

UNIVERSITATEA "POLITEHNICA"

TIMIȘOARA

FACULTATEA DE MECANICĂ

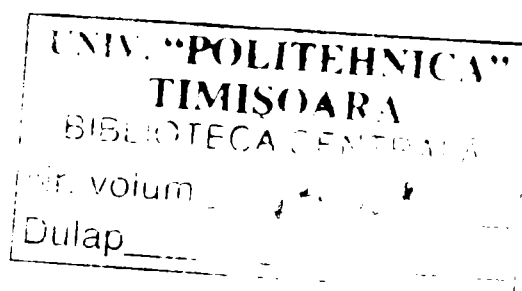
Ing. GAL LUCIAN

**CONTRIBUȚII PRIVIND INFLUENȚA
ERORILOR DE EXECUȚIE A
STRUNGURILOR CNC ASUPRA PRECIZIEI
DE PRELUCRARE**

TEZĂ DE DOCTORAT

**Conducător științific :
Prof.Dr.Ing. DREUCEAN AUREL**

**Timișoara
2005**



CUPRINS

INTRODUCERE.....	1
CAP. I. FACTORI CARE INFLUENȚEAZĂ PRECIZIA DE PRELUCRARE.....	4
CAP. II. PRECIZIA MAȘINILOR-UNELTE ȘI METODE DE EVALUARE A ACESTEIA.....	9
II.1. Precizia geometrică.....	9
II.2. Precizia cinematică.....	15
II.3. Precizia în lucru	16
II.3.1. Rigiditatea mașinilor-unelte	17
II.3.2. Deformații termice	20
II.3.3. Influența vibrațiilor asupra preciziei mașinii-unelte	22
CAP. III. SOLUȚII CONSTRUCTIVE PRIVIND CREȘTEREA PRECIZIEI STRUNGURILOR.....	26
III.1. Rolul arborilor în construcția mașinilor-unelte.....	26
III.2. Soluții de montare a lagărelor de alunecare și de rostogolire pe arbori	26
III.3. Montarea rulmenților pe arbore	31
III.4. Influența deformațiilor de contact ale corpurilor de rulare asupra funcționării rulmenților cu role utilizați în construcția arborilor principali.....	36
III.5. Soluții de compensare a jocurilor în mecanismele mașinilor-unelte.....	44
CAP. IV. INFLUENȚA CONSTRUCȚIEI SUBANSAMBLULUI ARBORE PRINCIPAL LA STRUNGURI CU COMANDĂ NUMERICĂ ASUPRA PRECIZIEI DE PRELUCRARE.....	52

IV.1 Analiza constructivă a subansamblului arbore principal.....	52
IV.2. Soluții constructive de arbori principali	57
IV.2.1. Influența construcției subansamblului arbore principal la un strung normal asupra preciziei de prelucrare	67
IV.2.2 Influența construcției subansamblului arbore principal la un strung CNC asupra preciziei de prelucrare.....	69
CAP. V. METODA SUBSTRUCTURĂRII, METODA ELEMENTULUI FINIT ÎN DETERMINAREA DEFORMAȚIILOR DIFERITELOR SUBANSAMBLURI ALE MAȘINII-UNELTE.....	72
V.1. Determinarea deformațiilor elastice ale carcasei arborelui principal	77
V.2. Influența temperaturilor și a deformațiilor termice asupra preciziei la prelucrarea piesei prinse în universal și vârf.....	83
CAP. VI. APLICAȚII SOFTWARE PENTRU DETERMINAREA DEFORMAȚIEI AXEI ARBORELUI PRINCIPAL SUB ACȚIUNEA FACTORILOR PERTURBATORI.....	88
VI.1 Determinarea deplasării axei de rotație a arborelui principal la strungurile cu.C.N.....	88
CAP.VII. ELEMENTE CONSTRUCTIVE ALE LANȚULUI CINEMATIC DE AVANS.....	100
VII.1 Motoare electrice de acționare.....	100
VII.2 Șurubul cu bile	103
VII.2.1 Analiza soluțiilor constructive a șurubului cu bile.....	111
VII.2.2 Profilul filetului șurubului cu bile	113
VII.2.3 Construcția canalelor de recirculare a bilelor	114
CAP.VIII. PROIECTAREA INTERFEȚEI ELECTRONICE PENTRU COMANDA ȘI CONTROLUL PRECIZIEI DE POZIȚIONARE LA MAȘINI-UNELTE CU COMANDĂ NUMERICĂ.....	117
VIII.1.Reproiectarea mașinii de lucru.....	121
VIII.2. Specificația funcțională	123
VIII.2.1 Specificația funcțională a programului.....	124
VIII.2.2 Specificația funcțională a interfeței electronice.....	124

VIII.3	Specificație tehnică.....	125
VIII.3.1	Specificația tehnică a programului.....	125
VIII.3.2	Specificația tehnică a interfeței electronice.....	126
VIII.4	Proiectarea interfeței electronice.....	127
VIII.5	Comanda motoarelor pas cu pas	129
VIII.5.1	Determinarea numărului de pași pentru accelerare, frânare și palier..	132
VIII.5.2	Recalcularea numărului de pași pentru accelerare, frânare și palier la frânare.....	132
VIII.5.3	Rutina de avarie.....	133
VIII.5.4	Sinteza frecvenței la accelerare/frânare.....	134
VIII.5.5	Calculul frecvențelor f_{timer} , f_{palx} și f_{paiy}	136
VIII.5.6	Rutina de întrerupere	138
VIII.5.7	Algoritm de deplasare între două poziții date	139
VIII.6	Achiziția de date de la traductoarele de poziție.....	141
VIII.6.1	Citirea datelor de la NUMEROM.....	142
VIII.7	Comenzi și semnalizare.....	143
VIII.8	Programarea circuitului 8255	143
VIII.9	Blocul de transfer de date	149
VIII.10.	Blocul de interfață cu NUMEROM 306 pentru una din axe	151
VIII.11.	Blocul logicii de semnalizare	154
VIII.12.	Blocul sursă de alimentare.....	156
VIII.12.1	Calculul stabilizatorului de tensiune.....	156
VIII.12.2.	Calculul blocului redresor, al filtrului și al transformatorului de rețea.....	158
VIII.13 .	Ansamblul interfeței hard.....	159
CAP.IX CONCLUZII GENERALE..ȘI CONTRIBUȚII PERSONALE.....		164
ANEXA.....		169
BIBLIOGRAFIE.....		191

INTRODUCERE

Ridicarea indicilor economici și ai preciziei de prelucrare constituie obiective prioritare în construcția de mașini. Prin urmare, corectarea preciziei mașinii comandate numeric, reprezintă o preocupare actuală și de perspectivă, în sensul găsirii soluțiilor tehnice capabile să compenseze erorile construcțiilor actuale ale mașinii.

Prin acțiunea complexă a mai multor factori legați de mașină asupra mișcării relative dintre piesă și sculă, mașina unealtă determină în mod hotărâtor precizia de prelucrare. Erorile de execuție ale mașinii-unelte se transmit parțial sau integral piesei, afectând precizia de prelucrare. De aceea, o importanță deosebită prezintă cunoașterea preciziei de execuție a mașini-unelte, a factorilor ce duc la afectarea poziției ideale a axei arborelui principal - element care prin deformațiile sale afectează în măsura cea mai mare precizia piesei prelucrate. Din cercetările efectuate [B₇], [B₈], [B₉], [U₃], [U₄] și din literatura de specialitate [S₂], [U₁], [V₁], se constată că în cazul strungurilor, cea mai mare influență asupra preciziei dimensionale și a calității suprafețelor, o au arborele principal cu carcasa sa, batiul și ghidajele, pinola și precizia de poziționare a sculei așchietoare, precizie dată de lanțul cinematic de avans.

Lucrarea își propune să prezinte analiza celor două componente de bază ce contribuie în mod hotărâtor la generarea mișcării rezultante de așchiere pe strungul CNC :

- Mișcarea de așchiere ,de rotație dată de arborele principal : modalitățile de măsurare, standurile folosite, aparatura necesară cât și soluțiile de determinare și interpretare a deformațiilor suferite de arborele principal

- Mișcarea de avans : lanțul cinematic de avans are rolul de a transmite elementului acționat (sanie longitudinală, transversală) mișcarea de avans cu viteza de avans necesară fiecărei prelucrări, în

condițiile asigurării unei rigidități corespunzătoare a mecanismelor componente ale lanțului cinematic de avans și a compensării vibrațiilor ce apar sub acțiunea forțelor de așchiere .

La stabilirea expresiei matematice a ecuației fibrei medii deformate a arborelui principal trebuie să se aibă în vedere toți factorii care influențează poziția sa spațială . factori ce trebuiesc cuprinși într-o singură lege de sinteză pentru a o putea cunoaște și mai apoi să se ia măsuri corespunzătoare de compensare.

Factorii luați în considerare au fost temperatura, solicitările statice, vibrațiile, rigiditatea.

Finalitatea acestei analize a fost conceperea unui program care ținând cont de influența factorilor mai sus amintiți, să poată oferi valorile deplasărilor axei arborelui principal în plan orizontal, vertical și spațial, cât și a unghiului sub care are loc această deformație.

Lucrarea își propune să prezinte și modalitățile de măsurare, standurile folosite, aparatura necesară cât și soluțiile de interpretare și determinare a deformațiilor suferite de arborele principal și carcasa arborelui principal prin metoda elementului finit.

Se mai prezintă componența lanțului cinematic de avans a strungului cu comandă numerică. Se insistă asupra construcției șurubului cu bile, element organologic de bază, ce influențează precizia de poziționare .

Se prezintă proiectarea unei interfețe electronice pentru comanda și controlul preciziei de poziționare pe mașini-unelte comandate numeric.

Soluțiile originale prezentate au fost puse în practică prin două contracte de cercetare științifice între universitate și S.C Feroneria S.A. din Arad care a cerut reproiectarea unei mașini casate .

Problemele rezolvate au fost :

-corelarea momentelor schimbării fazelor motoarelor de la cele două șuruburi de acționare ale mașinii-unelte pentru obținerea unei poziționări corecte;

-modalitatea de evitare a fenomenului de rezonanță în comutație a sistemului, prin comanda în pași a motoarelor electrice de acționare .

Acest fenomen apare atunci când frecvența impulsurilor de comandă a motoarelor devine egală cu frecvența proprie de oscilație a sistemului . Acest lucru ar duce la pierderea sincronismului (motorul pierde pași) ajungând până la mișcări dezordonate, complet scăpate de sub controlul impulsurilor de comandă .

Dacă există factori perturbatori asupra preciziei piesei executate . care nu sunt cunoscuți ca valoare și din cauza cărui fapt au apărut, nu se poate controla procesul de prelucrare. În schimb, cunoscându-le valoarea și văzându-le efectele asupra arborelui principal (subansamblul ce afectează în cea mai mare măsură precizia de prelucrare) și a elementelor lanțului cinematic de avans, aceste erori pot fi localizate, pot fi compensate corespunzător prin corecții aplicate echipamentelor mașinii.

CAP. I. FACTORI CARE INFLUENȚEAZĂ PRECIZIA DE PRELUCRARE

Astăzi, când necesitatea de a produce bunuri la un nivel al preciziei care este cu cel puțin un ordin de mărime mai mare decât cel obținut în urmă cu un deceniu, importanța cercetării de noi metode de obținere a preciziei dimensionale înalte nu poate fi neglijată. Importanța cercetării este influențată de puternica tendință de automatizare.

În industria construcțiilor de mașini precizia de prelucrare este una dintre primele cerințe de îndeplinit. Acest fapt a dus la o continuă cercetare în domeniul obținerii preciziei de prelucrare, lucru datorat dezvoltării mașinilor unelte cât și a proceselor de prelucrare.

Calitatea produselor industriei constructoare de mașini se poate aprecia prin următorii parametri principali: precizia de prelucrare, economicitatea fabricației, durabilitatea și fiabilitatea produselor.

Precizia de prelucrare se poate defini ca gradul de corespondență dintre precizia efectivă rezultată din prelucrare și valoarea prescrisă în desenul de execuție a piesei și este cu atât mai mare cu cât gradul de corespondență este mai mare.

Factorii care influențează precizia de prelucrare sunt:

1. MAȘINA-UNEALTĂ

- precizia geometrică
- precizia cinematică
- rigiditatea statică
- deformațiile elastice
- deformațiile termice

2. DISPOZITIV DE LUCRU

- erori de orientare și fixare a semifabricatului
- deformațiile de contact
- deformațiile elastice ale elementelor

3. SEMIFABRICATUL

- abateri de formă geometrică
- variația adaosului de prelucrare
- deformații ca urmare a tensiunilor interne

4. SCULA AȘCHIETOARE

- parametrii geometrici
- reglarea la dimensiuni
- uzura sculei
- deformația elastică
- temperatura

5. DISPOZITIVUL DE PRINDERE AL SCULEI

- eroarea de fixare
- deformații elastice

6. DISPOZITIVUL DE MĂSURARE

- vibrații
- eroarea de montare
- precizia de măsurare

7. REGIMUL DE LUCRU

- parametrii tehnologici
- forțele de așchiere

8. VIBRAȚIILE

- libere
- forțate
- autovibrațiile

9. TEMPERATURA

- variația temperaturii sistemului tehnologic
- mediul ambiant

10. PERSONALUL MUNCITOR

- calificare
- atenție

Ridicarea indicilor economici și în special a eficienței, prin creșterea capacității de producție și a preciziei de prelucrare, constituie în permanență obiective principale în construcția de mașini.

Sursele de erori care sunt active în timpul etapelor de prelucrare pot fi clasificate în:

- surse de eroare care se atribuie mașinii;
- surse de eroare care se atribuie procesului de prelucrare.

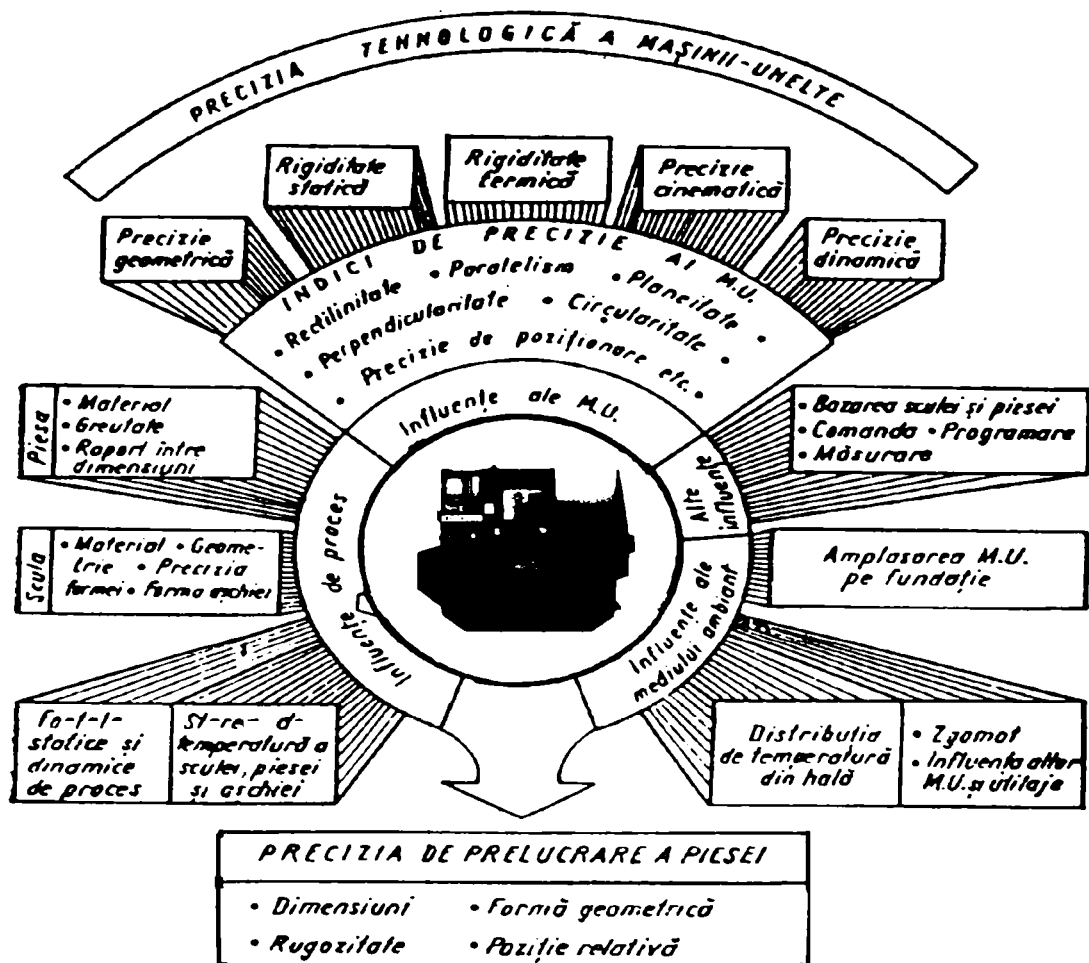


Fig. 1.1. Factorii care influențează precizia de prelucrare a piesei

Prin acțiunea complexă a mai multor factori legați de mașină asupra mișcării relative dintre piesă și sculă, mașina unealtă determină în mod hotărâtor precizia de prelucrare.

Erorile de execuție ale mașinii-unelte se transmit parțial sau integral piesei, afectând precizia de prelucrare. De aceea, o importanță deosebită o reprezintă cunoașterea preciziei de execuție a mașini-unelte.

Eroarea atribuită mașinii-unelte poate fi considerată ca fiind rezultatul următoarelor surse:

1. Surse de erori cvasistatice definite ca fiind acele surse care cauzează erori de poziție relativă între sculă și piesa care variază încet în

timp și sunt legate de structura mașinii-unelte. Aceste surse includ erorile geometrice și cinematice ale mașinii, erori datorate variației forțelor din procesul de prelucrare și a tensiunilor termice din structura mașinii-unelte.

Erorile geometrice sunt acele erori ce rezultă la vârful sculei datorate diferențelor între dimensiunile și geometria reală și nominală a elementelor componentelor structurale ale mașinii și legăturile dintre acestea.

De vreme ce aceste erori rezultă din mișcările eronate, ele câteodată sunt tratate ca și *erori cinematice*, încărcările statice și tensiunile termice, în fapt modifică dimensiunile și geometria componentelor mașinii și pentru aceasta pot fi considerate ca modificări ale erorilor geometrice. Erorile cvasistatice se apreciază ca fiind 70% din erorile atribuibile unei mașini unelte. De asemenea dacă sunt cunoscute pot fi compensate în sensul corespunzător prin corecții date echipamentului mașinii, sistemului de comandă.

Erorile dinamice, prin natura lor, variază rapid. Evitarea sau compensarea unor astfel de erori, în general necesită modificări ale construcției mașinii, sau planificarea operațiilor în limitele parametrilor prescriși, astfel încât să nu solicite exagerat mașina

Mai târziu, aceste erori afectează predominant caracteristicile locale ale obiectului de lucru (finisarea suprafețelor), mai degrabă și mai intens decât precizia dimensională. Aceasta, alături de faptul că alte efecte cvasistatice influențează precizia mașinii, modificând eroarea mașinii, fac din eroarea geometrică un important factor particular.

Precizia unui sistem de prelucrare prin așchiere poate fi analizat din punct de vedere al influenței preciziei mașinii unelte cât și a preciziei procesului de așchiere. În stadiul lor actual de dezvoltare, mașina și procesul, influențează pregnant precizia de prelucrare.

Lipsa unei complete înțelegeri a modului cum erorile se propagă prin mașină și proces către piesa finită duce la neutilizarea eficientă a unor asemenea posibilități de ridicare a preciziei sistemelor de prelucrare a metalelor.

2. Erorile dinamice sunt cauzate de surse, ca: eroarea mișcării de rotație, de vibrații ale structurii mașinii, și de deformații sub acțiunea forțelor de așchiere.

Tendențele viitoare în cercetarea mașinilor unelte, a calității mașinii- unelte:

1) Cu toate că instrumentația curentă permite măsurarea abaterilor de la precizia geometrică. Se recomandă noi cercetări și aprofundări în acest domeniu.

2) Cercetările ar trebui să conducă la micșorarea deformațiilor elastice a componentelor structurii mașinii și a influențelor lor asupra preciziei de prelucrare.

3) Sunt necesare metode software pentru reducerea cantității mari de date adunate în vederea echilibrării mașinii. La recepția mașinii-unelte ar fi de dorit reducerea numărului parametrilor la doar câteva caracteristici reprezentative.

4) Pentru a forma o imagine totală a preciziei de prelucrare în spațiul tridimensional trebuie să determinăm deformațiile individuale ale subansamblurilor mașinii unelte și modul cum se influențează reciproc.

5) Este necesar un grup de măsurare flexibil , construit modular, care să poată fi instalat pe cât mai multe tipuri constructive de mașini unelte.

CAP. II. PRECIZIA MAȘINILOR-UNELTE ȘI METODE DE EVALUARE A ACESTEIA

Precizia mașinilor unelte, precizie ce influențează nemijlocit precizia piesei prelucrate depinde de:

- precizia geometrică;
- precizia cinematică;
- precizia în lucru.

II.1. Precizia geometrică

Precizia geometrică este precizia ce o are mașina în ceea ce privește forma pieselor componente și a subansamblurilor, respectiv poziția relativă a acestora.

Verificările de precizie geometrică se referă la dimensiunile, formele, pozițiile și deplasările relative care pot influența poziția de lucru și cuprind (conform STAS 1671-85):

- rectilinitatea (ghidajele);
- coincidenta și perpendicularitatea axelor;
- paralelismul și perpendicularitatea dintre linii drepte și suprafețe plane:

- paralelismul și perpendicularitatea deplasărilor.

Se mai fac și alte verificări specifice ca:

- precizia de indexare;
- precizia de repetabilitate a indexării;
- alinierea suprafețelor de bazare a portsculelor față de ghidajele batiului;

- verificarea preciziei de poziționare (la CNC proba efectuată cu laser).

Adesea în cazul particular al măsurării abaterilor ghidajelor, cu lungimi mari cât și al șuruburilor cu bile, se folosește calculul statistic.

Când la același tip de măsurători se obțin rezultate mult prea diferite se vor stabili cauzele care duc la aceste diferențe.

Pentru verificarea preciziei geometrice, se folosesc diferite instrumente și aparate ca: rigle, dornuri de control, nivele cu bulă de aer, comparatoare cu cadran, microscopie, instrumente cu palpator și afișaj digital electronic al cotei, interferometru cu laser, infraroșu pentru măsurători foarte precise pe lungimi mari.

Este necesar să se stabilească o relație între precizia piesei de prelucrat și precizia geometrică a mașinii unelte întrucât verificările preciziei geometrice se execută în gol.

Suprafețele prelucrate pot fi împărțite în simple și complexe.

Suprafețele simple sunt generate prin deplasări paralele cu ghidajele, iar cele complexe se obțin prin deplasări executate simultan în mai multe direcții.

Între aceste deplasări există o legătură cinematică, mecanică, sau prin comandă numerică după o lege de mișcare specifică fiecărui tip de prelucrare în parte.

Rectilinitatea: se consideră că o linie este dreaptă pe o lungime dată, dacă variația distanțelor de la punctele liniei până la două plane perpendiculare, paralele cu direcția generală a liniei, se menține sub o valoare dată pentru fiecare plan în parte.

Planele vor fi alese în așa fel încât intersecția lor să fie paralelă cu linia dreaptă care unește două puncte oarecare situate pe linia supusă verificării în vecinătatea extremității porțiunii pe care se face verificarea.

La ghidajele batiului de strung se face verificarea rectilinității în plan vertical și orizontal.

La verificarea rectilinității în plan vertical, nivela cu bula de aer se deplasează în lungul ghidajelor, iar măsurătorile se fac în diferite puncte, la distanțe egale pe toată lungimea ghidajelor.

În cazul verificării rectilinității la strunguri se mai face verificarea rectilinității deplasării saniei longitudinale într-un plan orizontal care trece prin linia vârfulor.

Paralelismul: se consideră că o dreaptă este paralelă cu un plan dat dacă abaterea maximă a distanței la diferitele puncte ale dreptei până la plan nu depășește o valoare dată pe o anumită lungime de măsurare.

La strunguri conform standardelor în vigoare avem:

- paralelismul deplasării saniei longitudinale și a păpușii mobile măsurată în plan orizontal și vertical;

- paralelismul dintre axa arborelui principal și deplasarea longitudinală a căruciorului, măsurată în plan orizontal;

- paralelismul dintre pinola păpușii mobile și deplasarea longitudinală a căruciorului, măsurate în plan orizontal și vertical;

- paralelismul dintre axa alezajului conic din pinola păpușii mobile și deplasarea longitudinală a căruciorului, măsurată în plan orizontal și vertical;

diferența de înălțime între vârful păpușii fixe și vârful păpușii mobile:

- paralelismul dintre axa arborelui principal și deplasarea longitudinală a saniei port - cuțit în plan vertical.

