Prezentarea comparativ-critică a legilor de deformare a roții dințate flexibile a T.A.D., prin rularea programului I.S.D. scris în MathCAD, care permite efectuarea unei analize cinematice corecte a transmisiei. În urma studiului efectuat s-au sintetizat elementele caracteristice și anumite proprietăți referitoare la elipsă și s-a constatat că legea de deformare cosinusoidală o poate înlocui cu o bună aproximare (v. §3.1.1).

18. S-a efectuat un studiu analitic al traiectoriilor (v. §3.1.2) și vitezelor punctelor situate pe curba dinamică de referință și de pe flancurile dinților roții flexibile (v. §3.1.3).

19. S-a realizat modelarea matematică a angrenării și s-au stabilit analitic pozițiile succesive ale dinților aflați în angrenare "armonică", pentru cele două trepte ale T.A.D (v. §3.1.4 și §3.1.7).

20. Pe baza algoritmului de calcul prezentat s-a întocmit programul I.S.A., iar prin rularea acestuia s-au ales parametrii de bază ai angrenării: unghiul de profil (α), înălțimea dinților (h) și mărimea deformăției radiale maxime (w_o) (v. §3.1.7 și anexa III).

21. Fundamentarea teoretică a relațiilor de definire a geometriei roților dințate specifice T.A.D. (v. §3.2.1) și a geometriei generatoarelor de unde cu role respectiv cu discuri excentrice (v. §3.2.2).

22. Se definește conceptul de "eroare cinematică a T.A.D." și se stabilește metodologia de calcul teoretic a erorii cinematice a T.A.D. neîncărcate respectiv încărcate (v. §3.3).

23. Se prezintă influența factorilor tehnologici asupra erorii cinematice a T.A.D (v. §3.3.3).

24. Proiectarea și realizarea fizică a transmisiei armonice duble adaptate pentru efectuarea investigațiilor experimentale (v. §3.4).

25. Pentru determinarea experimentală a preciziei cinematice a T.A.D. se concepe și se realizează un stand cu flux energetic deschis (v. §3.4).

26. Se determină experimental influența momentului de torsiune asupra preciziei cinematice de orientare a T.A.D. și se ridică diagrama de dependență a preciziei cinematice de orientare, de deformare elastică a elementelor componente ale T.A.D. la diferite momente de torsiune aplicate la arborele de ieșire, păstrând același sens de rotație și aceeași turație (v. §3.4.2).

27. Se determină experimental influența opririlor repetate și apoi continuarea mișcării asupra erorii cinematice de orientare pentru T.A.D. Din analiza rezultatelor experimentale se constată că eroarea cinematică nu se cumulează prin opriri repetate și continuarea mișcării (v. §3.4.3).

28. S-a determinat experimental eroarea cinematică de orientare prin revenirea la poziția inițială, inversând sensul de rotație al motorului și realizând diferite momente de torsiune la arborele de ieșire al T.A.D. Rezultatele experimentale sunt prelucrate statistic folosind criteriul STUDENT (v. §3.4.4).

Din aceste diagrame rezultă că pentru o anumită precizie cinematică de orientare impusă, este necesar să alegem o anumită soluție constructivă a T.A.D. și un anumit moment de torsiune la arborele de ieșire al transmisiei.

6.4 CONTRIBUȚII PRIVIND ANALIZA CINETOSTATICA ȘI DINAMICA A T.A.D.

29. Se prezintă un algoritm de calcul teoretic al forțelor de interacțiune dinamică a roții dințate flexibile, care ține seama de caracterul rotitor al forțelor și particularitățile geometrice ale roții dințate flexibile. Pe baza algoritmului de calcul prezentat s-a întocmit programul I.S.F. , scris în limbajul Turbo Pascal și prin rulare acestuia s-au stabilit legile de distribuție a forțelor de la generatorul de undă respectiv din angrenare și legea de variație a deplasării radiale (v. §4.1).

30. S-a conceput, proiectat și realizat T.A.D. și un ștand pentru încercări statice și dinamice a acesteia (v. §4.2.1 și §4.2.2).

31. S-au modelat și materializat doi dinți de control, unul fiind amplasat pe roată rigidă mobilă și s-a reușit preluarea, transmiterea și înregistrarea semnalelor (v. §4.2.1).

32. S-a stabilit o metodă originală de calcul a numărului de dinți aflați simultan în angrenare și a legilor de distribuție a forței pe dinții aflați în angrenare armonică (v. §4.2.3).

33. Se prezintă un algoritm de calcul teoretic al tensiunilor din peretele roții dințate flexibile scurte a T.A.D. , bazat pe teoria elasticității (v. §4.3.1).

34. Se prezintă particularitățile metodei elementului finit (M.E.F.) la studiul dinamic al elementului elastic al T.A.D. și se stabilește matricea de rigiditate al elementului triunghiular cu trei noduri (v. §4.3.2 și v. §4.3.3).

35. S-a întocmit programul I.S.T. scris în limbajul Turbo Pascal care permite determinarea analitică a stării de tensiune din roata flexibilă prin utilizarea metodei elementului finit (v. §4.3.4 și anexa V).

36. S-au studiat vibrațiile forțate ale roții dințate flexibile scurte , într-o variantă originală, care ține seama de forțe elastice de deformare , de forma constructivă a roții și de tipul de legături la care este supus (v. §4.3.5).

37. S-a determinat experimental, folosind metoda tensometricii electrice rezistive, diagramele de variație a stării de deformare, la un moment de torsiune și turații diferite ale generatorului de unde, cu ajutorul cărora s-au calculat tensiunile principale normale și cele tangențiale maxime (v. §4.4).

6.5 CONTRIBUȚII PRIVIND MĂRIREA DURABILITĂȚII ROȚII DINȚATE FLEXIBILE SCURTE

38. S-au proiectat, realizat și încercat o mulțime de roți dințate flexibile scurte din diferite mărci de oțel, care se deosebesc prin tratamentul termic aplicat și procedeele tehnologice de realizare a danturilor (v. §5.1).

39. S-a studiat influența materialului roți dințate flexibile asupra durabilității acesteia, încercându-se trei tipuri de roți executate din OLC 45 , 34MoCrNi15 și 34MoCrNi20 . Din încercările efectuate sa constatat că cel mai bine se comportă roțile flexibile executate din oțelul aliat 34MoCrNi20 (v. §5.1).

40. S-au studiat influențele tratamentelor termice aplicate semifabricatului respectiv roții dințate flexibile asupra durabilității acesteia (v. §5.2).

41. S-a cercetat influența procedeele tehnologice de realizare a danturii roții dințate flexibile (frezare , mortezare și rulare la cald) asupra durabilității roții (v. §5.3).

BIBLIOGRAFIE

1. Agamirov, V.L. ș.a. : Raspredelenie nagruzok mejdu elementami sdvoennoi volnovoï peredaci pri eio sborke, Vestnik Mașinostroenie nr 10, 1986, p.17-20.
2. Alexandru, P. ș.a. : Mecanisme. Vol. I. Analiză. Vol. II. Sinteză, Lito. Univ. Brașov, 1982, 1984.
3. Aliev, N. A. : K voprosu predstavlenia nagruzki vî volnovoï zubciatoi peredaci, Izv. vuzov. Masinostroenie nr.10, 1985, p.23 – 27.
4. Anghel, Șt., Ianici, S. : Proiectarea transmisiilor mecanice. Vol. I și II, U.T. Timișoara, 1993.
5. Anghel, Șt., Ianici, S. ș.a. : Îndrumar de proiectare a mecanismelor. U.E.M. Reșița, 1994.
6. Anghel, Șt., Ianici, S. : Îndrumar de proiectare a mecanismelor cu șurub de mișcare. U.E.M. Reșița, 1993.
7. Anghel, Șt., Ianici, S. : Testarea organelor de mașini. U.E.M. Reșița, 1998.
8. Anghel, Șt. ș.a. : Determinarea stării de tensiune și a deformațiilor elastice din zona danturată a roții flexibile lungi a angrenajului armonic cu ajutorul metodei elementelor de frontieră. Simpozion Național M.T.M. '88 Institutul Politehnic Cluj-Napoca, vol. I, p.11-17.
9. Anghel, Șt. ș.a. : Utilizarea metodei elementelor de frontieră pentru calculul tensiunilor și deformațiilor elastice din pereții roții flexibile scurte. The Fift IFToMM Internațional Symp. SYROM '89, București.
10. Anghel, Șt. ș.a. : Aspecte privind realizarea reductoarelor armonice dințate utilizate în construcția roboților industriali și a preciziei cinematice a acestuia. Simpozionul Național MTM '84, Timișoara, p.9-14.
11. Anghel, Șt. ș.a. : Cu privire la distribuția tensiunii de contact dintre roata flexibilă a angrenajului armonic și generatorul de unde cu două discuri. The Fift IFToMM Internațional Symp. SYROM '89, București.
12. Antonescu, P. : Mecanisme. Calculul structural și cinematic. Lito. I.P. Buc., 1979.
13. Antonescu, P. : Cinetostatica și dinamica mecanismelor. Lito. I.P. București, 1980.
14. Artobolevskii, I.I. : Teoria mecanismelor și a mașinilor. E.T. București, 1956.
15. Artobolevskii, I.I. : Teoria mehanizmov. Moskva, 1965.
16. Atanașkovič, T. : Teoria elasticității. Univerzitet Novi Sad, Yugoslavia, 1993.
17. Bachmann, O. : Ring band getriebe. In: Antriebstechnik nr. 8, 1990, p.34-40.
18. Birgher, I.A. ș.a. : Rascet na procinost detalei mașin. Izd. Mașinostroenie, Moskva, 1979.
19. Boiko, L.S. ș.a. : Reductori i motoreductori obșcemașino stroitel'no primeneniia. Izd. Mașinostroenie, Moskva, 1984.
20. Borobiev, A.V. : Mehanizm manipulatora. Vestnik Mașinostroenie nr. 7, 1986, p.6-9.
21. Borza, A. : Asupra avantajelor oferite de utilizarea unor danturi cu profil în S la transmisiile armonice dințate. Analele U.E.M. Reșița, 1997.
22. Borza, A. : Lanțuri de dimensiuni la transmisiile armonice. Un sfert de veac de la fondarea învățământului superior la Reșița, Fascicula II, 1996
23. Borza, A. : Toleranțe, abateri de formă și poziție reciprocă la transmisiile armonice dințate. Un sfert de veac de la fondarea învățământului superior la Reșița. Fascicula II, 1996, p.141-143.
24. Bostan, I. : Pretzessionnîe peredaci s mnogoparnîm zateplenîem. Izd. Știința Chișinău, 1988.

25. Bruja, A. : Cinematica angrenajului armonic. The Seventh IFToMM International Symposium on Linkages and Computer aided design Methods Theory and Practice of Mechanisms, SYROM '97, vol III, p.83-88.
26. Bruja, A. : Determinarea forțelor care acționează asupra dinților angrenajului armonic. The Seventh IFToMM International Symp. on Linkages and Computer aided design Methods Theory and Practice of Mechanisms, SYROM '97, vol.III, p.89-92.
27. Bruja, A. : Studiul stării de tensiune în unele elemente ale reductoarelor armonice destinate instalațiilor de ridicat pentru construcții. Teza de doctorat I.C. București, 1987.
28. Bruja, A. ș.a. : Determinarea experimentală a jocului la inversarea sensului și a deformației remanente a tubului reductoarelor armonice în cazul solicitării acestora la torsiune. Al V-lea Simpozion Național MTM 88, C. Napoca
29. Bruja, A. ș.a. : Reductoare armonice cu grad foarte mare de acoperire. Studiu cinematico - geometric. Al V-lea Simpozion Național MTM '88, vol. I, Cluj-Napoca, p.141-146.
30. Cernavski, S.A. ș.a. : Kursovoe proektirovanie detalei mașin. Izd. Mașinostroenie, Moskva, 1979.
31. Constantinescu, I.N. : Metode noi pentru calcule de rezistență. E.T. București, 1989.
32. Constantinescu, I.N. ș.a. : Calcule de rezistența structurilor de mașini și utilaje. E.T. Buc. 1984.
33. Dali, A. : Contribuții la geometria, cinematică și calculul de rezistență a angrenajelor cu elemente dințate deformabile. Teză de doctorat. I.P. Cluj-Napoca, 1982.
34. Dali, A. : Studiul profilului conjugat la angrenajele armonice. The Seixt IFToMM International Symposium SYROM '93, București, p.67-72.
35. Dali, A. : O metodă de studiu numeric al condițiilor de angrenare la transmisia armonică dințată. Al V-lea Simpozion Național, MTM'88, vol.I, Cluj-Napoca, p. 209-214.
36. Dali, A. ș.a. : Considerații cu privire la alegerea profilului la angrenajul armonic. Al V-lea Simp. Național MTM '88, vol.I, Cluj-Napoca, p.215-220.
37. Dali, A. ș.a. : Calculul tensiunilor maxime din angrenajul armonic. Al V-lea Simp. Național MTM'88, vol.I, Cluj-Napoca, p. 221-226.
38. Dali, A. ș.a. : Solicitări și tensiuni în roata dințată armonică. Al IV-lea Simpozion Național MTM '84, vol II, Timișoara, p.171-176.
39. Dali, A. ș.a. : Angrenarea specială a profilurilor la angrenajul armonic modelat de calculator. Al V-lea Simp. Național PRASIC'94, Universitatea Transilvania Brașov, p. 63-68.
40. Dali, A. ș.a. : Posibilități de extindere a domeniului de rapoarte de transmitere la angrenaje armonice. SYROM '97, vol.III, p.177-182.
41. Danilov, A.I. ș.a. : Vlianie geometrii elementov volnovih peredaci na napriajenia zubciatom vențe. Izv. vuzov. Mașinostroenie nr.11, 1985 p.26-30.
42. Demian, T. : Elemente constructive de mecanică fină, E.D.P. București, 1980.
43. Deutsch, I. : Rezistența materialelor, E.D.P. București, 1979.
44. Emilianov, A.F. ș.a. : Rascet kinematiceskoj pogreșnosti volnovoi zubciatoi peredaci s uciotom podatlivostei zveniev. Vestnik Masinostroenie nr.7, 1983.
45. Filipoiu, I.D. : Contribuții asupra îmbunătățirii capacității portante a transmisiilor armonice dințate. Teza de doctorat, I.P. București, 1987.
46. Filipoiu, I.D. ș.a. : Modelling the kinematic precision of toothead harmonius transmission from the hard part of industrial robots. Ninth Word Congress

- on the Theory of Machines and Mechanisms IFToMM, vol.I, Politecnico di Milano, Italy, 1995, p.544-546.
47. Frolov, K.V. ș.a. : Mehanika promișlennih robotov. Izd. Vișșaiia șkola, Moskva, 1988.
48. Gafițanu, M. ș.a. : Elemente finite și de frontieră cu aplicații la calculul organelor de mașini. E.T. București, 1987.
49. Gârbea, D. : Analiza cu elemente finite. E.T. București, 1990.
50. Genkin, M.D. : Kolebania mehanizmov s zubciatimi peredaciami. Izd. Nauka, Moskva, 1977.
51. Gheorghiu, N.S. ș.a. : Organe de mașinii. Transmisii mecanice. I.P. Timișoara, 1982.
52. Gheorghiu, N.S. ș.a. : Îndrumar de proiectare pentru organe de mașini. I. Arbori, rulmenți cuplaje, vol. I, I.P. Timișoara, 1985.
53. Ghinzburg, E.G. : Volnovie zubciatie peredaci. Izd. Mașinostroenie, Leningrad, 1977
54. Gligor, O. ș.a. : Elemente constructive de mecanică fină. Lito. I.P. Timișoara, vol. I 1985, vol. II, 1987.
55. Golovin, A.A. ș.a. : Modelirovanie harakteristiki krutilnoi jstкости volnovih peredaci po minimalinomu cislui opitov. Izv. vuzov. Mașinostroenie nr. 2, 1989, p.34-38.
56. Gorelov, V.N. : Eksperimentalnoe issledovanie procinosti ghibkih koles volnovih zubciatih peredaci. Izv. vuzov. Mașinostroenie nr. 10, 1983, p.30-34.
57. Handra-Luca, V. : Introducere în teoria mecanismelor. Vol. I și II, Editura Dacia, Cluj-Napoca, 1982, 1983.
58. Ianici, S. : Aspecte privind alegerea grosimii peretelui roții flexibile a unui angrenaj armonic. Sesiunea tehnico - științifică, secțiunea IV, U.E.M. Reșița, 1993, p.263-266.
59. Ianici, S. : Aspecte privind alegerea principalilor parametri ai transmisiei armonice în două trepte. Analele U.E.M. Reșița. Fascicula I, 1994, p.128-131.
60. Ianici, S. ș.a. : Studiul stării de tensiune din roata dințată flexibilă scurtă a T.A.D Al VII-lea Simp. Național, MTM'96, vol. III, Reșița p. 65-70.
61. Ianici, S. : Despre comportarea dinamică a roții dințate flexibile scurte a unei transmisii armonice duble. Al VII-lea Simp. Național MTM'96, vol. III, Reșița p. 71-76.
62. Ianici, S. : Vibrațiile proprii ale roții flexibile scurte a unei transmisii armonice duble. Un sfert de veac de la fondarea învățământului superior la Reșița. Fascicula II, 1996, p. 169-172.
63. Ianici, S. : Particularitățile angrenării la o transmisie armonică dublă. Un sfert de veac de la fondarea învățământului superior la Reșița, Fascicula II, 1996, p. 173-178.
64. Ianici, S. ș.a. : Analiza structurală a transmisiilor armonice dințate utilizate în acționarea roboților industriali. Revista Robotica și Management nr. 1, 1997, ISSN 1453-2069, Reșița, p. 43-46.
65. Ianici, S. ș.a. : Cinematica transmisiei armonice duble utilizate în acționarea roboților industriali. Revista Robotică și Management, nr. 1, 1997, ISSN 1453-2069, Reșița, p.25-28.
66. Ianici, S. : Le comportement dynamique de la roue dentee elastique courte de la trasmission biharmonique. The Seventh IFToMM Inter. Symp SYROM'97, București, p.267-272.
67. Ianici, S. : L'etude des vibrations forcees de la roue dentee elastique courte d'une transmission biharmonique. The Seventh IFToMM Inter.