Perpendicularitatea: se consideră că două plane, două drepte, dreapta și un plan sunt perpendiculare între ele, dacă abaterea lor de la paralelism față de un echer de referință se menține sub o valoare dată.

La strunguri avem perpendicularitatea dintre axa arborelui principal și deplasarea saniei transversale.

Rotația: acest factor al preciziei geometrice cuprinde bătaia radială care la valori mai mari determină apariția abaterilor de la forma circulară, prin care se înțelege abaterea unei piese de la forma circulară într-un plan perpendicular pe axa piesei.

Excentricitatea. Prin excentricitatea unei axe într-un punct al acesteia se înțelege distanța dintre proiecțiile axei geometrice și axei de rotație a piesei pe un plan perpendicular pe axa de rotație.

Prin bătaia axială se înțelege amplitudinea mișcării alternative în direcția axială a unui organ rotativ în timpul rotirii sale, după eliminarea jocurilor axiale.

Bătaia frontala. Se consideră că o suprafață care se rotește în jurul unei axe prezintă bătaii frontale, dacă în timpul rotirii ea nu se menține într-un plan perpendicular pe axa de rotație.

Mărimea bătaii frontale este distanța dintre cele două plane perpendiculare pe axa de rotație, între care se situează diferitele puncte ale suprafeței considerate, în timpul rotirii ciclice.

Precizia formei geometrice a pieselor are un rol deosebit de important, constituind adesea factorul principal în funcționarea normală a unor aparate și mașini.

Precizia formei geometrice are trei componente principale :

- precizia formei circulare
- precizia formei cilindrice
- precizia formei plane

Precizia formei circulare a piesei executate, se evaluează după mărimea abaterilor de la circularitate măsurate în secțiune transversală.

Precizia formei cilindrice, se evaluează după mărimea abaterilor de la cilindricitate a suprafețelor exterioare sau interioare a piesei, în limitele lungimii de referință.

Precizia formei plane, se evaluează după mărimea abaterilor de la planeitate în secțiune transversală la piesă (cazul strunjirii frontale).

Unii parametri își accentuează influența asupra preciziei formei geometrice în timpul mișcării (de exemplu rigiditatea rulmenților).

În cele din urmă se va trata doar precizia formei geometrice dependentă de precizia de execuție și asamblare a subansamblului papușă fixă.

Pentru o mai bună sistematizare se va proceda la centralizarea tuturor parametrilor , funcție de apartenența lor la o categorie sau alta și de precizia pe care o influențează (din cadrul preciziei formei geometrice), centralizare prezentată în tabelul II.1.

Tabelul II.1.

Precizia formei circulare	Precizia formei cilindrice	Precizia formei plane
Rigiditatea rulmenților radiali	Rigiditatea rulmenților radiali	
Rigiditatea rulmenților radiali-axiali	Rigiditatea rulmenților radiali-axiali	Rigiditatea rulmenților radiali-axiali
		Rigiditatea rulmenților axiali
Clasa de precizie a rulmenților radiali	Clasa de precizie a rulmenților radiali	
Clasa de precizie a rulmenților radiali-axiali	Clasa de precizie a rulmenților radiali-axiali	Clasa de precizie a rulmenților radiali-axiali
		Clasa de precizie a rulmenților axiali
Prezența forțelor perturbatoare statice	Prezența forțelor perturbatoare statice	
Impreciziile roților dințate	Impreciziile roților dințate	
Zgomotele motoarelor de acționare	Zgomotele motoarelor de acționare	
		Bataia axială a umerilor de sprijin ai rulmenților axiali (radiali-axiali)
Pulsațiile curelei de transmisie (în cazul când arborele principal este acționat prin curele)	Pulsațiile curelei de transmisie (în cazul când arborele principal este acționat prin curele)	

Precizia formei circulare	Precizia formei cilindrice	Precizia formei plane
Încălzirea rulmenților radial-axiali	Încălzirea rulmenților radial-axiali	Încălzirea rulmenților radial-axiali
		Încălzirea rulmenților axiali
Rigiditatea carcasei (analiză prin prismă termică)	Rigiditatea carcasei (analiză prin prismă termică)	
Coaxialitatea fusurilor din față cu cele din spate ale arborelui principal (analiză prin prisma vibrațiilor)	Coaxialitatea fusurilor din față cu cele din spate ale arborelui principal (analiză prin prisma vibrațiilor)	
Coaxialitatea alezajelor din păpușa fixă (analiză prin prisma vibrațiilor)	Coaxialitatea alezajelor din păpușa fixă (analiză prin prisma vibrațiilor)	
Geometria transversală a fusurilor arborelui principal (analiză prin prisma vibrațiilor)	Geometria transversală a fusurilor arborelui principal (analiză prin prisma vibrațiilor)	
Rotirea în reazăme	Rotirea în reazăme	
		Dilatările termice împiedicate
Geometria transversală a fusurilor arborelui principal (analiza prin prisma copierii imperfecțiunilor de formă)	Geometria transversală a fusurilor arborelui principal (analiza prin prisma copierii imperfecțiunilor de formă)	

Precizia formei circulare	Precizia formei cilindrice	Precizia formei plane
Coaxialitatea fusurilor din față cu cele din spate ale arborelui principal (analiza prin prisma poziției în spațiu a arborelui principal)	Coaxialitatea fusurilor din față cu cele din spate ale arborelui principal (analiza prin prisma poziției în spațiu a arborelui principal)	
Coaxialitatea alezajelor din păpușa fixă (analiza prin prisma poziției în spațiu a arborelui principal)	Coaxialitatea alezajelor din păpușa fixă (analiza prin prisma poziției în spațiu a arborelui principal)	
Încălzirea rulmenților radiali	Încălzirea rulmenților radiali	

II.2. Precizia cinematică

Precizia cinematică a mașinilor unelte poate fi definită ca fidelitatea cu care sunt realizate traiectoriile generatoare sau directoare cinematice, în raport cu traiectoriile teoretice. Deci, precizia cinematică se referă la corectitudinea mișcărilor executate de mașini.

Precizia cinematică este precizia măsurată pentru realizarea turațiilor și avansurilor. Ea mai poate defini cumularea jocurilor dintre flancurile roților dințate, precizia de realizare a pasului filetului șurubului conducător sau diferența dintre viteza teoretică și cea reală.

Eroarea cinematică poate fi constantă în timp sau variabilă depinzând de cauzele ce o determină. Întrucât scopul oricărui lanț cinematic este de a asigura realizarea unui raport de transfer, orice cauze, interne sau externe, care modifică raportul de transfer, sunt factori perturbatori ai cinematicii mașinii.

Cauzele externe se datorează în general variației de temperatură, variației tensiunii curentului electric, vibrațiilor produse de alte mașini.

Cauzele interne se datorează în general erorilor geometrice ale pieselor componente ale mecanismului din lanțul cinematic, erori geometrice rezultate din procesul tehnologic, de prelucrare a pieselor, erori a căror influență asupra preciziei cinematice apare în momentul în care mecanismele sunt în mișcare.

Cum mecanismele lanțurilor cinematice sunt de genul angrenaj dințat, șurub-piuliță, camă-tachet, este necesară studierea preciziei cinematice a acestora, în scopul determinării preciziei lanțului cinematic în cauză.

Probele de verificare a preciziei cinematice care se fac la mașinile unelte de tipul strungurilor sunt :

- Verificarea jocului total al lanțului cinematic principal care se face cu comparatorul verificând ca universalul aflat în stare blocată (angrenată) să nu permită o rotire care să depășească anumite valori. Această verificare se face la toate treptele de turație.

- O altă verificare a preciziei cinematice este verificarea preciziei pasului șurubului conducător care trebuie să aibă o anumită valoare pe o lungime dată, de ex: 0,040/300mm.

- O altă verificare importantă a preciziei cinematice este determinarea jocului dintre arbore și rulment sau carcasă în lagărul frontal al arborelui principal. Acest joc trebuie păstrat în valori cât mai restrânse cu atât mai mult cu cât, datorită uzurii, jocurile se măresc.

- O altă verificare a preciziei cinematice este verificarea jocului între sănii și ghidaje. Valoarea mărimii jocului nu trebuie să depășească 0,020 mm.

Această verificare nu este trecută în fișa de verificare.

II.3. Precizia în lucru

Precizia în lucru caracterizează cel mai complet comportarea mașinii- unelte. Ea se bazează pe precizie geometrică, depinzând în plus

de rigiditatea tehnologică, de stabilitatea dinamică și de deformațiile termice.

II.3.1. Rigiditatea mașinilor-unelte

Pentru definirea rigidității, ca mărime de intrare se ia forța de așchiere P , iar ca mărime de ieșire, deplasarea y , dintre sculă și semifabricat, în direcție perpendiculară la suprafața de așchiere.

Raportul $K=y/P$ (mm/daN), în cazul când forța P nu variază în timp, se numește cedare statică. Inversul cedării statice se numește rigiditate statică și prin această mărime se caracterizează în mod obișnuit proprietățile elastice ale mașinii unelte.

Batiurile, săniile, păpușile fixe și mobile și port-sculele se dimensionează având ca principal scop realizarea unei rigidități statice impuse de precizia și starea generală de solicitare a mașinilor unelte.

Rigiditatea statică este influențată și de tensiunile interne acumulate în structura pieselor turnate. Pentru ca rigiditatea statică să fie constantă în timp și precizia geometrică să rămână de asemenea constantă în timp, componentele de rezistență ale mașinilor unelte sunt supuse unor procese de detensionare prin:

- recoacere de detensionare;
- detensionare prin vibrații;
- îmbătrânirea naturală .

Rigiditatea statică depinde în mare măsură de deformațiile în îmbinări. Acestea sunt legate de precizia de formă și de rugozitatea suprafețelor de contact. Din acest motiv se impune ca rigiditatea statică să fie determinată pentru fiecare mașină-unealtă în parte.

În proiectarea mașinilor-unelte sunt preferate construcțiile monobloc în locul structurilor "pachet de piese" prinse cu elemente de asamblare care au o rigiditate mult mai scăzută.

Suprafețele de asamblare sunt foarte riguros rectificat și apoi tușate (răzuite) pentru realizarea unei planeități și rugozități cât mai

bune. Verificarea se face prin numărarea punctelor de contact ce apar într-un pătrat cu latura de 25.4 mm.

Numărul punctelor de contact este riguros stabilit prin standarde și norme tehnologice în vigoare [14 - 17 puncte/ țol pătrat]. Respectarea numărului de puncte de contact și al rugozității asigură o rigiditate crescută a suprafețelor de asamblare ale componentelor de rezistență ale mașinilor unelte.

Determinarea rigidității statice la mașinile-unelte se face prin utilizarea unor aparate sau dispozitive, ce simulează încărcarea cu forțe care se montează în locul sculelor așchietoare. Aceste aparate au posibilitatea de a realiza o încărcare progresivă a structurii mașinii-unelte, cu forța de mărime comparabilă, cu cele rezultate în timpul procesului de prelucrare prin așchiere.

Dispozitivele cuprind elemente elastice care se deformează proporțional cu forța aplicată (dinamometre). Deformația este măsurată precis cu ajutorul comparatoarelor cu cadran sau cu traductori: inductivi, pneumatici, rezistivi, tensometrici, capacitivi.

Pe baza constantei de etalonare a aparatului se determină forța F aplicată efectiv. Pe componentele de rezistență ale mașinilor unelte în diferite puncte sunt amplasați traductori de deplasare: timbre tensometrice, comparatoare cu cadran, oglinzi reflectorizante pentru interferometrul cu laser care măsoară cu precizie de 0,001mm, deformațiile structurii mașinilor unelte.

Prin prelucrarea datelor astfel măsurate, se verifică rigiditatea statică efectivă și se pun în evidență zonele subdimensionate sau supradimensionate ale mașinilor unelte.

Spre deosebire de caracteristica statică, caracteristica dinamică se obține în condițiile unei mărimi de intrare variabile în timp. Această caracteristică se exprimă printr-o funcție ce depinde de pulsația mărimii de intrare și exprimă modul de comportare al mașinilor unelte la apariția vibrațiilor în procesul de așchiere. Caracteristica dinamică se poate determina prin calcul sau experimental. Determinarea prin calcul ridică în general foarte multe probleme, deoarece implică o mare cantitate de date experimentale și empirice.

Calculul trebuie efectuat neapărat folosind un calculator electronic de mare putere și viteză de calcul, cu programe special adaptate acestui gen de calcul. Se utilizează calculul matricial pentru analizarea comportării sistemului elastic al mașinilor unelte în spațiul cu trei dimensiuni, în funcție de timp.

Masele componentelor m , constantele elastice k și factorul de amortizare al vibrațiilor, se calculează sau se determină adesea cu erori apreciabile. De aceea, în momentul de față se testează mașinile fizic. Se amplasează pe elementele componente ale structurii mașinilor unelte, transductoare piezoelectrice pentru măsurarea și înregistrarea amplitudinii frecvenței vibrațiilor. Se determină spectrul de vibrații - componentele acestuia, frecvențele de rezonanță fundamentale, armonicile acestora și în funcție de acestea se adoptă măsuri pentru îmbunătățirea performanțelor, îmbunătățirea reglajului static și dinamic, modificarea formei constructive, evitarea formelor ce produc efecte de rezonanță și amplificarea vibrațiilor, introducerea unor elemente componente cu rol special de amortizare al vibrațiilor.

În cercetarea experimentală s-au impus două metode:

1. Măsurarea cedării dinamice;
2. Testele de prelucrare.

Măsurarea cedării dinamice se efectuează experimental prin solicitarea mașinilor unelte cu o forță periodică având pulsația variabilă care reprezintă mărimea de intrare și măsurarea deplasării relative între sculă și piesă. Pentru crearea forței periodice se utilizează vibratoare electrodinamice, electromagnetice sau electro-hidraulice, iar deplasarea se măsoară utilizând transductoare de diverse tipuri.

Componenta variabilă a forței excitatoare și deformația sistemului elastic sub acțiunea acestei forțe se înregistrează concomitent pe aceeași bandă de hârtie sau film. Datele obținute prin prelucrarea oscilogramelor respective, permit trasarea caracteristicilor amplitudine-frecvență sau fază-frecvență.

Pe baza acestor caracteristici se trasează caracteristica amplitudine-fază, care permite determinarea stabilității sistemului, a frecvențelor și amplitudinilor de rezonanță.

II.3.2. Deformații termice

Temperatura degajată de la diferite surse generatoare de căldură conduce la deformația elementelor constructive ale mașinii-unelte, fapt ce duce la modificarea distanței dintre obiectul de prelucrat și scula așchietoare afectând precizia de prelucrare.

Sursele de căldură ce duc la scăderea preciziei de prelucrare sunt:

- sursele de căldură proprii, ca rezultat al transformării în căldură a unei părți din lucrul mecanic de frecare al elementelor în mișcare;

- căldura mediului ambiant;

- căldura provocată de fenomenele de îmbătrânire și oboseală ale materialelor pieselor mașinii;

- căldura degajată din procesul de așchiere ce se transmite parțial prin piesă la dispozitivul de prindere a piesei și apoi la mașina-unelte, prin arborele principal, parțial prin cuțit la suport și mai departe la batiu.

Corespunzător nivelului fiecărei surse și schimbului de căldură dintre diferite elemente constructive, iau naștere diferite deformații în diferite subsansambluri constructive ale mașinii, deformații care variază cu timpul.

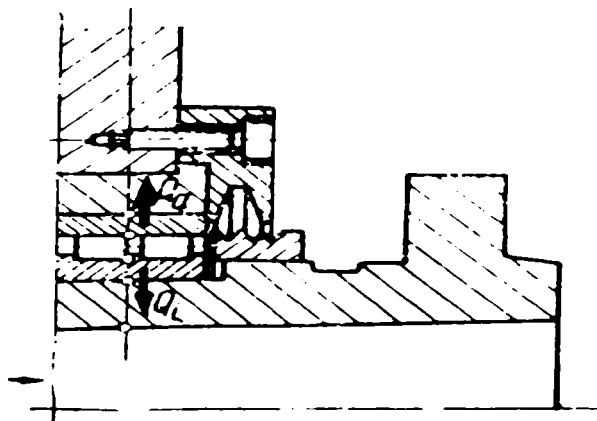


Fig. II.1. Soluția de lăgăruire a arborelui principal

Sursele principale de căldură sunt în lagărele arborelui principal. Circa 60% din căldura care ia naștere în lagăre se propagă în cutia de viteze, iar 40% în arborele principal fig. II.1.

O influență asemănătoare o are și jocul în lagăr. Temperatura lagărului depinde și de construcția acestuia. Prin creșterea temperaturii, se micșorează jocul și scad amplitudinile vibrațiilor.

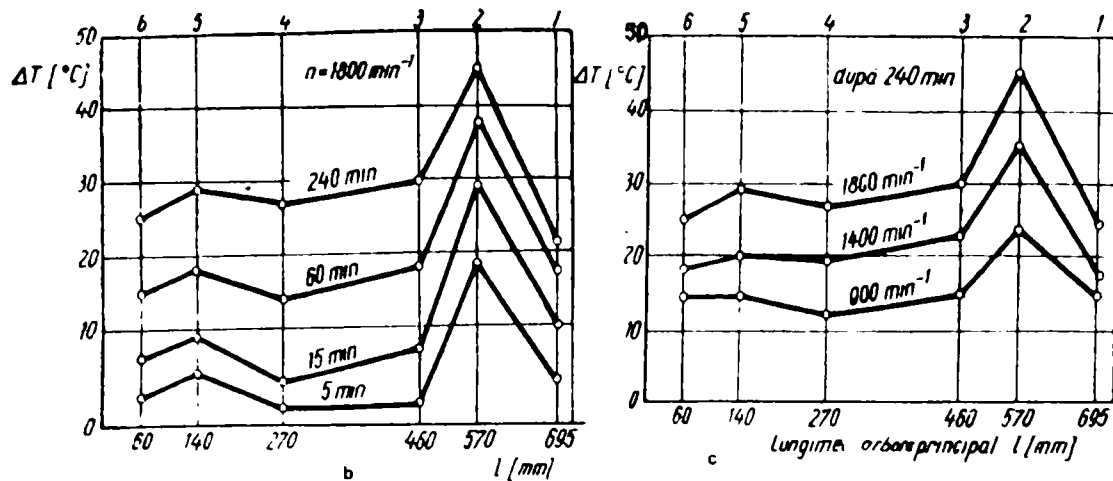


Fig.II.2. Variația temperaturii la diferite puncte de pe arborele principal în timp

Aceasta are ca urmare o micșorare considerabilă a rugozității, a abaterilor de formă și de poziție.

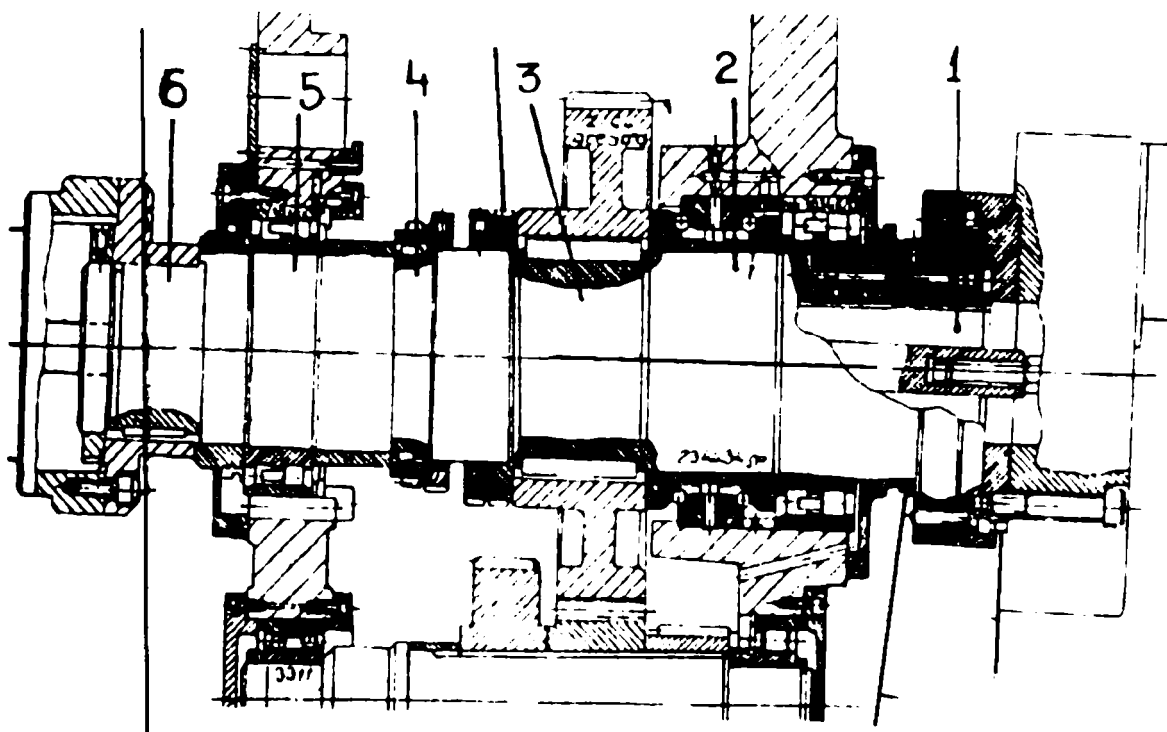


Fig.II.3 Arborele principal la un strung CNC și punctele în care s-au făcut măsurătorile

În afară de deformațiile radiale, apar și deformații axiale. Inconstanța acestora în timp provoacă nu numai inconstanța preciziei dimensionale axiale dar și erori de formă, precum și o rugozitate variabilă a suprafețelor prelucrate.

II.3.3. Influența vibrațiilor asupra preciziei mașinii-unelte

Cauzele vibrațiilor la strunjire trebuie căutate în forțele care acționează asupra sistemului vibrator.

Aceste forțe provoacă o deformare A , a sistemului menționat, fig.II.4. Experimental s-a stabilit [H1] că, la lăgăruirea cu rulmenți 30-50% din deformarea totală A se datorește lagărelor, iar 70-50% arborelui principal. Pentru un anumit raport dintre distanța între lagăre și lungimea în consolă, deformatia A are o valoare minimă [O1] fapt de care trebuie ținut cont la proiectarea mașinilor-unelte și la prelucrarea piesei pe o mașină-unealtă. Se recomandă ca la arborele principal să existe raportul $d/D = 0,7$ unde:

d - este diametrul interior al arborelui, iar D este diametrul exterior al arborelui [T1].

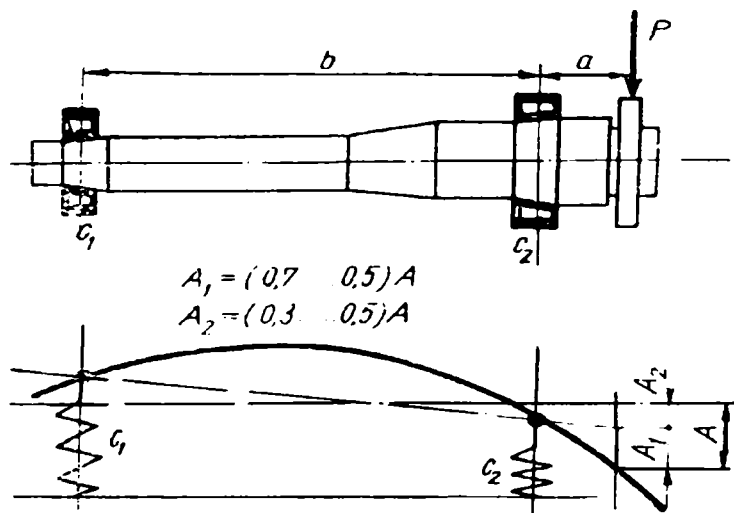


Fig. II.4. Reprezentarea axei deformate a arborelui principal

Componentele forței de așchiere P împreună cu greutatea G a arborelui (nereprezentată în figură) generează o deplasare statică a arborelui principal și deci a axei de rotație a piesei.

Dacă sistemul este izotrop din punct de vedere dinamic, adică în orice direcție radială, constanta elastică "e" este aceeași, într-un plan

perpendicular pe axa de rotație a piesei, ce trece prin punctul O (centrul de rotație a piesei), forța centrifugă va provoca o deplasare a axei de rotație pe o traiectorie circulară cu raza Λ_n . În cazul anizotropiei poate fi o traiectorie eliptică sau de altă formă. Privită dintr-o direcție oarecare, forța centrifugă va avea o componentă variabilă armonic care produce o vibrație forțată cu frecvența $f_\eta = n/60$ [Hz] și cu amplitudinea dată de expresia:

(II.1)

$$A = V_0 \frac{\eta^2}{\sqrt{(1 - \eta^2)^2 + 4h^2\eta^2}}$$

$$\eta = \frac{\Omega}{\omega}$$

unde: V_0 - viteza inițială a sculei așchietoare

η - pulsația

Ω - pulsația vibrației amortizate

h - amortizarea relativă

n - turația arborelui principal

În afară de acesta, lagărele cu rulmenți reprezintă excitatori de vibrație. Dacă inelul exterior este fix, iar cel interior se rotește, frecvența de excitație este dată de relația:

(II.2)

$$f_c = \frac{u \cdot z}{120} \cdot \left(1 - \frac{D_w}{d_m} \cdot \cos \alpha \right) \quad [Hz]$$

în care:

D_w - este diametrul corpurilor de rostogolire, [mm]

$d_m = \frac{d + D}{2}$ - diametrul mediu al lagărului

d - diametrul interior al rulmentului [mm]

D - diametrul exterior al rulmentului [mm]

u - turația [rot/min]

z - numărul de corpuri de rostogolire

α - unghiul de contact

Această frecvență crește liniar cu turația și poate, pentru o anumită valoare a acesteia din urmă, să coincidă cu una din frecvențele

propriii ale sistemului în rotație, fapt care duce la o mărire bruscă a amplitudinii acestei vibrații (rezonanță). Prin mărirea numărului de corpuri de rostogolire și prin așezarea acestora pe două rânduri ca și prin realizarea unor căi și corpuri de rostogolire, cu rugozitate și abateri de formă și abateri dimensionale minime, se poate micșora amplitudinea cu 70%. Erorile de formă a roților duc la apariția vibrațiilor de frecvență f_{e_v} care duce la mărirea zgomotului și a rugozității suprafeței prelucrate .

(II.3)

$$f_{e_v} = -\frac{u}{120} \cdot \frac{d_m}{D_m} \cdot \left(1 - \frac{D_w}{d_m} \cos \alpha\right) \cdot \left(1 + \frac{D_w}{d_m} \cos \alpha\right)$$

Erorile de formă ale căilor de rulare ale inelelor interioare produc o deplasare continuă a axei de rotație a arborelui principal, egală cu eroarea de formă, iar eroarea de formă ale căilor de rulare ale inelelor exterioare influențează poziția axei de rotație .

Prin prestrângerea lagărelor cu rulmenți se asigură o centrare elastică a arborelui principal, iar erorile de formă ale elementelor constructive se elimină parțial.

Importanța lor constă în faptul că ele dau naștere unor forțe excitatoare care solicită arborele principal în frecvențele sale proprii.

Tot o sursă de vibrații o constituie și neechilibrarea coliviei elementelor de rostogolire [W1],[L1].

Alte surse de vibrații la o mașină unealtă pot fi motoarele electrice prin neechilibrarea rotorului, fie prin rulmenții din lagăre, fie prin neechilibrarea magnetică provocată de neuniformitatea câmpului magnetic [I2] .

Roțile dințate reprezintă și ele o importantă sursă de vibrații, s-a constatat că odată cu creșterea vitezei periferice a roților crește amplitudinea vibrațiilor, respectiv rugozitatea suprafeței prelucrate.

Procesul de așchiere reprezintă el însuși o sursă pentru apariția autovibrațiilor.

Frecvența acestora este aproximativ egală cu frecvența proprie principală a sistemului "cuțit-piesă-dispozitiv de prindere a piesei-mașină-unealtă".

În domeniul avansurilor mici, pot apare de asemenea autovibrații la ghidaje-suport-transmisie, stabilitatea mișcării depinde de forma și natura ghidajelor, de lichidul de ungere, de viteza de alunecare. S-a demonstrat că dacă crește numărul suprafețelor de sprijin crește stabilitatea de rotație.

CAP. III. SOLUȚII CONSTRUCTIVE PRIVIND CREȘTEREA PRECIZIEI STRUNGURILOR

III.1. Rolul arborilor în construcția mașinilor-unelte

Arborii sunt folosiți la susținerea diferitelor subansambluri (roți dințate, cuplaje, frâne, volanturi, mufe, etc.), și pentru prinderea semifabricatelor ce urmează a fi prelucrate, pentru transmiterea momentului de torsiune și pentru transformarea mișcării de rotație în mișcare de translație. Principalii parametrii constructivi ce se cer arborelui prin proiectare sunt:

- rostogolirea uniformă în lagăre;
- lipsa vibrațiilor;
- mărimea bătăii radiale și axiale să se încadreze în limitele admise.

Variantele amplasării componentelor organologice pe arbore diferă și depind de rolul funcțional al lor. Întrucât rezemarea arborelui sau sprijinirea capetelor de arbore sunt diferite, se impune analiza soluțiilor de lăgăruire.

III.2. Soluții de montare a lagărelor de alunecare și de rostogolire pe arbori

Ca o primă condiție la montarea rulmenților pe arbore este asigurarea valorii corespunzătoare a jocului dintre suprafața de sprijin a arborelui și suprafețele de lucru ale rulmenților. Limitele jocului depind de destinația funcțională a arborelui. De exemplu, dacă trebuie să se asigure centrarea arborelui și stabilitatea la vibrații, atunci se utilizează ajustaje cu strângere. Dacă arborele trebuie să lucreze cu viteză unghiulară mare și presiune mică în rulmenți, se adoptă ajustaje cu joc.

În general, la montarea arborilor se disting următoarele tipuri de abateri ale montării rulmenților pe arbore, care determină modificarea jocului astfel:

-abaterea de formă în suprafața de sprijin a arborelui și a bușelor, în secțiunile axiale și transversale (conicitate, ovalitate, strângere, etc.) ,

necoaxialitatea locașelor de sprijin din carcasă cu axa rulmenților montați pe arbore.

Mărimea jocului trebuie limitată prin respectarea toleranțelor suprafețelor de contact. În cazul în care aceste abateri însumate depășesc o anumită valoare poate apare blocarea lagărului și distrugerea lui. Întrucât fiecare suprafață de sprijin a arborelui are axa ei, trebuie specificat despre care bătaie radială este vorba. Principala cauză a bătaii radiale a suprafețelor de sprijin ale arborilor este necoaxialitatea dintre suprafețele de sprijin date de abaterile de formă a capătului de arbore și suprafața interioară a lagărului în secțiune transversală. La funcționarea arborelui bătaia radială a trebuie văzută ca rezultat al bătaii fiecărei suprafețe de sprijin a arborelui.

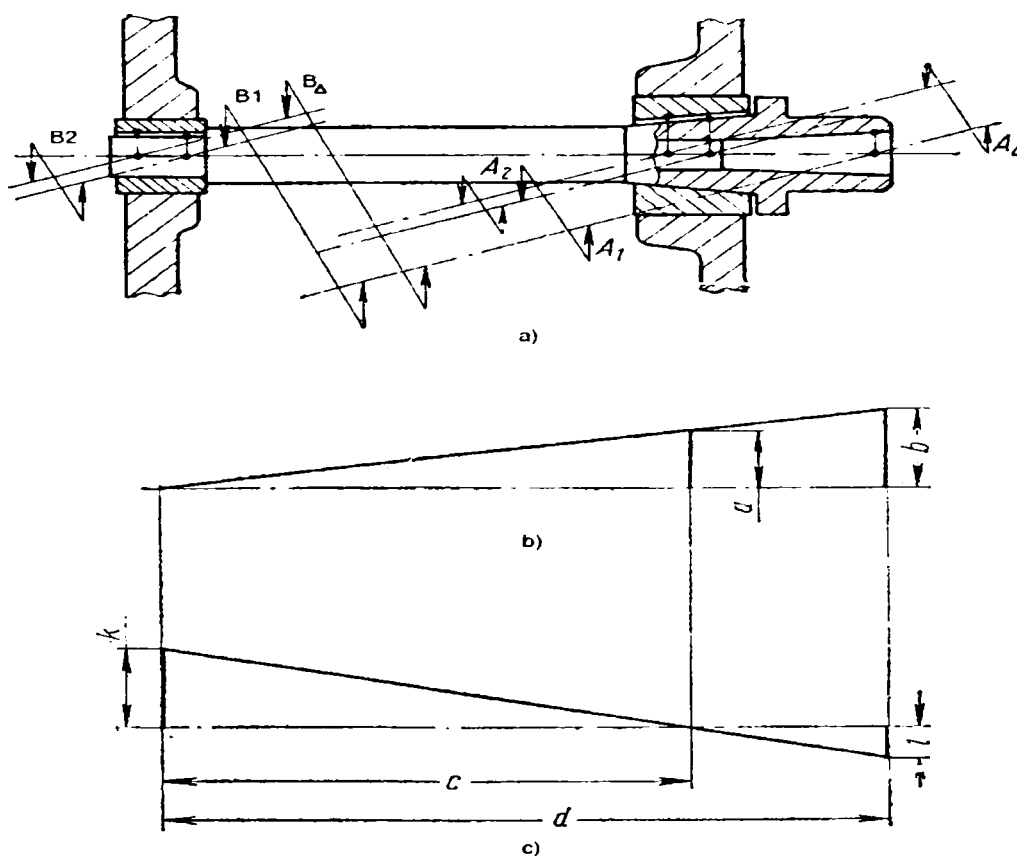


Fig. III.1. Schema lanțurilor de dimensiuni care determină mărimea bătaii radiale a orificiului conic al arborelui principal

De exemplu, în fig. III.1.a, bătaia radială a arborelui se compune din bătaia radială a suprafețelor de reazem din lagărul din față (A) și lagărul din spate (B) .

A_1, B_1 - sunt necoaxialitățile suprafețelor conice ale arborelui cu orificiul carcasei ;

A_2, B_2 - sunt necoaxialitățile arborelui principal cu suprafețele de sprijin ale rulmenților.

Valoarea bătaii radiale a arborelui este:

$$\varepsilon = A_{\Delta} + B_{\Delta} \quad (III.1)$$

Mărimea abaterilor A_2, B_2 depinde de distanța dintre reazemele arborelui și poziția secțiunii arborelui la care se determină bătaia radială.

Dacă presupunem că la reazemul din spate necoaxialitatea axei capătului de arbore cu axa orificiului bușei este egală cu zero, iar în față egală cu a'' , atunci necoaxialitatea axei arborelui cu axa de rotație la capătul din față va fi egală cu b (fig. III.2.b).

Din asemănarea triunghiurilor (fig III.2.b,c) rezultă că bătaia capătului din față crește .

$$b = a \frac{d}{c} = a q_1 \quad (III.2)$$

Bătaia arborelui numai în partea din spate este transmisă în partea din față de (q_2) ori mai mică. La definirea abaterilor sunt utilizate următoarele :

$$\begin{aligned} A_{\Delta} &= A_1 + A_2 \cdot q_1 \\ B_{\Delta} &= B_1 + B_2 \cdot q_2 \end{aligned} \quad (III.3)$$

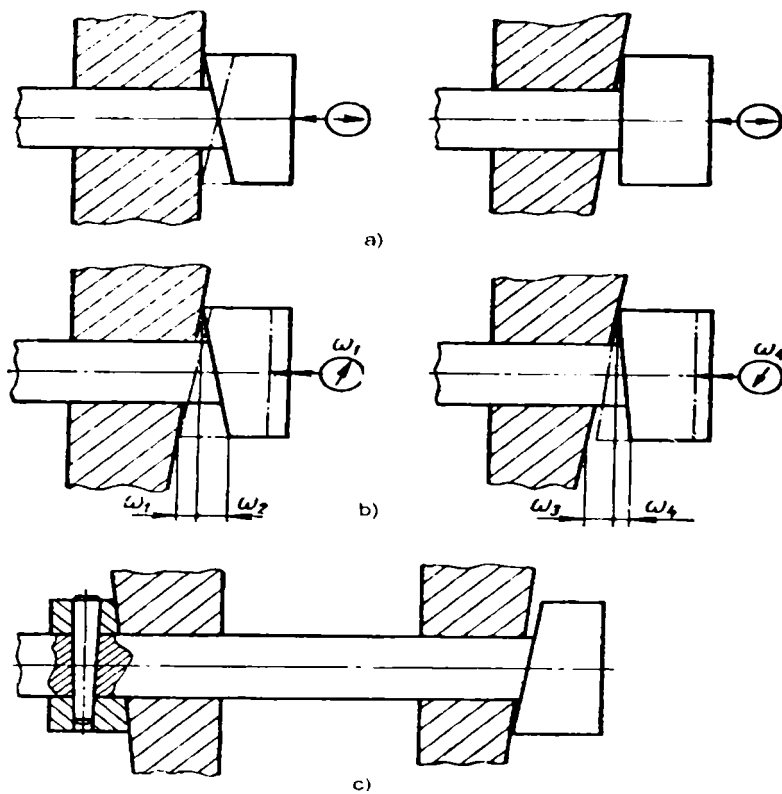


Fig. III.2. Exemple în care se produce bătaia axială, cazuri care duc la griparea (blocarea) arborelui

Bătaia axială a arborelui apare odată cu apariția jocurilor sau din cauza abaterii de la perpendicularitate a suprafețelor de reazem ale lagărului cu suprafețele de contact ale arborelui (fig. III.2).

Valoarea optimă a jocurilor se obține prin reglare. Din această cauză, dimensiunile liniare ale arborelui și ale suprafețelor de reazem au toleranțe largi. În ceea ce privește perpendicularitatea suprafețelor frontale ale capătului de arbore trebuie să luăm în considerare următoarele:

- abaterea axială are loc doar atunci când fiecare suprafață frontală a capătului de arbore are abatere de la perpendicularitate. Dacă o singură suprafață are abatere atunci arborele nu va avea bătaia axială fig. III.2.a.

- din abaterile de neperpendicularitate a două suprafețe frontale care se ating în formarea bății axiale ia parte numai abaterea mai mică. Acest aspect este prezentat în fig. III.2.b. Arborele, rotindu-se, poate să aibă o deplasare axială de mărimea abaterilor ω_1, ω_2 . Bătaia axială determină, în multe cazuri mersul greoi al arborelui. Mersul greoi și

blocarea apar la montarea rulmenților, când apar jocuri între capetele de arbore și suprafața de sprijin a rulmentului fig. III.2.c.

Micșorarea bătăii axiale poate fi obținută prin:

- micșorarea abaterii de la perpendicularitate a părții frontale a arborelui față de axa de rotație a arborelui;
- micșorarea numărului de perechi ale suprafețelor frontale de contact.

Lagărele de alunecare pot fi întregi, cazul când lagărul de alunecare este ca o bucășă, presată în carcasă, sau formate din mai multe subansambluri în cazul când bucașă este formată din două părți.

Presarea bucașelor în carcase duce deseori la deformare, deformări care, în funcție de forma și mărimea lor, duc la modificarea suprafețelor de lucru ale bucașelor.

Rulmenții de alunecare au piese interschimbabile (amovibile).

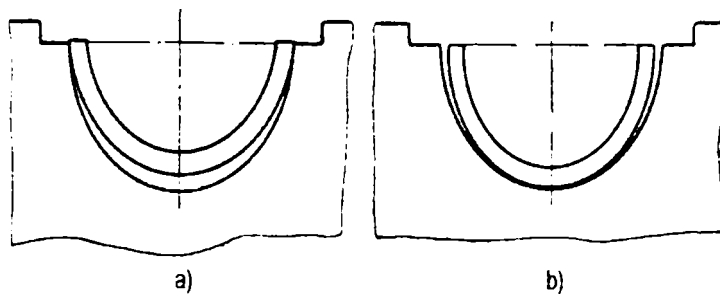


Fig. III.3. Cazuri de etanșare necorespunzătoare a cuzineților cu carcasa sau capacul lagărului

Pentru o funcționare normală este necesar ca cuzineții să aibă contact total pe suprafața exterioară cu suprafața lagărului de alunecare și pe suprafața interioară cu arborele. În caz contrar (fig. III.3.a-b) sub acțiunea forțelor ce acționează pe arbori, suprafețele se vor deforma.

Montarea incorectă a cuzineților duce la încălzirea lor și la supraîncălzirea arborelui.

Locașurile de montare a cuzineților sunt prelucrate cu precizie înaltă și strângerea lor se face diametral- simetrică .

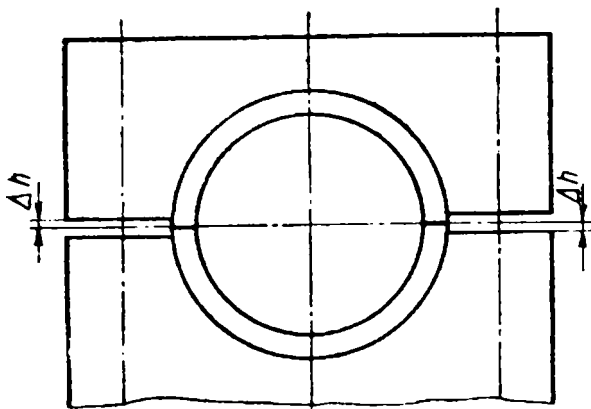


Fig. III.4. Poziția corectă a garniturii fata de baza sau capacul rulmentului

Cuzineții se montează astfel încât după strângerea lor, marginile suprafețelor de montare să depășească suprafața de contact a capacului și a carcasei cu $\Delta_h = 0,05 - 0,1mm$ (fig. III.4.).

III.3. Montarea rulmenților pe arbore .

Montarea rulmenților pe arbore se face prin metode de interschimbare și de reglare.

Valoarea de referință la montarea rulmenților este jocul radial. La rulmenții de mărimi mijlocii jocul radial este cuprins între 5-15 μm .

Problema esențială la montarea rulmenților pe arbore este alegerea corectă a ajustajului. Recomandări în vederea alegerii ajustajelor pentru rulmenții radiali și radiali axiali sunt date în STAS.

Pentru determinarea bătăii radiale, la montarea rulmenților, se însumează abaterile A_2, A_3, B_2, B_3 (în lanțuri de dimensiuni A, B) - fig. III.5.a. Bătaia radială se poate micșora prin poziționarea corectă a excentricității inelului interior al rulmentului față de suprafața arborelui.

În general, pentru micșorarea bătăii radiale prin metoda de reglare trebuie să asigurăm următoarele:

- se aleg rulmenții astfel încât excentricitatea inelului interior față de calea de rulare a inelului exterior să fie egală cu excentricitatea părților de sprijin ale arborelui față de suprafața analizată, în așa fel încât diferența să fie mai mică decât mărimea abaterilor arborelui în fiecare loc de sprijin al rulmentului.

- subansamblele se montează în așa fel încât excentricitățile să se anuleze reciproc (să fie egale și opuse).

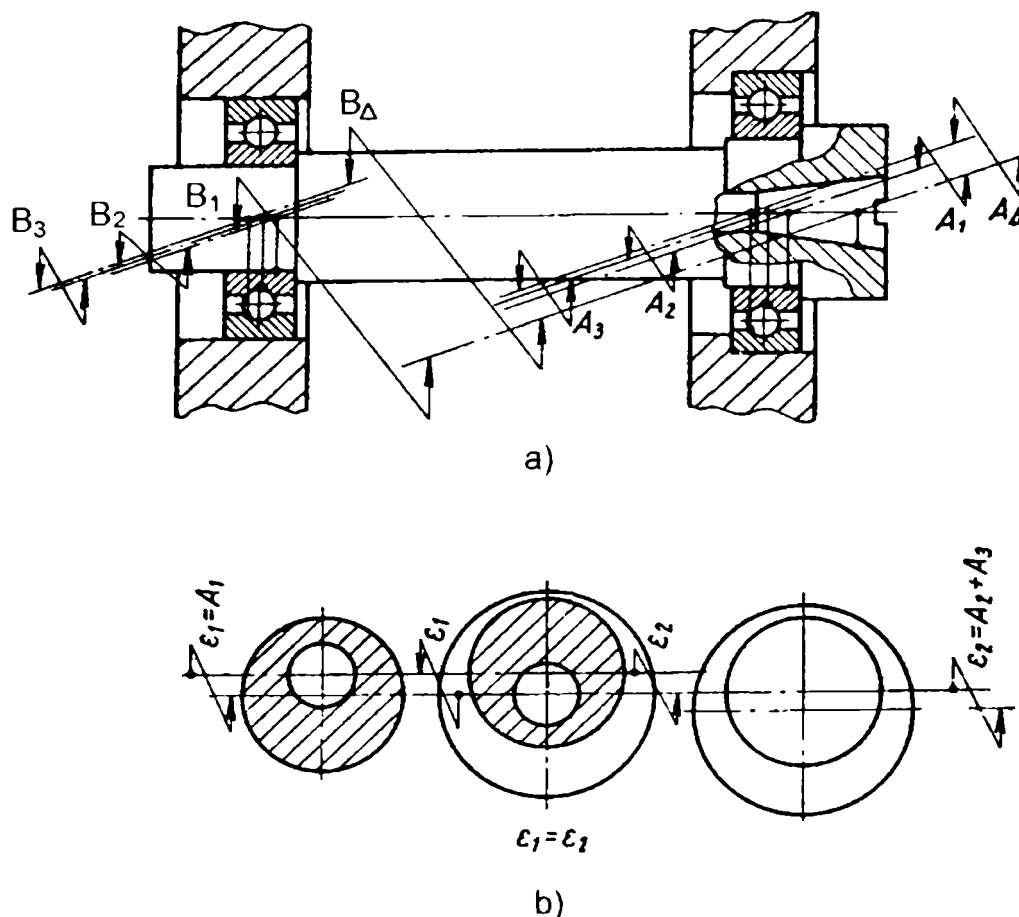


Fig. III.5. Schema lanțurilor de dimensiuni pentru determinarea mărimii bătaii radiale a arborelui : a) lanț de dimensiuni; b) în secțiuni ale diferitelor zone ale arborelui- în lagărul din spate, în mijlocul arborelui și în lagărul din față.

Pentru aceasta abaterile de excentricitate trebuie să fie pe fiecare suprafață de sprijin al rulmentului în același plan, dar în sensuri diferite. Dacă nu se poate elimina bătaia radială atunci este recomandat ca, în partea din față, să fie mai mică decât în partea din spate, fig. III.5. a, b.

Invers, dacă trebuie să micșorăm bătaia radială la mijlocul arborelui, atunci bătaia radială a arborelui în suprafețele de sprijin al rulmenților trebuie dirijată în părțile opuse axei de rotație (fig.

III.6.a,b,c). De asemeni, trebuie să avem în vedere că abaterea de la paralelism să nu depășească valorile admise.

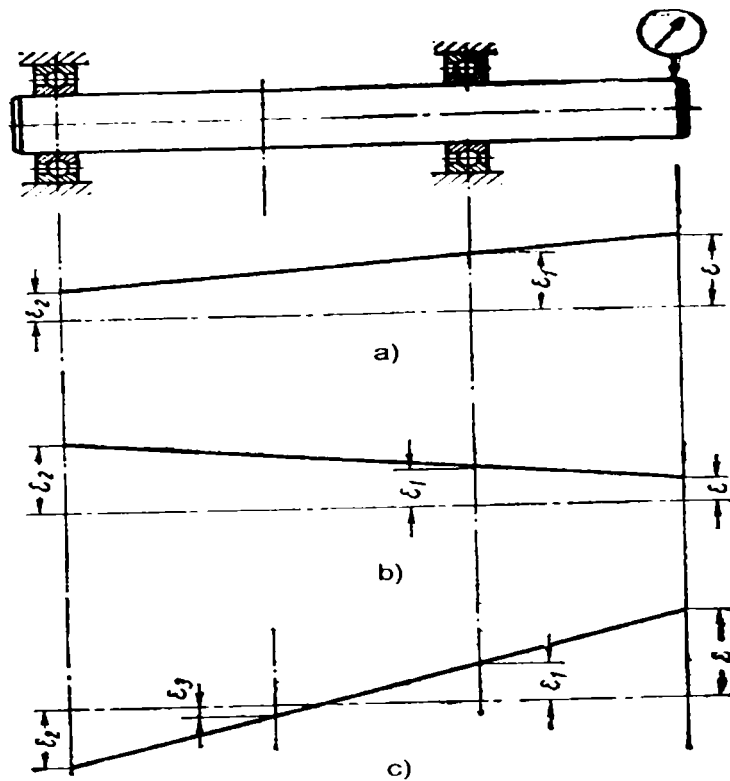


Fig. III.6. Schema bății radiale ε_1 - ε_3 în diferite zone ale arborelui

Cauzele ce determină abaterile de paralelism pot fi:

- abaterea de la paralelism a axei găurii de centrare din carcasă și axa arborelui principal, fig. III.7.a;

- excentricitatea suprafețelor inelelor exterioare ale rulmenților, fig. III.7.b;

- acțiunea însumată a abaterii de la paralelism a axei găurii de centrare din carcasă și axa arborelui principal cît și a excentricității suprafețelor inelelor exterioare ale rulmenților, fig. III.7.c.