68. Ianici, S. : Symp. SYROM '97, București, p.261-266.
: Studiul stării de tensiune din roata dințată flexibilă scurtă a T.A.D. utilizând metoda elementului finit, Sesiunea Tehnico-Șt. Arad, 1997.
69. Ianici, S. : Studiul preciziei cinematice de orientare a T.A.D., Sesiunea Tehnico-Științifică, Arad, 1997.
70. Ianici, S. : Aspecte comparative între transmisia armonică simplă și transmisia armonică dublă, Analele U.E.M. Reșița, 1997, p.108-111.
71. Ianici, S. : Analiza dinamică a transmisiei armonice duble, Analele U.E.M. Reșița, 1997, p.112-115.
72. Ianici, S. : Stadiul actual al cercetărilor privind construcția și funcționarea transmisiilor cu elemente deformabile, Referat 1 teză de doctorat, U.P. Timișoara, 1995.
73. Ianici, S. : Influența concentrărilor de tensiune și a vibrațiilor asupra randamentului și a durabilității elementelor portante ale T.A.D. Referat 2 teză de doctorat, U.P. Timișoara, 1995.
74. Ianici, S. : Soluții pentru mărirea durabilității elementelor portante ale T.A.D. Referat 3 teză de doctorat, U.P. Timișoara, 1997.
75. Ilinoiu, N. : Memorator de metrologie. Editura Tehnică, București, 1968.
76. Istomin, S.N. ș.a. : Kinematiceskaia tocinost pribornih volnovih peredaci. Izd. Mașinostroenie, Moskva, 1987.
77. Ivanov, M.N. ș.a. : Issledovanie formî deformirovania i napriajenii ghibkobo koleasa sdvoennoi volnovoï peredaci. Izv. vozov. Mașinostroenie nr.11, 1984, p.39-42.
78. Ivanov, M.N. ș.a. : O vibore osnovnih parametrov sdvoennoi volnovoï zubciatoi peredaci. Izv. vozov. Mașinostroenie, nr.6, 1987, p.31-34.
79. Ivanov, M.N. ș.a. : K voprosu o kinematiceskoï pogrešnosti volnovoï zubciatoi peredaci. Izv. vozov. Mașinostroenie, nr.3, 1987, p.27-31.
80. Ivanov, M.N. ș.a. : Vlianie ciska par zubiev v zateplenii na kinematiceskuiu pogrešnost volnovoï zubciatoi peredaci. Izv. vuzov. Mașinostroenie nr.2, 1989, p.31-34.
81. Ivanov, M.N. ș.a. : Vlianie samoustanovki ghegeneratora voln na kinematiceskuiu pogrešnost volnovoï zubciatoi peredaci. Izv. vuzov. Mașinostroenie nr.2, 1988, p.37-40.
82. Ivanov, M.N. ș.a. : Issledovanie geometrii zateplenii volnovoï zubciatoi mufți pri $\alpha=30^\circ$. Izv. vozov. Mașinostroenie, nr.8, 1986 p.49-52.
83. Ivanov, M.N. ș.a. : Volnovie zubciatie peredaci. Izd. Vișșaiia șkola, Moskva, 1981.
84. Kaposta, I. : Optimizarea funcțional constructivă a transmisiilor armonice frontale. Teză de doctorat, U.P. Timișoara, 1994.
85. Kaposta, I. ș.a. : Studiul, cercetarea și proiectarea reductoarelor armonice frontale, Al IV-lea Simp. Național Timișoara, vol.II. MTM'84, p.247-254.
86. Kaposta, I. : Particularitățile cinematice și funcționale ale reductoarelor biarmonice frontale. Al V-lea Simpozion Național M.T.M.'88 Cluj-Napoca, p. 511-516.
87. Klenikov, S.S. ș.a. : Silovoe vzaimodeistvie uprugih elementov nagrujennih sdvoennoih, volnovih zubciatih peredaci. Vestnik Mașinostroenie nr 1, 1988, p.21-25.
88. Klenikov, S.S. ș.a. : Raspredelenie nagruzok mejdu elementami sdvoennoi volnovoï peredaci pri eio sboke. Vestnik Mașinostroenie, nr 10, 1986, p.17-20

89. Klenikov, S.S. : Dinamika kontaktnovo vzaimodeistvia uprugih elementov volnovih peredaci. Izv. vuzov. Maşinostroenie, nr. 12, 1986, p. 21-26.
90. Klenikov, S.S. : Rascet sil vzaimodeistvia uprugih elementov volnovih peredaci şagovim metodom. Vestnik Maşinostroenie, nr. 7, 1978, p. 26-29.
91. Komarov, V.A. ş.a. : Metodika oţenki robotosposobnosti elektroprivodov s melkomodulnimi volnovimi zubciatimi peredaciami. Izv. vuz. Maşinostroenie nr. 3, 1988, p. 44-47.
92. Kovacs, F., Perju, D. ş.a. : Curs de teoria mecanismelor şi dinamica maşinilor. Lito I.P.T., 1969.
93. Kovacs, F., Perju D. ş.a. : Metode noi în sinteza mecanismelor, Ed. Facla Timişoara, 1976.
94. Kovacs, F., Perju D. ş.a. : Mecanisme partea I. Analiza mecanismelor, Lito I.P.T., 1978.
95. Kovacs, F., Perju D. : Mecanisme partea II. Sinteza mecanismelor, Lito I.P.T., 1977.
96. Kovacs, F., Perju D. : Sinteza mecanismelor Lito U.T. Timişoara, 1992.
97. Kovacs, F., Perju D., : Mecanisme. Lito U.T. Timişoara, 1992.
98. Kovacs, F. ş.a. : Roboţi industriali, vol. I şi II. U.T. Timişoara, 1992.
99. Kovalev, N.A. : Peredaci ghibkimi kolesami. Izd Maşinostroenie Moskva 1979
100. Kovalev, N.A. : Deformirovanoe sostoianie ghibkovo kolesa mehaniceskoi volnovoi peredaci. Izv. vuzov. Maşinostroenie, nr. 1, 1980, p. 30-34.
101. Kudriavţev, V.N. ş.a. : Planetarnie peredaci. Izd. Maşinostroenie, Leningrad, 1977.
102. Kudriavţev, V.N. ş.a. : Kursovoe proektirovanie detalei maşin. Izd. vuz. Maşinostroenie, Leningrad, 1983.
103. Kuklin, B. ş.a. : Issledovanie dinamicnosti ghibkovo zubciatovo kolesa volnovovo reductora. Izv. vuzov. Maşinostroenie, nr. 6, 1977, p. 42-45.
104. Leistner, F. : Wellgetriebe-ein hochuber set zendes getriebe. In: Maschinenbautechnik, nr. 7, Berlin, 1986, p. 295-298.
105. Leistner, F. ş.a. : Aspecte der dimensionierung von wellgetrieben unterschiedlicher bauweise. In: Maschinenbautechnik, nr. 9, Berlin, 1987, p. 389-394
106. Litvin, F.A. : Teoria zubciatih zaţplenii. Izd. Fizmaşghiz, Moskva, 1960.
107. Lubarda, V.A. ş.a. : On one basic half - plane elasticity solution. In: Teoretical and Applied Mecanics, vol. 22, Belgrad, 1997, p. 41-48.
108. Manolescu, N.I. : Teoria mecanismelor şi a maşinilor. Vol. I - IV. Lito. I.C.F. Bucureşti, 1955-1956.
109. Manolescu, N.I. ş.a. : Teoria mecanismelor şi a maşinilor. Cinetostatica şi dinamica. Editura Tehnică Bucureşti, 1958.
110. Manolescu, N.I. ş.a. : Teoria mecanismelor şi a maşinilor. E.D.P. Bucureşti, 1972.
111. Marina, M. Perju, D. : Mecanisme şi elemente constructive de mecanică fină. Lito I.P. Timişoara, 1984.
112. Margulis, M.V. ş.a. : Dinamiceskii analiz privodov s visokomomentnimi volnovimi zubciatimi peredaciami. Vestnik Maşinostroenie nr. 5. 1988, p. 23-27.
113. Margulis, M.V. ş.a. : Metodika opredelenia nizşih ciastot sobstvenih kolebanii ghibkih zveniev visokomomentnih volnovih zubciatih peredaci. Vestnik Maşinostroenie, nr. 11, 1986, p. 11-14.
114. Margulis, M.V. ş.a. : Razmerno funcţionalnii analiz tiajelonagrujennih visokomomentnih volnovih zubciatih peredaci. Vestnik Maşinostroenie nr. 5. 1985, p. 9-13.
115. Maroş, D. : Cinematica roţilor dinţate. Editura Tehnică, Bucureşti, 1958.
116. Mauro, D.L. : Experimental and theoretical study of harmonic motors. Ninth World Congres on the Theory of Machines and mechanisms IFToMM, Politecnico di Milano, vol. IV, 1995, p. 2686-2692.

117. Miloiu, Gh. : Transmisia armonică. Brevet, România, 50908, 7.06.1967.
118. Miloiu, Gh. : Transmisii mecanice moderne. Ed. Tehnică, București, 1980.
119. Mocanu, D.R. : Determinarea experimentală a eforturilor unitare. ET. Buc. 1966.
120. Musser, C.W. : Strain wave gearing. Brevet SUA, nr. 2906143, 1959.
121. Musser, C.W. : Harmonic gearing with extended contact. Brevet SUA, nr. 2930254, 1960.
122. Orănescu, A. : Teoria mecanismelor și a mașinilor, E.D.P. București, 1963.
123. Osipova, O.M. ș.a. : Theoreticeskoe i experimentainoe issledovanie volnovih peredaci Dnepropetrovsk, 1986.
124. Pelecudî, Chr. : Precizia mecanismelor. Editura Academică, București, 1975.
125. Pelecudî, Chr. : Bazele analizei mecanismelor. Ed. Academică, București, 1967
126. Perju, D. : Contribuții la sinteza mecanismelor pentru conducerea unui punct pe o curbă dată. Teză de doctorat, I.P. București, 1971.
127. Perju, D. : Mecanisme de mecanică fină. Lito I.P. Timișoara, Ed. I, 1980 Ed. II, 1983.
128. Perju, D. : Mecanisme de mecanică fină. Vol. I, II, Lito I.P. Timișoara, 1986.
129. Perju, D. : Mecanisme de mecanică fină. Vol. I, II, Lito I.P. Timișoara, 1990.
130. Perju, D. ș.a. : Considerations about the quality evaluation of the elastic structures used in forces transducers. Al VII - lea Simp. Int. IFToMM, SYROM'97, Vol. I, București, 1997, p. 57-62.
131. Perju, D. ș.a. : An optimizing study of a six components force transducer. Ninth World Congress on the Theory of Machines and Mechanisms, IFToMM, Politecnico di Milano, Vol. IV, Italy, 1995, p. 2925-2929
132. Perju, D. : Asupra sintezei mecanismelor cu element flexibil. Al IV - lea Simp. Int. IFToMM, SYROM'85, Vol. I, București, 1985.
133. Ponomariov, S. ș.a. : Calculul de rezistență în construcția de mașini. E.T. Buc. 1960.
134. Popov, P.K. ș.a. : Dinamiceskaja model voznikovenia kinematiceskoj pogreșnosti volnivoi zubciatoj peredaci. Izv. vuzov. Mașinostroenie nr. 1, Moskva 1986, p. 46-50.
135. Popov, P.K. ș.a. : Ciastotni spektr kinematiceskih oșibok volnovih zubciatih peredaci. Izv. vuzov. Mașinostroenie nr. 1, Moskva 1973, p. 44-50.
136. Raihman, G.N. : Konstrukcija, rascet i proizvodstvo volnovih zubciatih peredaci, Sverdlovsk, 1983.
137. Razin, A.S. ș.a. : Eksperimentalnoe opredelenie nagruzok na zubi i na ghenerator voln sdvoennoi volnivoi peredaci. Izv. vuzov. Mașinostroenie nr. 9, 1984, Moskva, p. 38-41.
138. Razin, A.S. : Issledovanie izmenenia formi ghibkovo koleasa i nagruzok na zubi sdvoennoi volnivoi peredaci s kolțem jstkostj. Izv. vuzov Mașinostroenie nr. 5, 1987, Moskva, p. 21-23.
139. Rădulescu, Gh. : Organe de mașini. Angrenaje cilindrice. Vol. III, I.P. Buc. 1980.
140. Rădulescu, Gh. ș.a. : Îndrumar de proiectare în construcții de mașini. Vol. III, E.T. București 1986.
141. Rădulescu, O. : Principii și metode de optimizare a exploatării mașinilor. Ed. Militară, București, 1970.
142. Rădulescu, O. : Teoria mecanismelor. Cinematica. Lito. Acad. Militară, Buc. 1971
143. Rešetov, D.N. : Mașini i ștanți dlea ispitania detalei. Izd. Mașinostroenie, Moskva, 1979.

144. Rešetov, D.N. : Self-aligning mechanisms. Mir Publishers, Moscow, 1982.
145. Rubțov, I.V. ș.a. : Tehnologhiceskie voprosi povışenia vınoslivosti zubciatih ghibkkih koles. Izv. vuz. Maşinostroenie nr.8, 1987, Moskva, p.62-66
146. Rubțov, V.K. : Ob usloviah interferenții zubiev volnovoı peredaci. Izv. vuzov. Maşinostroenie nr. 3, 1966, Moskva, p. 24-32.
147. Saikkonen, M. : A kinematic and streng the analysis of a new type biharmonic gear drive. I.C.R.A M.'95, Istanbul, Turkey, p.130-136.
148. Sauer, L. : Angrenaje. Vol. I și II, E. T. București, 1970.
149. Silaș, Gh. ș.a. : Mecanica. E.D.P. București, 1981.
150. Staicu, Șt. : Aplicații ale calcului matricial în mecanica solidelor. Editura Academia, București, 1986.
151. Stanciu, L. ș.a. : Algebra liniară. Geometria analitică și diferențială. I.P.T.V. Timișoara, 1980.
152. Skvortova, N.A. ș.a. : Osobenosti zațeplenia v vıșsei pare volnovoı zubciatoi peredaci. Vestnik Maşinostroenie, nr.9, 1976, p.77-81.
153. Sorokin, A.N. : Vlianie zazorov v razmernoı țepi kulaciok-ghibkoe koleso volno voi zubciatoi peredaci na kacetsvo zațeplenia. Vestnik Maşinostroenie, nr.7, 1980, p.44-47.
154. Stolbina, G.B. ș.a. : Volnovıe i țepnıe peredaci. Stankin, 1967.
155. Szekely, I. : Mecanisme. Lito I.P. Cluj, 1974.
156. Szekely, I. ș.a. : Transmisii planetare și angrenajele speciale cu rapoarte mari de transmisie. Seixth IFToMM. Int. Symp. SYROM'93 București, p.213-222.
157. Sapocikin, I.M. : O deformații ghibkovo kolesa volnovoı peredaci. Izv. Maşinovedenie, nr.4, 1966, p.23-31.
158. Șerban, R. : Contribuții teoretice și experimentale la optimizarea geometrică a reductoarelor armonice cu deformator eliptic în vederea creșterii fiabilității acestora. Teză de doctorat, I.P. Iași, 1992.
159. Șuvalov, S.A. : Rascet sil, deıstvuiușcih na zvenia volnovoı peredaci. Vestnik Maşinostroenie, nr.10, 1979, p.5-9.
160. Timoșenko, S.P. ș.a. : Teoria stabilității elastice. Ed. Tehnică, București, 1967.
161. Timoșenko, S.P. ș.a. : Teoria plăcilor plane și curbe. Ed. Tehnică, București, 1968.
162. Țeitlin, N.I. ș.a. : Volnovıe peredaci. Moskva, 1970.
163. Țeitlin, N.I. ș.a. : Volnovıe peredaci. Moskva, 1975.
164. Țeitlin, N.I. ș.a. : Volnovıe peredaci. Moskva, 1978.
165. Vela, I. : Cercetări privind funcționarea și construcția mecanismelor cu elemente dințate elastice. Teză de doctorat, Timișoara, 1987.
166. Voinea, R. ș.a. : Metode analitice noi în teoria mecanismelor. E.T. Buc. 1964.
167. Volkov, D.P. : Volnovıe zubciatie peredaci. Izd. Nauka, Kiev, 1976.
168. Volkov, D.P. ș.a. : Eksperimentalnoe issledovanie raspredelenia napriajenia v tele ghibkovo kolesa. Izv. vuzov. Maşinostroenie nr.6, 1987, p.41-44.
169. * * * : Contract de cercetare nr.980/1997. MI - CNSCU "Cercetări privind creșterea performanțelor unor transmisii mecanice moderne: armonice, precesionale și cicloïdale cu bolțuri"
170. * * * : Hochunteresetzendes Getriebe RHR. In. Antriebstechnik. nr.6, 1991, p. 54-56.
171. * * * : Catalog United Shoe Mashinery. Beverly, Massachusetts, S.U.A
172. * * * : Catalog Teldix-Bosch Telecom, Heidelberg, Germania.

173. * * * : Catalog Daval Gear Holland BV., Alphen a/d Rijn, Olanda.
174. * * * : Catalog CYCLO Getriebebau Lorentz Brasen K.G., 8062
Markt Indersdorf vor München. Germania.
175. * * * : Catalog Ferguson Maschine. C.O., St. Louis, Missouri, S.U.A.
176. * * * : Catalog Teijin Seiki, Boston. S.U.A., 1994.
177. * * * : Catalog Harmonic Drive Antriebstechnik GmbH, Linburg,
Germania, 1995.
178. * * * : Catalog Harmonic Drive Systems Inc., Minamialihi 6-25,
Shinagava-ku Tokyo 140, Japonia, 1995.

PROIECTAREA TRANSMISIEI ARMONICE DUBLE PROGRAM I.S.G.

uses crt,printer;

{ Programul utilizează următoarele fișiere :

- fișierul de prezentare : prezent.dta
- fișierul de caracteristici mecanice pentru materialul din care se execută roata dințată flexibilă : caract.dta
- fișierul de caracteristici mecanice pentru materialul din care se execută arborii : cararbor.dta
- fișierul care conține gama de module pentru angrenajul armonic : modul.dta }

const

{ Parametrii reductorului armonic }

```

n1='Puterea la arborele generatorului de unde      ';
s1='P1[kW]      ';
n2='Turația arborelui generatorului de unde      ';
s2='n1[rot/min]  ';
n3='Raportul de transmitere                        ';
s3='i [-]      ';
n4='Numărul de dinți ai roții flexibile (anгр. exterior)  ';
s4='z2[-]      ';
n5='Numărul de unde al generatorului              ';
s5='nu[-]      ';
n6='Materialul pentru roata flexibilă              ';
s6='Materialul  ';
n7='* * * CALCULUL CINEMATIC SI CINETOSTATIC * * * * *';
n8='Turația arborelui condus                        ';
s8='n2[rot/min]  ';
n9='Puterea la arborele condus                      ';
s9='P2[kW]      ';
n10='Momentul de torsiune la arborele conducător     ';
s10='M1[Nm]     ';
n11='Momentul de torsiune la arborele condus        ';
s11='M2[Nm]     ';
n12='Momentul de torsiune la roata flexibilă        ';
s12='M [Nm]     ';
n13='* * CALCULUL DE REZISTENȚA * * * * *';
n14='Diametrul de divizare inițial al roții flexibile (anгр. exter.)';
s14='d2[mm]     ';
n15='Modulul danturii                               ';
s15='m [mm]     ';
n16='Diametrul de divizare al roții flexibile(anгр. exter.)';
s16='d2[mm]     ';
n17='Tensiunea de forfecare a dinților              ';
s17='γf[MPa]    ';
n18='Solicitarea la oboseala a roții flexibile      ';

```

$s18 = \sigma_i [\text{MPa}]$;
 $n19 = \text{Forța radială totală cu care generatorul de unde deformează roata flexibilă};$
 $s19 = R_t [\text{N}]$;
 $n20 = \text{Randamentul transmisiei}$;
 $s20 = \eta [-]$;
 $n21 = \text{Grosimea peretelui roții flexibile}$;
 $s21 = h_1 [\text{mm}]$;
 $n22 = \text{** CALCULUL GEOMETRIC (TREAPTA I) **};$
 $n23 = \text{Deformația diametrală a roții flexibile în poziție angrenată};$
 $s23 = \delta [\text{mm}]$;
 $n24 = \text{Pasul danturii}$;
 $s24 = p [\text{mm}]$;
 $n25 = \text{Înălțimea capului dintelui}$;
 $s25 = h_a [\text{mm}]$;
 $n26 = \text{Înălțimea piciorului dintelui}$;
 $s26 = h_f [\text{mm}]$;
 $n27 = \text{Grosimea dintelui pe cercul de divizare}$;
 $s27 = s_d [\text{mm}]$;
 $n28 = \text{Lungimea arcului golului pe cercul de divizare}$;
 $s28 = s_g [\text{mm}]$;
 $n29 = \text{Semiunghiul la vârf al profilului dintelui}$;
 $s29 = \alpha [\text{r}]$;
 $n30 = \text{Semiunghiul la vârf al golului dintre dinții roții flexibile};$
 $s30 = \alpha + \alpha [\text{°}]$;
 $n31 = \text{Jocul radial maxim între vârfurile dinților angrenați și golurile dinților pereche};$
 $s31 = C_o [\text{mm}]$;
 $n32 = \text{Numărul de dinți al coroanei rigide}$;
 $s32 = z_1 [-]$;
 $n33 = \text{Diametrul de divizare al coroanei rigide}$;
 $s33 = d_1 [\text{mm}]$;
 $n34 = \text{Diametrul interior (de picior) al coroanei rigide}$;
 $s34 = d_{f1} [\text{mm}]$;
 $n35 = \text{Diametrul de picior al roții flexibile (angr. exterior)};$
 $s35 = d_{f2} [\text{mm}]$;
 $n36 = \text{Diametrul exterior (de cap) al coroanei rigide}$;
 $s36 = d_{a1} [\text{mm}]$;
 $n37 = \text{Diametrul de cap al roții flexibile (angr. exterior)};$
 $s37 = d_{a2} [\text{mm}]$;
 $n38 = \text{Lățimea danturii roții flexibile}$;
 $s38 = b_2 [\text{mm}]$;
 $n39 = \text{Lățimea danturii coroanei rigide}$;
 $s39 = b_1 [\text{mm}]$;
 $n40 = \text{** CALCULUL GEOMETRIC (TREAPTA II) **};$
 $n41 = \text{Numărul de dinți ai roții flexibile (angrenaj interior)};$
 $s41 = z_3 [-]$;
 $n42 = \text{Numărul de dinți ai roții dințate}$;
 $s42 = z_4 [-]$;
 $n43 = \text{Diametrul de divizare al roții flexibile (angr. interior)};$

$s43='d3[\text{mm}]$;
 $n44='$ Diametrul de divizare al roții dințate ;
 $s44='d4[\text{mm}]$;
 $n45='$ Diametrul de picior al roții flexibile (anгр. interior)';
 $s45='df3[\text{mm}]$;
 $n46='$ Diametrul interior (de picior) al roții dințate ;
 $s46='df4[\text{mm}]$;
 $n47='$ Diametrul de cap al roții flexibile (anгр. interior)';
 $s47='da3[\text{mm}]$;
 $n48='$ Diametrul exterior (de cap) al roții dințate ;
 $s48='da4[\text{mm}]$;
 $n49='$ Lațimea danturii roții dințate ;
 $s49='b4[\text{mm}]$;
 $n50='$ Lungimea roții flexibile ;
 $s50='l$ [mm] ;
 $o1='$ Mărime de intrare din tema de proiectare ;
 $o2='$ Mărime de intrare din tema de proiectare ;
 $o3='$ Mărime de intrare din tema de proiectare ;
 $o4='$ Mărime de intrare din tema de proiectare ;
 $o5='$ Mărime de intrare din tema de proiectare ;
 $o6='$ Tastați cifra corespnzatoare materialului dorit ;