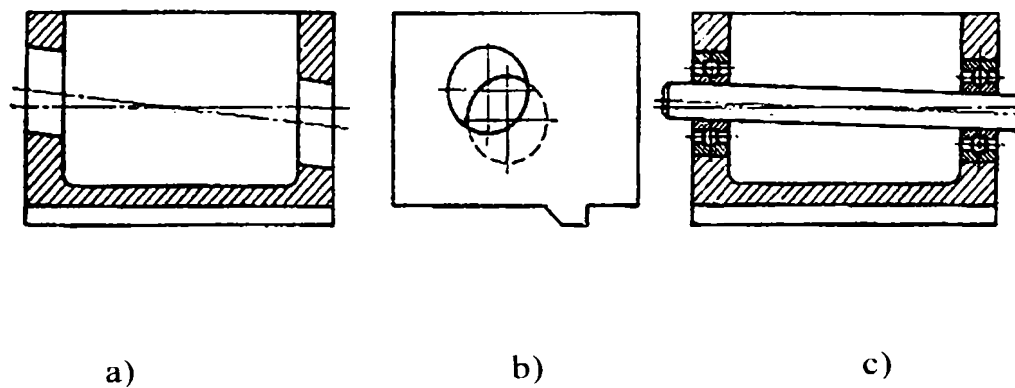


Fig. III.7. Cauzele care determină abaterile de paralelism

Pentru a obține coincidența axei arborelui principal O_1 cu axa găurii de montare O_2 a arborelui în carcasă (fig.III.8.a) se impune:

- alegerea rulmentul cu excentricitatea " ε " (fig. III.8.b) egală ca mărime cu abaterea ω_{max} :

- însumarea abaterilor în planul radial, plan în care abaterea ω_{max} , este în suprafața carcusei, în partea în care deplasarea axei are valoarea cea mai mare:

- abaterea ω_1 să se localizeze pe inelul interior în plan radial:

- montarea rulmenților astfel încât excentricitatea să fie dirijată în partea opusă lui ω_{max} .

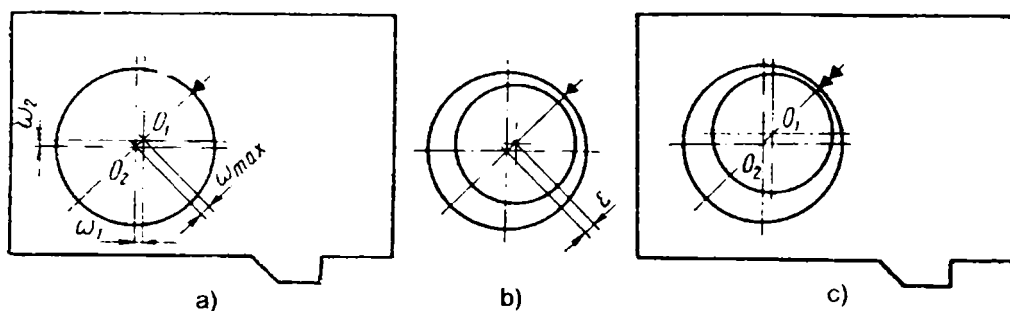


Fig. III.8. Abateri ale mișcării de rotație a arborelui principal față de carcasă

La montarea celuilalt rulment operațiile se repetă. Extrem de importantă este precizia prelucrării suprafeței de montare a rulmenților , introduși pe arbore și în carcasă ,care din cauza deformațiilor, copiază abaterile orificiului în carcasă sau ale capătului de arbore, în secțiune transversală. Aceste deformații modifică forma căii de rulare și duc la apariția jocurilor în rulment. Conicitatea suprafețelor de ajustaj ale arborelui și carcusei atrag după sine strângerea inegală a inelelor rulmentului. Umerii arborelui și al orificiului carcusei, sunt bazele de fixare pentru montarea rulmenților. Neparalelismul umerilor față de axele de rotație ale arborelui și a orificiului carcusei duc la montarea greșită al rulmentului și la deplasarea bilelor (rolelor) rulmentului către marginea căilor de rulare, fapt ce duc la uzura rulmenților. Abaterile de formă admise ale suprafețelor de montare sunt date în STAS.

Pentru diferite clase de precizie și diferite dimensiuni ale rulmenților se acceptă ca: ovalitatea ($d_{\max}-d_{\min}$) sau ($D_{\max}-D_{\min}$) să nu fie mai mare de $1/4 - 1/2$ abaterea pe diametru; conicitatea ($d'_{\max}-d'_{\min}$) sau ($D'_{\max}-D'_{\min}$) să nu fie mai mare de $1/4 - 1/2$ abaterea pe diametru (fig. III.9)

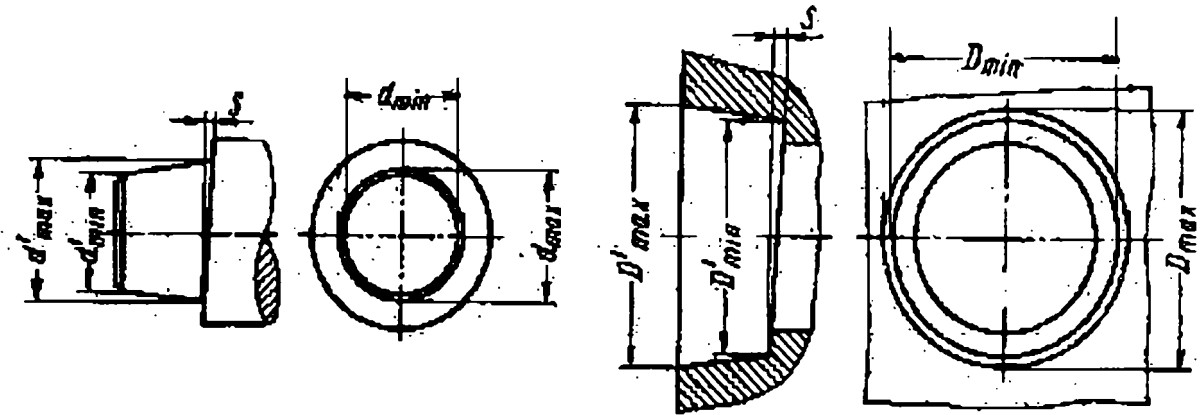


Fig. III.9. Abaterile posibile de la forma geometrică ideală

Abaterea de la paralelismul suprafețelor de capăt ale umărului arborelui sunt între $4-40 \mu\text{m}$ la arbore și între $8-10 \mu\text{m}$ la orificiul carcasei. Montarea rulmentului pe arbore se face prin încălzirea la o temperatură diferită a arborelui și rulmentului. Rulmentul este preîncălzit la $70-80^{\circ}\text{C}$ și este introdus pe arbore și împins cu un dorn. Această metodă de montare a rulmentului se face prin răcirea cu gheață uscată. Montarea rulmentului pe arbore se face utilizând prese hidraulice sau pneumatice.

Montarea rulmenților conici cu role se face pe subansamble separate, inelul interior cu role se presează pe arbore, iar inelul exterior în carcasă. Jocul radial se reglează prin deplasarea rulmentului pe alezajul conic și prin piese de compensație (piulițe, șuruburi), inele și garnituri.

III.4. Influența deformațiilor de contact ale corpurilor de rulare asupra funcționării rulmenților cu role utilizați în construcția arborilor principali

Sub noțiunea de joc rulment se înțelege mărimea cu care se deplasează un inel față de celălalt inel - de la o poziție limită la alta - în direcție radială (joc radial), fără aplicarea unei sarcini. Trebuie să se facă distincție între jocul în rulmentul nemontat și rulmentul montat. Jocul în rulmentul nemontat este mai mare decât al rulmentului în funcționare, datorită ajustajelor cu piesele conjugate cât și datorită influenței temperaturii din lagăr. Pentru funcționarea ireproșabilă a rulmentului, este important în primul rând jocul radial. În general se recomandă ca rulmenții cu bile să funcționeze cu joc radial nul și chiar o mică pretensionare nu este dăunătoare. Rulmenții cu role cilindrice și rulmenții oscilanți cu role se recomandă să funcționeze totdeauna cu un joc radial, oricât de redus. Această regulă este valabilă și pentru rulmenții cu role conice. Dacă lagărul trebuie să fie foarte rigid, de exemplu, pentru arborii principali de la mașini-unelte sau pinioane de atac, rulmenții cu role cilindrice sau cu role conice se montează cu o anumită pretensionare. Jocul radial normal al rulmenților este astfel stabilit, încât la aplicarea ajustajelor obișnuite și la condiții normale de temperatură, să rămână un joc radial corespunzător. Ajustaje obișnuite se pot considera j5-k5/J6 pentru rulmenți cu bile și k6-m5/K6 pentru rulmenți cu role. Pentru condiții de montare și funcționare deosebite (ajustaje cu strângere mare la ambele inele, sau influența temperaturii din mediul exterior) este necesar - în funcție de situație - un joc radial mai mare sau mai mic decât cel normal. În asemenea cazuri se recomandă controlul jocului radial al rulmenților cu joc diferit de cel normal. Jocul existent în rulmenții cu role influențează pe de-o parte precizia mișcării arborilor principali (și implicit precizia prelucrării), iar pe de altă parte durabilitatea lăgăruirii. Rulmentul cu role prezintă un anumit joc radial Δr . După consumarea acestuia, la aplicarea forței

radiale F_r , în corpurile de rulare vor apare deformații de contact, acestea își pun amprenta asupra comportării rulmentului în timpul funcționării.

Valoarea deformațiilor depinde de forțele ce acționează asupra corpurilor de rulare, de caracteristicile materialului și de poziția roletelor în timpul funcționării.

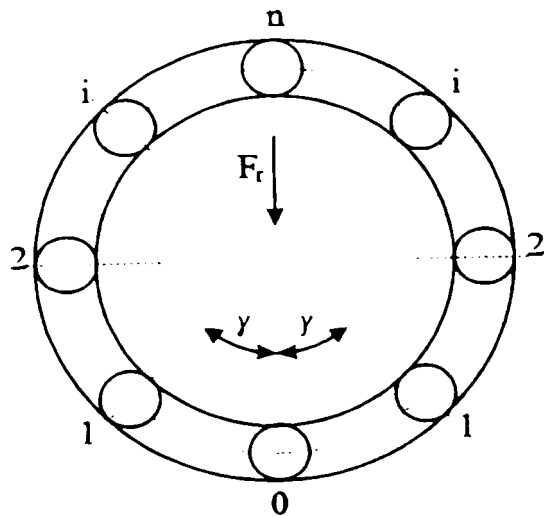


Fig. III.10.

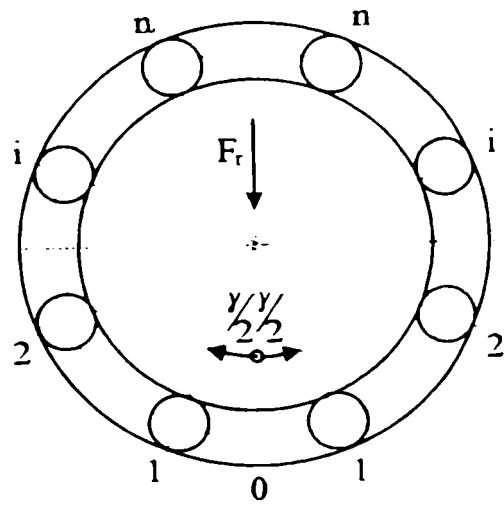


Fig. III.11

Poziționarea corpurilor de rulare

Referitor la distribuția corpurilor de rulare se disting două situații, reprezentate schematic în Fig.III.10. și Fig.III.11; în ambele figuri roletele sunt dispuse la un unghi γ :

(III.4)

$$\gamma = \frac{2\pi}{z}$$

unde z este numărul total de rolete.

În prima figură roletele sunt dispuse începând din punctul O , următoarele rolete fiind așezate la unghiul γ una față de cealaltă, în figura următoare, primele rolete sunt dispuse la $\gamma/2$ de o parte și de alta a punctului, celelalte rolete fiind poziționate la pas unghiular γ una față de alta. Poziționarea s-a făcut, în ambele situații, relativ la limita de efect a forței radiale F_r a lagărului.

Pentru a putea determina starea de solicitare și, implicit, și starea de deformare existentă în rulment este important să se stabilească poziția fiecărui element al rulmentului (rolete, inel exterior, inel interior, etc.).

Ținând cont de faptul că, rolele sunt solicitate asimetric de o parte și de alta a liniei de efect a forței radiale F_r , este suficient să studiem doar rolele situate într-una din jumătățile lagărului.

Poziția unghiulară a rozelor este data de unghiul φ astfel:
Pentru poziționarea rozelor, începând din punctul O (fig.III.11)

$$\varphi_i = i \cdot \gamma \quad \text{pentru } 0 \leq i \leq 1 \quad (III.5)$$

Pentru poziționarea simetrică a rozelor față de linia de efect (fig.III.12):

$$\varphi_i = \left(i - \frac{1}{2} \right) \gamma \quad \text{pentru } 1 \leq i \leq n \quad (III.6)$$

În aceste relații indicele ultimei role din domeniul O ... n, depinde de numărul total de role z și se extrage din tabelul următor:

Tabel.III.1

	z par	z impar
poziționare cu rolă în vârf	$n=z/2$	$n=1/2(z-1)$
poziționare simetrică	$n=z/2$	$n=1/2(z-1)$

Ținând seama de cele prezentate mai sus, putem trece la prezentarea fenomenului de deformare a rozelor.

În rulmentul nesolicitat în corpurile de rostogolire și căile de rulare există un joc radial $\Delta = \Delta d / 2$ unde :

Δd reprezintă jocul diametral (deplasarea maximă pe care o poate efectua unul dintre inele - celălalt fiind ținut într-o poziție fixă - pe o direcție perpendiculară pe axa rulmentului.

Sub acțiunea forței radiate din lagăr, F_r , acest joc este consumat.

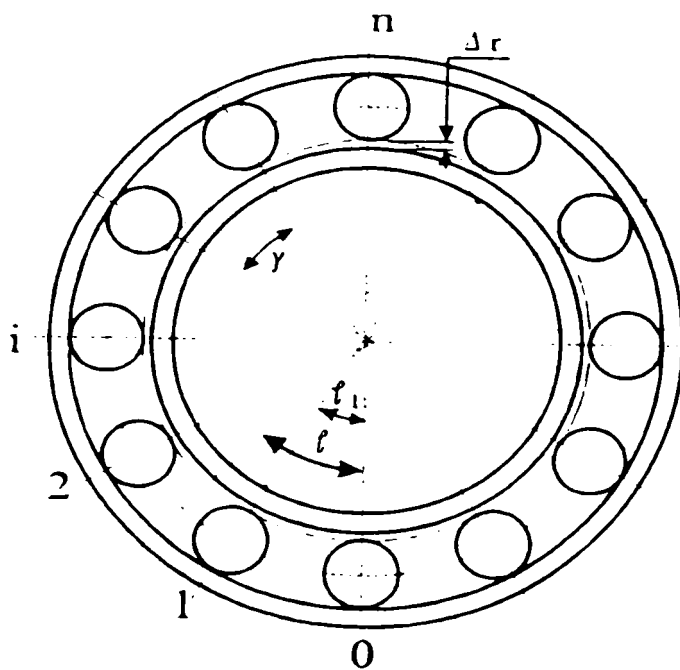


Fig. III.12. Unghiurile de poziționare a corpurilor de rulare

În continuare rolele aflate în zona încărcată suferă deformații datorate forțelor cu care sunt sollicitate fiecare rolă, în parte.

Solicitările în fiecare rolă cresc până la valoarea la care, toate aceste forte din role, însumate vectorial, realizează echilibrul cu forța radială F_r . Deformații apar în întreg sistemul, dar erorile care se fac luând în considerare doar deformațiile corpurilor de rulare și ale inelului exterior sunt mici.

Deci, la echilibrul forțelor exterioare (F_r) și a celor interioare (de deformare), vom avea o deplasare a centrului inelului interior de valoare δ_r , dată de :

(III.7)

$$\delta_r = \Delta_r + \delta_{w0}$$

unde: δ_{w0} este deformația maximă ce se obține în dreptul corpului de rostogolire situat pe direcția de efect a forței.

S-a menționat de existența deformațiilor inelului exterior. Pentru a le pune în evidență, se consideră cazul în care, inelul exterior este montat în carcasă cu joc (fig.III.12). Sub acțiunea solicitărilor rozelor inelul se va deforma. Deformația δ_{ri} (fig.III.13) a inelului în dreptul rolei se poate calcula considerând inelul exterior sollicitat la încovoiere. Ținând cont de

acestea și de relațiile geometrice, se va putea calcula deformația fiecărei role δ_{wi} :

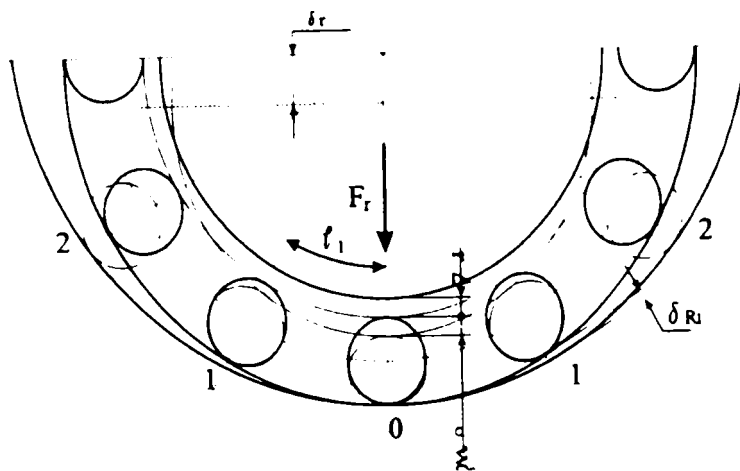


Fig.III.13. Deformațiile existente în rulmentul radial cu bile

(III.8)

$$\delta_{wi} = \delta_{w0} \cos \varphi_i - \Delta r (1 - \cos \varphi_i) - \delta_{Ri}$$

Între forțele de contact dintre role și căile de rulare și deformațiile de contact pe care le produc există o dependență neliniară data de relația următoare :

(III.9)

$$F_{w0} = \bar{K} \cdot \delta_{w0}^q$$

$$F_{w1} = \bar{K} \left[\delta_{w0} \cos \varphi_1 - \Delta r (1 - \cos \varphi_1) - \delta_{R1} \right]^q$$

unde : k - este factorul deformației de contact, iar

q - este exponentul forței din rolă .

F_{w1} -forța de contact din poziția 1

F_{w0} -forța de contact din poziția 0

Notând $K = 1/\bar{K}^{1/q}$, dependentele între deformațiile de contact și forțele

În literatura de specialitate se dau valorile coeficienților \bar{K} și, q .

$$F_{wi} = \bar{K} [\delta_{w0} \cos \varphi_{i1} - \Delta r (1 - \cos \varphi_i) - \delta_{Ri}]^{1/q}$$

$$F_{wn} = \bar{K} [\delta_{w0} \cos \varphi_n - \Delta r (1 - \cos \varphi_n) - \delta_{Rn}]^{1/q}$$

Astfel, pentru rulmenții cu role, \bar{K} depinde de lungimea rolei, și este dată de :

$$K = 7,86 \cdot 10^{10L \cdot 8,9}$$

iar q fiind:

$$q = 9 / 10$$

Condiția din care se determină rolele nesolicitate este: $F_{wi} = 0$, adică rolele au diametrul d_w mai mic decât distanța dintre căile de rulare ale celor două inele. Deci, solicitările din role sunt :

(III.11)

$$F_r = F_{w0} + 2 \sum_{i=1}^n X_i \cdot F_{wi} \cdot \cos \varphi_i$$

Având valorile forțelor din fiecare rolă , putem scrie condiția de echilibru a forțelor din sistem :

(III.12)

$$F_{wi} = 0$$

$$F_{wi} = 0$$

$$F_{wi} \leq 0$$

$$F_{wi} = 0$$

$$F_{wi} > 0$$

$$F_{wi} = 0$$

unde:

$$X_i = 1, \text{ pentru } 1 \leq i \leq n-1$$

$$X_n = 1, \text{ pentru } \varphi_n \neq \pi$$

$$X_n = 1/2, \text{ pentru } \varphi_n = \pi$$

În cadrul sistemului simetric de poziționare a rozelor, din cauza absenței rolei în punctul 0 al limitei de efect a forței, forța F_{w0} este nulă, adică:

$$F_{w0}=0$$

δ_{w0} - reprezintă, în acest context, deplasarea centrului arborelui datorită acțiunii încărcărilor.

Rulmenții utilizați trebuie să asigure o precizie mare de rotire și mers fără zgomot. Câmpurile de toleranțe recomandate pentru carcusele în care se montează rulmenții arborilor principali sunt:

K6 pentru sarcini medii și mari.

M6 sau N6 pentru sarcini mari.

Ajustajele rezultate în aceste cazuri sunt cu strângere. Pentru diametrul nominal al ajustajului inel exterior carcasă ($D=140\text{mm}$) solicitările sunt:

$$F_{w0} = K (\delta_{w0})^{1/q}$$

$$F_{wi} = K [\delta_{w0} \cos \delta_i - \Delta r (1 - \cos \varphi_i)]^{1/q}$$

(III.13)

Mai departe, considerând $\Delta r=0$, forțele din role devin:

$$F_{w0} = K (\delta_{w0})^{1/q}$$

$$F_{wi} = K (\delta_{w0} \cos \delta_i)^{1/q}$$

(III.14)

În acest caz, $F_{wi} > 0$ dacă $\delta_{w0} \cos \varphi \geq 0$ cu $0 \leq \varphi \leq \pi/2$

Introducând relațiile (11) în ecuația (9) obținem expresia forței radiale F_r din lagăr: (III.15)

$$F_r = \bar{K} \left[\delta_{w_0}^q + 2 \sum_{i=1}^{i^*} x_i \cos \varphi_i \cdot (\delta_{w_0} \cdot \cos \varphi_i)^2 \right]$$

unde i^* este indicele ultimei role pentru care $\varphi_i \leq \pi/2$ și pentru care $F_{w_i} > 0$

Din expresia forței radiale, se poate calcula δ_{w_0} : (III.16)

$$\delta_{w_0} = \left[\frac{F_r}{K} \right] \frac{1}{1 + 2 \sum_{i=1}^{i^*} x_i \cos \varphi_i^q}$$

pentru $i^* + 1 \leq i \leq n$ $F_{w_i} = 0$

Astfel s-a dedus formula de calcul a influenței deformațiilor de contact în cadrul poziționării rozelor cu o rolă pe linia de efect a forței radiale F_r .

În cazul poziționării simetrice față de linia de efect a forței radiale F_r această influență se calculează cu relația : (III.17)

$$\delta_{w_0} = \left[\frac{F_r}{K} \right] \frac{1}{2 \sum_{i=1}^{i^*} x_i \cos \varphi_i^q}$$

Studiul evidențiază cele două situații limită în funcționarea lagărului:

1. Cazul în care rola este dispusă pe linia de efect a forței;
2. Cazul când rola nu este dispusă pe linia de efect a forței.

III.5. Soluții de compensare a jocurilor în mecanismele mașinilor-unelte

Siguranța în funcționare și precizia majorității mecanismelor mașinilor-unelte depind în măsură însemnată de jocurile în cuplaje, ghidaje, lagăre.

Pentru mașini-unelte cu comandă numerică, această problemă este deosebit de actuală, întrucât exercită influență, de asemenea asupra funcționării sistemului de acționare și a sistemului de comandă.

Se remarcă în mod deosebit jocuri elastice care apar ca rezultat al deformării elementelor mașinii-unelte (în particular a ghidajelor) la schimbarea sensului de mers al mișcării.

Jocurile elastice depind de rigiditatea asamblării și de forțele de frecare.

La baza soluțiilor pentru înlăturarea jocurilor sunt: utilizarea unor serii de efecte fizico-tehnice, dintre care cele mai răspândite sunt reprezentate în tabelul III.14. Mai frecvent se utilizează: proprietățile elastice ale materialului, deplasările relative ale elementelor, efectul de pană.

Cuplajul din schema I.1 (tab.III.14.) este bazat pe deformarea unei bucșe silfonice (a se vedea liniile de hașură), care asigură atât transmiterea momentului, cât și o centrare precisă a roții dințate 2.