{ Parametrii arborilor }

$d1='$ Diametrul minim al arborelui ;
 $f1='d$ [mm] ;
 $d2='$ Diametrul arborelui ;
 $f2='d$ [mm] ;
 $d3='$ Materialul pentru arbore ;
 $f3='$ Materialul ;
 $d4='$ Coeficientul de concentrare al tensiunii normale ;
 $f4='k\sigma$ [-] ;
 $d5='$ Coeficientul de concentrare al tensiunii tangențiale ;
 $f5='k\gamma$ [-] ;
 $d6='$ Coeficienții de mărime (egali ca mărime) ;
 $f6='e\sigma =e\gamma$ [-] ;
 $d7='$ Coeficienții tehnologici (egali ca mărime) ;
 $f7='g\sigma =g\gamma$ [-] ;
 $d8='$ Lațimea canalului de pană ;
 $f8='l$ [mm] ;
 $d9='$ Adâncimea canalului de pană ;
 $f9='t1$ [mm] ;
 $d10='$ Lungimile arborelui ;
 $f10='l1$ [mm] ;
 $f11='l2$ [mm] ;
 $d12='$ Coeficienții de material ;
 $f12='f\sigma$ [-] ;
 $f13='f\gamma$ [-] ;

d14=' * * VERIFICAREA LA OBOSEALA * * ' ;
 d15='Forțele tangențiale' ;
 f15='Ft1[N]' ;
 f16='Ft2[N]' ;
 d17='Forțele radiale' ;
 f17='Fr1[N]' ;
 f18='Fr2[N]' ;
 d19='Reacțiunile în plan orizontal' ;
 f19='H2 [N]' ;
 f20='H1 [N]' ;
 d21='Reacțiunile în plan vertical' ;
 f21='V2 [N]' ;
 f22='V1 [N]' ;
 d23='Momentul de încovoiere în plan orizontal' ;
 f23='MiH[Nmm]' ;
 d24='Momentul de încovoiere în plan vertical' ;
 f24='MiV[Nmm]' ;
 d25='Momentul încovoietor rezultat' ;
 f25='Mi rez[Nmm]' ;
 d26='Momentul redus' ;
 f26='Mred[Nmm]' ;
 d27='Coeficientul de siguranța parțial la încovoiere' ;
 f27='cσ [-]' ;
 d28='Coeficientul de siguranța parțial la torsiune' ;
 f28='cτ [-]' ;
 d29='Coeficientul global de siguranța la oboseala' ;
 f29='c [-]' ;
 d30='Lungimea minimă a penei' ;
 f30='l [mm]' ;
 d31=' * * VERIFICAREA LA RIGIDITATE * * ' ;
 d32='Sageata la încovoiere în lagărul 1' ;
 f32='f1 [mm]' ;
 d33='Sageata la încovoiere în lagărul 2' ;
 f33='f2 [mm]' ;
 d34='Unghiul de înclinare în lagărul 1' ;
 f34='α1 [rad]' ;
 d35='Unghiul de înclinare în lagărul 2' ;
 f35='α2 [rad]' ;
 d36='Unghiul de înclinare' ;
 f36='α3 [rad]' ;
 d37='Unghiul de deformare la torsiune pe un metru de lungime' ;
 f37='θ/l[rad/m]' ;
 d38=' * * VERIFICAREA LA VIBRAȚII * * ' ;
 d39='Vibrațiile transversale critice' ;
 f39='Wcr[rad/s]' ;
 d40='Vibrațiile torsionale critice' ;
 f40='Wcr[rad/s]' ;

p2='Mărimă rotunjită în funcție de diametrul inițial
 p3='Tastați cifra corespunzătoare materialului dorit
 p4='Conform fig.9.9.-9.25. din [2]
 p5='Conform fig.9.9.-9.25. din [2]
 p6='Conform fig.9.26. din [2]
 p7='Conform fig.9.27. din [2]
 p8='Conform tab.11.1. din [2]
 p9='Conform tab.11.1. din [2]
 p10='Conform schiței arborelui
 p11='Conform schiței arborelui

{Parametrii camei}

h1='Materialul din care se execută cama
 y1='Materialul
 h2='Diametrul interior al rulmentului flexibil
 y2='di[mm]
 h3='Lățimea camei
 y3='b [mm]
 h4='** VERIFICAREA LA STRIVIRE **
 y4='p [N/mm]
 h5='** DIMENSIONAREA CAMEI **
 h6='Se consideră punctul C de pe profilul camei, definit de următorii parametri:
 h7='Unghiul
 y7='μ1 [grd]
 h8='Raza vectoare
 y8='Rc1 [mm]
 h9='Unghiul
 y9='μ2 [grd]
 h10='Raza vectoare
 y10='Rc2 [mm]
 h11='Unghiul
 y11='μ3 [grd]
 h12='Raza vectoare
 y12='Rc3 [mm]
 h13='Unghiul
 y13='μ4 [grd]
 h14='Raza vectoare
 y14='Rc4 [mm]
 h15='Unghiul
 y15='μ5 [grd]
 h16='Raza vectoare
 y16='Rc5 [mm]
 h17='Unghiul
 y17='μ6 [grd]
 h18='Raza vectoare
 y18='Rc6 [mm]
 h19='Unghiul

```

y19='μ7 [grd]  ';
h20='Raza vectoare  ';
y20='Rc7 [mm]  ';
h21='Unghiul  ';
y21='μ8 [grd]  ';
h22='Raza vectoare  ';
y22='Rc8 [mm]  ';
h23='Unghiul  ';
y23='μ9 [grd]  ';
h24='Raza vectoare  ';
y24='Rc9 [mm]  ';
h25='Unghiul  ';
y25='μ10 [grd]  ';
h26='Raza vectoare  ';
y26='Rc10 [mm]  ';
h27='Unghiul  ';
y27='μ11 [grd]  ';
h28='Raza vectoare  ';
y28='Rc11 [mm]  ';
h29='Unghiul  ';
y29='μ12 [grd]  ';
h30='Raza vectoare  ';
y30='Rc12 [mm]  ';
u1='Tastați cifra corespunzătoare materialului dorit  ';
u2='Conform tab.6.5. din [2]  ';
u3='Conform lățimii rulmentului  ';

```

```

num=2; {Numărul de opțiuni pentru programul principal}
num1=7;{Numărul de opțiuni pentru reductor}
num2=4;{Numărul de opțiuni pentru arborii}
larrow=75;{Tasta stângă}
rarrow=77;{Tasta dreaptă}
torrow=72;{Tasta sus}
borrow=80;{Tasta jos}
enter=13; {Tasta enter}

```

```

type menu=array[1..num] of string[20];
const items:menu=(' Rulare  ', ' Iesire  ');

```

```

type menu1=array[1..num1] of string[13];
const items1:menu1=(' Rulare  ', ' Salvare  ', ' Tiparire  ', ' Arborele1  ', ' Arborele2  ', ' Cama  ',
' Iesire  ');

```

```

type menu2=array[1..num2] of string[30];
const items2:menu2=(' Rulare  ', ' Salvare  ', ' Tiparire  ', ' Iesire  ');

```

```

type nume=string[127];

```

```

sirnume=array[1..50] of nume;
simbol=string[15];
sirsimbol=array[1..50] of simbol;
sirvalori=array[1..50] of real;

var n,d,h:sirnume;
    otel,i1,k1:integer;
    s,f,y:sirsimbol;
    v,g,e:sirvalori;
    o,p,u:sirnume;

type fmodul=file of real;
var fm:fmodul;

j,crtpos,code,fisa,q:byte;
nz:integer;
menu_c,c:char;
modul,i2,tem,sigma_ai,pa,o_data,tau_af,sigma_l,k_sigma,
diam_l,mn,tau_l,sigma_0,tau_0:real;
marca1,marca2,marca3:string[12];
w:array[0..3] of real;

{procedurile}

{*****}

function getcode:integer;

{Cere tastarea tastelor sageata: sus,jos,drapta,stanga si a
tastei Enter}

begin
    c:=readkey;
    if ord(c)=0 then c:=readkey;
    getcode:=ord(c);
end;

{*****}

procedure display(arr:menu;size:integer;pos:integer);

{Afiseaza meniul : Rulare ,lesire }

begin
    window(1,1,80,25);
    textbackground(15);clrscr;
    window(10,8,70,17);

```



```

textbackground(0);textcolor(white);clrscr;
gotoxy(11,3);
writeln('  P R O I E C T A R E A  ');
writeln;
writeln('  UNEI TRANSMISII ARMONICE');
writeln('      IN DOUA TREPTE ');
window(1,4,80,4);
textbackground(0);clrscr;
window(2,2,79,3);
textbackground(white);textcolor(black);

```

```

    for j:=1 to num do
      if j=pos then begin
        textbackground(black);textcolor(white);
        write(arr[j]);
        textbackground(white);textcolor(black);
        end
      else write(arr[j]);

```

```

end;

```

```

{*****};

```

```

procedure reductor(arr:menu1;size:integer;pos:integer);

```

```

  {Afiseaza meniul pentru programul de reductor}

```

```

  begin
    window(1,1,80,4);
    textbackground(15);clrscr;
    window(1,4,80,4);
    textbackground(0);clrscr;
    window(2,2,79,3);
    textbackground(white);textcolor(black);

```

```

    for j:=1 to num1 do
      if j=pos then begin
        textbackground(black);textcolor(white);
        write(arr[j]);
        textbackground(white);textcolor(black);
        end
      else write(arr[j]);

```

```

  end;

```

```

{*****};

```

```

procedure arborii(arr:menu2;size:integer;pos:integer);

```

```
{ Afisează meniul pentru programul de arbori }
```

```
begin
  window(1,1,80,4);
  textbackground(15);clrscr;
  window(1,4,80,4);
  textbackground(0);clrscr;
  window(2,2,79,3);
  textbackground(white);textcolor(black);

  for j:=1 to num2 do
    if j=pos then begin
      textbackground(black);textcolor(white);
      write(arr[j]);
      textbackground(white);textcolor(black);
      end
    else write(arr[j]);
  end;
```

```
{ ***** }
```

```
procedure initializare(var g1:sirvalori);
var i1:integer;
```

```
{ Da valoarea zero variabilei g }
```

```
begin
  for i1:=1 to 40 do g[i1]:=0;
end;
```

```
{ ***** }
```

```
procedure display1(var v1:sirvalori);
```

```
{ Afisează conținutul programului pentru reductor }
```

```
begin
  clrscr;
  repeat
    i1:=i1+1;
    gotoxy(2,2*(i1-k1)-1);write(' ',n[i1]);
    gotoxy(50,2*(i1-k1));write(s[i1]:15,'=');
    gotoxy(66,2*(i1-k1));write(v1[i1]:10:4);
    if i1=6 then begin
      gotoxy(66,2*(i1-k1));write(marca1);
      end;
    if i1=7 then begin
```

```

gotoxy(50,2*(i1-k1));
    write('          ');
    end;
    if i1=13 then begin
        gotoxy(50,2*(i1-k1));
        write('          ');
        end;
    if i1=22 then begin
        gotoxy(50,2*(i1-k1));
        write('          ');
        end;
    if i1=40 then begin
        gotoxy(50,2*(i1-k1));
        write('          ');
        end;
    until (i1=k1+10) or (i1=50) ;
end;

{*****}

```

```

procedure citire_fisier1(var v1:sirvalori);
label FINAL1;
var i1:integer;
    f:file of real;
    numef:string[8];
begin
    window(1,21,80,25);textbackground(0);textcolor(15);clrscr;
    writeln;
    write('Dați numele fișierului din care doriți să citiți datele: ');
    readln(numef);
    assign(f,numef); {$I-}
    reset(f);      {$I+}
    if ioresult<>0 then begin
        clrscr;
        writeln('Fișierul cu numele "',numef,'" nu se găsește. ');
        readln;
        goto FINAL1 end;
    for i1:=1 to 50 do read(f,v1[i1]);
        clrscr;
    writeln('Datele din fișierul "',numef,'" se vor afișa pe ecran');
    writeln('Tastati Enter...');
    readln;
FINAL1:end;

{*****}

```

```

procedure afisare_citire_date1(var v1:sirvalori);

```

```

var m1:integer;
    alpha,theta,a,b,b2,c,d,f,j,h1,delta,d_m,modul,omega2,omega1,
    fi,z1,z3,z4:real;
    meniu_c:char;
const E=210000;
label R,10,20;

begin
    window(1,1,80,25);textbackground(15);clrscr;
    window(10,6,70,12);textbackground(0);textcolor(15);clrscr;
    writeln;
    writeln(' Tastati modul de rulare a programului ,cu date : '),
    writeln;
    writeln(' -(c)itite dintr-un fisier existent....tastati c+Enter'),
    writeln(' -(n)oi .....tastati n+Enter');
    read(meniu_c);readln;
    if meniu_c='c' then begin
    i1:=0;citire_fisier1(v);goto R;
    end else
    begin

20:
    window(1,1,80,20);textbackground(3);textcolor(0);clrscr;
    i1:=0;
repeat
    k1:=i1;clrscr;
    repeat
        i1:=i1+1;
        gotoxy(2,2*(i1-k1)-1);write(' ',i1,' ',n[i1]);
        gotoxy(50,2*(i1-k1));write(s[i1]:15,'=');
        gotoxy(68,2*(i1-k1));write(v1[i1]:10:4)
        until i1=k1+6 ;
        i1:=i1-6;
    repeat
        i1:=i1+1;
        window(1,21,80,22);textbackground(white);textcolor(0);
        clrscr;
        write('Obs: ',o[i1]);
        window(1,23,80,25);textbackground(0);textcolor(15);
        clrscr;
        writeln('Introduceti valoarea pentru');
        gotoxy(2,2);write(' ',i1,' ',n[i1]);
        gotoxy(50,3);write(s[i1]:15,'=');
        gotoxy(68,5);readln(v[i1]);
        window(1,1,80,20);textbackground(3);textcolor(0);
        gotoxy(68,2*(i1-k1));write(v[i1]:10:4)
        until i1=5;

```

```

10: window(1,23,80,25);textbackground(0);textcolor(15);clrscr;
    gotoxy(1,2);
    writeln(' OLC 50--1, OLC 60--2, 41CrNi35--3, 31CrNiSi10--4');
    writeln('16CrNiW10--5, 19CrNi35--6, 35CrNiSi13--7, 30SiMnCrNi16--8');
    gotoxy(50,3);write(s[6]:15,'=');gotoxy(68,5);readln(otel);
if (otel>8) or (otel<1) then begin
    clrscr;write(#7);gotoxy(4,4);
    writeln('Nu ați ales bine materialul !!');readln;
    goto 10;end;

fisa:=otel-1;
assign(fm,'caract.dta');
reset(fm);
seek(fm,3*fisa);
for q:=0 to 2 do
begin
    read(fm,o_data);
    w[q]:=o_data;
end;
close(fm);
sigma_1:=w[0];
tau_af:=w[2];
k_sigma:=w[1];
sigma_ai:=sigma_1/(1.5*k_sigma);
window(1,1,80,20);textbackground(3);textcolor(0);
if otel=1 then marca1:=' OLC 50 ';
if otel=2 then marca1:=' OLC 60 ';
if otel=3 then marca1:=' 41CrNi35 ';
if otel=4 then marca1:=' 31CrNiSi10';
if otel=5 then marca1:=' 16CrNiW10 ';
if otel=6 then marca1:=' 19CrNi35 ';
if otel=7 then marca1:=' 35CrNiSi13';
if otel=8 then marca1:='30SiMnCrNi16';
gotoxy(68,2*(6-k1));write(marca1);

until i1<6;
window(1,21,80,25);textbackground(15);textcolor(0);clrscr;
writeln('Ați terminat introducerea mărimilor de intrare. ');
writeln('Tastați Enter...');readln;
alpha:=arctan(pi/(2.88*v1[5]));
v1[8]:=v1[2]/v1[3];
omega1:=(pi*v1[2])/30;
omega2:=(pi*v1[8])/30;
v1[9]:=v1[1]*0.88*0.98;
v1[10]:=exp(3*ln(10))*v1[1]/omega1;
v1[11]:=exp(3*ln(10))*v1[9]/omega2;
z1:=v1[4]+v1[5];

```

```

z4:=round(2*z1*(v1[3]-1)/(z1-2*v1[3])+0.5);
if v1[4] < z4 then begin
window(15,6,65,9);textbackground(15);textcolor(0);
write(#7);clrscr;
writeln;writeln(' Numărul de dinți al roții dințate este mic ! ');
writeln(' Reintroduceți alt numar de dinți ');readln;
goto 20;end;
z3:=z4+v1[5];
i2:=z4/z3;
v1[12]:=v1[10]*0.85*v1[3];
a:=(sigma_1/(1.7*k_sigma)-(3*E*1.4*0.012)/(2*v1[3]))*0.08*0.014;
b:=456*v1[12]/a;
if a < 0 then begin
window(15,6,65,9);textbackground(15);textcolor(0);
write(#7);clrscr;
writeln;writeln(' Date de intrare invalide ! ');
writeln(' Reintroduceți alte date de intrare ');readln;
goto 20;end;
v1[14]:=exp((1/3)*ln(b));
modul:=v1[14]/z1;
if modul > 1.5 then begin
window(15,6,65,9);textbackground(15);textcolor(0);
write(#7);clrscr;
writeln;writeln(' Date de intrare invalide ! ');
writeln(' Reintroduceți alte date de intrare ');readln;
goto 20;end;
assign(fm,'modul.dta');
reset(fm);
nz:=-1;
repeat
read(fm,o_data);nz:=nz+1;
if o_data=modul then
begin
tem:=o_data;
end;
until o_data>=modul;
seek(fm,nz);read(fm,o_data);
close(fm);
tem:=o_data;
mn:=tem;

i1:=6;
window(1,1,80,20);textbackground(white);textcolor(0);clrscr;
k1:=i1;display1(v1);
v1[15]:=mn;
window(1,21,80,25);textbackground(0);textcolor(15);clrscr;
writeln('Modulul necesar din considerente de rezistență la solicitarea de');

```

```

writeln('oboseală este: ',modul:5:2,['mm']);writeln;
writeln('Din STAS se alege valoarea: ',mn:5:2,['mm']);readln;
v1[16]:=v1[4]*v1[15];
i1:=6;
window(1,1,80,20);textbackground(white);textcolor(0);
k1:=i1;display1(v1);
v1[17]:=124*12*v1[12]/(0.88*0.1*exp(3*ln(v1[16])));

window(1,21,80,25);textbackground(0);textcolor(15);clrscr;gotoxy(1,1);
if v1[17]<=tau_af then begin
writeln('OK.Verificarea la forfecare !',v1[17]:10:4,' < ',tau_af:10:4,' [MPa]');
writeln(' Efortul efectiv < Efortul admisibil ');
writeln('Tastați Enter...');readln end
else
begin write(#7);clrscr;gotoxy(1,1);
writeln('Verificarea la forfecare: ',v1[17]:10:4,' > ',tau_af:10:4,' [MPa]');
writeln('Efortul efectiv > Efortul admisibil');
writeln('Este necesară modificarea datelor de intrare !!');readln;
goto 20;end;

d_m:=v1[15]*(v1[4]-2);
delta:=v1[5]*v1[15];
theta:=(v1[4]-2)*sigma_ai/(4.25*E);
h1:=theta*d_m/2.9;
v1[18]:=4.25*1.08*1.3*h1*delta*E/sqr(d_m);
window(1,21,80,25);textbackground(0);textcolor(15);clrscr;gotoxy(1,1);
if v1[18]<=sigma_ai then begin
writeln('OK.Verificarea la oboseală !',v1[18]:10:4,' < ',sigma_ai:10:4,' [MPa]');
writeln(' Efortul efectiv < Efortul admisibil ');
writeln('Tastați Enter...');readln end
else
begin write(#7);clrscr;gotoxy(1,1);
writeln('Verificarea la oboseală: ',v1[18]:10:4,' > ',sigma_ai:10:4,' [MPa]');
writeln('Efortul efectiv > Efortul admisibil');
writeln('Este necesară modificarea datelor de intrare !!');readln;
goto 20;end;

fi:=arctan(0.08);
c:=4.48*E*delta*0.1*v1[16]*(exp(3*ln(1.08*k_sigma*h1))/exp(3*ln(d_m)));
d:=2*0.8*v1[12]*sin(alpha+fi)/(v1[5]*cos(alpha+fi)*v1[16]);
v1[19]:=c+d;

f:=(0.84*0.03/(sqr(cos(alpha))))+1);
j:=(0.005*v1[3]*sin(alpha)*d_m/(v1[15]*v1[4]*cos(alpha)))+1;
v1[20]:=1/(f*j);
v1[21]:=h1;
v1[23]:=delta;