În schemele I.2 și I.4 jocul în angrenajele transmisiilor cilindrice și corespunzător melcate, se înlătură ca rezultat al apropierii radiale al roților-pereche I.2 sau al melcului față de roata melcată I.4.

În această situație, datorită unei tendințe de cedare, apare o majorare artificială a distanței dintre elemente, în sens radial, rigiditatea transmisiei fiind scăzută.

Compensarea jocului în transmisiile șurub - piuliță (I.3) și în ghidajul de rostogolire (I.5) se face cu ajutorul resortului 1.

Serajul într-un rulment cu role cilindrice pe două rânduri (I.6) se

reglează deformând inelul interior 1 prin deplasarea lui axială pe fusul conic 2 .

Schemele II.1-II.6 ilustrează înlăturarea jocului prin deplasarea relativă sau rotirea pieselor 1 și 2. Astfel de cuplaje de regulă se caracterizează printr-o rigiditate înaltă.

În schema II.1 este utilizată rotirea relativă a pieselor 1 și 2 a ansamblului butuc al roții melcate; în schema II.2 deplasarea relativă tangențială (distanțarea) a coroanelor dințate 1 și 2, se realizează cu ajutorul șurubului 4 care interacționează cu știftul 3 și cu suprafața frontală a canelurei 5 , executată sub forma de coroană 1.

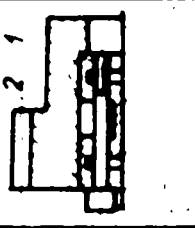
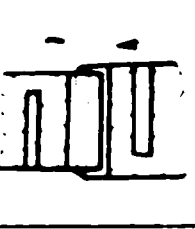
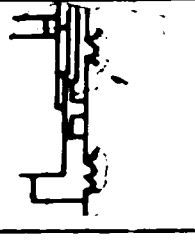
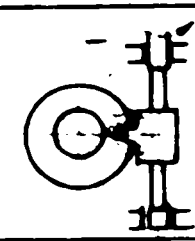
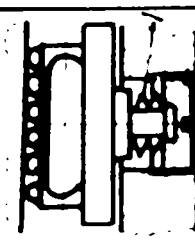
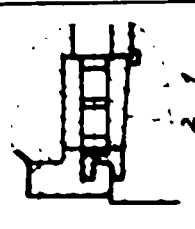
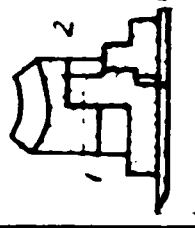
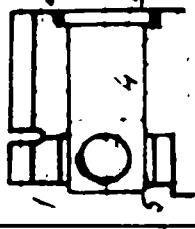
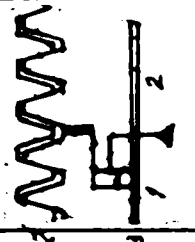
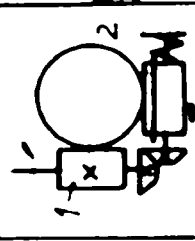
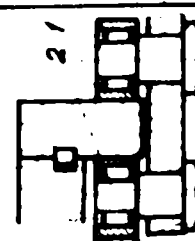
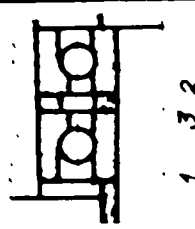
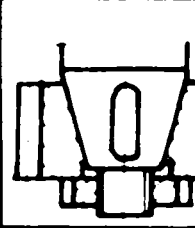
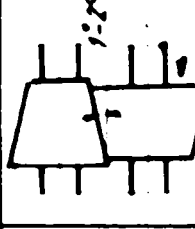
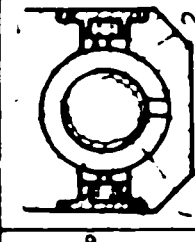
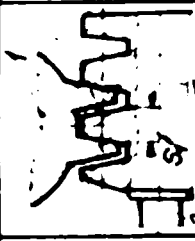
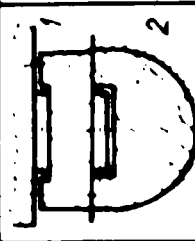
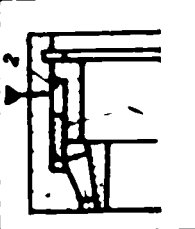
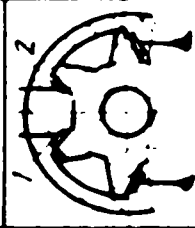
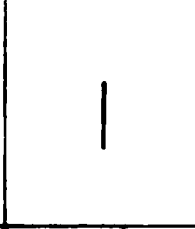
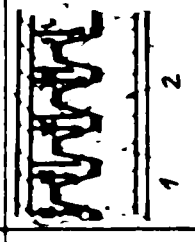
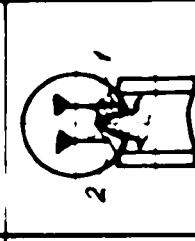
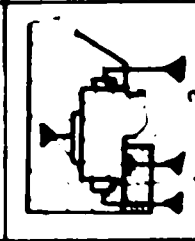
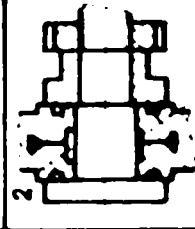
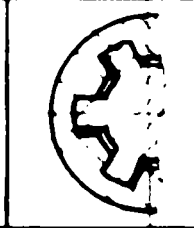
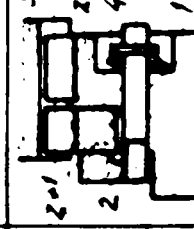
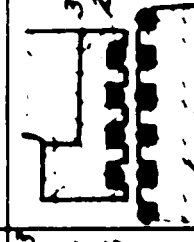
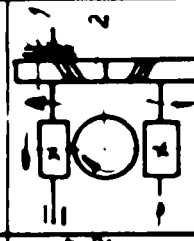
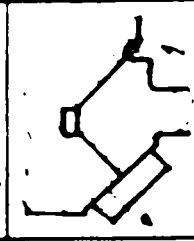
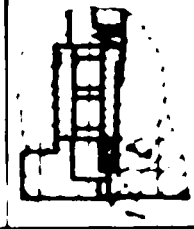
Deplasarea axială a arborilor melc 1 și 2 în transmisia melc-cremalieră (II.3) și a melcului 2 (II.5), din angrenajul melcat, se realizează cu ajutorul unui cilindru hidraulic sau al unui resort.

Serajul în ghidajele de rostogolire (II.6) se realizează prin rotirea excentricului 2 (e-excentricitate), iar în lagărele radial-axiale (II.6) prin apropierea inelelor 1 și 2, prin comprimarea elementului elastic 3. În cazul situațiilor prezentate în fig. III.1-III.6 pentru compensarea jocurilor sunt utilizate proprietățile îmbinărilor conice sau prin pană.

În transmisiile cu șurub ale acționărilor de avans (III.3), jocul se compensează prin rotirea semipiulițelor 1 și 2. Jocul într-o transmisie melcată (III.4), crește periodic în urma uzurii roții melcate 1 și se scade prin deplasarea axială (a se vedea săgeata), a melcului 2.

Compensarea jocului în ghidajele de rostogolire cu role (III.5) se realizează prin deplasarea axială a suportului 1 fixat pe pana 2, care are o suprafață de forma conică. În această situație are loc de asemenea, autopoziționarea suportului 1.

Serajul constant într-un rulment cu role conice (III.6) se asigură printr-o solicitare axială a roletelor prin bucșa 1, asigurând admisia uleiului sub presiunea constantă în incinta 2. În suportți și transmisiile hidrostatice închise (IV.1-IV.6), jocurile se înlătură datorită însăși principiilor de funcționare, când uleiul sub presiune pătrunde în buzunarele opuse 1 și 2 și umple jocul între suprafețele de lucru.

FELUL cuplajului, transmisiei, suportului						
Efectul utilizat	Arbori 1	Transmisiil 2 dințate	Șurub-pluții 3 Melc-cremaliera	Transmisiil 4 melcate	Ghidaje 5	Lagăre 6
I Proprietățile elastice ale materialului						
II Deplasarea relativă a elementelor						
III Efectul de pană						
IV Ungerea hidrostatică						
V Alte efecte						

Tab.III.14. Scheme ale compensării jocurilor

Efectuarea ungerii hidrostatice se folosește, de exemplu, în ghidajele arborelui principal (IV.1) la danturarea cu cuțit roată (ghidaje destinate pentru realizarea mișcării de dute-vino) și la transmisia hidrostatică melc-cremalieră (IV.3).

Realizarea ungerii hidrostatice într-o transmisie melcată (IV.4), este posibilă numai în cazul profilelor speciale ale roții și melcului (de exemplu, în transmisiile globoidale), care asigură un joc mic și destul de constant în zona de angrenare, care joacă rol de etanșare.

Compensarea jocurilor garantează o precizie înaltă a deplasării subansamblelor (IV.5), inclusiv la schimbarea sensului de mers, un grad de ermetizare ridicat și precizia dimensională a subansamblelor arborelui principal (IV.6).

În schemele (V.1-V.6) pentru compensarea jocurilor se utilizează diverse efecte. Prin utilizarea masei plastice autosolidificabile, injectate în îmbinarea cu caneluri, se înlătură jocurile laterale (V.1).

Pentru realizarea unui seraj inițial, la angrenarea roților dințate (V.2), se folosește alunecarea relativă a roților 1 și 2, numărul de dinți ale cărora diferă cu o unitate (z și $z+1$).

Ambele se găsesc în angrenare cu roata 3, iar roata 2, întotdeauna în urmă față de 1 și se strânge spre partea opusă a profilului dintelui roții 3.

Efectul cu care se compensează jocul, constă în reglarea resortului 4.

În schema (V.3) se utilizează proprietățile magnetice pentru compensarea jocurilor: mișcarea de rotație de la șurubul 1 la piulița 3 se transmite fără contact, datorită interacțiunii câmpurilor magnetice care apar în spirele înfășurărilor 2 a șurubului și piuliței.

Transmiterea mișcării se realizează în ambele sensuri fără jocuri (la schimbarea sensului poate să apară un joc elastic, mărimea căruia depinde de proprietățile magnetice ale transmisiei).

În construcția transmisiei melcate (V.4), variind momentul frânei 1 cuplate cu dinții înclinați 2, este posibilă reglarea efortului axial cu ajutorul căruia are loc compensarea jocului.

În schema (V.5), jocul în ghidajul în forma de V, la uzura lui, se înlătură automat sub acțiunea greutateii ansamblului. Reglarea automată a serajului în rulment la încălzirea lui (fig.V.6), se realizează datorită utilizării materialului inelului 1 cu un coeficient ridicat de dilatare liniară (ebonită). Prin încălzirea inelului, lățimea lui "l" se mărește, iar serajul se micșorează.

În fig. III.15. sunt prezentate diferite soluții de compensare a jocurilor la asamblarea arbore-diferite elemente organologice

Schemele din fig. III.15.a-b, se utilizează frecvent în acționările de avans.

La acestea sunt utilizate piese de forma conică, prin deplasarea cărora în sens axial se compensează jocul datorită deformării butucului (III.15.a), sau a inelelor de strângere (III.15.b și c).

În schema din fig. III.15.a. discurile de presiune 1 și 2 nu transmit momentul, care depinde de jocul în ajustaj și de coeficientul de frecare. Fixarea roții dințate pe arbore prin inelele conice 1 (III.15.b), nu asigură centrarea ei precisă, de aceea se cere o ajustare pe suprafață suplimentară cu diametrul d.

Inelele conice asigură ermetizarea în locul montării lor: demontarea lor nu pune probleme, deoarece ele sunt autofrânate. Dar o astfel de soluție nu este suficient de sigură la solicitările prin șoc. Deficiențele strângerii din soluția prezentată în fig. III.15.c, sunt dependența momentului transmis de temperatură (la o diferență mare între temperatura butucului și arborelui) și lipsa centrării pieselor îmbinate; însă ea are avantajul că este insensibilă la solicitări prin șoc și nu necesită asigurarea șuruburilor de strângere.

În fig. III.15.d este prezentată schema îmbinării roții 1 cu arborele 3, care transmite sarcini mici (rotirea traductorului). Fixarea roții pe arbore se realizează cu ajutorul bridei 2 iar compensarea jocului acestei îmbinări, se realizează prin strângerea bridei 2 micșorând fantele 4.

Figura III.15.e, ilustrează o îmbinare frecvent întâlnită la arborele 1 al motorului acționării de avans cu cuplajul 2. Aici transmisia momentului se realizează prin forțele de frecare ce apar în îmbinare la deformarea bușei conice 3. Variantele îmbinării conice care asigură compensarea jocului sunt prezentate în fig. III.15.f-h, în fig. III.15.i, până la III.15.k sunt arătate schemele care înlătură jocul în îmbinările ce transmit moment mare.

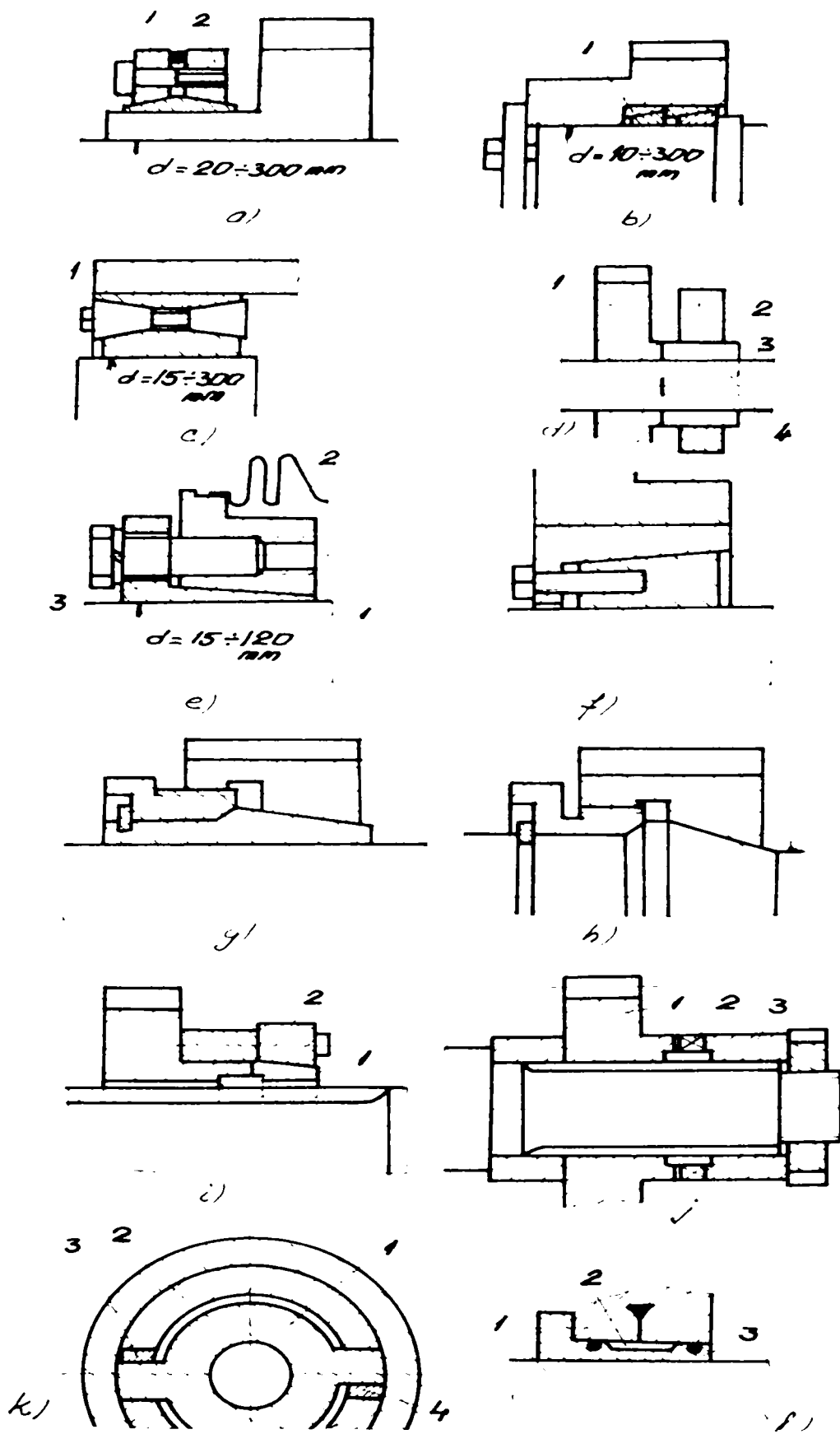


Fig.III.15. Soluții de compensare a jocurilor la asamblarea : arbore-diferite elemente organologice

Compensarea jocului lateral la îmbinările prin caneluri (fig.III.15.i) se realizează ca rezultat al deformării butucului roții cu ajutorul incluzii 2 având suprafața interioară conică.

În schema din fig. III.15.j canelurile pieselor îmbinate 1 și 3 sunt executate cu înclinări unghiulare diferite față de camele 2 ale semicuplajelor cu profil trapezoidal.

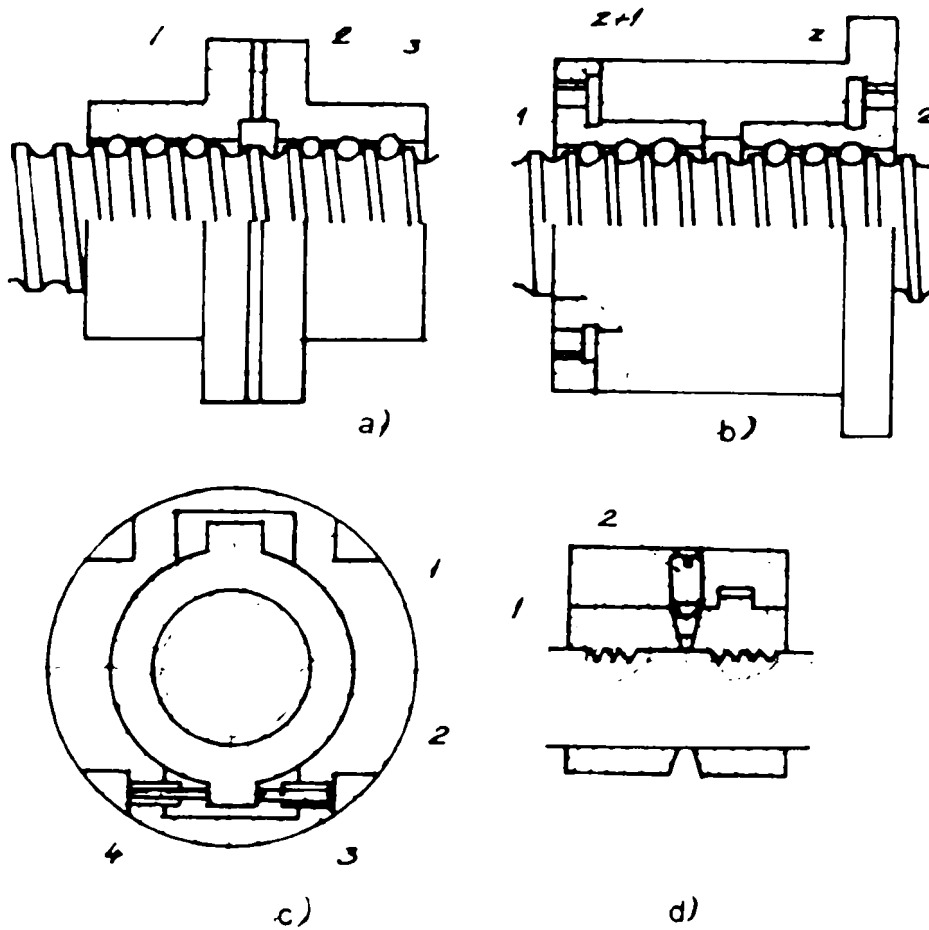


Fig.III.16. Înlăturarea jocurilor în transmisiile cu șurub cu bile

Schemele de înlăturare a jocului și crearea unei pretensionări în transmisiile cu șurub ale acționării de avans, sunt prezentate în figura III.16. Aceasta se realizează la apropierea axială (drept rezultat al compensării suplimentare al elementului 2) a semipiulițelor 1 și 3 (fig. III.16.a) sau la rotirea relativă a semipiulițelor (fig. III.16.b).

Astfel în schema prezentată în fig. III.16.b, montajul precis al ajustajului se asigură prin rotirea în același sens al semipiulițelor 1 și 2, numărul de dinți diferă cu o valoare mică (de exemplu z și $z+1$).

La rotirea semipiulițelor cu un dinte, valoarea tensionării axiale este egală cu: $[1/z-(1/z+1)]*P$, unde P este pasul filetului.

În schema din figura III.16.c, rotirea relativă a semipiuliței 1 și a carcusei 2 în care este instalată a doua piuliță, se realizează cu ajutorul elementului 3 și 4.

Micșorarea jocului în transmisia șurub piuliță de alunecare (fig. III.16.d) se realizează drept rezultat al deplasării axiale a semipiuliței 1, cu ajutorul șurubului 2.

CAP. IV. INFLUENȚA CONSTRUCȚIEI SUBANSAMBLULUI ARBORE PRINCIPAL LA STRUNGURI CU COMANDĂ NUMERICĂ ASUPRA PRECIZIEI DE PRELUCRARE

IV.1. Analiza constructivă a subansamblului arbore principal

Arborele principal are rolul de a transmite mișcarea de așchiere la piesa ce se prelucrează. Mișcarea este preluată prin intermediul transmisiilor prin curele, a arborilor intermediari și mecanismelor cu roți dințate - de la motorul electric de acționare. Schema generală a conceptului de funcționare a arborelui principal este prezentată în fig. IV.1.a.

.Schema de funcționare a arborelui principal este prezentată în fig. IV.1. b. unde :

1. poziția impusă (dată)
2. mișcarea de rotație impusă
3. schema cinematică
4. arborele principal
5. rulment
6. rotație
7. poziție
- 7a. mișcarea relativă
- 8.interactiunea
- 9.corelare
10. poziția reală
11. rotație reală
12. perturbări (deformații datorate uzurii)
13. energia acționării
14. transmiterea energiei la elementul de acționare
15. roata dințată
16. transmiterea energiei
17. rulmentul arborelui principal
18. transmiterea energiei la mișcarea de așchiere

19. dispozitiv de prindere a piesei
20. energia aşchierii
21. pierderile puterii
22. căldura
23. schema energetică
24. avansul piesei în vederea prelucrării
25. avansul barei
26. cutie de avans
27. sistemul pieselor prelucrate
28. transportarea barelor (tijă)
29. arborele principal tubular
30. prinderea barei
31. bucășă elastică
32. sistemul sculelor

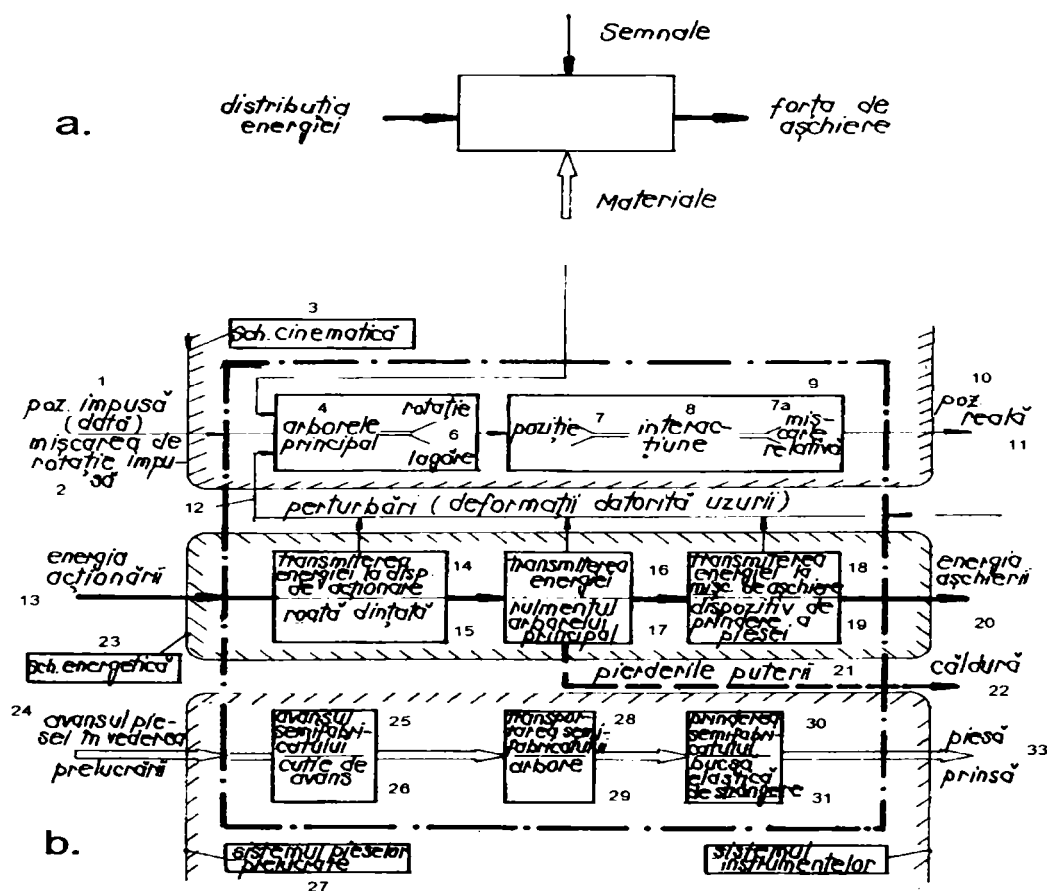


Fig. IV.1. Sistemul general al acționării principale

În sistemul general al strungului subansamblul arborelui principal este compus din următoarele subsisteme:

- sistemul energetic;
- sistemul cinematic.