```



```

v1[24]:=pi*v1[15];
v1[25]:=7*v1[5]*v1[15]/16;
v1[26]:=9*v1[5]*v1[15]/16;

i1:=16;
window(1,1,80,20);textbackground(white);textcolor(0);clrscr;
k1:=i1;display1(v1);
window(1,21,80,25);textbackground(0);textcolor(15);clrscr;
writeln('OK. Tastați Enter...');readln;
v1[27]:=7*v1[24]/16;
v1[28]:=9*v1[24]/16;
v1[29]:=alpha*180/pi;
v1[30]:=v1[29]+arctan(2.88*v1[15]*sqr(v1[5])/(pi*v1[16]));
v1[31]:=0.385*v1[15];
v1[32]:=z1;
v1[33]:=v1[32]*v1[15];
v1[34]:=v1[33]+2*v1[26];
v1[35]:=v1[16]-2*v1[26];
v1[36]:=v1[33]-2*v1[25];
i1:=26;
window(1,1,80,20);textbackground(white);textcolor(0);clrscr;
k1:=i1;display1(v1);
window(1,21,80,25);textbackground(0);textcolor(15);clrscr;
writeln('OK. Tastați Enter...');readln;
v1[37]:=v1[16]+2*v1[25];
b2:=round((0.1*v1[35])+0.5);
v1[38]:=round(b2+(2*0.1*b2)+0.5);
v1[39]:=v1[38]+2;
v1[41]:=z3;
v1[42]:=z4;
v1[43]:=v1[41]*v1[15];
v1[44]:=v1[42]*v1[15];
v1[45]:=v1[43]+2*v1[26];
v1[46]:=v1[44]-2*v1[26];
i1:=36;
window(1,1,80,20);textbackground(white);textcolor(0);clrscr;
k1:=i1;display1(v1);
window(1,21,80,25);textbackground(0);textcolor(15);clrscr;
writeln('OK. Tastați Enter...');readln;
v1[47]:=v1[43]-2*v1[25];
v1[48]:=v1[44]+2*v1[25];
v1[49]:=v1[38]-2;
v1[50]:=round((2*v1[38]+2*5*v1[15]+10)+0.5);
i1:=46;
window(1,1,80,20);textbackground(white);textcolor(0);clrscr;
k1:=i1;display1(v1);
window(1,21,80,25);textbackground(0);textcolor(15);clrscr;

```

```

writeln,writeln('Terminat calculul.Tastați Enter...');readln;
end;i1:=0;
R:end;
{*****}
}

procedure display2(var g1:sirvalori);

begin
  clrscr;
  repeat
    i1:=i1+1;
    gotoxy(2,2*(i1-k1)-1);write(' ',d[i1]);
    gotoxy(50,2*(i1-k1));write(f[i1]:15,'=');
    gotoxy(66,2*(i1-k1));write(g1[i1]:10:6);
  if i1=3 then begin
    gotoxy(66,2*(i1-k1));write(marca2);
    end;
  if i1=14 then begin
    gotoxy(50,2*(i1-k1));write(' ');
    end;
  if i1=31 then begin
    gotoxy(50,2*(i1-k1));write(' ');
    end;
  if i1=38 then begin
    gotoxy(50,2*(i1-k1));write(' ');
    end;
  until (i1=k1+10) or (i1=40) ;
end;
{*****}
}

procedure display3(var e1:sirvalori);
begin
  clrscr;
  repeat
    i1:=i1+1;
    gotoxy(2,2*(i1-k1)-1);write(' ',h[i1]);
    gotoxy(50,2*(i1-k1));write(y[i1]:15,'=');
    gotoxy(66,2*(i1-k1));write(e1[i1]:10:3);
  if i1=1 then begin
    gotoxy(66,2*(i1-k1));write(marca3);
    end;
  if i1=5 then begin
    gotoxy(50,2*(i1-k1));write(' ');
    end;
  if i1=6 then begin
    gotoxy(50,2*(i1-k1));write(' ');
    end;
  end;
end;

```

```

until (i1=k1+10) or (i1=k1+30);
end;
{*****};
procedure scriere_fisier1(var v1:sirvalori);
var i1:integer;
    f:file of real;
    numef:string[8];
begin
window(1,21,80,25);textbackground(0);textcolor(15);clrscr;
writeln('Dați numele fișierului în care doriți să memorați datele:');
write('maxim 8 caractere: ');readln(numef);
assign(f,numef);
rewrite(f);
for i1:=1 to 50 do write(f,v1[i1]);
clrscr;writeln('OK. A fost creat fisierul ',numef);
writeln('Tastati Enter...');readln;
end;
{*****};
procedure tiparire1;
label T,R;
var i1,k1:integer;
    meniul:string[8];
begin
window(7,11,73,20);textbackground(0);textcolor(15);clrscr;gotoxy(8,3);
writeln(' Dați un nume pentru varianta transmisiei proiectate:');
gotoxy(10,5);readln(meniul);writeln;
writeln(' Pregatiți imprimanta și tastati Enter...');readln;
T:{$I-}writeln(lst);{$I+} if ioresult<>0 then begin
writeln('Verificați imprimanta...Tastati Enter...');readln; goto T end;
writeln(lst);writeln(lst);writeln(lst);writeln(lst);writeln(lst);writeln(lst);
writeln(lst,' PROGRAM A R M O N I C (proiectare angrenaj armonic in doua trepte) ');
writeln(lst);writeln(lst);
writeln(lst,' Lista de date pentru varianta "',meniul,'"');
i1:=0;
R:{$I-}writeln(lst);{$I+} if ioresult<>0 then begin
writeln('Verificați imprimanta...Tastati Enter...');readln; goto R end;
k1:=i1;clrscr;writeln(lst);
repeat
i1:=i1+1;
writeln(lst,' ',n[i1],':');
write(lst,' ',s[i1]:15,' ');
writeln(lst,v[i1]:10:4);
until i1=k1+5;
writeln(lst,' ',n[6],':');
write(lst,' ',s[6]:15,' ');
writeln(lst,marca1);
writeln(lst,' ',n[7]);

```

```

writeln(lst);
i1:=7;repeat
i1:=i1+1;
writeln(lst,'      ',n[i1],':');
write(lst,'      ',s[i1]:15,'= ');
writeln(lst,v[i1]:10:4);
until i1=12;
writeln(lst,'      ',n[13]);writeln(lst);
i1:=13;repeat
i1:=i1+1;
writeln(lst,'      ',n[i1],':');
write(lst,'      ',s[i1]:15,'= ');
writeln(lst,v[i1]:10:4);
until i1=21;
window(7,11,73,20);textbackground(0);textcolor(15);clrscr;gotoxy(8,3);
writeln('      După tiparirea primei pagini');
writeln('      introduceți altă coală de hârtie și tastați Enter...');
readln;
writeln(lst);writeln(lst);writeln(lst);writeln(lst);writeln(lst);writeln(lst);
writeln(lst,'      ',n[22]);writeln(lst);
i1:=22;repeat
i1:=i1+1;
writeln(lst,'      ',n[i1],':');
write(lst,'      ',s[i1]:15,'= ');
writeln(lst,v[i1]:10:4);
until i1=39;
window(7,11,73,20);textbackground(0);textcolor(15);clrscr;gotoxy(8,3);
writeln('      După tiparirea pagini');
writeln('      introduceți altă coală de hârtie și tastați Enter...');
readln;
writeln(lst);writeln(lst);writeln(lst);writeln(lst);writeln(lst);writeln(lst);
writeln(lst,'      ',n[40]);writeln(lst);
i1:=40;repeat
i1:=i1+1;
writeln(lst,'      ',n[i1],':');
write(lst,'      ',s[i1]:15,'= ');
writeln(lst,v[i1]:10:4);
until i1=50;
window(7,11,73,20);textbackground(0);textcolor(15);clrscr;gotoxy(8,3);
writeln('      Dacă s-a terminat tipărirea tastați Enter...');
readln;
end;
{*****};
procedure citire_fisier2(var gl:sirvalori);
label FINAL1;
var i1,j1:integer;
f:file of real;

```

```

numef:string[8];
begin
window(1,21,80,25);textbackground(0);textcolor(15);clrscr;
writeln;
write('Dați numele fișierului din care doriți să citiți datele: ');
readln(numef);
assign(f,numef);{$I-}reset(f);{$I+} if ioresult<>0 then begin
clrscr;writeln('Fișierul cu numele "',numef,'" nu se găsește. ');
readln;goto FINAL1 end;
for i1:=1 to 40 do read(f,g1[i1]);
clrscr;writeln('Datele din fișierul "',numef,'" se vor afișa pe ecran');
writeln('Tastați Enter...');readln;
FINAL1: end;
{*****};
procedure afișare_citire_date2(var v1,g1,și valori);

var wa,wp,a,sigma_v,tau_max,fa,omega1,b,z:real;
label R,R1,RC,10,20;

begin
  window(1,1,80,25);textbackground(15);clrscr;
  window(10,6,70,12);textbackground(0);textcolor(15);clrscr;
  writeln;
  writeln(' Tastați modul de rulare a programului ,cu date : ');
  writeln;
  writeln(' -(c)itite dintr-un fișier existent...tastați c+Enter');
  writeln(' -(n)oi .....tastați n+Enter');
  read(meniu_c);readln;
  if meniu_c='c' then begin
  i1:=0;citire_fisier2(g);goto R;
  end else
begin
R1:window(1,1,80,20);textbackground(3);textcolor(0);clrscr;
  g[1]:=exp((1/3)*ln(16000*v1[10]/(pi*20)));
i1:=0;
RC:k1:=i1;clrscr;
  repeat
i1:=i1+1;
gotoxy(2,2*(i1-k1)-1);write(' ',d[i1]);
gotoxy(50,2*(i1-k1));write(f[i1]:15,'=');
gotoxy(68,2*(i1-k1));write(g1[i1]:10:4);
until i1=k1+10;
i1:=i1-9;
  repeat
10:i1:=i1+1;
window(1,21,80,22);textbackground(lightgray);textcolor(0);clrscr;
write('Obs: ',p[i1]);

```

```

if i1=3 then begin
    20: window(1,23,80,25);textbackground(0);textcolor(15);clrscr;
        gotoxy(1,2);
        writeln(' OL 60--1, OLC 45--2, OLC 60--3, 31CrNi30--4');
        gotoxy(50,3);write(f[3]:15,'=');gotoxy(68,5);readln(otel);
if (otel>4) or (otel<1) then begin
    clrscr;write(#7);gotoxy(4,4);
    writeln('Nu ați ales bine materialul !!');readln;
    goto 20;end;

fisa:=otel-1;
assign(fm,'cararbor.dta');
reset(fm);
seek(fm,4*fisa);
for q:=0 to 3 do
begin
    read(fm,o_data);
    w[q]:=o_data;
end;
close(fm);
sigma_1:=w[0];
tau_1:=w[1];
sigma_0:=w[2];
tau_0:=w[2];
    window(1,1,80,20);textbackground(3);textcolor(0);
    if otel=1 then marca2:=' OL 60 ';
    if otel=2 then marca2:=' OLC 45 ';
    if otel=3 then marca2:=' OLC 60 ';
    if otel=4 then marca2:=' 31CrNi30';
    gotoxy(68,2*(3-k1));write(marca2);goto 10; end;

```

```

window(1,23,80,25);textbackground(0);textcolor(15);clrscr;
writeln('Introduceti valoarea pentru');gotoxy(2,2);write(' ',d[i1]);
gotoxy(50,3);write(f[i1]:15,'=');gotoxy(68,3);readln(g[i1]);
window(1,1,80,20);textbackground(3);textcolor(0);
gotoxy(68,2*(i1-k1));write(g[i1]:10:4) until i1=k1+10;
if i1<10 then goto RC else
window(1,1,80,20);textbackground(3);textcolor(0);clrscr;
i1:=10;
k1:=i1;clrscr;
    repeat
i1:=i1+1;
gotoxy(2,2*(i1-k1)-1);write(' ',d[i1]);
gotoxy(50,2*(i1-k1));write(f[i1]:15,'=');
gotoxy(68,2*(i1-k1));write(g1[i1]:10:4);
until i1=11;
i1:=10;k1:=i1;

```

```

repeat
i1:=i1+1;
window(1,21,80,22);textbackground(lightgray);textcolor(0);clrscr;
write('Obs: ',p[i1]);
window(1,23,80,25);textbackground(0);textcolor(15);clrscr;
writeln('Introduceți valoarea pentru');gotoxy(2,2);write(' ',d[i1]);
gotoxy(50,3);write(f[i1]:15,'=');gotoxy(68,3);readln(g[i1]);
window(1,1,80,20);textbackground(3);textcolor(0);
gotoxy(68,2*(i1-k1));write(g[i1]:10:4) until i1=11;
    window(1,21,80,25);textbackground(0);textcolor(15);clrscr;
    writeln('Ați terminat introducerea mărimilor de intrare. ');
    writeln('Tastați Enter...');readln ;
    g1[12]:=abs(2*sigma_1-sigma_0)/sigma_0;z:=g1[2]-g1[9];
    g1[13]:=abs(2*tau_1-tau_0)/tau_0;
    g1[15]:=2000*v1[10]/v1[34];
    g1[16]:=2000*v1[10]/v1[16];
    g1[17]:=g1[15]*sin(20*pi/180)/cos(20*pi/180);
    g1[18]:=g1[16]*sin(20*pi/180)/cos(20*pi/180);
    g1[19]:=g1[15]*g1[11]/g1[10];
    g1[20]:=g1[15]*(g1[10]+g1[11])/g1[10];
    g1[21]:=g1[17]*g1[11]/g1[10];
    i1:=11;
window(1,1,80,20);textbackground(white);textcolor(0);clrscr;
k1:=i1;display2(g1);
window(1,21,80,25);textbackground(0);textcolor(15);clrscr;
writeln('OK. Tastați Enter...');readln;
g1[22]:=g1[17]*(g1[11]+g1[10])/g1[10];
g1[23]:=g1[19]*g1[10];
g1[24]:=g1[21]*g1[10];
g1[25]:=sqrt(sqr(g1[23])+sqr(g1[24]));
g1[26]:=sqrt(sqr(v1[10]*1000)+sqr(g1[25]));
wa:=(pi*exp((3)*ln(z))/32)-(g1[8]*g1[9]*sqr(z-g1[9])/(2*z));
wp:=(pi*exp((3)*ln(z))/16)-(g1[8]*g1[9]*sqr(z-g1[9])/(2*z));
sigma_v:=g1[25]/wa;
tau_max:=v1[10]*1000/wp;
g1[27]:=sigma_1*g1[6]*g1[7]/(g1[4]*sigma_v);
g1[28]:=tau_1/(((g1[5]*tau_max)/(g1[6]*g1[7]))+(tau_max*g1[13]));
g1[29]:=g1[27]*g1[28]/sqrt(sqr(g1[27])+sqr(g1[28]));
window(1,21,80,25);textbackground(0);textcolor(15);clrscr;gotoxy(1,1);
if g1[29]>=2 then begin
writeln('OK. Verificarea la oboseală !',g1[29]:10:4,' > ca(=2) ');
writeln('Tastați Enter...');readln end
else
begin write(#7);clrscr;gotoxy(1,1);
writeln('Verificarea la oboseală: ',g1[29]:10:4,' < ca(=2)');
writeln('Este necesară modificarea datelor de intrare !!');readln;
goto R1;end;

```



```

g1[30]:=2000*v1[10]/((z-g1[9])*(g1[9]-0.5)*30);
i1:=20;
window(1,1,80,20);textbackground(white);textcolor(0);clrscr;
k1:=i1;display2(g1);
window(1,21,80,25);textbackground(0);textcolor(15);clrscr;
writeln('OK. Tastați Enter...');readln;
g1[32]:=g1[17]*sqrt(g1[10])*g1[11]^2/(9*sqrt(3)*210000*wa*z);
g1[33]:=g1[17]*(g1[10]+g1[11])*sqrt(g1[11])*2/(3*210000*wa*z);
g1[34]:=g1[17]*g1[10]*g1[11]^2/(3*210000*wa*z);
g1[35]:=g1[17]*g1[10]*g1[11]^2/(6*210000*wa*z);
g1[36]:=g1[17]*(3*g1[11]+2*g1[10])*g1[11]^2/(6*210000*wa*z);
g1[37]:=v1[10]*2000/(85200*wp*z);
g1[39]:=sqrt(3*210000*wa*z/(2*0.1*exp((3)*ln(g1[11]))));
a:=wp*g1[2]/2;
b:=pi*(exp((4)*ln(v1[16]))-exp((4)*ln(g1[2])))/32;
g1[40]:=sqrt(82500*b/(2*g1[11]*a));
fa:=0.0003*(g1[10]+g1[11]);
omega1:=(pi*v1[2])/30;
window(1,21,80,25);textbackground(0);textcolor(15);clrscr;gotoxy(1,1);
if (g1[32] <=fa ) and (g1[33] <= fa) then begin
writeln('OK. Săgeata la încovoiere < Săgeata admisibil !');
writeln(g1[32]:10:6,' si ',g1[33]:10:6,' < ',fa:10:6);
writeln('Tastați Enter...');readln end
else
begin write(#7);clrscr;gotoxy(1,1);
writeln('Săgeata la încovoiere > Săgeata admisibil !');
writeln(g1[32]:10:6,' si ',g1[33]:10:6,' > ',fa:10:6);
writeln('Este necesară modificarea datelor de intrare !!');readln;
goto R1;end;
    window(1,21,80,25);textbackground(0);textcolor(15);clrscr;gotoxy(1,1);
    if (g1[34] <=0.001 ) and (g1[35] <= 0.001) and (g1[36] <=0.001) then begin
writeln('OK. Unghiul de înclinare < Unghiul de înclinare admisibil !');
writeln(g1[34]:10:6,' si ',g1[35]:10:6,' si ',g1[36]:10:6,' < 0.001');
writeln('Tastați Enter...');readln end
else
begin write(#7);clrscr;gotoxy(1,1);
writeln('Unghiul de înclinare > Unghiul de înclinare admisibil !');
writeln(g1[34]:10:6,' si ',g1[35]:10:6,' si ',g1[36]:10:6,' > 0.001');
writeln('Este necesară modificarea datelor de intrare !!');readln;
goto R1;end;
    window(1,21,80,25);textbackground(0);textcolor(15);clrscr;gotoxy(1,1);
    if g1[37] < 0.0035 then begin
writeln('OK. Unghiul de deformație la torsiune pe un metru !');
writeln(g1[37]:10:6,' < 0.0035');
writeln('Tastați Enter...');readln end
else
begin write(#7);clrscr;gotoxy(1,1);

```

```

writeln('Unghiul de deformație la torsiune > Unghiul de deformație la torsiune admisibil !');
writeln(g1[37]:10:6,' > 0.0035');
writeln('Este necesară modificarea datelor de intrare !!');readln;
goto R1;end;
    window(1,21,80,25);textbackground(0);textcolor(15);clrscr;gotoxy(1,1);
    if (g1[39]*0.8 > omega1 ) and (g1[40]*0.8 >omega1 ) then begin
writeln('OK. Verificarea la vibrații !');
writeln(g1[39]*0.8:10:4,' si ',g1[40]*0.8:10:4,' > ',omega1:10:4);
writeln('Tastați Enter...');readln end
else
begin write(#7);clrscr;gotoxy(1,1);
writeln('Viteza unghiulară a arborelui -> Viteza unghiulară critica !');
writeln(g1[39]*0.8:10:4,' si ',g1[40]*0.8:10:4,' < ',omega1:10:4);
writeln('Este necesară modificarea datelor de intrare !!');readln;
goto R1;end;
i1:=30;
    window(1,1,80,20);textbackground(white);textcolor(0);clrscr;
    k1:=i1;display2(g1);
window(1,21,80,25);textbackground(0);textcolor(15);clrscr;
writeln;writeln('Terminat calculul.Tastați Enter...');readln;
end;
    R: end;
{ ****
}
procedure scriere_fisier2(var g1:sirvalori);
var i1,j1:integer;
    f:file of real;
    numef:string[8];
begin
window(1,21,80,25);textbackground(0);textcolor(15);clrscr;
writeln('Dați numele fișierului în care doriți să memorați datele:');
write('maxim 8 caractere. ');readln(numef);
assign(f,numef);
rewrite(f);
for i1:=1 to 40 do write(f,g1[i1]);
clrscr;writeln('OK.A fost creat fișierul ',numef);
writeln('Tastați Enter...');readln
end;
{ ****
}
procedure tiparire2;
label T,R;
var i1,k1,n:integer;
meniul:string[20];

begin
window(7,11,73,20);textbackground(0);textcolor(15);clrscr;
gotoxy(8,3);writeln:

```

```

writeln('   Dați nume variantei proiectate');
gotoxy(10,5);readln(meniu1);writeln;
writeln('   Pregatiți imprimanta și tastați Enter...');readln;
T: {$I-}writeln(lst);{$I+} if ioresult<>0 then begin
writeln('   Verificați imprimanta...Tastați Enter...');readln;
  goto T end;
writeln(lst);writeln(lst);writeln(lst);writeln(lst);writeln(lst);writeln(lst);
writeln(lst,'           PROGRAM A R B O R I I ');
writeln(lst);writeln(lst);
writeln(lst,'           Lista de date pentru ',meniu1);
i1:=0;
R: {$I-}writeln(lst);{$I+} if ioresult<>0 then begin
writeln('   Verificati imprimanta...Tastati Enter...');readln;  goto R end;
writeln(lst,'           * * S C H I Ţ A   A R B O R E L U I * *');
n:=0;
repeat
  n:=n+1;
  writeln(lst);
until n=15;
writeln(lst,'           MODUL DE ÎNCARCARE CU FORŢE ŞI REACŢIUNI A ARBORELUI');
n:=0;
repeat
  n:=n+1;
  writeln(lst);
until n=19;
k1:=i1;clrscr;writeln(lst);
  repeat
i1:=i1+1;
writeln(lst,'           ',d[i1],');
write(lst,'           ',f[i1]:15,'= ');
writeln(lst,g[i1]:10:4);
  until i1=k1+2;
writeln(lst,'           ',d[3],');
write(lst,'           ',f[3]:15,'= ');
writeln(lst,marca2);
i1:=3;repeat
i1:=i1+1;
writeln(lst,'           ',d[i1],');
write(lst,'           ',f[i1]:15,'= ');
writeln(lst,g[i1]:10:4);
  until i1=5;
window(7,11,73,20);textbackground(0);textcolor(15);clrscr;gotoxy(8,3);
writeln;
writeln('   După tipărirea primei pagini');
writeln('   introduceți altă coală de hârtie și tastați Enter...');
readln;
writeln(lst);writeln(lst);writeln(lst);writeln(lst);writeln(lst);

```

```

i1:=5;repeat
i1:=i1+1;
writeln(lst,'      ',d[i1]);
write(lst,'      ',f[i1]:15,'= ');
writeln(lst,g[i1]:10:4);
      until i1=13;

writeln(lst,'      ',d[14]);writeln(lst);
i1:=14;repeat
i1:=i1+1;
writeln(lst,'      ',d[i1]);
write(lst,'      ',f[i1]:15,'= ');
writeln(lst,g[i1]:10:4);
      until i1=30;
window(7,11,73,20);textbackground(0);textcolor(15);clrscr;gotoxy(8,3);
writeln;
writeln('  După tipărirea paginii');
writeln('  introduceți altă coală de hârtie și tastați Enter...');
readln;
writeln(lst);writeln(lst);writeln(lst);writeln(lst);writeln(lst);writeln(lst);

writeln(lst,'      ',d[31]);writeln(lst);
i1:=31;repeat
i1:=i1+1;
writeln(lst,'      ',d[i1],'.');
write(lst,'      ',f[i1]:15,'= ');
writeln(lst,g[i1]:10:6);
      until i1=37;
writeln(lst,'      ',d[38]);writeln(lst);
i1:=38;repeat
i1:=i1+1;
writeln(lst,'      ',d[i1],'.');
write(lst,'      ',f[i1]:15,'= ');
writeln(lst,g[i1]:10:4);
      until i1=40;
window(7,11,73,20);textbackground(0);textcolor(15);clrscr;gotoxy(8,3);
writeln('  Dacă s-a terminat tipărirea tastează Enter...');
readln end;
{*****};
procedure afisare_citire_date3(var v1,g1:sirvalori);
var wa,wp,a,sigma_v,tau_max,fa,omega2,b,z:real;

label R,R1,RC,10,20;

begin
  window(1,1,80,25);textbackground(15);clrscr;
  window(10,6,70,12);textbackground(0);textcolor(15);clrscr;

```

```

writeln;
  writeln(' Tastați modul de rulare a programului ,cu date : ');
  writeln;
  writeln(' -(c)itite dintr-un fișier existent....tastați c+Enter');
  writeln(' -(n)oi .....tastați n+Enter');
  read(meniu_c);readln;
  if meniu_c='c' then begin
    i1:=0;citire_fisier2(g);goto R;
  end else
begin
R1>window(1,1,80,20);textbackground(3);textcolor(0);clrscr;
  g[1]:=exp(((1/3)*ln(16000*v1[11]/(pi*20))),);
  i1:=0;
  RC:k1:=i1;clrscr;
    repeat
  i1:=i1+1;
  gotoxy(2,2*(i1-k1)-1);write(' ',d[i1]);
  gotoxy(50,2*(i1-k1));write(f[i1]:15,'-');
  gotoxy(68,2*(i1-k1));write(g1[i1]:10:4);
  until i1=k1+10;
  i1:=i1-9;
    repeat
  10:i1:=i1+1;
window(1,21,80,22);textbackground(lightgray);textcolor(0);clrscr;
write('Obs: ',p[i1]);

  if i1=3 then begin
    20: window(1,23,80,25);textbackground(0);textcolor(15);clrscr;
    gotoxy(1,2);
    writeln(' OL 60--1, OLC 45--2, OLC 60--3, 31CrNi30--4');
    gotoxy(50,3);write(f[3]:15,'=');gotoxy(68,5);readln(otel);
  if (otel>4) or (otel<1) then begin
    clrscr;write(#7);gotoxy(4,4);
    writeln('Nu ați ales bine materialul !!');readln;
    goto 20;end;

  fisa:=otel-1;
  assign(fm,'cararbor.dta');
  reset(fm);
  seek(fm,4*fisa);
  for q:=0 to 3 do
  begin
    read(fm,o_data);
    w[q]:=o_data;
  end;
  close(fm);
  sigma_1:=w[0];

```

```

tau_1:=w[1];
sigma_0:=w[2];
tau_0:=w[2];
window(1,1,80,20);textbackground(3);textcolor(0);
if otel=1 then marca3:=' OL 60 ';
if otel=2 then marca3:=' OLC 45 ';
if otel=3 then marca3:=' OLC 60 ';
if otel=4 then marca3:=' 31CrNi30';
gotoxy(68,2*(3-k1));write(marca3);goto 10; end;

window(1,23,80,25);textbackground(0);textcolor(15);clrscr;
writeln('Introduceti valoarea pentru');gotoxy(2,2);write(' ',d[i1]);
gotoxy(50,3);write(f[i1]:15,'=');gotoxy(68,3);readln(g[i1]);
window(1,1,80,20);textbackground(3);textcolor(0);
gotoxy(68,2*(i1-k1));write(g[i1]:10:4) until i1=k1+10;
if i1<10 then goto RC else
window(1,1,80,20);textbackground(3);textcolor(0);clrscr;
i1:=10;
k1:=i1;clrscr;
repeat
i1:=i1+1;
gotoxy(2,2*(i1-k1)-1);write(' ',d[i1]);
gotoxy(50,2*(i1-k1));write(f[i1]:15,'=');
gotoxy(68,2*(i1-k1));write(g1[i1]:10:4);
until i1=11;
i1:=10;k1:=i1;
repeat
i1:=i1+1;
window(1,21,80,22);textbackground(lightgray);textcolor(0);clrscr;
write('Obs: ',p[i1]);
window(1,23,80,25);textbackground(0);textcolor(15);clrscr;
writeln('Introduceti valoarea pentru');gotoxy(2,2);write(' ',d[i1]);
gotoxy(50,3);write(f[i1]:15,'=');gotoxy(68,3);readln(g[i1]);
window(1,1,80,20);textbackground(3);textcolor(0);
gotoxy(68,2*(i1-k1));write(g[i1]:10:4) until i1=11;

begin
window(1,21,80,25);textbackground(0);textcolor(15);clrscr;
writeln('Ați terminat introducerea mărimilor de intrare. ');
writeln('Tastati Enter...');readln end;
begin
g1[12]:=abs(2*sigma_1-sigma_0)/sigma_0;z:=g1[2]-g1[9];
g1[13]:=abs(2*tau_1-tau_0)/tau_0;
g1[15]:=2000*v1[11]/v1[44];
g1[16]:=2000*v1[11]/v1[45];
g1[17]:=g1[15]*sin(20*pi/180)/cos(20*pi/180);
g1[18]:=g1[16]*sin(20*pi/180)/cos(20*pi/180);

```

```

g1[19]:=g1[16]*g1[10]/g1[11];
g1[20]:=g1[16]*(g1[10]+g1[11])/g1[11];
g1[21]:=g1[18]*g1[10]/g1[11];
i1:=11;
window(1,1,80,20):textbackground(white),textcolor(0),clrscr;
k1:=i1;display2(g1);
window(1,21,80,25):textbackground(0);textcolor(15),clrscr;
writeln('OK. Tastați Enter...');readln;
g1[22]:=g1[18]*(g1[11]+g1[10])/g1[11];
g1[23]:=g1[19]*g1[11];
g1[24]:=g1[21]*g1[11];
g1[25]:=sqrt(sqr(g1[23])+sqr(g1[24]));
g1[26]:=sqrt(sqr(v1[11]*1000)+sqr(g1[25]));
wa:=(pi*exp((3)*ln(z))/32)-(g1[8]*g1[9]*sqrt(z-g1[9])/(2*z));
wp:=(pi*exp((3)*ln(z))/16)-(g1[8]*g1[9]*sqrt(z-g1[9])/(2*z));
sigma_v:=g1[25]/wa;
tau_max:=v1[11]*1000/wp;
g1[27]:=sigma_v*g1[6]*g1[7]/(g1[4]*sigma_v);
g1[28]:=tau_max/(((g1[5]*tau_max)/(g1[6]*g1[7]))+(tau_max*g1[13]));
g1[29]:=g1[27]*g1[28]/sqrt(sqr(g1[27])+sqr(g1[28]));
window(1,21,80,25):textbackground(0);textcolor(15),clrscr;gotoxy(1,1);
if g1[29]>=2 then begin
writeln('OK. Verificarea la oboseala !,g1[29]:10:4,' > ca(=2) ');
writeln('Tastați Enter...');readln end
else
begin write(#7);clrscr;gotoxy(1,1);
writeln('Verificarea la oboseala: ',g1[29]:10:4,' < ca(=2)');
writeln('Este necesară modificarea datelor de intrare !!');readln;
goto R1;end;

g1[30]:=2000*v1[11]/((z-g1[9])*(g1[9]-0.5)*30);
i1:=20;
window(1,1,80,20):textbackground(white),textcolor(0),clrscr;
k1:=i1;display2(g1);
window(1,21,80,25):textbackground(0);textcolor(15),clrscr;
writeln('OK. Tastați Enter...');readln;
g1[32]:=g1[18]*sqrt(g1[10])*g1[11]*2/(9*sqrt(3)*210000*wa*z);
g1[33]:=g1[18]*(g1[10]+g1[11])*sqrt(g1[11])*2/(3*210000*wa*z);
g1[34]:=g1[18]*g1[10]*g1[11]*2/(3*210000*wa*z);
g1[35]:=g1[18]*g1[10]*g1[11]*2/(6*210000*wa*z);
g1[36]:=g1[18]*(3*g1[11]+2*g1[10])*g1[11]*2/(6*210000*wa*z);
g1[37]:=v1[11]*2000/(85200*wp*z);
g1[39]:=sqrt(3*210000*wa*z/(2*0.1*exp((3)*ln(g1[10]))));
a:=wp*g1[2]/2;
b:=pi*(exp((4)*ln(v1[45]))-exp((4)*ln(g1[2])))/32;
g1[40]:=sqrt(82500*b/(2*g1[11]*a));
fa:=0.0003*(g1[10]+g1[11]);

```



```

omega2:=(pi*v1[8])/30;
window(1,21,80,25);textbackground(0);textcolor(15);clrscr;gotoxy(1,1);
if (g1[32] <=fa ) and (g1[33] <= fa) then begin
writeln('OK.Săgeata la încovoiere < Săgeata admisibila !');
writeln(g1[32]:10:6,' si ',g1[33]:10:6,' < ',fa:10:6);
writeln('Tastați Enter...');readln end
else
begin write(#7);clrscr;gotoxy(1,1);
writeln('Săgeata la încovoiere > Săgeata admisibila !');
writeln(g1[32]:10:6,' si ',g1[33]:10:6,' > ',fa:10:6);
writeln('Este necesară modificarea datelor de intrare !!');readln;
goto R1;end;
window(1,21,80,25);textbackground(0);textcolor(15);clrscr;gotoxy(1,1);
if (g1[34] <=0.001 ) and (g1[35] <= 0.001) and (g1[36] <=0.001) then begin
writeln('OK.Unghiul de inclinare < Unghiul de inclinare admisibil !');
writeln(g1[34]:10:6,' si ',g1[35]:10:6,' si ',g1[36]:10:6,' < 0.001');
writeln('Tastați Enter...');readln end
else
begin write(#7);clrscr;gotoxy(1,1);
writeln('Unghiul de inclinare > Unghiul de inclinare admisibil !');
writeln(g1[34]:10:6,' si ',g1[35]:10:6,' si ',g1[36]:10:6,' > 0.001');
writeln('Este necesară modificarea datelor de intrare !!');readln;
goto R1;end;
window(1,21,80,25);textbackground(0);textcolor(15);clrscr;gotoxy(1,1);
if g1[37] < 0.0035 then begin
writeln('OK.Unghiul de deformație la torsiune pe un metru !');
writeln(g1[37]:10:6,' < 0.0035');
writeln('Tastați Enter...');readln end
else
begin write(#7);clrscr;gotoxy(1,1);
writeln('Unghiul de deformație la torsiune > Unghiul de deformație la torsiune admisibil !');
writeln(g1[37]:10:6,' > 0.0035');
writeln('Este necesară modificarea datelor de intrare !!');readln;
goto R1;end;
window(1,21,80,25);textbackground(0);textcolor(15);clrscr;gotoxy(1,1);
if (g1[39]*0.8 > omega2 ) and (g1[40]*0.8 >omega2) then begin
writeln('OK.Verificarea la vibrații !');
writeln(g1[39]*0.8:10:4,' si ',g1[40]*0.8:10:4,' > ',omega2:10:4);
writeln('Tastați Enter...');readln end
else
begin write(#7);clrscr;gotoxy(1,1);
writeln('Viteza unghiulară a arborelui > Viteza unghiulară critica !');
writeln(g1[39]*0.8:10:4,' si ',g1[40]*0.8:10:4,' < ',omega2:10:4);
writeln('Este necesară modificarea datelor de intrare !!');readln;
goto R1;end;
i1:=30;
window(1,1,80,20);textbackground(white);textcolor(0);clrscr;

```

```

    k1:=i1;display2(g1);
window(1,21,80,25);textbackground(0);textcolor(15);clrscr;
writeln;writeln('Terminat calculul.Tastați Enter...');readln;
end;

    end;
    R:end;
}*****
}
procedure tiparire3;
label T,R;
var i1,k1:integer;
meniu1:string[20];

begin
window(7,11,73,20);textbackground(0);textcolor(15);clrscr;gotoxy(8,3);
writeln(' Dați nume variantei proiectate:');
gotoxy(10,5);readln(meniu1);writeln;
writeln(' Pregătiți imprimanta și tastați Enter...');readln;
T:{$I-}writeln(lst);{$I+} if ioresult<>0 then begin
writeln(' Verificați imprimanta...Tastați Enter...');readln; goto T end;
writeln(lst);writeln(lst);writeln(lst);writeln(lst);writeln(lst);writeln(lst);
writeln(lst,' PROGRAM DISC ');
writeln(lst);writeln(lst);
writeln(lst,' Lista de date pentru ',meniu1);
i1:=0;
R:{$I-}writeln(lst);{$I+} if ioresult<>0 then begin
writeln(' Verificați imprimanta...Tastai Enter...');readln; goto R end;
i1:=1;
k1:=i1;clrscr;writeln(lst);
writeln(lst,' h[1],');
write(lst,' y[1]:15,');
writeln(lst,marca3);
repeat
i1:=i1+1;
writeln(lst,' h[i1],');
write(lst,' y[i1]:15,');
writeln(lst,e[i1]:10:3);
until i1=k1+3;
writeln(lst,' h[5]);writeln(lst);
writeln(lst,' h[6]);writeln(lst);

i1:=6;repeat
i1:=i1+1;
writeln(lst,' h[i1]);
write(lst,' y[i1]:15,');
writeln(lst,e[i1]:10:3);

```

```

    until i1=20;
window(7,11,73,20);textbackground(0);textcolor(15);clrscr;gotoxy(8,3);
writeln('  Dupa tipărirea primei pagini');
writeln('  introduceți altă coală de hârtie și tastați Enter...');
readln;
writeln(lst);writeln(lst);writeln(lst);writeln(lst);writeln(lst);writeln(lst);
i1:=20;repeat
i1:=i1+1;
writeln(lst,'      ',h[i1]);
write(lst,'      ',y[i1]:15,' ');
writeln(lst,e[i1]:10:3);
    until i1=30;
window(7,11,73,20);textbackground(0);textcolor(15);clrscr;gotoxy(8,3);
writeln('  Dacă s-a terminat tipărirea tastează Enter...');
readln end;
{*****}
procedure scriere_fisier3(var e1:sirvalori);
var i1:integer;
    f:file of real;
    numef:string[8];
begin
window(1,21,80,25);textbackground(0);textcolor(15);clrscr;
writeln('Dați numele fișierului în care doriți să memorați datele:');
write('maxim 8 caractere: ');readln(numef);
assign(f,numef);
rewrite(f);
for i1:=1 to 30 do write(f,e1[i1]);
clrscr;writeln('OK. A fost creat fișierul ',numef);
writeln('Tastați Enter...');readln;
end;
{*****}
procedure citire_fisier3(var e1:sirvalori);
label FINAL1;
var i1,j1:integer;
    f:file of real;
    numef:string[8];
begin
window(1,21,80,25);textbackground(0);textcolor(15);clrscr;
writeln;
write('Dați numele fișierului din care doriți să citiți datele: ');
readln(numef);
assign(f,numef);{$I-}reset(f);{$I+} if ioresult<>0 then begin
clrscr;writeln('Fișierul cu numele "',numef,'" nu se gaseste');
readln;goto FINAL1 end;
for i1:=1 to 30 do read(f,e1[i1]);
clrscr;writeln('Datele din fișierul "',numef,'" se vor afisa pe ecran');
writeln('Tastați Enter...');readln;

```

```

FINAL1:end;
{*****}

procedure afisare_citire_date4(var v1,e1:sirvalori);

label R,10,20;

begin
    window(1,1,80,25);textbackground(15);clrscr;
    window(10,6,70,12);textbackground(0);textcolor(15);clrscr;
    writeln;
    writeln(' Tastați modul de rulare a programului ,cu date : ');
    writeln;
    writeln(' -(c)itite dintr-un fișier existent...tastați c+Enter');
    writeln(' -(n)oi .....tastați n+Enter');
    read(meniu_c);readln;
    if meniu_c='c' then begin
        i1:=0;citire_fisier3(e);goto R;
    end else
begin
    window(1,1,80,20);textbackground(3);textcolor(0);clrscr;
    i1:=0;
    k1:=i1;clrscr;
        repeat
    i1:=i1+1;
    gotoxy(2,2*(i1-k1)-1);write(' ',h[i1]);
    gotoxy(50,2*(i1-k1));write(y[i1]:15,'=');
    gotoxy(68,2*(i1-k1));write(e1[i1]:10:2);
    until i1=k1+3;
    i1:=i1-3;
        repeat
    10:i1:=i1+1;
    window(1,21,80,22);textbackground(lightgray);textcolor(0);clrscr;
    write('Obs: ',u[i1]);

    if i1=1 then begin
        20: window(1,23,80,25);textbackground(0);textcolor(15);clrscr;
        gotoxy(1,2);
        writeln(' OL 60--1, OLC 45--2, OLC 60--3, 31CrNi30--4');
        gotoxy(50,3);write(f[3]:15,'=');gotoxy(68,5);readln(otel);
        if (otel>4) or (otel<1) then begin
            clrscr;write(#7);gotoxy(4,4);
            writeln('Nu ați ales bine materialul !!');readln;
            goto 20;end;
            if otel=1 then begin
                marca3:=' OL 60 ';pa:=30;end;
            if otel=2 then begin