În afară de schemele prezentate în fig. IV.1.b mai există subsistemul de semnalizare, care leagă sistemul de informații de cel de prindere.

Legăturile ce se realizează sunt complexe, pierderile prin frecare din rulmenți influențează foarte puțin sistemul energetic, dar are influență asupra schemei cinematice astfel încât arborele principal se deformează, sau capătul lui se deplasează în urma deformațiilor termice.

La proiectare se iau în considerare:

- productivitatea maximă
- precizia înaltă
- costul minim al prelucrării.

Turația arborelui principal la mersul în gol depinde de abaterile de formă, dimensiunile și construcția rulmenților.

În lăgăruirea arborilor principali se folosesc rulmenți din clasa înaltă de precizie P5: P4 (clasa 4). Pentru a asigura o bună funcționare, la suprafețele cu ajustaj, se aleg toleranțe strinse iar rugozitatea suprafețelor Rz și Ra cuprinsă în limita 0.2-0.4 μm și numai în cazuri excepționale 1 μm. Atenție mărită trebuie acordată sistemelor cinematice și energetice.

Ca atare s-a recurs la separarea cutiei de viteză a strungurilor de subansamblul arborelui principal. Arborele principal se alege în funcție de rigiditatea statică și nu de rezistență. Inițial la proiectare a fost luat modelul simplu - o bară rotundă cu diametrul constant, cu reazeme elastice, la care s-a recomandat rigiditatea statică în sarcină, supusă cu solicitări la mijlocul barei. În faza a doua de proiectare s-a trecut la scheme mai complexe, unde s-a luat în considerare jocul în rulment, forța tangențială din angrenare. Calculul distanței dintre reazeme:

$$L_{\text{optimizat}} = f(a, F, D_a, d_a, D_s, d_s)$$

$L_{\text{optimizat}}$ – distanța optimă dintre reazeme

a – lungimea arborelui în consolă

F – forța de așchiere

D_a – diametrul exterior al porțiunii de arbore aflat în consolă

d_a – diametrul interior al porțiunii de arbore aflat în consolă

D_s – diametrul exterior al porțiunii de arbore aflat între reazeme

d_s – diametrul interior al porțiunii de arbore aflat între reazeme

Săgețile se determină cu următoarele formule

$$f_b = \frac{Fa^2s}{3(E_{I_s} + E_{I_a})} + \frac{Fa^3}{3E_{I_a}} \quad (IV.1)$$

$$f_L = \left[1 + \left(\frac{a}{s} \right) \right] \delta_{rA} + \left(\frac{a}{s} \right) \delta_{rB} \quad (IV.2)$$

$$f_s = \frac{F \left(\frac{a}{s} \right)}{GA_{sa}} + \frac{F}{GA_{sa}} \quad (IV.3)$$

unde:

f_b – săgeata arborelui principal sub acțiunea forței F la capătul în consolă a arborelui

f_L – deplasarea axei arborelui principal față de orizontală la capătul în consolă a arborelui

f_s – deplasarea axei părții în consolă față de axa orizontală a arborelui

E – module de elasticitate

F –forța de așchiere

A_{sa} -aria secțiunii arborelui

I - moment de inerție

a - lungimea în consolă a arborelui

Parametrii constructivi sunt redați în fig. IV.2.

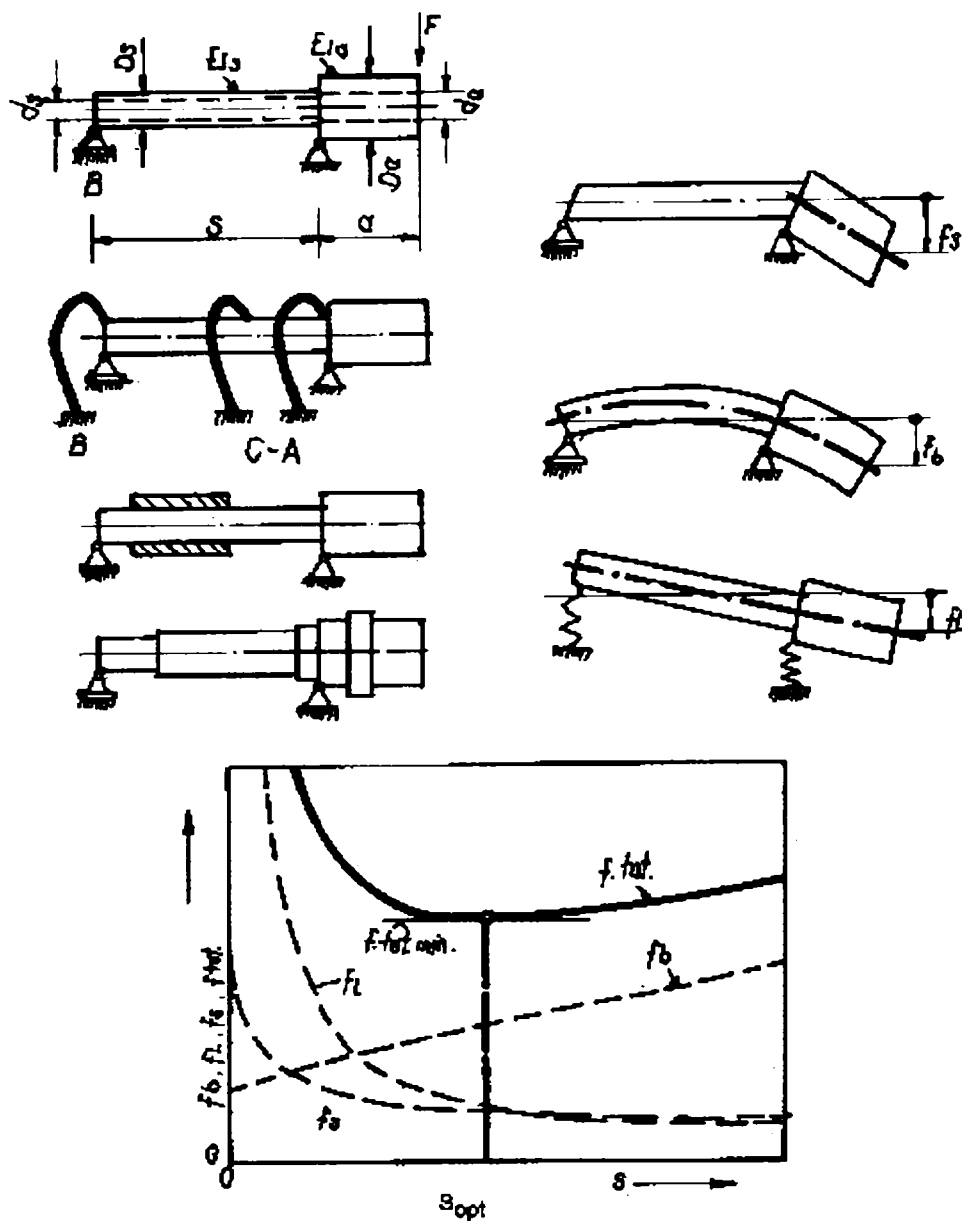


Fig. IV.2. Reprezentarea deformațiilor f_b , f_l , f_s , și f_{tot} la arbori principali

Deplasarea radială totală a capătului de ax este calculată cu formula:

$$f_{tot} = f_b + f_l + f_s \quad (IV.4)$$

Pentru obținerea distanței optime dintre reazeme se folosesc metode matriceale. Se ia în calcul lungimea în consolă a arborelui și influența subansamblului arborelui principal, obținând distanța optimă dintre reazeme, care este mai mare decât în calculul inițial, când s-au luat în considerare doar influența rulmenților și încovoierea arborelui. Forțele de așchiere și vibrațiile influențează deplasarea spațială a axei arborelui principal.

IV.2. Soluții constructive de arbori principali

O metodă de reducere a erorilor de prelucrare este proiectarea constructivă preventivă.

În fig. IV.3. se prezintă grafic modificarea poziției axei arborelui principal în funcție de timp, pentru diferite soluții de așezare a carcusei în raport cu axa arborelui principal. Nivelul de încălzire se reduce și prin folosirea metodei de ungere prin pulverizare pe pereții păpușii fixe (cutiei de viteze). Răcirea lagărelor duce la scăderea degajării de căldură în reazeme cu scopul de a reduce instabilitatea termică. Nici consumul prea mare de lichid de răcire nu este recomandat, deoarece de multe ori duce la blocarea rulmenților.

Frecarea în rulmenți este legată direct de uzură. Datorită uzurii scade precizia arborelui întrucât aceasta duce la modificarea strângerii.

Pentru reducerea uzurii se alege uleiul corespunzător (calitate și cantitate), întrucât cantitatea insuficientă duce la apariția tensiunilor tangențiale. Alegerea uleiului de ungere se face conform teoriei ungerii rulmenților.

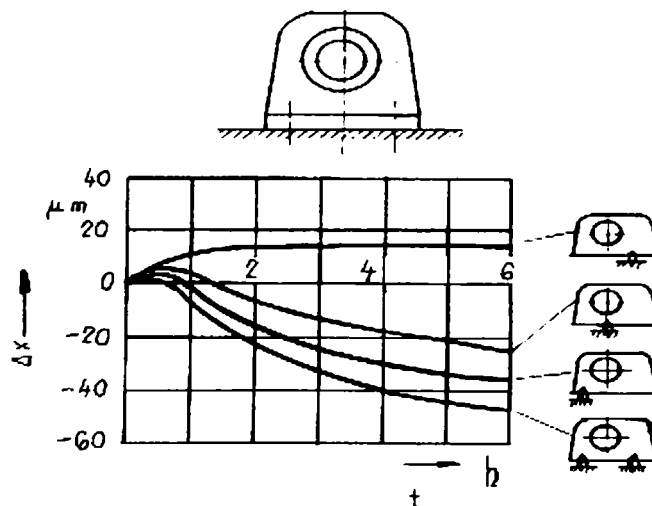


Fig. IV.3. Abateri de la poziția ideală a axei arborelui principal în timp, funcție de așezare a carcusei în raport cu axa arborelui principal

La strunguri se folosesc lagăre de alunecare deoarece au pierderi mici, iar ungerea se execută simplu.

În fig. IV.4.a sunt prezentate tipurile constructive de rulmenți, iar în fig. IV.4.b se prezintă influența unghiului de contact funcție, de încărcare, asupra turației.

Cea mai mică frecare în rulmenți este în cazul în care se adoptă unghiul de

contact minim.

Strungurile ce utilizează rulmenți cu role conice se folosesc pentru turații mici și la preluarea sarcinilor combinate (radială + axială).

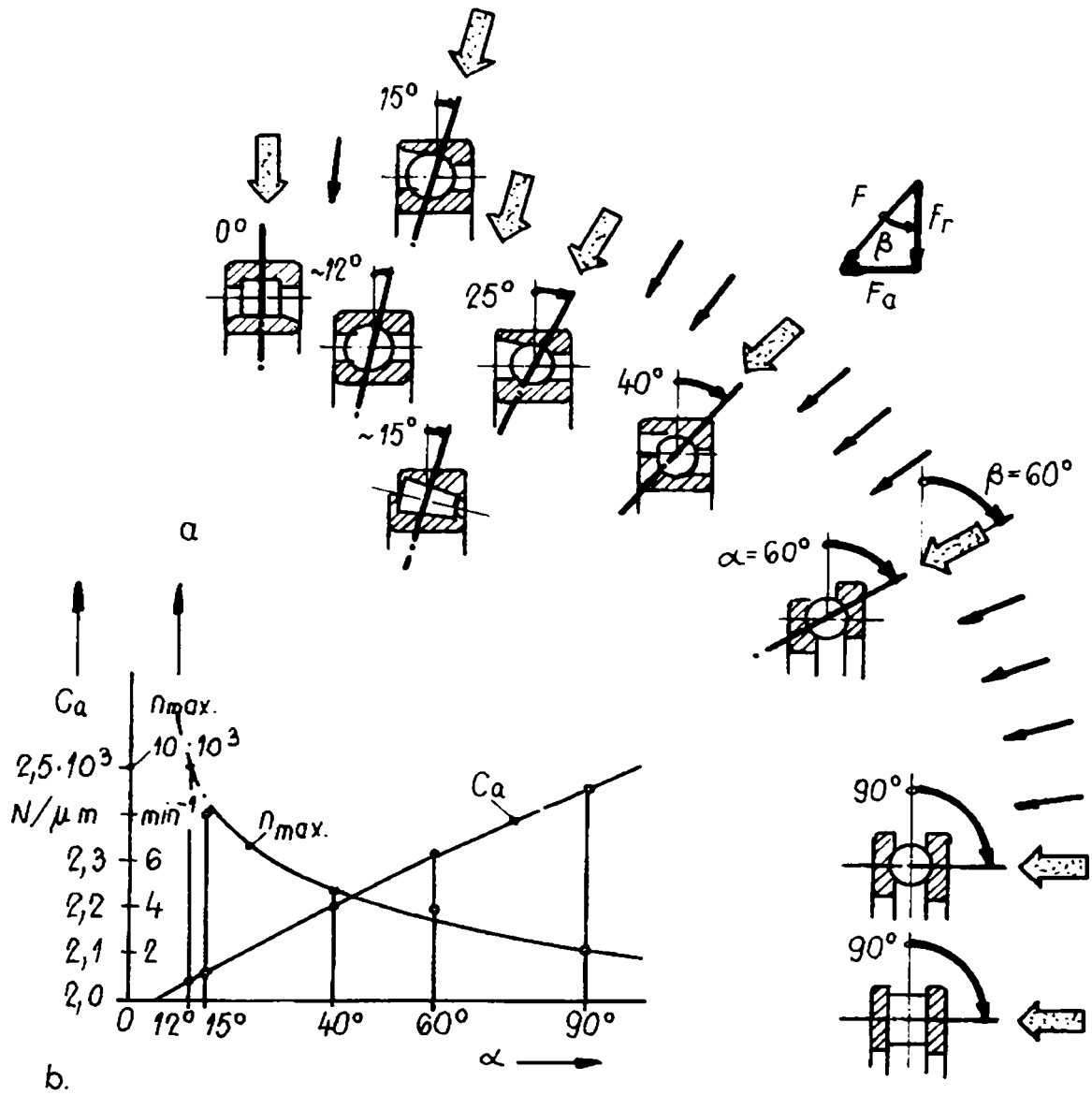


Fig. IV.4. Tipuri constructive de rulmenți

În fig. IV.5. este prezentată o soluție de lăgăruire a unui arbore principal.

Jocul rulmentului din reazemul din față este scos prin deplasarea axială pe arbore a inelului interior al rulmentului, cu ajutorul piuliței.

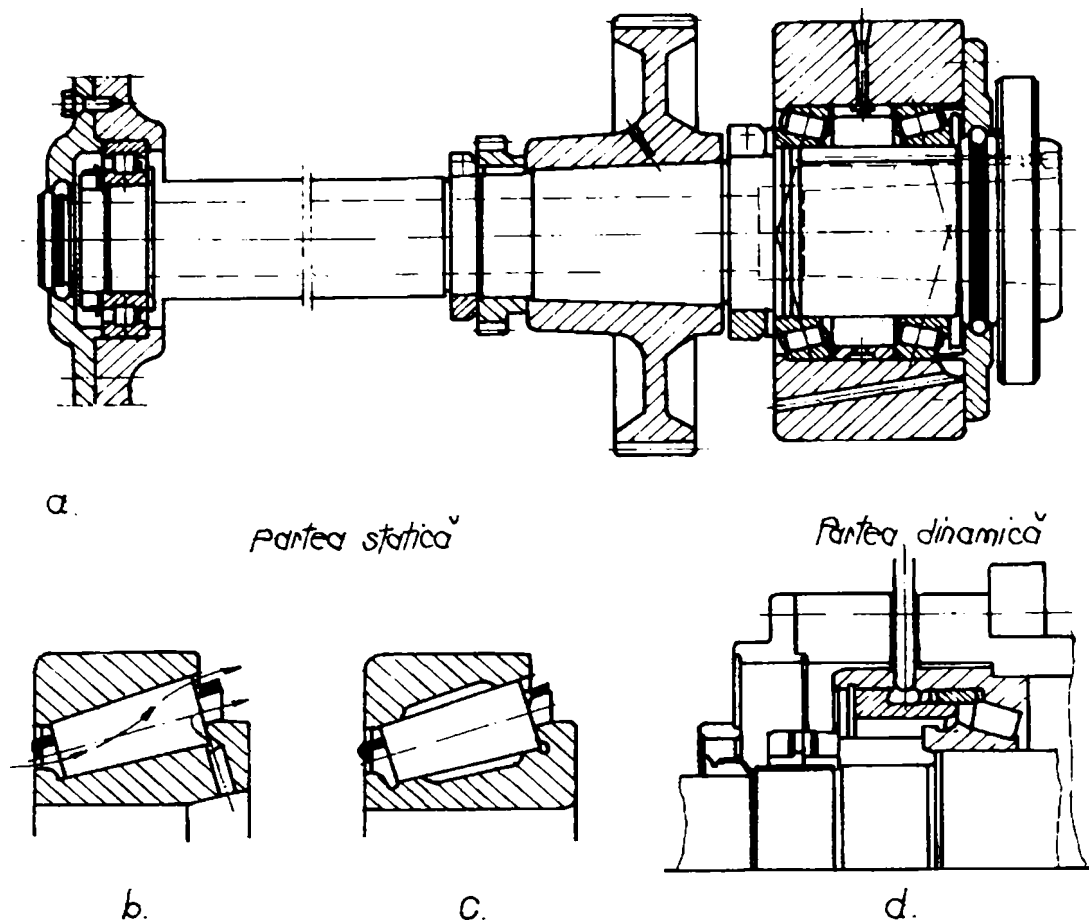


Fig. IV.5. Soluții de lăgăruire a arborelui principal

Inelul interior al rulmentului se fixează pe arbore cu strângere. Montarea rulmenților conici cu role este îngreunată de creșterea degajării căldurii în reazeme la montarea cu strângere. În afară de nivelul înalt al pierderilor prin frecare, care se datorează contactului roletelor cu suprafața de rostogolire, apar pierderile suplimentare la frecarea suprafețelor dintre guler și capătul rolei. Din această cauză viteza de rotație a rulmenților conici este limitată. Limita de reglare a gamei de turații $n_{\min}/n_{\max} = 1/100$.

Recent se recurge la modificarea construcției rulmenților conici, la reducerea degajării de căldură în rulmenți și la micșorarea jocurilor.

Prima metodă de reducere a degajării de căldură - se realizează prin introducerea lichidului de ungere prin orificiul radial din inelul interior în zona critică (fig. IV.5.b).

A doua metodă de reducere a degajării de căldură - se realizează prin micșorarea suprafeței de contact a căii de rulare prin prelucrarea unor degajări (fig. IV.5.c).

În fig. IV.5.d este prezentată o nouă variantă de rulment în care este montat un hidro-cilindru care deplasează rolele în direcția axială. Astfel se pot prelua forțele din procesul de așchiere de către arbore.

Rulmenții radiali cu role se folosesc în cazul sarcinilor radiale mari și viteze de rotație medii. Fig. IV.6.a – se folosesc suplimentar rulmenți axiali.

Aceste soluții de lăgăruire a arborelui principal se folosesc la strunguri și mașini de frezat. Reglarea jocului se face prin presarea inelului interior pe alezajul conic al arborelui, asigurând în acest fel sarcina corespunzătoare și gama de turații cerută.

Rulmenții axiali sunt montați cu arcuri care asigură strângerea inițială, mărind rigiditatea și păstrând strângerea pachetului de rulmenți. Această soluție elimină deteriorarea căii de rulare.

În fig. IV.6.b se prezintă o soluție de lăgăruire prin rulmenți radial-axiali montați în O.

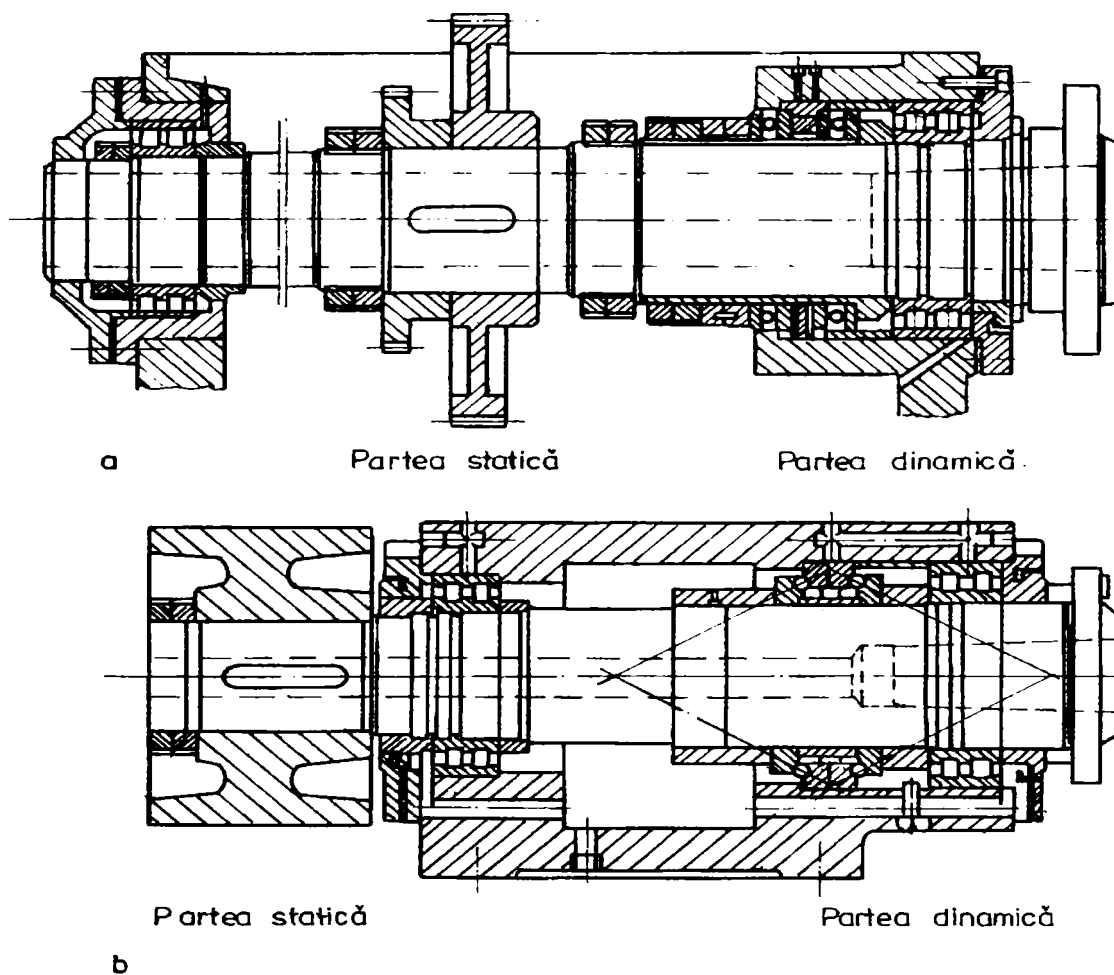


Fig. IV.6. Soluții de lăgăruire a arborilor principali la strunguri CNC

În cazul în care sarcinile radiale și axiale sunt mici sau medii și turația este mare cei mai indicați sunt rulmenții radial-axiali. În fig. IV.7.a se prezintă o soluție de lăgăruire ce folosește arcuri disc

Pe lângă rulmenții standard se pot folosi și rulmenți de alunecare speciali. În fig. IV.7.b se prezintă soluțiile constructive a unor rulmenți speciali radiali-axiali cu bile care preiau sarcina radială și axială. Se folosesc și rulmenți cu ace care au înălțimea de montare mică și lucrează la sarcini mari.