```

```

        marca3:=' OLC 45 ';pa:=36;end;
        if otel=3 then begin
            marca3:=' OLC 60 ';pa:=42;end;
        if otel=4 then begin
            marca3:=' 31CrNi30';pa:=52;end;
window(1,1,80,20);textbackground(3);textcolor(0);
        gotoxy(68,2*(1-k1));write(marca3);goto 10; end;
window(1,23,80,25);textbackground(0);textcolor(15);clrscr;
writeln('Introduceți valoarea pentru');gotoxy(2,2);write(' ',h[i1]);
gotoxy(50,3);write(y[i1]:15,'=');gotoxy(68,3);readln(e[i1]);
window(1,1,80,20);textbackground(3);textcolor(0);
gotoxy(68,2*(i1-k1));write(e[i1]:10:2) until i1=k1+3;
begin
    window(1,21,80,25);textbackground(0);textcolor(15);clrscr;
    writeln('Ați terminat introducerea mărimilor de intrare. ');
    writeln('Tastați Enter...');readln end;
end;
e1[4]:=v1[19]/(e1[3]*e1[2]*pi);

e1[7]:=0;e1[9]:=10;e1[11]:=20;e1[13]:=30;e1[17]:=40;e1[19]:=45;e1[21]:=50;
e1[23]:=60;e1[25]:=70;e1[27]:=80;e1[29]:=90;e1[15]:=35;
i1:=6;
repeat
i1:=i1+2;
e1[i1]:=0.5*e1[2]+0.5*v1[24]+0.02*(e1[i1-1])/45;
until i1 =20;
i1:=20;
repeat
i1:=i1+2;
e1[i1]:=0.5*e1[2]+0.5*v1[24]+0.02*(90-e1[i1-1])/45;
until i1 =30;
R: end;
{*****}
}

procedure afisare1(arr:menu1;pos:integer;var v1,g1,e1:sirvalori);

    label R,R1,R2,R3,R4,R5,R6,R7;
begin
    i1:=0;
    R: window(1,5,80,25);textbackground(white);textcolor(0);
        k1:=i1;display1(v1);
    R1:crtpos:=1;
    while true do begin
        reductor(items1,num1,crtpos);
        code:=getcode;
        case code of

```

```

larrow:if crtpos>1 then crtpos:=crtpos-1
      else crtpos:=num1;
rarrow:if crtpos<num1 then crtpos:=crtpos+1
      else crtpos:=1;
borrow: begin if i1<50 then goto R
           else goto R1 end;
torrow: begin if i1>=20 then begin
           i1:=i1-20;goto R end
           else goto R1 end;
enter:begin
      pos:=crtpos;
      case pos of
      1:begin
          afisare_citire_date1(v1);goto R;
        end;
      2:begin
          scriere_fisier1(v1);i1:=0;
          goto R;
        end;
      3:begin
          tiparire1;i1:=0;
          goto R;
        end;
      4:begin
          if v1[10]=0 then begin
              write(#7);
              window(15,9,65,12);textbackground(0);
              textcolor(12);clrscr;writeln;
              writeln(' Este necesară rularea programului armonic ! ');
              readln;i1:=0;goto R;end;

```

```

i1:=0;
R2: window(1,5,80,25);textbackground(white);textcolor(0);
     k1:=i1;display2(g1);
R3:crtpos:=1;
while true do begin
  arborii(items2,num2,crtpos);
  code:=getcode;
  case code of
  larrow:if crtpos>1 then crtpos:=crtpos-1
        else crtpos:=num1;
  rarrow:if crtpos<num1 then crtpos:=crtpos+1
        else crtpos:=1;
  borrow: begin if i1<40 then goto R2
             else goto R3 end;
  torrow: begin if i1>=20 then begin
             i1:=i1-20;goto R2 end

```

```

        else goto R3 end;
enter:begin
    pos:=crtpos;
    case pos of
    1:begin
        afisare_citire_date2(v,g);
        il:=0;goto R2;
    end;
    2:begin
        scriere_fisier2(g1);il:=0;
        goto R2;end;
    3:begin
        tiparire2;il:=0;
        goto R2;
    end;
    4:begin
        window(10,7,70,12);
        textbackground(0);textcolor(15);clrscr;
        writeln;
        writeln('  Ieşire in (D)OS .....tastați d+Enter');
        writeln('  Ieşire in (p)rogram...tastați p+Enter');
        readln(meniu_c);
        if meniu_c ='p' then begin
            il:=0;goto R;end
        else begin
            halt;end;
        end;
    end;end;
end;end;

    end;
5:begin
    if v1[11]=0 then begin
        write(#7);
        window(15,9,65,12);textbackground(0);
        textcolor(12);clrscr;writeln;
        writeln('  Este necesară rularea programului armonic ! ');
        readln;il:=0;goto R;end;
        initializare(g);

        il:=0;
R4: window(1,5,80,25);textbackground(white);textcolor(0);
        k1:=il;display2(g1);
R5:crtpos:=1;
        while true do begin
            arborii(items2,num2,crtpos);
            code:=getcode;
            case code of
                larrow:if crtpos > 1 then crtpos:=crtpos-1

```



```

else crtpos:=num1;
rarrow:if crtpos<num1 then crtpos:=crtpos+1
else crtpos:=1;
borrow: begin if i1<40 then goto R4
else goto R5 end;
torrow: begin if i1>=20 then begin
i1:=i1-20;goto R4 end
else goto R5 end;
enter:begin
pos:=crtpos;
case pos of
1:begin
afisare_citire_date3(v,g);
i1:=0;goto R4;
end;
2:begin
scriere_fisier2(g1);i1:=0;
goto R4;end;
3:begin
tiparire2;i1:=0;
goto R4;
end;
4:begin
window(10,7,70,12);
textbackground(0);textcolor(15);clrscr;
writeln;
writeln(' Ieşire în (D)OS .....tastați d+Enter');
writeln(' Ieşire în (p)rogram...tastați p+Enter');
readln(meniu_c);
if meniu_c='p' then begin
i1:=0;goto R;end
else begin
halt;end;
end;
end ;end;
end;end;
end;
6:begin
if v1[19]=0 then begin
write(#7);
window(15,9,65,12);textbackground(0);
textcolor(12);clrscr;writeln;
writeln(' Este necesară rularea programului armonic !!!');
readln;i1:=0;goto R;end;
i1:=0;
R6: window(1,5,80,25);textbackground(white);textcolor(0);
k1:=i1;display3(c1);

```

```

R7:crtpos:=1;
while true do begin
  arborii(items2,num2,crtpos);
  code:=getcode;
  case code of
    larrow:if crtpos>1 then crtpos:=crtpos-1
      else crtpos:=num1;
    rarrow:if crtpos<num1 then crtpos:=crtpos+1
      else crtpos:=1;
    borrow: begin if i1<30 then goto R6
      else goto R7 end;
   orrow: begin if i1>=20 then begin
      i1:=i1-20;goto R6 end
      else goto R7 end;
    enter:begin
      pos:=crtpos;
      case pos of
        1:begin
          afişare_citire_date4(v,e);
          i1:=0;goto R6;
        end;
        2:begin
          scriere_fişier3(e1);i1:=0;
          goto R6;end;
        3:begin
          tipărire3;i1:=0;
          goto R6;
        end;
        4:begin
          window(10,7,70,12);
          textbackground(0);textcolor(15);clrscr;
          writeln;
          writeln('  Ieşire în (D)OS .....tastați d+Enter');
          writeln('  Ieşire în (p)rogram...tastați p+Enter');
          readln(meniu_c);
          if meniu_c='p' then begin
            i1:=0;goto R;end
          else begin
            halt;end;
          end;
        end ;end;
      end;end;
      end;
      7:begin
        halt;end;
      end;end;end;
end;end;

```

```

{ **** }
procedure action(arr:menu;pos:integer;var v1:sirvalori);
begin
  case pos of
    1:begin
      afisare1(items1.crtpos,v,g,e);
    end;
    2:begin
      halt;end;
  end;
end;

{ **** }
begin
n[1]:=n1;n[2]:=n2;n[3]:=n3;n[4]:=n4;n[5]:=n5;n[6]:=n6;n[7]:=n7;n[8]:=n8,
n[9]:=n9;n[10]:=n10;n[11]:=n11;n[12]:=n12;n[13]:=n13;n[14]:=n14;n[15]:=n15,
n[16]:=n16;n[17]:=n17;n[18]:=n18;n[19]:=n19;n[20]:=n20;n[21]:=n21;n[23]:=n23;
n[24]:=n24;n[25]:=n25;n[26]:=n26;n[27]:=n27;n[28]:=n28;n[29]:=n29;n[30]:=n30;
n[31]:=n31;n[32]:=n32;n[33]:=n33;n[34]:=n34;n[35]:=n35;n[36]:=n36;n[37]:=n37,
n[38]:=n38;n[39]:=n39;n[40]:=n40;n[41]:=n41;n[42]:=n42;n[43]:=n43;n[44]:=n44;
n[45]:=n45;n[46]:=n46;n[22]:=n22;n[47]:=n47;n[48]:=n48;n[49]:=n49;n[50]:=n50;
s[1]:=s1;s[2]:=s2;s[3]:=s3;s[4]:=s4; s[5]:=s5;s[6]:=s6;s[47]:=s47;s[8]:=s8;
s[9]:=s9; s[10]:=s10;s[11]:=s11;s[12]:=s12;s[14]:=s14;s[15]:=s15;
s[16]:=s16;s[17]:=s17;s[18]:=s18;s[19]:=s19;s[20]:=s20;s[48]:=s48;s[24]:=s24;
s[25]:=s25;s[26]:=s26;s[27]:=s27;s[28]:=s28;s[29]:=s29;s[30]:=s30;s[21]:=s21;
s[31]:=s31;s[32]:=s32;s[33]:=s33;s[34]:=s34;s[35]:=s35;s[36]:=s36;s[37]:=s37;
s[38]:=s38;s[39]:=s39;s[42]:=s42;s[41]:=s41;s[43]:=s43;s[23]:=s23;
s[44]:=s44;s[45]:=s45;s[46]:=s46;s[49]:=s49;;s[50]:=s50;
o[1]:=o1;o[2]:=o2;o[3]:=o3;o[4]:=o4;o[5]:=o5;o[6]:=o6;d[1]:=d1;d[2]:=d2;d[3]:=d3;
d[4]:=d4;d[5]:=d5;d[6]:=d6;d[7]:=d7;d[8]:=d8;d[9]:=d9;d[10]:=d10;d[14]:=d14;
d[12]:=d12;d[21]:=d21;d[24]:=d24;d[31]:=d31;d[32]:=d32;d[15]:=d15;d[21]:=d21;
d[17]:=d17;d[23]:=d23;d[19]:=d19;d[24]:=d24;d[25]:=d25;d[26]:=d26;d[27]:=d27;
d[28]:=d28;d[29]:=d29;d[30]:=d30;
d[33]:=d33;d[34]:=d34;d[35]:=d35;d[36]:=d36;d[37]:=d37;d[38]:=d38;d[39]:=d39;
d[40]:=d40;f[1]:=f1;f[13]:=f13;f[21]:=f21;f[39]:=f39;
f[2]:=f2;f[3]:=f3;f[4]:=f4;f[5]:=f5;f[6]:=f6;f[7]:=f7;f[8]:=f8;f[9]:=f9;f[10]:=f10;
f[11]:=f11;f[12]:=f12;f[32]:=f32;f[33]:=f33;f[34]:=f34;f[35]:=f35;f[15]:=f15;
f[36]:=f36;f[37]:=f37;f[40]:=f40;f[16]:=f16;f[17]:=f17;f[18]:=f18;f[22]:=f22;
f[19]:=f19;f[20]:=f20;f[23]:=f23;f[24]:=f24;f[25]:=f25;f[26]:=f26;f[27]:=f27;
f[28]:=f28;f[29]:=f29;f[30]:=f30;p[2]:=p2;p[3]:=p3;p[4]:=p4;p[5]:=p5;p[6]:=p6;
p[7]:=p7;p[8]:=p8;p[9]:=p9;p[10]:=p10;p[11]:=p11;h[1]:=h1;h[2]:=h2;h[3]:=h3;
h[4]:=h4;h[5]:=h5;h[6]:=h6;h[8]:=h8;h[7]:=h7;y[1]:=y1;y[2]:=y2;y[7]:=y7;
y[3]:=y3;y[4]:=y4;u[1]:=u1;u[2]:=u2;u[3]:=u3;
h[9]:=h9;h[10]:=h10;h[11]:=h11;h[12]:=h12;h[13]:=h13;h[15]:=h15;h[16]:=h16;
h[17]:=h17;h[18]:=h18;h[19]:=h19;h[20]:=h20;y[8]:=y8;y[9]:=y9;y[10]:=y10;
y[11]:=y11;y[12]:=y12;y[13]:=y13;y[14]:=y14;y[15]:=y15;y[16]:=y16;y[17]:=y17;
y[18]:=y18;y[19]:=y19;y[20]:=y20;h[14]:=h14;y[4]:=y4;h[21]:=h21;h[22]:=h22;

```

```

h[23]:=h23;h[24]:=h24;h[25]:=h25;h[26]:=h26;h[27]:=h27;h[28]:=h28;h[29]:=h29;
h[30]:=h30;y[21]:=y21;y[22]:=y22;y[23]:=y23;y[24]:=y24;y[25]:=y25;y[26]:=y26;
y[27]:=y27;y[28]:=y28;y[29]:=y29;y[30]:=y30;

```

```

{*****}

```

```

clrscr;
crtpos:=1;
while true do begin
  window(1,1,num*15+1,1);
  display(items,num,crtpos);
  gotoxy(1,1);
  code:=getcode;
  case code of
    larrow:if crtpos>1 then crtpos:=crtpos-1
            else crtpos:=num;
    rarrow:if crtpos<num then crtpos:=crtpos+1
            else crtpos:=1;
    enter:begin
              action(items,crtpos,v);
            {   window(1,1,80,25);
              textbackground(0);clrscr;
            }   end;
          end;
        end;
end.
end.

```

PROGRAM ARMONIC -I.S.G.

Lista de date pentru varianta "TAD"

Puterea la arborele generatorului de unde

$$P1[\text{kW}] = 0.0500$$

Turația arborelui generatorului de unde

$$n1[\text{rot/min}] = 1500.0000$$

Raportul de transmitere

$$i[-] = 48.0000$$

Numărul de dinți ai roții flexibile (anгр. Exterior)

$$z2[-] = 200.0000$$

Numărul de unde ai generatorului

$$nu[-] = 2.0000$$

Materialul pentru roata flexibilă

$$\text{Materialul} = 35\text{CrNiSi13}$$

* * * * CALCULUL CINEMATIC ȘI CINETOSTATIC * * * *

Turația arborelui condus

$$n2[\text{rot/min}] = 31.2500$$

Puterea la arborele condus

$$P2[\text{kW}] = 0.0431$$

Momentul de torsiune la arborele conducător

$$M1[\text{Nm}] = 0.3183$$

Momentul de tensiune la arborele condus

$$M2[\text{Nm}] = 13.1765$$

Momentul de torsiune la roata flexibilă

$$M[\text{Nm}] = 12.9870$$

* * CALCULUL DE REZISTENȚĂ * *

Diametrul de divizare inițial al roții flexibile (anгр. exter.)

$$d2[\text{mm}] = 54.0208$$

Modelul danturii

$$m[\text{mm}] = 0.3000$$

Diametrul de divizare al roții flexibile (anгр. exter.)

$$d2[\text{mm}] = 60.0000$$

Tensiunea de forfecare a dinților

$$gf[\text{MPa}] = 1.0167$$

Solicitarea la oboseală a roții flexibile

$$ei[\text{MPa}] = 157.7931$$

Forța radială totală cu care generatorul de unde

deformează roata flexibilă

$$Rt[\text{N}] = 162.8202$$

Randamentul transmisiei

$$\sigma[-] = 0.8572$$

Grosimea peretelui roții flexibile

$$h1[\text{mm}] = 0.7405$$

* * CALCULUL GEOMETRIC (TREAPTA I) * *

Deformația diametrală a roții flexibile în poziție angrenată

$$k[\text{mm}] = 0.6000$$

Pasul danturii

$$p[\text{mm}] = 0.9425$$

Înălțimea capului dintelui

$$ha[\text{mm}] = 0.2625$$

Înălțimea piciorului dintelui		
hf[mm]	=	0.3375
Grosimea dintelui pe cercul de divizare		
sd[mm]	=	0.4123
Lungimea arcului golului pe cercul de divizare		
sg[mm]	=	0.5301
Semiunghiul la vârf al profilului dintelui		
[x]	=	28.6087
Semiunghiul la vârf al golului dintre dinții roții flexibile		
+ [x]	=	28.6271
Jocul radial maxim din zona angrenată		
Co[mm]	=	0.1155
Numărul de dinți ai coroanei rigide		
z1[-]	=	202.0000
Diametrul de divizare al coroanei rigide		
d1[mm]	=	60.6000
Diametrul interior (de picior) al coroanei rigide		
df1[mm]	=	61.2750
Diametrul de picior al roții flexibile (anr. exterior)		
df2[mm]	=	59.3250
Diametrul exterior (de cap) al coroanei rigide		
da1[mm]	=	60.0750
Diametrul de cap al roții flexibile (anr. exterior)		
da2[mm]	=	60.5250
Lățimea danturii roții flexibile		
b2[mm]	=	12.0000
Lățimea danturii coroanei rigide		
b1[mm]	=	12.0000
* * CALCULUL GEOMETRIC (TREAPTA A II) * *		
Nr. de dinți a roții dințate flexibile		
z'2	=	190
Nr. de dinți a roții dințate mobile		
z4	=	188
Diametrul de divizare al roții flexibile		
d'2[mm]	=	57
Diametrul de picior al roții flexibile		
d'f2[mm]	=	57.675
Diametrul de cap al roții flexibile		
d'a2[mm]	=	56.475
Diametrul de divizare al roții mobile		
d4[mm]	=	56.4
Diametrul de picior al roții mobile		
df4[mm]	=	55.725
Diametrul de cap al roții mobile		
da4[mm]	=	55.925
Lățimea danturii roții flexibile		
b'2[mm]	=	12.0000
Lățimea danturii roții mobile		
b4[mm]	=	12.0000

PROGRAM pentru legea de deformatie cosinusoidala
I.S.D.

Date initiale : I - I

$r_0 = 29.3 \text{ mm}$

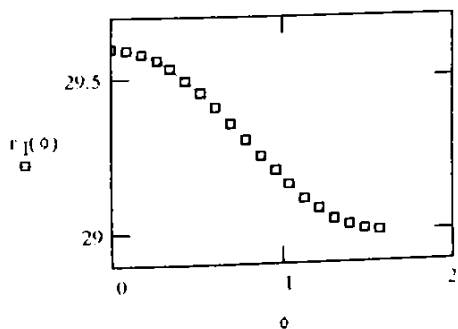
$w_0 = 0.3 \text{ mm}$

$\phi = 0.087 \cdot \frac{\pi}{2}$

$$r_I(\phi) = r_0 + w_0 \cdot \cos(2 \cdot \phi)$$

$r_I(\phi)$

29.6
29.59547
29.58202
29.56005
29.53022
29.49345
29.45083
29.40366
29.35335
29.30144
29.24948
29.19905
29.15166
29.10876
29.07163
29.0414
29.01898
29.00504
29.00001



Date initiale :II - II

$r_0 = 29.3 \text{ mm}$

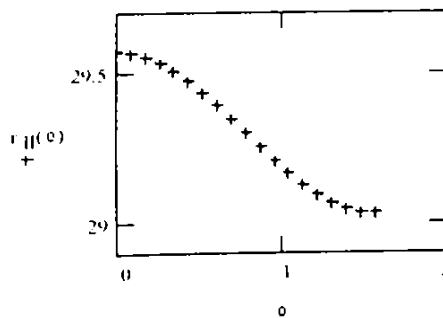
$w'_0 = 0.27 \text{ mm}$

$\phi = 0.087 \cdot \frac{\pi}{2}$

$$r_{II}(\phi) = r_0 + w'_0 \cdot \cos(2 \cdot \phi)$$

$r_{II}(\phi)$

29.57
29.56592
29.55382
29.53404
29.5072
29.4741
29.43575
29.39329
29.34802
29.3013
29.25453
29.20914
29.1665
29.12788
29.09447
29.06726
29.04708
29.03454
29.03001



PROGRAM pentru legea de deformatie eliptica
I.S.D.