Rulmentul cu ace are în exterior inelul (fig. IV.7.c), ce poate fi reglat cu ajutorul garniturii inelare (dintre flanșă și carcasă).

Funcție de grosimea inelului, și forța de apăsare pe inelul exterior cu membrană se reglează strângerea interioară a rulmentului. Rulmenții de tip delta au inelul exterior compus din trei părți.

Strângerea se reglează cu saboți cu arc. Reglarea strângerii se face cu o piuliță.

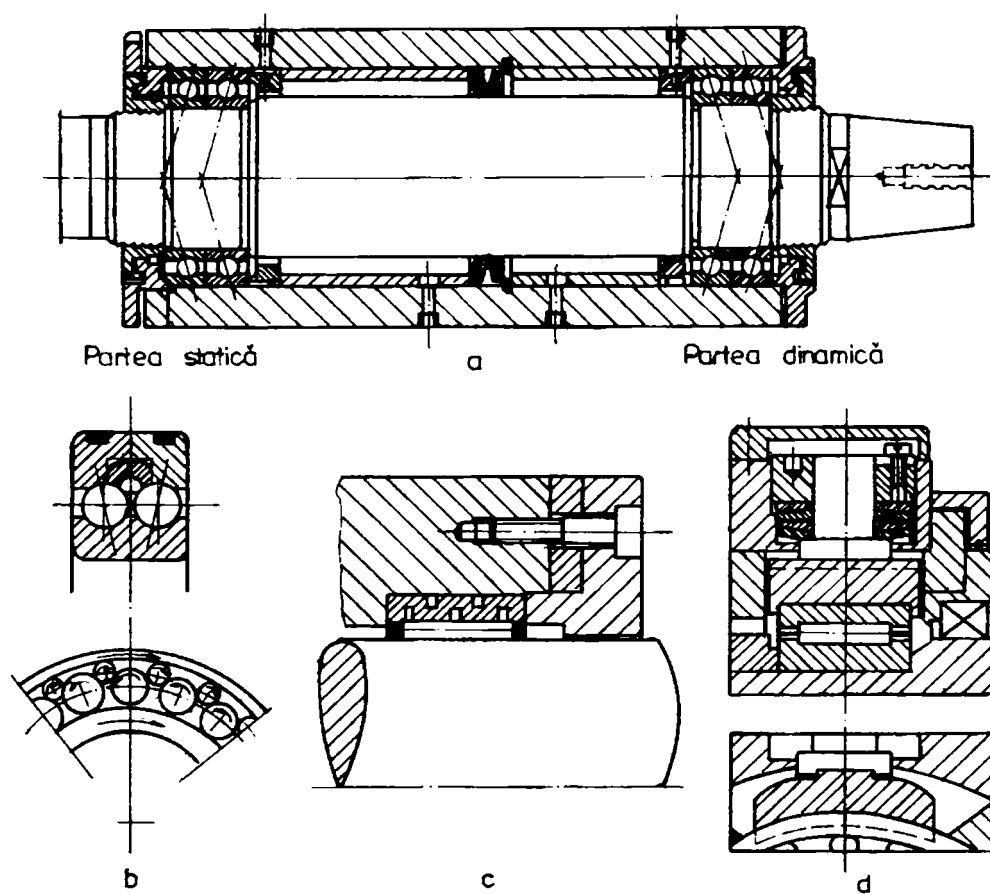


Fig. IV.7. Soluții de lăgăruire al arborilor principali la o mașină de rectificat cu comandă numerică

În loc de frecarea dintre corpuri tari apare frecarea lichidă, aceasta duce la micșorarea forței de frecare.

Se sesizează o deplasare foarte mică excentrică a centrului arborelui care duce la micșorarea preciziei de rotație a acestuia. La lagărele de alunecare pot apare:

- joc mic pentru o turație exactă a arborelui;
- pierderi prin frecare mici la asigurarea temperaturilor optime la turații mici.

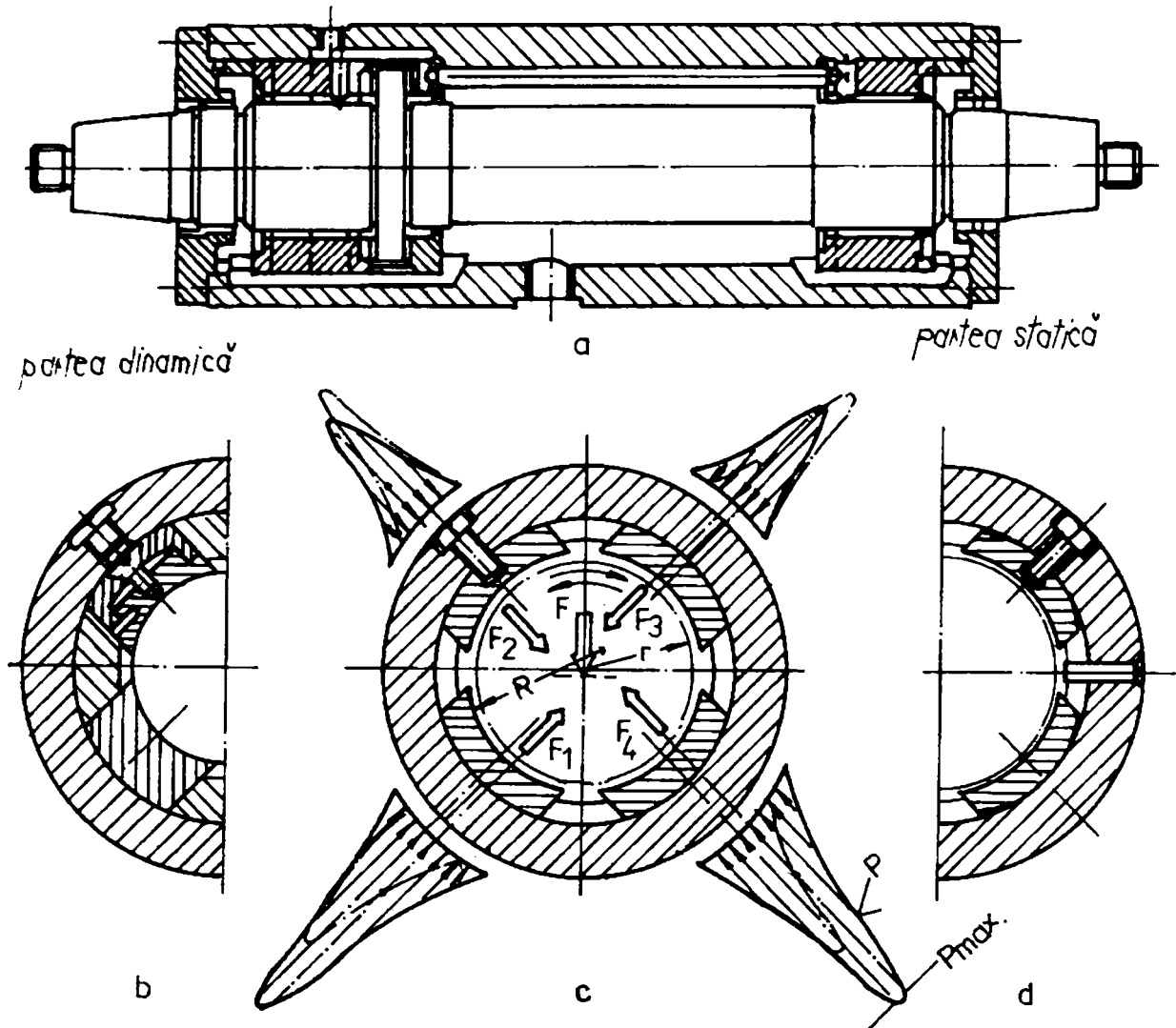


Fig. IV.8. Soluții de lăgăruire cu lagăre speciale

Pentru asigurarea acestor cerințe în loc de suprafețe cilindrice continue se folosesc lagăre cu mai multe suprafețe de reazem fig. IV.8.c.

Avantajul specific a lagărelor cu fante multiple este stabilitatea statică care nu permite apariția oscilațiilor forțate și a autooscilațiilor.

În fig. IV.8. este prezentat lagărul cu 4 segmenti și cu componente care asigură turația reversibilă.

Efectul răcirii crește cu creșterea suprafeței de răcire și a secțiunii de aducere a lichidului de ungere.

În lagăr apar 4 forțe hidrodinamice F_1-F_4 , care se însumează vectorial. Interacțiunea acestor forțe cu sarcină exterioară produce echilibrul. Se alege jocul foarte mic când cerințele de precizie a rotației sunt mari.

Acestea se pot obține prin funcționare ori prin reglarea jocului din exterior. Recent pentru rezolvarea acestor probleme se folosesc lagăre cu cuzineți segmentați cu reglare între ei.

În fig. IV.8.b este prezentată o construcție compusă din două segmente statice și două mobile. Strângerea arcului este reglată pentru joc mic ce dă posibilitatea reglajului manual.

În acest caz apar greutatea la pornire dar în timpul funcționării deplasările excentrice sunt minime. Constructiv acesta se va obține prin folosirea rulmenților oscilanți cu segmenti fig. IV.9.c,d. Fiecare dintre segmenti poate să se rotească la un anumit unghi, modificând mărimea și forma jocului. În acest caz obținem situația optimă care asigură rigiditatea statică fără pierderi mari prin frecare.

Astfel se păstrează stabilitatea rotației, rigiditatea dinamică și creșterea nelimitată a turației (nu se ia în considerare momentul de inerție care este implicat în sistemul dinamic al segmentilor).

La sarcină mare pe partea de reazem a sabotului apare tensiunea de pulsație care duce la uzură. Segmentii radiali se sprijină pe plăcile plate de aliaje dure (fig. IV.9.a,b) folosite pentru preluarea unor sarcini medii cu turații mari și mici. Rezultanta forței tangențiale a frecării și a forței radiale trece întotdeauna printre cele două reazeme. Poziția plăcilor de reazem se reglează cu șuruburi.

În fig. IV.9.c,d sunt prezentate lagăre cu segmenti oscilanți, care au o altă execuție, și care sunt montați în orificiile carcaselor.

Aceste orificii au formă dreptunghiulară, în plus există un separator cu 4 degajări, prin rotirea căruia față de carcasă se modifică direcția segmentilor (direcția radială). În acest caz jocul este minim.

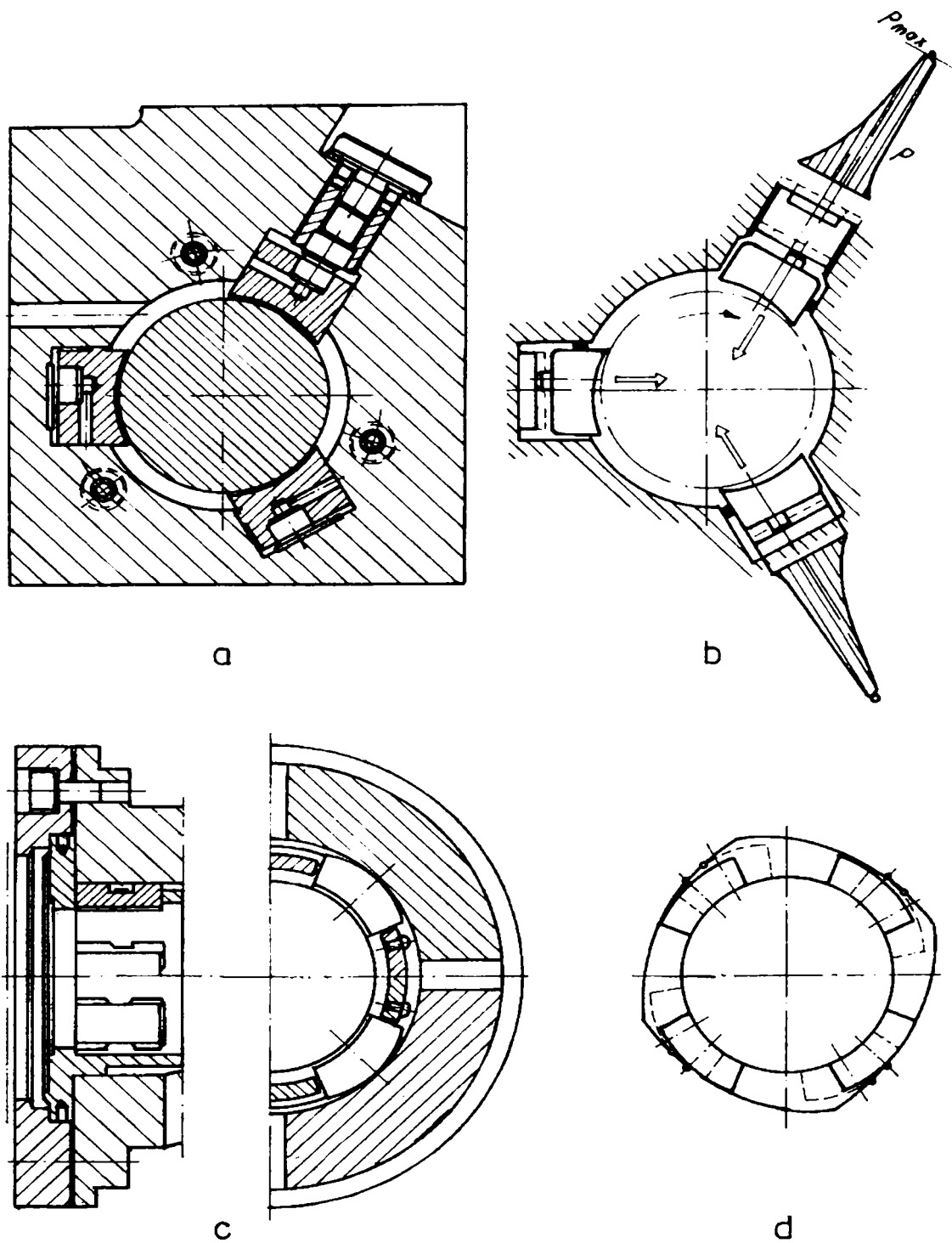


Fig. IV.9.Soluții de lăgăruire cu segmenti oscilanți

În fig. IV.10. sunt prezentate lagăre hidrodinamice , unde : în fig. IV.10.a este un lagăr cu 6 segmenti radiali oscilanți, la fel și în fig. IV.10.b.c este prezentat un lagăr de alunecare cu 3 segmenti la care se pot corecta tensiunile radiale.

Construcția din fig. IV.10.c. duce la minimizarea deformației de temperatură a arborelui și rulmentului. Partea interioară a bucșei se sprijină cu umărul pe locul de ungere care, la rândul lui, se sprijină pe carcasa cu umărul. Această bucșă interioară are degajările nervurate, cu ajutorul cărora se stabilește jocul radial în rulmenți.

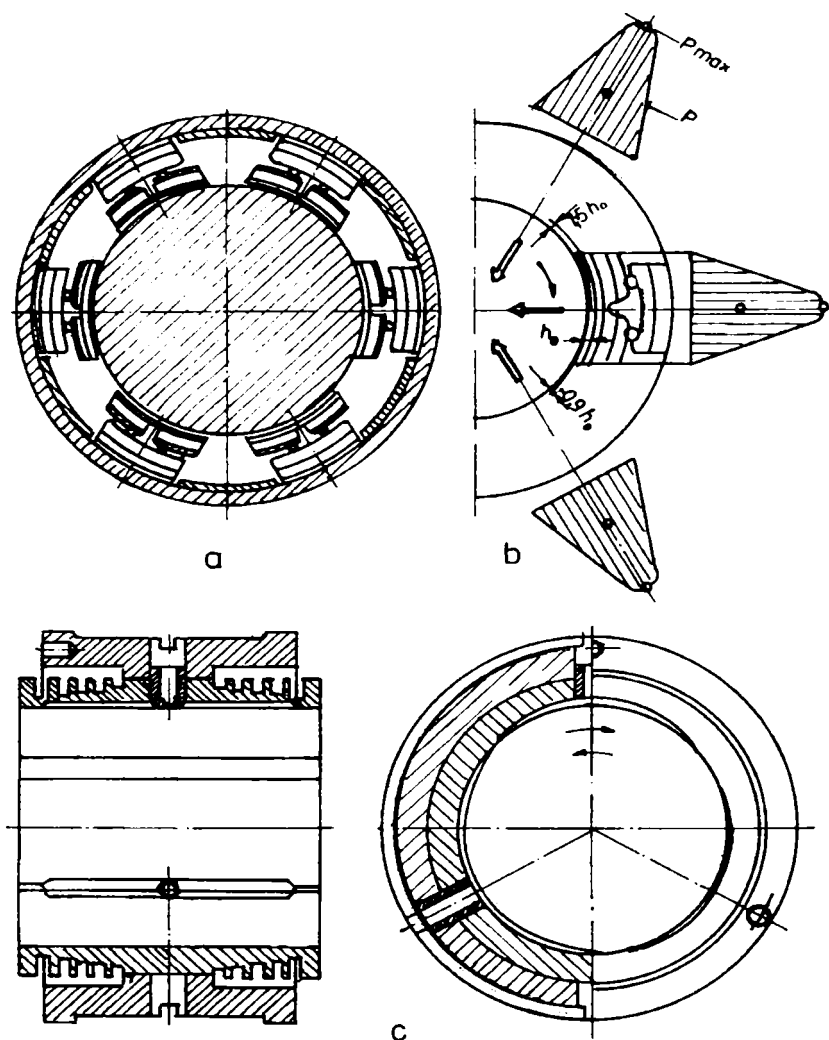
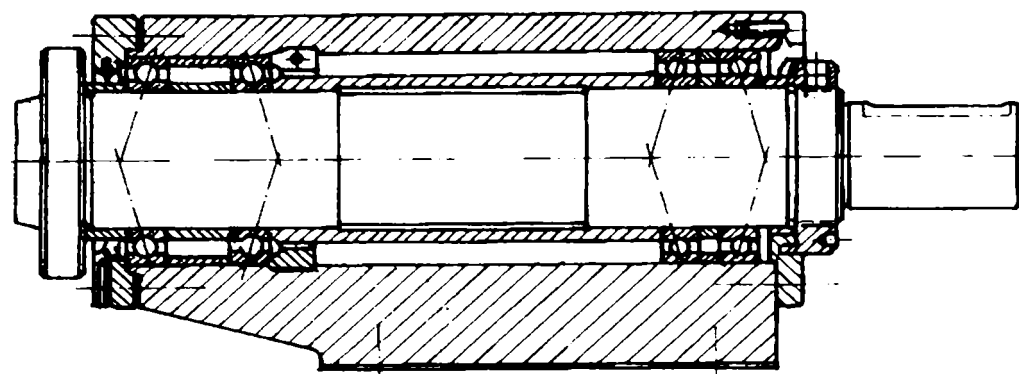


Fig. IV.10 Soluții de lăgăruire la rulmenți hidrodinamici

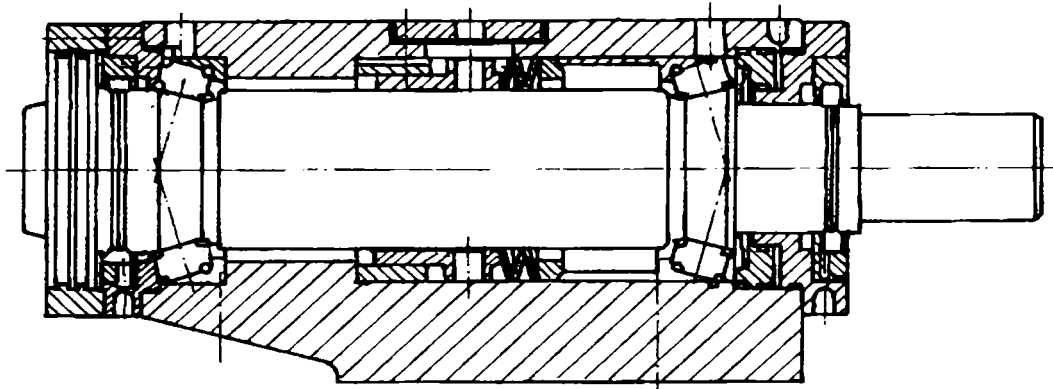
La rulmenții din fig. IV.10.a,b mărimea optimă a jocului se obține prin deformare elastică. Segmentii lagărului din fig. IV.10.a, au formă cilindrică. Segmentii sunt executați din material elastic și acoperiți prin galvanizare. Această construcție asigură condiții optime la turații mari și sarcini mari asigurând precizii ridicate de până la $1 \mu\text{m}$. Micșorarea jocului până la $4\text{-}25 \mu\text{m}$ duce la încălzirea rulmenților. Întrucât deformația arborelui și a rulmentului nu sunt la fel duce la creșterea temperaturii.



Partea dinamică

a

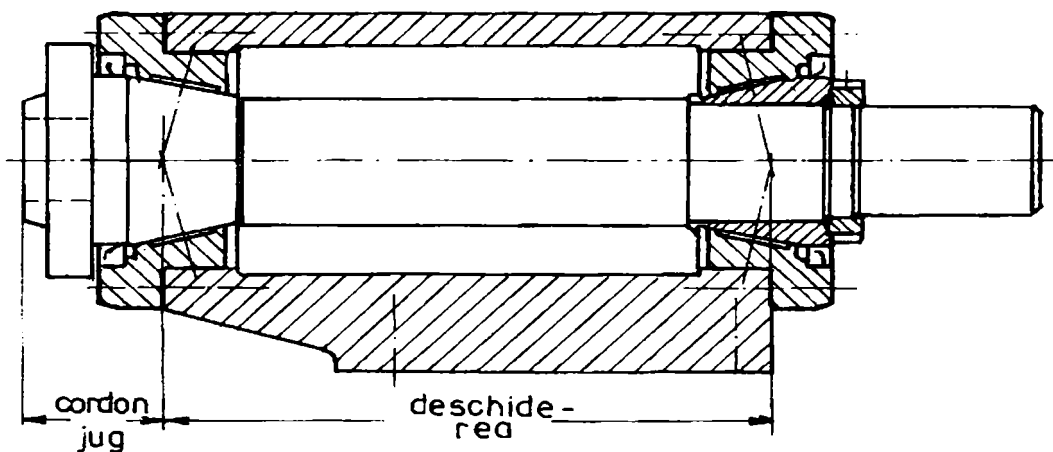
Partea statică



Partea dinamică

b

Partea statică



Partea dinamică

c

Partea statică

Fig. IV.11. Soluții de lăgăruire

La rulmenții hidrostatici presiunea în lichidul de ungere apare din cauza sursei exterioare de presiune și nu depinde de turație, aceasta asigură frecarea în lichid la toate gamele de turații, îndeosebi la rulmenții hidrodinamici .

Lagărele hidrostactice au ca neajuns durată mică de funcționare. Pierderile la frecare, conform legii lui Newton, cresc proporțional cu pătratul vitezei. Pentru a menține nivelul redus de temperatură în rulmenți, trebuie aleasă corect vâscozitatea uleiului și soluția de scoatere a jocului. La viteze mari apar curenți turbionari. Distanța h_0 dintre suprafețele de alunecare la deplasarea radială este mai mare decât apropierea maximă admisă ($1/2$ din grosimea stratului de ungere). Lagărele hidrostactice cu ungere reglabilă se folosesc frecvent când este necesară reglarea ungerii. Această reglare se bazează pe reglarea jocului constant. La rulmenții hidrostatici deplasarea în reazem nu depinde de momentul de torsiune. Folosirea lagărelor hidrostactice permite obținerea suprafețelor cu rugozitate mai mică de $0.02 \mu\text{m}$ și ovalitate mai mică de $0.1 \mu\text{m}$. În prezent cca. 95% din lagăre sunt lagăre de alunecare, asigurând economicitate și precizie.

În fig. IV.11.a.b sunt prezentate soluții de lăgăruire cu lagăre de rostogolire, cu rulmenți montați în O (fig. IV.11.a), în X (fig. IV.11.b).

În fig. IV.11.c este prezentată o soluție de lăgăruire cu lagăre de alunecare.

IV.2.1. Influența construcției subansamblului arbore principal la un strung normal asupra preciziei de prelucrare

Soluția de lăgăruire a arborelui principal la un strung normal SN 281 este mai simplă decât la un strung CNC. Lagărul din față este format din rulment radial cu role cilindrice pe două rânduri cu alezaj conic, iar lagărul din spate din doi rulmenți radiali-axiali cu bile pe un rând montați în "O".

Eforturile radiale sunt preluate de ambele lagăre, iar cele axiale numai de lagărele din spate. Reglarea jocului la lagărul din față se face cu ajutorul piuliței cu caneluri 8, rulmentul 38 fiind montat pe suprafața conică 1:12 a arborelui (fig. IV.12.). Piulița 8 presează roata dințată 16 pe distanțierul 18 care împinge rulmentul 38 pe conul arborelui principal. Piulița se strânge cu cheie dinamometrică pentru a realiza o pretensionare corectă a rulmentului din față a arborelui principal. Asigurarea contradesfacerii piuliței 25 este realizată cu ajutorul unei șaibe de siguranță.