Date initiale : I - I

$r_0 = 29.3 \text{ mm}$

$w_0 = 0.3 \text{ mm}$

$a = r_0 + w_0$

$b = r_0 - w_0$

$a = 29.6$

$b = 29$

$\phi = 0,0087 \cdot \frac{\pi}{2}$

$r_I(\phi)$

$a \cdot b$

$$a^2 \cdot \sin(\phi) \cdot \sin(\phi) - b^2 \cdot \cos(\phi) \cdot \cos(\phi)$$

$r_I(\phi)$

29.6
29.59533
29.58147
29.55888
29.5283
29.49073
29.44736
29.39958
29.34888
29.29683
29.24502
29.19499
29.14821
29.10605
29.06972
29.04023
29.01842
29.00489
29.00001

Date initiale : II - II

$r_0 = 29.3 \text{ mm}$

$w'_0 = 0.27 \text{ mm}$

$a' = r_0 + w'_0$

$b' = r_0 - w'_0$

$a' = 29.57$

$b' = 29.03$

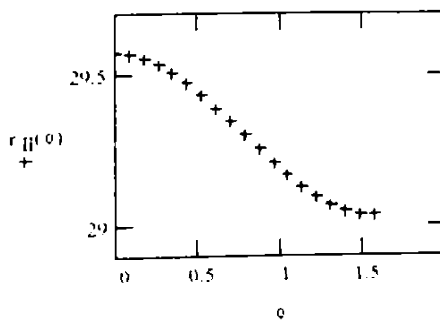
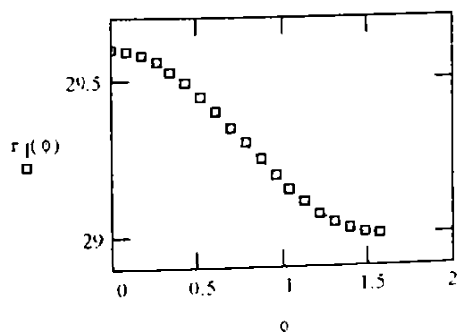
$\phi = 0,0087 \cdot \frac{\pi}{2}$

$a' \cdot b'$

$$a'^2 \cdot \sin(\phi) \cdot \sin(\phi) - b'^2 \cdot \cos(\phi) \cdot \cos(\phi)$$

$r_{II}(\phi)$

29.57
29.56581
29.55337
29.5331
29.50565
29.4719
29.43294
29.38999
29.34439
29.29756
29.25092
29.20585
29.1637
29.12569
29.09292
29.06631
29.04663
29.03442
29.03001



PROGRAM I.S.A. PENTRU STUDIUL
ANGRENARII DIN T.A.D

DATE INITIALE:

- numere de dinti: z_2 200 z_3 202 z_4 188 $z_{2,1}$ 190
 -razele [mm]: r_0 29.3 ra_2 30.2625 rf_2 29.6625 ra_3 30.0375 rf_3 30.6375
 $ra_{2,1}$ 28.2375 $rf_{2,1}$ 28.8375 ra_4 28.4625 rf_4 27.8625
 -rapoarte de transmitere: i_{12} 100 i_{13} 101 i_{14} 48.2
 -constante: w_0 0.3 w_3 0 v_3 0 ψ 0

CALCULUL DEPLASARILOR:

$w(\phi)$	$w_0 \cdot \cos(2 \cdot \phi)$	j 1.. 19	ϕ_j
$v(\phi)$	$0.15 \cdot \sin(2 \cdot \phi)$		0
$\theta(\phi)$	$\frac{0.45}{r_0} \cdot \sin(2 \cdot \phi)$		0.087266
			0.174532
			0.261799
			0.349065
			0.436332
			0.523598
			0.610865
			0.698131
			0.785398
			0.872664
			0.959931
			1.047197
			1.134464
			1.221730
			1.308996
			1.396263
			1.483529
			1.570796
$w \cdot \phi_j$	$v \cdot \phi_j$	$\theta \cdot \phi_j$	
0.3	0	0	
0.295442	0.026047	0.002667	
0.281908	0.051303	0.005253	
0.259808	0.075	0.007679	
0.229814	0.096418	0.009872	
0.192836	0.114907	0.011765	
0.15	0.129904	0.013301	
0.102606	0.140954	0.014432	
0.052095	0.147721	0.015125	
$9.803847 \cdot 10^{-8}$	0.15	0.015358	
0.052094	0.147721	0.015125	
0.102606	0.140954	0.014432	
0.15	0.129904	0.013301	
0.192836	0.114907	0.011765	
0.229813	0.096418	0.009872	
0.259807	0.075	0.007679	
0.281908	0.051303	0.005253	
0.295442	0.026047	0.002667	
0.3	$9.803847 \cdot 10^{-8}$	$1.003807 \cdot 10^{-8}$	

CALCULUL COORDONATELOR PUNCTELOR:
M, N, T, S, P, Q, E, F;

$$XM = r_{a3} \cdot 2 \cdot \frac{\pi}{3} \cdot \psi$$

$$XN = r_{a3} \cdot \psi \cdot 2 \cdot \frac{\pi}{3}$$

$$XM = 0$$

$$XN = 0$$

$$YM = r_{a3} \cdot \cos 2 \cdot \psi \cdot \frac{\pi}{3} \cdot r_0$$

$$YN = r_{a3} \cdot \cos 2 \cdot \psi \cdot \frac{\pi}{3} \cdot r_0$$

$$YM = 0.738$$

$$YN = 1.337$$

$$\phi_3(\phi) = 2 \cdot \frac{\pi}{3} \cdot \phi$$

$$XT(\phi) = r_0 \cdot v(\phi) \cdot r_{a2} \cdot r_0 \cdot \phi(\phi) + r_{a2} \cdot w(\phi) \cdot \phi_3(\phi)$$

$$YT(\phi) = r_{a2} \cdot w(\phi) \cdot \cos(\phi_3(\phi)) \cdot r_0$$

$XT(\phi)$

0.475321
0.472328
0.468505
0.463189
0.455762
0.445667
0.432428
0.415661
0.395089
0.370545
0.341984
0.309475
0.27321
0.233487
0.190712
0.145378
0.098055
0.049373
$1.853233 \cdot 10^{-7}$

$YT(\phi)$

1.258804
1.254646
1.241489
1.219744
1.190083
1.153415
1.110866
1.063735
1.013463
0.961585
0.909684
0.859342
0.812096
0.769383
0.732507
0.702592
0.680548
0.667047
0.6625

$\phi_3(\phi)$

0.016
0.015
0.014
0.013
0.012
0.011
0.01
0.01
0.009
0.008
0.007
0.006
0.005
0.004
0.003
0.003
0.002
$8.64 \cdot 10^{-4}$
$3.236 \cdot 10^{-9}$

$$XS(\phi) = v(\phi) \cdot r_2' - r_0 \cdot \theta(\phi) - r_2' \cdot w(\phi) \cdot \phi_3(\phi)$$

$$YS(\phi) = (r_2' \cdot w(\phi) \cdot \cos(\phi_3(\phi))) - r_0$$

$$XM = r_4' \cdot 2 \cdot \pi \cdot \frac{\psi}{4}$$

$$XM = 0$$

$$YM = r_4' \cdot \cos(2 \cdot \pi \cdot \frac{\psi}{4}) \cdot r_0$$

$$YM = 0.838$$

$$XN = r_4' \cdot 2 \cdot \pi \cdot \frac{\psi}{4}$$

$$XN = 0$$

$$YN = r_4' \cdot \cos(2 \cdot \pi \cdot \frac{\psi}{4}) \cdot r_0$$

$$YN = 1.438$$

XS ϕ_1

0.46599
0.465115
0.463362
0.46002
0.454427
0.445986
0.434187
0.418618
0.39898
0.375095
0.346911
0.314506
0.27808
0.237954
0.194562
0.148431
0.10017
0.050455
1.894048 · 10 ⁻⁷

YS ϕ_1

0.658876
0.654711
0.641547
0.619795
0.590127
0.553453
0.510898
0.463762
0.413486
0.361603
0.309699
0.259353
0.212104
0.169389
0.132511
0.102594
0.080548
0.067047
0.0625

$$XT'(\phi) = v(\phi) \cdot r_2' - r_0 \cdot \theta(\phi) - r_2' \cdot w(\phi) \cdot \frac{\phi}{100} - \frac{\phi}{48.2}$$

$$YT'(\phi) = r_2' \cdot w(\phi) \cdot \cos \frac{\phi}{100} - \frac{\phi}{48.2} \cdot r_0$$

$$XS'(\phi) = v(\phi) \cdot r_2' - r_0 \cdot \theta(\phi) - r_2' \cdot w(\phi) \cdot \frac{\phi}{100} - \frac{\phi}{48.2}$$

$$YS'(\phi) = r_2' \cdot w(\phi) \cdot \cos \frac{\phi}{100} - \frac{\phi}{48.2} \cdot r_0$$

XT' ϕ_1

0
0.049973
0.099215
0.147019
0.19272
0.235722
0.27551
0.31167
0.3439
0.372023
0.395985
0.415867
0.431872
0.444326
0.453664
0.460421
0.465209
0.468703
0.471618

YT' ϕ_1

0.7625
0.76707
0.780642
0.802805
0.832887
0.869976
0.912949
0.960505
1.011201
1.063506
1.115834
1.166603
1.214278
1.257421
1.294727
1.325076
1.347555
1.361493
1.366481

XS' ϕ_1

0
0.052136
0.103492
0.153314
0.200894
0.245595
0.286866
0.324268
0.357477
0.386302
0.410688
0.430716
0.446605
0.4587
0.467465
0.473469
0.477364
0.479869
0.481746

YS' ϕ_1

0.1625
0.16707
0.180643
0.202807
0.232891
0.269983
0.312959
0.360517
0.411218
0.463527
0.51586
0.566635
0.614316
0.657465
0.694779
0.725135
0.747622
0.76157
0.766566

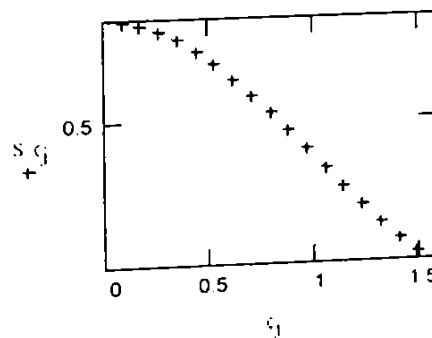
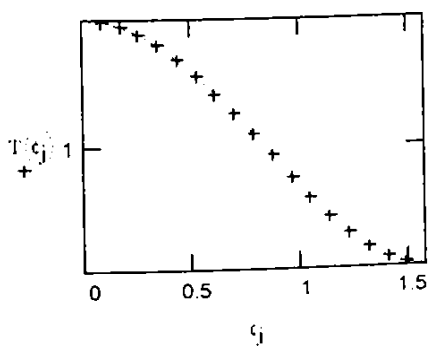
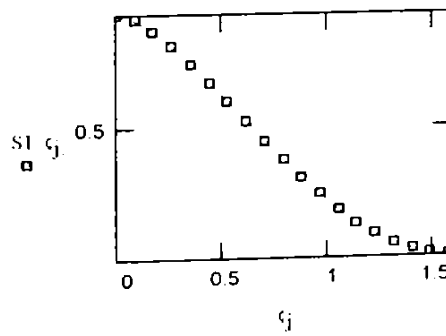
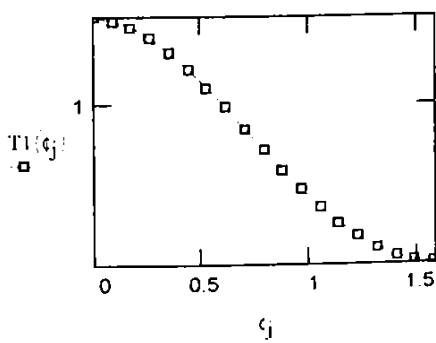
$$T(\phi) = \sqrt{XT(\phi)^2 + YT(\phi)^2}$$

$$S(\phi) = \sqrt{XS(\phi)^2 + YS(\phi)^2}$$

$$T1(\phi) = \sqrt{XT1(\phi)^2 + YT1(\phi)^2}$$

$$S1(\phi) = \sqrt{XS1(\phi)^2 + YS1(\phi)^2}$$

$S1 \phi_j$	$T1 \phi_j$	$S \phi_j$	$T \phi_j$
0.1625	0.7625	0.80701	1.345555
0.175016	0.768696	0.803105	1.340608
0.208189	0.786922	0.791383	1.326949
0.254236	0.816156	0.771858	1.30473
0.307566	0.854892	0.744818	1.274369
0.364976	0.901345	0.710784	1.236522
0.424541	0.953615	0.670474	1.192064
0.484894	0.99805	0.624753	1.142062
0.544876	1.06808	0.574591	1.087751
0.603396	1.126697	0.521012	1.03051
0.659375	1.184014	0.465038	0.971843
0.711752	1.23851	0.407649	0.91337
0.7595	1.288792	0.349737	0.856821
0.801664	1.333616	0.292087	0.804032
0.837402	1.371907	0.235401	0.756927
0.866022	1.402788	0.180436	0.717475
0.887026	1.425596	0.128538	0.687575
0.900146	1.439912	0.08391	0.668871
0.905375	1.445577	0.0625	0.6625



PROGRAM ISP

EROAREA CINEMATICA A T.A.D. INCARCATE

DATE INITIALE:

$i_{14} = 48.205$ $z_2 = 200$ dinti $M_t = 10000$ Nmm
 $m = 0.3$ mm $z'_2 = 190$ dinti $EI = 0.275 \cdot 10^9$ Nmm²
 $w_0 = 0.3$ mm $z_3 = 202$ dinti $k = 2$
 $w'_0 = 0.27$ mm $z_4 = 188$ dinti

Calculul diametrelor de divizare ale rotilor dintate:

$$d_2 = m \cdot z_2 = 60 \quad d_4 = m \cdot z_4 = 56.4$$

$$d'_2 = m \cdot z'_2 = 57 \quad d_3 = m \cdot z_3 = 60.6$$

Calculul deformatiei radiale a rotii flexibile scurte:

$$w_1(\phi) = w_0 \cdot \cos(2 \cdot \phi) \quad \phi = 0, 0.087 \dots \frac{\pi}{2} \quad w'_1(\phi) = w'_0 \cdot \cos(2 \cdot \phi)$$

$$w_2(\phi) = \frac{M_t \cdot d_2^2}{8 \cdot EI} \sin^2 \phi \cdot \frac{\pi}{2} \cdot \phi$$

$$w(\phi) = w_1(\phi) + w_2(\phi) \quad w'(\phi) = w'_1(\phi) \cdot w_2(\phi)$$

$w_1(\phi)$	$w_2(\phi)$	$w(\phi)$	$w'(\phi)$	$w'_1(\phi)$
0.3	0	0.3	0.27	0.27
0.29547	0.002107	0.297577	0.26803	0.265923
0.282017	0.003938	0.285955	0.257753	0.253815
0.260047	0.005486	0.265533	0.239528	0.234042
0.230224	0.006755	0.236979	0.213957	0.207201
0.193448	0.00776	0.201208	0.181863	0.174103
0.15083	0.008518	0.159348	0.144265	0.135747
0.103657	0.009046	0.112703	0.102337	0.093291
0.053354	0.009359	0.062712	0.057377	0.048018
0.001439	0.009466	0.010905	0.010761	0.001295
0.050519	0.00937	0.041149	0.036097	0.045467
0.100952	0.009069	0.091883	0.081788	0.090857
0.148335	0.008553	0.139783	0.124949	0.133502
0.19124	0.007808	0.183432	0.164308	0.172116
0.228368	0.006817	0.221551	0.198714	0.205531
0.2586	0.005563	0.253037	0.227177	0.23274
0.281023	0.004031	0.276992	0.24889	0.25292
0.294958	0.002215	0.292743	0.263248	0.265462
0.299986	$1.229069 \cdot 10^{-4}$	0.299863	0.269865	0.269988

Calculul pasilor unghiulari ale rotilor dintate

$$T_2 = \frac{2 \cdot \pi}{z_2} \quad T_2 = 0.031 \text{ rad}$$

$$\tau_2(\phi) = \left[\left(\frac{d_2}{2} \right) \cdot w(\phi) \right]^{\pi \cdot m}$$

$$T'_2 = \frac{2 \cdot \pi}{z'_2} \quad T'_2 = 0.033 \text{ rad}$$

$$\tau'_2(\phi) = \left[\left(\frac{d'_2}{2} \right) \cdot w(\phi) \right]^{\pi \cdot m}$$

$$\tau_3 = \frac{2 \cdot \pi}{z_3} \quad \tau_3 = 0.031 \text{ rad}$$

$$\tau_4 = \frac{2 \cdot \pi}{z_4} \quad \tau_4 = 0.033 \text{ rad}$$

$$\Delta\tau_2(\phi) = T_2 \cdot \tau_2(\phi)$$

$$\Delta\tau'_2(\phi) = T'_2 \cdot \tau'_2(\phi)$$

Calculul erorii unghiulare a pasului unghiular.

$\tau_2(\phi)$	$\tau'_2(\phi)$	$\Delta\tau_2(\phi)$	$\Delta\tau'_2(\phi)$
0.031105	0.032759	$3.11 \cdot 10^{-4}$	$3.103 \cdot 10^{-4}$
0.031111	0.032764	$3.086 \cdot 10^{-4}$	$3.081 \cdot 10^{-4}$
0.031123	0.032777	$2.966 \cdot 10^{-4}$	$2.964 \cdot 10^{-4}$
0.031146	0.0328	$2.756 \cdot 10^{-4}$	$2.756 \cdot 10^{-4}$
0.031177	0.032831	$2.462 \cdot 10^{-4}$	$2.464 \cdot 10^{-4}$
0.031215	0.032869	$2.093 \cdot 10^{-4}$	$2.097 \cdot 10^{-4}$
0.031259	0.032913	$1.66 \cdot 10^{-4}$	$1.666 \cdot 10^{-4}$
0.031308	0.032962	$1.176 \cdot 10^{-4}$	$1.183 \cdot 10^{-4}$
0.03136	0.033014	$6.554 \cdot 10^{-5}$	$6.644 \cdot 10^{-5}$
0.031414	0.033068	$1.142 \cdot 10^{-5}$	$1.248 \cdot 10^{-5}$
0.031469	0.033122	$4.315 \cdot 10^{-5}$	$4.194 \cdot 10^{-5}$
0.031522	0.033175	$9.652 \cdot 10^{-5}$	$9.517 \cdot 10^{-5}$
0.031572	0.033225	$1.471 \cdot 10^{-4}$	$1.456 \cdot 10^{-4}$
0.031617	0.03327	$1.933 \cdot 10^{-4}$	$1.918 \cdot 10^{-4}$
0.031657	0.03331	$2.337 \cdot 10^{-4}$	$2.322 \cdot 10^{-4}$
0.031689	0.033342	$2.672 \cdot 10^{-4}$	$2.657 \cdot 10^{-4}$
0.031713	0.033365	$2.928 \cdot 10^{-4}$	$2.913 \cdot 10^{-4}$
0.031728	0.03338	$3.096 \cdot 10^{-4}$	$3.083 \cdot 10^{-4}$
0.031733	0.033386	$3.172 \cdot 10^{-4}$	$3.161 \cdot 10^{-4}$

Calculul unghiului corespunzator zonelor de angrenare

$h_{a2} = 0.7 \cdot m \quad h_{a2} = 0.21$

$h_{a3} = 0.8 \cdot m \quad h_{a3} = 0.24$

$h'_{a2} = 0.7 \cdot m \quad h'_{a2} = 0.21$

$h_{a4} = 0.8 \cdot m \quad h_{a4} = 0.24$

$$\gamma = \arccos \left[\frac{d_3}{2} \frac{h_{a3}}{h_{a2}} \frac{d_2}{2} \frac{h_{a2}}{w_0} \right] \quad \gamma = 1.047198 \text{ rad}$$

$$\gamma' = \arccos \left[\frac{d'_2}{2} \frac{h'_{a2}}{h_{a4}} \frac{d_4}{2} \frac{h_{a4}}{w'_0} \right] \quad \gamma' = 1.079914 \text{ rad}$$

Calculul erorii cinematice proprii a T.A.D.

$\Delta\tau_{2i} = \frac{3.110488 \cdot 10^{-4} \cdot 180 \cdot 3600}{\pi} \quad \Delta\tau'_{2i} = \frac{3.103489 \cdot 10^{-4} \cdot 180 \cdot 3600}{\pi}$

$\Delta\tau_{2f} = \frac{3.171865 \cdot 10^{-4} \cdot 180 \cdot 3600}{\pi} \quad \Delta\tau'_{2f} = \frac{3.161125 \cdot 10^{-4} \cdot 180 \cdot 3600}{\pi}$

$\Delta\tau_{2i} = 64.15842 \text{ sec}$

$\Delta\tau'_{2i} = 64.014056 \text{ sec}$

$\Delta\tau_{2f} = 65.424412 \text{ sec}$

$\Delta\tau'_{2f} = 65.202884 \text{ sec}$

$F_I = \frac{k}{\pi} \gamma (\Delta\tau_{2i} + \Delta\tau_{2f})$

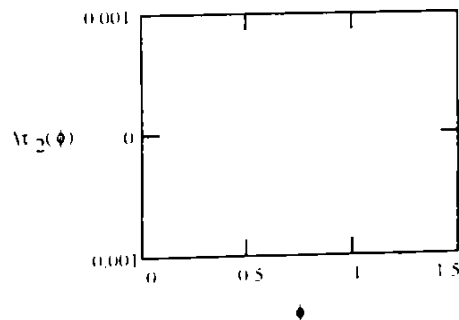
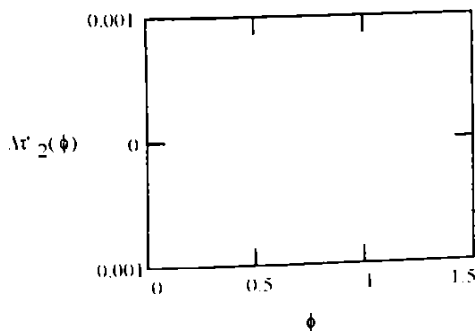
$F_I = 86.388555 \text{ sec}$

$F_{II} = \frac{k}{\pi} \gamma' (\Delta\tau'_{2i} + \Delta\tau'_{2f})$

$F_{II} = 88.83592 \text{ sec}$

$F'_{ior} = F_I + F_{II}$

$F'_{ior} = 175.224475 \text{ sec}$



```

program element_finit I.S.T
uses declar,crt;
var f,fortele:text;
    KMare:MatriceMare;
    Epsilon,Sigma:VectorElement;
    di,dj,dk:Vector;
    epsi,epsj,epsk:VectorEps;
    sigma2:Array[1..NrNoduri,1..2] of real;
    tg:Array[1..NrNoduri] of Real;

procedure CalcInversa(var KMare:MatriceMare);
var Inv:MatriceMare;
begin
  {Calculul inversei. Primul pas: reducerea la matricea unitate}
  for i:=1 to NrNoduri do
    for ii:=1 to 2 do
      if KMare[i,i,ii,ii] =0 then begin WriteLn('Problema la pasul',2*(i-1)+ii);halt end
      else
        begin
          Inv[i,i,ii,ii]:=KMare[i,i,ii,ii]; {Memorarea pivotului}
          for j:=1 to NrNoduri do {Impartirea liniei i la pivot}
            for jj:=1 to 2 do
              KMare[i,j,ii,jj]:=KMare[i,j,ii,jj]/Inv[i,i,ii,ii];
          for k:=1 to NrNoduri do
            for kk:=1 to 2 do
              if (k<>i) or (kk<>ii) then
                begin
                  Inv[k,i,kk,ii]:=KMare[k,i,kk,ii];
                  for j:=1 to NrNoduri do {Parcurerea liniilor}
                    for jj:=1 to 2 do
                      KMare[k,j,kk,jj]:=KMare[k,j,kk,jj]-KMare[i,j,ii,jj]*Inv[k,i,kk,ii];
                end;
            end; {else}
        end;

  {Calculul inversei. Al dilea pas}
  for i:=1 to NrNoduri do
    for ii:=1 to 2 do
      if KMare[i,i,ii,ii] =0 then begin WriteLn('Problema la pasul',2*(i-1)+ii);halt end
      else
        begin
          for j:=1 to NrNoduri do {Impartirea liniei i la pivot}
            for jj:=1 to 2 do
              KMare[i,j,ii,jj]:=KMare[i,j,ii,jj]/Inv[i,i,ii,ii];
          for k:=1 to NrNoduri do
            for kk:=1 to 2 do
              if (k<>i) or (kk<>ii) then
                begin
                  for j:=1 to NrNoduri do {Parcurerea liniilor}
                    for jj:=1 to 2 do
                      KMare[k,j,kk,jj]:=KMare[k,j,kk,jj]-KMare[i,j,ii,jj]*Inv[k,i,kk,ii];
                end;
            end; {else}
        end;

begin {programul principal}
  ClrScr;

```

```

Assign(f, 'rez');
ReWrite(f);
{Calculul coeficientilor a,b,c si ariei pentru fiecare element}
for ii:=1 to NrElemente do
begin
  if odd(ii) then
  begin
    i:=ii;
    k:=ii+2;
  end
  else
  begin
    k:=ii;
    i:=ii+2;
  end;
  j:=ii+1;
  a[ii,1]:=det2(x[j],y[j],x[k],y[k]); {a[i]}
  a[ii,2]:=det2(x[k],y[k],x[i],y[i]); {a[j]}
  a[ii,3]:=det2(x[i],y[i],x[j],y[j]); {a[k]}
  b[ii,1]:=det2(y[j],1,y[k],1);      {b[i]}
  b[ii,2]:=det2(y[k],1,y[i],1);      {b[j]}
  b[ii,3]:=det2(y[i],1,y[j],1);      {b[k]}
  c[ii,1]:=det2(1,x[j],1,x[k]);      {c[i]}
  c[ii,2]:=det2(1,x[k],1,x[i]);      {c[j]}
  c[ii,3]:=det2(1,x[i],1,x[j]);      {c[k]}
  Ae[ii]:=(x[j]*y[k]+x[i]*y[j]+x[k]*y[i]-x[j]*y[i]-x[i]*y[k]-x[k]*y[j])/2;
  for jj:=1 to 3 do
  begin {jj=1,B[i]; jj=2,B[j]; jj=3,B[k]}
    Bb[ii,jj,1,1]:=b[ii,jj]/(2*Ae[ii]); Bb[ii,jj,1,2]:=0/(2*Ae[ii]);      {Rândul 1}
    Bb[ii,jj,2,1]:=0/(2*Ae[ii]); Bb[ii,jj,2,2]:=c[ii,jj]/(2*Ae[ii]);      {Rândul 2}
    Bb[ii,jj,3,1]:=c[ii,jj]/(2*Ae[ii]); Bb[ii,jj,3,2]:=b[ii,jj]/(2*Ae[ii]); {Rândul 3}
  end; {for jj}
{Calculul coeficientilor k^ii_jj,kk}
  for jj:=1 to 3 do
  begin
    Tran(Bb[ii,jj],Bt);
    Prod2333(Bt,E,Inter);
    for kk:=1 to 3 do
    begin
      Prod2332(Inter,Bb[ii,kk],Final);
      for lin:=1 to 2 do
      for col:=1 to 2 do
      kmic[ii,jj,kk,lin,col]:=Final[lin,col]*Ae[ii]
    end; {for kk}
  end; {for jj}
end; {for ii}

{Calculul matricei K}
KMare[1,1]:=kmic[1,1,1];
KMare[1,2]:=kmic[1,1,2];
KMare[1,3]:=kmic[1,1,3];
KMare[2,1]:=kmic[1,2,1];
sum(KMare[2,2],kmic[1,2,2],kmic[2,3,3]);
sum(KMare[2,3],kmic[1,2,3],kmic[2,3,2]);
KMare[2,4]:=kmic[2,3,1];
KMare[30,36]:=kmic[36,1,3];

```

```

KMare[38,37]:=kmic[36,1,2];
KMare[38,38]:=kmic[36,1,1];
KMare[37,35]:=kmic[35,3,1];
sum(KMare[37,36],kmic[35,3,2],kmic[36,2,3]);
sum(KMare[37,37],kmic[35,3,3],kmic[36,2,2]);
KMare[37,38]:=kmic[36,2,1];
for i:=1 to NrNoduri do
begin
  for j:=1 to i-3 do Nul(KMare[i,j]);
  for j:=i+3 to NrNoduri do Nul(KMare[i,j]);
  if (i>=3) and (i<=NrElemente) then
    if odd(i) then begin
      KMare[i,i-2]:=kmic[i-2,3,1];
      Sum(KMare[i,i-1],kmic[i-2,3,2],kmic[i-1,2,3]);
      Sum3(KMare[i,i],kmic[i,1,1],kmic[i-1,2,2],kmic[i-2,3,3]);
      Sum(KMare[i,i+1],kmic[i-1,2,1],kmic[i,1,2]);
      KMare[i,i+2]:=kmic[i,1,3]
    end
    else begin
      KMare[i,i-2]:=kmic[i-2,1,3];
      Sum(KMare[i,i-1],kmic[i-2,1,2],kmic[i-1,2,1]);
      Sum3(KMare[i,i],kmic[i-2,1,1],kmic[i-1,2,2],kmic[i,3,3]);
      Sum(KMare[i,i+1],kmic[i-1,2,3],kmic[i,3,2]);
      KMare[i,i+2]:=kmic[i,3,1]
    end;
end; {for i}

{Afisarea rezultatelor}
for i:=1 to NrNoduri do
begin
  WriteLn('Nodul ',i);
  WriteLn(f,'Nodul ',i);
  WriteLn(f,'x=',x[i]:7:3,' y=',y[i]:7:3);
end;
{Afisarea matricei K}
WriteLn(f,'Matricea K:');
for i:=1 to NrNoduri do
begin
  for ii:=1 to 2 do
  begin
    for j:=1 to NrNoduri do
    begin
      for jj:=1 to 2 do
        Write(f,KMare[i,j,ii,jj]:11:0);
      Write(f,'':2);
      if j mod 4=0 then WriteLn(f)
    end;
    WriteLn(f)
  end;
  WriteLn(f)
end;

{Obtinerea fortelor}
Assign(fortele,'fortele');
Reset(fortele);
for i:=1 to 2*NrNoduri do
  ReadLn(fortele,Forta[i]);

```

```

Close(fortele);
(* ProdMareVect(KMare,d,Forta);*)

{Afisarea matricelor a,b,c, a ariei Ae si a matricei B}
for i:=1 to NrElemente do
begin
  WriteLn('Elementul ',i);
  WriteLn(f,'Elementul ',i);
  WriteLn(f,'a',i,'i=',a[i,1]:7:3,' a',i,'j=',a[i,2]:7:3,' a',i,'k=',a[i,3]:7:3);
  WriteLn(f,'b',i,'i=',b[i,1]:7:3,' b',i,'j=',b[i,2]:7:3,' b',i,'k=',b[i,3]:7:3);
  WriteLn(f,'c',i,'i=',c[i,1]:7:3,' c',i,'j=',c[i,2]:7:3,' c',i,'k=',c[i,3]:7:3);
  WriteLn(f,'Ae=',Ae[i]:7:3);
  WriteLn(f,'Matricea B:');
  WriteLn(f,'i':9,'j':23,'k':23);
  for j:=1 to 3 do
  begin
    Write(f,Bb[ii,1,j,1]:9:3,Bb[ii,1,j,2]:9:3);
    Write(f,'':5,Bb[ii,2,j,1]:9:3,Bb[ii,2,j,2]:9:3);
    WriteLn(f,'':5,Bb[ii,3,j,1]:9:3,Bb[ii,3,j,2]:9:3)
  end; {for jj}
end;

{Obtinerea inversei}
CalcInversa(KMare);
{KMare este in acest moment egal cu inversa lui}
{Obtinerea deplasarilor pe noduri}
ProdMareVect(KMare,Forta,d);

{Obtinerea deformatiilor pe elemente}
for ii:=1 to NrElemente do
begin
  if odd(ii) then
  begin
    i:=ii;
    k:=ii+2;
  end
  else
  begin
    k:=ii;
    i:=ii+2;
  end;
  end;
  j:=ii+1;
  for jj:=1 to 2 do di[jj]:=d[2*(i-1)+jj];
  for jj:=1 to 2 do dj[jj]:=d[2*(j-1)+jj];
  for jj:=1 to 2 do dk[jj]:=d[2*(k-1)+jj];
  prod3221(Bb[ii,1],di,epsi);
  prod3221(Bb[ii,2],dj,epsj);
  prod3221(Bb[ii,3],dk,epsk);
  sum3eps(epsj,epsk,epsilon[ii]);
  prod3331(E,epsilon[ii],sigma[ii]);
  sigma12[ii,1]:=(sigma[ii,1]+sigma[ii,2])/2+Sqrt(Sqr(sigma[ii,1]-sigma[ii,2])+4*Sqr(Sigma[ii,3]))/2;
  sigma12[ii,2]:=(sigma[ii,1]+sigma[ii,2])/2-Sqrt(Sqr(sigma[ii,1]-sigma[ii,2])+4*Sqr(Sigma[ii,3]))/2;
  tg[ii]:=2*sigma[ii,3]/(sigma[ii,2]-sigma[ii,1])
end;

```

```

{Afisarea inversei}
WriteLn(f, 'inversa Matricei K (valorile afisate se sapart la 1000):');
for i:=1 to NrNoduri do
begin
  for ii:=1 to 2 do
  begin
    for j:=1 to NrNoduri do
    begin
      for jj:=1 to 2 do
        Write(f,1000*KMare[i,j,ii,jj]:11:7);
      Write(f,':2);
      if j mod 4=0 then WriteLn(f)
    end;
    WriteLn(f)
  end;
  WriteLn(f)
end;

{Afisarea fortei}
WriteLn(f, 'Fortele');
for i:=1 to 2*NrNoduri do
  WriteLn(f, Forta[i]:9:3);

{Afisarea deplasarilor}
WriteLn(f, 'Deplasarile');
for i:=1 to 2*NrNoduri do
  WriteLn(f, d[i]:9:3);

{Afisarea deformatiilor, tensiunilor si a tensiunilor principale}
for ii:=1 to NrElemente do
begin
  WriteLn(f, 'Element ',ii);
  WriteLn(f, 'Deformatiile');
  for jj:=1 to 3 do Write(f,epsilon[ii,jj]:9:3);
  WriteLn(f);
  WriteLn(f, 'Tensiunile');
  for jj:=1 to 3 do Write(f,sigma[ii,jj]:9:3);
  WriteLn(f);
  WriteLn(f, 'Tensiunile principale');
  for jj:=1 to 2 do Write(f,sigma12[ii,jj]:9:3);
  WriteLn(f);
  WriteLn(f, 'tg( $\theta$ )=',tg[ii]:9:3);
end;
Close(f);
end.

```

```

unit declar;
interface
  Const NrNoduri=38;           {Numarul de vârfuri}
        NrElemente=(NrNoduri-2); {Numarul de trinughiuri}
        NrUnghiuri=NrElemente div 2; {Numarul de raze de la centru}
        UnghiInitial=0;
        UnghiFinal=Pi/2;
        PasUnghi=(UnghiFinal-UnghiInitial)/NrUnghiuri;
        RInt=28.8375;          {Raza interioara a coroanei circulare}
        RExt=29.6625;         {Raza exterioara a coroanei circulare}
        Niu=0.3;              {Coeficientul lui Poison}
        Emare=2.1E5;          {Modului de elasticitate longitudinal}
type
  Matrice=Array[1..3,1..2] of real;
  Matrice33=Array[1..3,1..3] of real;
  Matrice22=Array[1..2,1..2] of real;
  MatriceTran=Array[1..2,1..3] of real;
  MatriceMare=Array[1..NrNoduri,1..NrNoduri] of Matrice22;
  VectorMare=Array[1..2*NrNoduri] of Real;
  Vectoreps=array[1..3] of real;
  VectorElement=Array[1..NrNoduri] of VectorEps;
  Vector=Array[1..2] of real;
Const
  E:Matrice33=((1-niu,niu,0),(niu,1-niu,0),(0,0,(1-2*niu)/2));
var Phi:real;
    x,y:Array [1..NrNoduri] of Real;
    Ae:Array[1..NrElemente] of REal;
    a,b,c:Array[1..NrElemente,1..3] of Real;(1-i,2-j,3-k)
    Bb:Array[1..NrElemente,1..3] of Matrice;(1-i,2-j,3-k)
    kmic:Array[1..NrElemente,1..3,1..3] of Matrice22;
    lin,col,kk,jj,ii,k,i,j:integer;
    alfa,dr,unghi,r:real;
    Bt,Inter:MatriceTran;
    Final:Matrice22;
    d,Fora:VectorMare;
function det2(x11,x12,x21,x22:Real):Real;
procedure tran(B:Matrice;var Bt:MatriceTran);
procedure prod2333(Bt:MatriceTran;E:Matrice33;var R:MatriceTran);
procedure prod2332(Bt:MatriceTran;B:Matrice;var R:Matrice22);
procedure prod3221(B:Matrice;d:Vector;var eps:VectorEps);
procedure prod3331(E:Matrice33;eps:VectorEps;var sign:VectorEps);
procedure prodMareVect(var KMare:MatriceMare;var d,F:VectorMare);
procedure sum(var c,a,b:Matrice22);
procedure sum3(var d,a,b,c:Matrice22);
procedure sum3eps(var eps1,eps2,eps3,eps:VectorEps);
procedure nul(var a:Matrice22);
implementation
function det2;
begin
  det2:=x11*x22-x12*x21
end;
procedure tran;
var i,j:integer;
begin
  for i:=1 to 2 do
    for j:=1 to 3 do

```

```

    Bt[i,j]:=B[j,i]
end;

procedure prod2333;
var i,j,k:integer;
begin
  for i:=1 to 2 do
    for j:=1 to 3 do
      begin
        R[i,j]:=0;
        for k:=1 to 3 do
          R[i,j]:=R[i,j]+Bt[i,k]*E[k,j]
        end
      end
    end
  end;

procedure prod2332;
var i,j,k:integer;
begin
  for i:=1 to 2 do
    for j:=1 to 2 do
      begin
        R[i,j]:=0;
        for k:=1 to 3 do
          R[i,j]:=R[i,j]+Bt[i,k]*B[k,j]
        end
      end
    end
  end;

procedure prod3221;
var i,k:integer;
begin
  for i:=1 to 3 do
    begin
      eps[i]:=0;
      for k:=i to 2 do
        eps[i]:=eps[i]+B[i,k]*d[k]
      end
    end
  end;

procedure prod3331;
var i,k:integer;
begin
  for i:=1 to 3 do
    begin
      sign[i]:=0;
      for k:=1 to 3 do
        sign[i]:=sign[i]+E[i,k]*eps[k]
      end
    end
  end;

procedure prodMareVect;
var i,j,k,jj:integer;
begin
  for i:=1 to NrNoduri do
    for j:=1 to 2 do
      begin
        F[2*(i-1)+j]:=0;

```



```

    for k:=1 to NrNoduri do
        for jj:=1 to 2 do
            F[2*(i-1)+j]:=F[2*(i-1)+j]+Kmare[i,k,j,jj]*d[2*(k-1)+jj]
        end
    end;

procedure sum;
var i,j:integer;
begin
    for i:=1 to 2 do
        for j:=1 to 2 do
            c[i,j]:=a[i,j]+b[i,j]
        end
    end;

procedure sum3;
var i,j:integer;
begin
    for i:=1 to 2 do
        for j:=1 to 2 do
            d[i,j]:=a[i,j]+b[i,j]+c[i,i]
        end
    end;

procedure sum3eps;
var i,j:integer;
begin
    for i:=1 to 3 do
        eps[i]:=eps1[i]+eps2[i]+eps3[i]
    end;

procedure nul;
var i,j:integer;
begin
    for i:=1 to 2 do
        for j:=1 to 2 do
            a[i,j]:=0
        end
    end;

begin
    {Calculul vectorului d}
    Unghi:=0;
    for i:=1 to NrNoduri do
        begin
            phi:=pi/2-Unghi;
            d[2*(i-1)+1]:=0.3*cos(2*phi);
            d[2*(i-1)+2]:=-0.3/2*sin(2*phi);
            dr:=Sqrt(Sqr(d[2*(i-1)+2])+Sqr(d[2*(i-1)+1]));
            if d[2*(i-1)+2]<>0 then
                alfa:=arctan(d[2*(i-1)+1]/d[2*(i-1)+2])
            else
                alfa:=pi/2;
            d[2*(i-1)+1]:=dr*cos(alfa+phi);
            d[2*(i-1)+2]:=dr*sin(alfa+phi);
            if not odd(i) then Unghi:=Unghi+PasUnghi;
        end;
    {Calculul matricei E}
    for i:=1 to 3 do

```

```
for j:=1 to 3 do
  E[i,j]:=E[i,j]*Emare/((1+niu)*(1-2*niu));
{Calculul coordonatelor nodurilor}
Unghi:=0;
for i:=1 to NrNoduri do
begin
  if odd(i) then r:=RInt else r:=RExt;
  x[i]:=r*cos(Unghi);
  y[i]:=r*sin(unghi);
  if not odd(i) then
    unghi:=unghi+PasUnghi;
end;
end.
```

CURRICULUM VITAE

1. Date personale:

Nume: IANICI
Prenume: SAVA
Data nașterii: 1959, august, 25
Locul nașterii: Măcești, Caraș-Severin, România
Starea civilă: căsătorit, doi copii

2. Studii liceale:

Liceul Industrial Moldova Nouă

3. Studii universitare:

Universitatea "Politehnica" Timișoara

4. Doctorat:

Înmatriculat la doctorat în anul 1993, specialitatea Mecanică Fină, cu tema "Contribuții la sinteza tansmisiilor cu elemente deformabile", Universitatea "Politehnica" Timișoara, Facultatea de Mecanică, conducător științific prof. dr. ing. PERJU DAN

5. Activitate profesională:

1984: Am absolvit Facultatea de Mecanică
1985-1987: Inginer stagiar, U.C.M. REȘIȚA, secția Sculărie
1987-1990: Prof. ing. Liceul Industrial Nr. 4 Reșița
1990-1993: Asistent universitar, Universitatea "Eftimie Murgu" Reșița
1993-1998: Șef Lucrări, U.E.M. Reșița

6. Activitate didactică:

Discipline predate:

Mecanisme și Organe de Mașini (curs, laborator, proiect)
Ingineria Sistemelor Mecanice (curs, seminar, laborator, proiect)
Mecanisme (laborator, seminar, proiect)
Organe de Mașini (laborator, seminar, proiect)

7. Activitate științifică:

Îndrumare de proiectare: 4
Îndrumar de laborator: 1
Articole la simpozioane, congrese și reviste: 28
Contracte de cercetare: 5

8. Apartenență la societăți științifice:

Asociația Română pentru Teoria Mașinilor și Mecanismelor
Asociația Română pentru Roboți Industriali

9. Limbi străine:

Limba Franceză
Limba Rusă