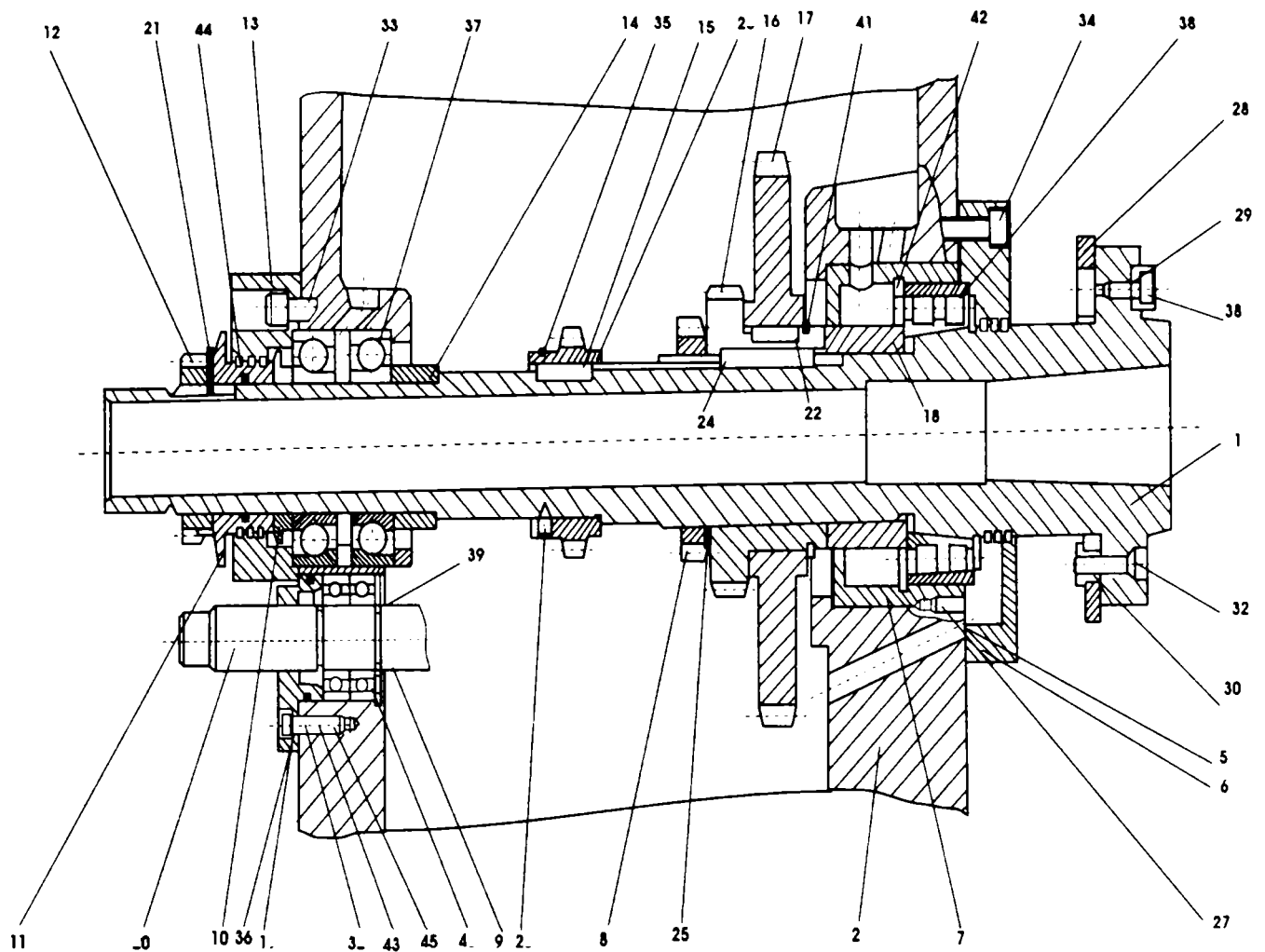


Fig. IV.12. Arbore principal la un strung normal

Pentru reglarea jocului rulmenților radiali axiali ai lagărului din spate se folosește piulița cu caneluri 12 asigurată cu șaiba de siguranță 21. Piulița presează discul gradat 11 prevăzut cu labirintul de etanșare, pe distanțierul 10 iar acesta presează primul rulment separat de cel de-al doilea rulment prin inelul distanțier 9.

Pachetul de rulmenți se reazemă în umărul carcusei păpușii fixe și în flanșa de capăt 13 prinsă de corpul carcusei cu șuruburile 33. Alezajele din carcasă corespunzătoare lagărelor arborelui principal sunt realizate cu o precizie crescută corespunzătoare clasei a 5 de precizie ISO și rugozitate $Ra=1,6\mu m$. Aceste alezaje asigură orientarea corectă a axei arborelui principal și rigiditatea lagărelor. De precizia lor de execuție depinde precizia strungului în bună măsură.

IV.2.2 Influența construcției subansamblului arbore principal la un strung CNC asupra preciziei de prelucrare

Soluția de lăgăruire a arborelui principal la un strung CNC este diferită față de un strung normal. Lagărul din față este destinat preluării atât a sarcinilor radiale cât și a celor axiale, realizând astfel descărcarea cât mai mult posibilă a eforturilor pe drumul cel mai scurt către suprafețele de rezemare ale carcusei păpușii fixe (fig. IV.13.).

Astfel se reduce starea de încărcare a arborelui principal și deci și săgețile și rotirile în reazeme vor fi mult diminuate având ca efect creșterea preciziei de orientare a axei arborelui. Rigiditatea se îmbunătățește considerabil față de cazul preluării efortului axial pe lagărul din spate al arborelui principal.

Rulmentul radial cu role cilindrice pe două rânduri asigură o rezemare foarte rigidă în plan radial deoarece rolele au un contact liniar cu calea de rulare ceea ce reduce mult presiunea de contact hertzian și deformare elastică a corpurilor de rulare, efortul fiind distribuit pe un număr mare de role. Rulmentul radial axial în montajul "O", realizează preluarea efortului axial printr-un număr mare de bile și mărește rigiditatea în reazem în plan vertical și în plan orizontal a axei arborelui principal sub acțiunea forțelor de așchiere.

Reglarea jocului pentru exemplul din figura IV.13, se face cu ajutorul piulițelor 14 și 13 care se strâng pe același filet pentru mărirea rigidității pretensionării pachetului de rulmenți al lagărului. Piulița 13 are un sistem de blocare pe filet cu ajutorul pastilei 3 din cupru ușor deformabil și al știftului filetat 26 pentru a evita destrângerea sau slăbirea pretensionării lagărului în timpul funcționării.

Rulmentul din față fiind montat pe suprafața conică 1:12 a arborelui principal este pretensionat în sens radial pentru eliminarea completă a jocului și asigurarea rigidității lagărului.

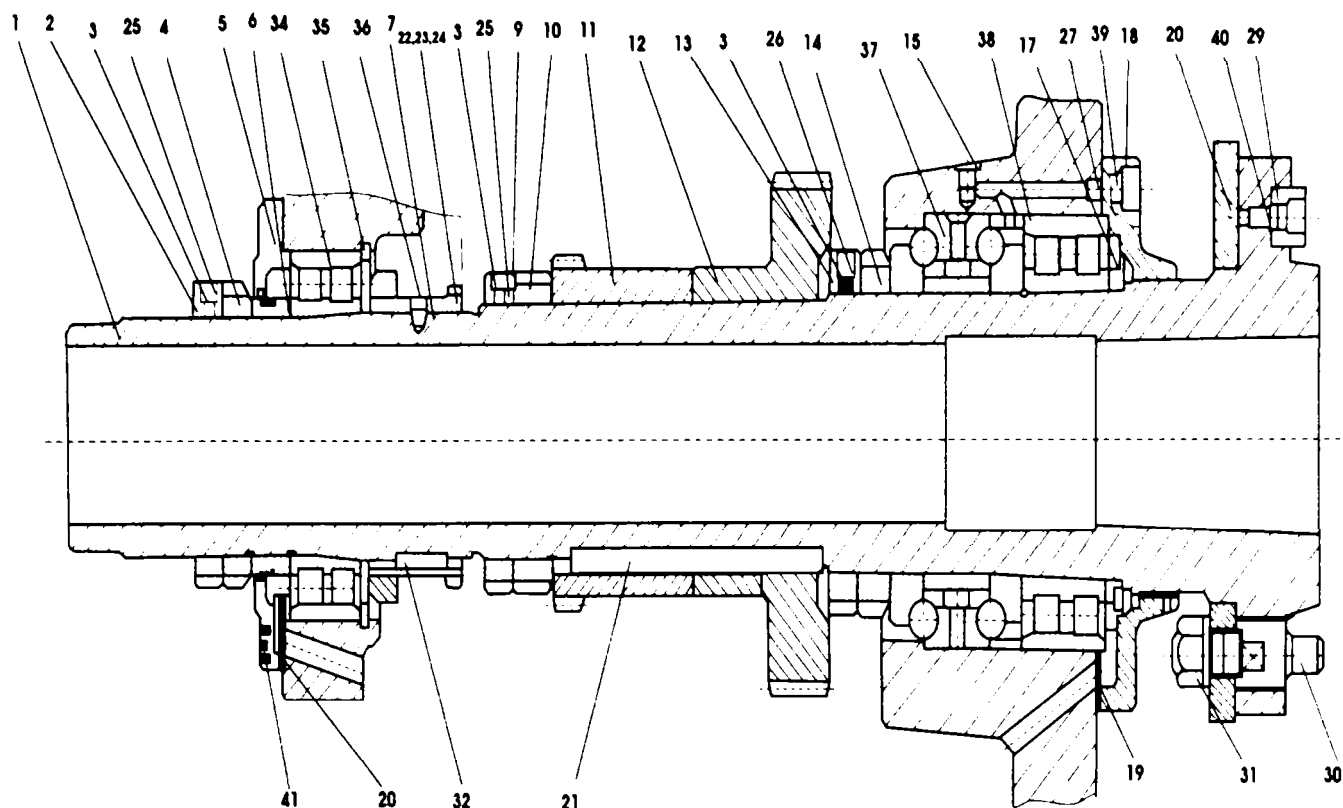


Fig.IV.13. Soluție de lăgăruire a arborelui principal la un strung CNC

Umărul carcasei păpușii fixe, distanțierul 13 și capacul față 18 asigură preluarea eforturilor axiale și menținerea poziției axiale a pachetului de rulmenți ai lagărului din față. Piulițele se strâng cu ajutorul unei chei dinamometrice. Pretensionarea exagerată produce supraîncălzirea lagărului, iar pretensionarea insuficientă duce la cedarea lagărului sub acțiunea forțelor de așchiere.

Montarea rulmenților în alezaj conic permite scoaterea jocului radial. Scoaterea jocului radial și pretensionarea radială a lagărului din spate se face cu ajutorul piulițelor 2 și 4 care se strâng pe același filet pentru mărirea rigidității pretensionării rulmentului lagărului.

Pe arborele principal se află montate roți dințate cu diferite funcțiuni, înspre lagărul din față se află grupul de roți dințate care transmit arborelui principal mișcarea de așchiere de rotație. Roata din poziția 12 transmite mișcarea la turații mici și moment de torsiune foarte mare de aceea este amplasată cât mai aproape de lagărul din față, forțele de angrenare fiind foarte mari.

Aceste forte se descarcă pe lagărul din față capacitate mare de încărcare

statică și dinamică. Pentru o precizie cât mai mare, această roată este centrată și pretensionată pe o suprafață de așezare conică a arborelui principal.

Piulița 9 cu sistem de blocare pe filet cu știftul 4 și pastila 3 împreună cu piulița 10 strâng și pretensionează pachetul de roți dințate 11 și 12 pe suprafața conică a arborelui principal pentru eliminarea totală a jocurilor care ar putea afecta precizia de rotație a semifabricatului în timpul operației de filetare în legătură cinematică cu mișcarea de avans realizată electronic, prin interpolatorul comenzii numerice.

Roata 22 este amplasată spre lagărul din spate al arborelui principal. Această roată preia mișcarea de rotație a arborelui principal și o transmite traductorului de rotație IGR cu raport de transmitere 1:1. Traductorul transformă mișcarea în semnal electric ondulatoriu care informează în permanență comanda numerică despre poziția, orientarea, viteza de rotație a arborelui principal până la o precizie de sutime de grad. Acest angrenaj este un angrenaj de precizie foarte ridicată supus la eforturi foarte mici - doar momentul rezistent al traductorului IGR. Mișcarea de măsurare trebuie să treacă printr-un număr minim de elemente de transmitere, cu jocuri minime și foarte rigide relativ la momentul transmis pentru a putea transmite comenzii numerice cu cât mai mare acuratețe datele referitoare la poziția reală a arborelui principal la un moment dat. De precizia acestui angrenaj depinde în mare măsură precizia realizată la operațiile de filetare și interpolare a conturului pieselor. Arborele principal trebuie centrat static și dinamic. Ungerea și răcirea lagărelor se realizează cu ulei împins cu presiune prin tubulatura instalației de ungere de pompa de ungere. Temperatura de funcționare a lagărelor nu are voie să depășească 60 grade Celsius.

Capul arborelui principal permite montarea universalului, al platoului, al vârfului de centrare și a inimii de antrenare, a semifabricatului prins între vârfuri.

În concluzie, din compararea arborelui principal al unui strung normal cu strungul CNC rezultă următoarele :

- lăgăruirea arborelui principal al unui strung normal este mai simplă cu un preț de cost mai mic dar și cu o precizie ceva mai mică;

- lăgăruirea arborelui principal al unui strung CNC este mai pretențioasă, mai precisă, mai rigidă, cu capacitate de încărcare statică și dinamică mai mare, cu o precizie cinematică foarte bună, dar și cu un preț de cost substanțial mai ridicat.

CAP. V. METODA SUBSTRUCTURĂRII, METODA ELEMENTULUI FINIT ÎN DETERMINAREA DEFORMAȚIILOR DIFERITELOR SUBANSAMBLURI ALE MAȘINII-UNELTE

Pentru analiza deformațiilor arborelui principal și a carcasei arborelui principal asupra preciziei de prelucrare, s-a apelat la metoda elementului finit metoda substructurării corpului, metodă prin care s-a împărțit structura "mamă" (complexă) în părți componente privite ca entități de sine stătătoare (substructurii). Legătura dintre diferitele substructuri în care a fost descompusă structura complexă se face pe conturul comun al substructurilor.

Substructura devine astfel o structură independentă cu condiții de margine determinate, impuse de asigurarea continuității de ansamblu a structurii inițiale. Problema substructurării, utilizând metoda elementelor finite care este prezentată, precizează că dacă se elimină mișcările de corp rigid, comportarea unei substructuri este unic determinată de deplasările conturului, reprezentând granița dintre substructuri pe care se găsesc așa numitele noduri comune.

Utilizând metoda deplasărilor, comportarea substructurilor este descrisă de matricea de rigiditate redusă la nodurile de pe frontieră, deci substructura poate fi privită ca un superelement. Asamblarea matricilor de rigiditate se efectuează în două etape. La început se assemblează matricile de rigiditate ale elementelor din substructură și după reducerea acestora la noduri comune se trece la asamblarea structurilor în matricea de rigiditate a structurii.

Exceptând nodurile de pe linia de separație a substructurilor celelalte noduri pot fi considerate dezactivabile, deoarece pentru acestea se pot scrie ecuații de echilibru definitive, astfel nodurile de pe linia de substructurare devin purtătoare de informație către restul structurii, iar respectivele necunoscute rămân active. Aceste noduri rămase active se numesc "master" (principale).

În concluzie rezolvarea unor structuri complexe prin divizarea în substructuri are două etape:

- determinarea stării de deformație pentru fiecare substructură
- cuplarea substructurilor astfel ca în zonele de separație să fie respectate condițiile de echilibru și continuitate a deplasărilor.

În procesul de substructurare nodurile situate pe marginile comune ale substructurilor vecine, sunt definite ca noduri de contact (c), iar celelalte se numesc noduri interioare (i). După împărțirea structurii în substructuri, nodurile de contact se vor bloca prin limitatoare care să împiedice deplasările pe care ne-am propus să le luăm în considerare în mod real în acest fel substructura poate fi rezolvată, întocmind pentru substructura de ordinul J sistemul de ecuații:

$$[M'_{i,j}] \cdot \{\rho'_i\} = \{V'_i\}$$

unde:

(V.1)

$M'_{i,j}$ - matricea de rigiditate a structurii (cu nodurile interioare blocate)

ρ_i^j - vectorul coloană a deplasărilor nodurilor interioare

V_i^j - vectorul coloană al încărcărilor exterioare ce acționează în nodurile interioare

Condiția de echilibru a interfețelor $j \rightarrow k$ va fi:

$$\{R_e^{j,k}\} + \{R_e^{k,j}\} + \{V_\Lambda^{j,k}\} = 0$$

(V.2)

unde:

$V_A^{j,k}$ - este vectorul coloană a încărcărilor acționând asupra interfeței $j > k$.

După cuplarea substructurilor și deblocarea nodurilor de contact se scrie condiția de continuitate a deplasărilor

$$\{\rho_c\} = [e] \cdot [T]$$

(V.3)

unde:

$\{\rho_c\}$ - vectorul coloană al deplasărilor tuturor nodurilor de contact al tuturor interfețelor din substructură, scrise în sistemul de referință local (x,y,z)

$[e]$ - se obține din vectorul deplasărilor acelorași noduri scrise în sistemul de referință global X,Y,Z[T] înmulțit cu matricea de transformare a deplasărilor la rotații de axe.

Astfel în ecuația de continuitate apar ca necunoscute numai deplasările nodurilor de contact, ceea ce face necesară reformularea matricei de rigiditate a substructurilor prin eliminarea deplasărilor nodurilor interioare.

Metoda constă în împărțirea matricilor după gradele de libertate ale

nodurilor de contact și interioare.

$$[M^j] = \begin{bmatrix} [M_{i,i}^j] & [k_{i,c}^j] \\ [k_{c,i}^j] & [k_{c,c}^j] \end{bmatrix} \quad (\text{V.4})$$

$$[\rho^j] = \left\{ \begin{matrix} \rho_i^j \\ \rho_c^j \end{matrix} \right\} \quad (\text{V.5})$$

Dar după deblocare, în nodurile de contact apar reacțiunile finale și încărcările exterioare direct aplicate în aceste noduri $\{F_A^j\}$: sistemul de ecuații se poate scrie:

$$\left\{ \begin{matrix} [M_{i,j}^i] \{\rho_i^j\} + [M_{i,c}^i] \{\rho_c^j\} = \{F_i^j\} \\ [M_{c,j}^i] \{\rho_i^j\} + [M_{c,c}^i] \{\rho_c^j\} = \{F_c^j\} + \{R^j\} \end{matrix} \right\} \quad (\text{V.6})$$

Rezultă de aici matricea deplasărilor nodurilor interioare

$$\{\rho_i^j\} = [M_{i,j}^i]^{-1} + \{F_i^j\} - [M_{i,j}^i]^{-1} \{\rho_c^j\} \quad (\text{V.7})$$

unde:

ρ_i^j - vectorul coloană al deplasărilor nodurilor interioare în condițiile nodurilor de contact blocate.

$$[H_{i,c}^j] = -[M_{i,i}^j] [M_{i,c}^j] \quad (\text{V.8})$$

Rezultă:

$$[\rho_i^j] = \{\rho_i^j\} + [H_{i,c}^j] \{\rho_c^j\} \quad (\text{V.9})$$

obținând:

$$\left([M_{c,c}^j] + [M_{c,i}^j] [H_{i,c}^j] \right) \{\rho_c^j\} = \{F_c^j\} + \{R^j\} - [M_{c,i}^j] [M_{i,i}^j]^{-1} \{F_i^j\} \quad (\text{V.10})$$

Pentru dezvoltarea acestui proces trebuie să folosim și transformările de coordonate la rotații de axe. Algoritmii de calcul al acestei metode este următorul:

- Divizarea structurii mari în substructuri
- Definierea topologiei structurii, definierea nodurilor structurii și substructurii
- Definierea interfețelor și precizarea nodurilor de contact

Calcularea matricilor de transfer, de la sistemul local de axe la sistemul global $[\rho_i^j]$ și $[k_c^j]$.

Unde $[\rho_i^j]$ - selectează din vectorul deplasărilor pe cel ce corespunde nodurilor substructurii j, de tip boolean, a cărei conformare reflectă proprietățile topologice ale structurii, adică modul de rotire a nodurilor în structură, respectiv în substructuri.

Se notează cu $[\gamma]$ matricea cosinușilor directori ai axelor față de axele globale X,Y,Z

$$[\gamma] = \begin{bmatrix} \gamma_{xx} & \gamma_{xy} & \gamma_{xz} \\ \gamma_{yx} & \gamma_{yy} & \gamma_{yz} \\ \gamma_{zx} & \gamma_{zx} & \gamma_{zz} \end{bmatrix} \quad (\text{V.11})$$

Pentru noduri cu trei grade de libertate când rotația axelor se face într-un plan

$$[\gamma] = \begin{bmatrix} \cos \theta & -\sin \theta & 0 \\ \sin \theta & \cos \theta & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \quad (\text{V.12})$$

unde θ este unghiul de rotație în planul XY

Matricea de transformare pentru un nod este:

$$[S] = \begin{bmatrix} [y] & [0] \\ [0] & [y] \end{bmatrix} \quad (V.13)$$

de unde rezultă matricea de transfer a structurii, referitoare la nodurile de contact în număr de n:

$$T_c = \begin{bmatrix} [S]^T & 0 & 0 \dots & 0 \\ 0 & [S]^T & 0 \dots & 0 \\ 0 & 0 & [S]^T \dots & 0 \\ 0 & 0 & 0 \dots & [S]^T \end{bmatrix} \quad \text{de tip } (6n \times 6n) \quad (V.14)$$

Calculul pentru fiecare substructură, în raport cu sistemul de referință local, a matricilor de rigiditate

$$[M_{i,i}] \quad | \quad [M_{i,c}] \quad | \quad [M_{c,c}] \quad (V.15)$$

Calculul pentru fiecare substructură a matricilor de rigiditate față de sistemul de referință global.

Determinarea pentru fiecare substructură a reacțiunilor în nodurile de contact blocate, la fiecare interfață $j \rightarrow k$, $[R^{j,k}]$ și a încărcărilor adiționale $\{F_A\}$

$$\{F_A^j\}_{xyz} = [T_c] \{F_A^j\}_{xyz} \quad (V.16)$$

Matricea de rigiditate a structurii și vectorul de încărcare echivalent este:

$$[M_{cc}] = \sum_1^n [W_c^T [M_{cc}^*] W_c^T]^T \quad (\text{V.17})$$

$$F_c = \sum_1^n [W_c^T [M_{cc}^*] + \{F_{c,A}\}] \quad (\text{V.18})$$

V.1. Determinarea deformațiilor elastice ale carcasi arborelui principal

Având în vedere procedeul clasic ce are la bază metoda deplasărilor (metoda prezentată anterior) vom prezenta o metodologie bazată pe următoarele considerații:

$$[\rho_0^j] = [e_i^j] [e] \quad (\text{V.19})$$

$$[M_{cc}] \{e\} = [F_c] \quad (\text{V.20})$$

- se presupune că se poate face o discretizare a întregii structuri în limitele capacității maxime a memoriei unui calculator, din care să se poată obține un câmp de deplasări în zonele în care se va face separarea în substructuri

- se pleacă de la un prototip pe care se fac măsurări experimentale.

Acestea se vor axa în principal pe măsurarea deplasărilor în zonele dorite de substructurare. Rezultate corective vor fi obținute prin utilizarea metodei elementului finit.

Carcasa arborelui principal poate fi considerată ca un caz particular de structură spațială alcătuită din plăci, astfel încât fiecare placă poate fi considerată ca element finit.

În vederea obținerii unor rezultate în deplasări pe întreaga structură s-a utilizat un program de calcul cu ajutorul elementelor finite NASTRAN MSC.

Un astfel de program cuprinde următoarele secvențe:

I) Preprocesare date când se realizează:

- desenarea și proiectarea în plan sau spațiu;
- simularea (discretizare, alegere de material, condiții de frontieră, analiză de calcul);

- import/export desen;

II) Procesare date când se realizează:

- modelul elementului finit;
- calcule speciale cum ar fi: procesare de semnale, calcule de oboseală, analiză dinamică și de contact, etc.

- calcularea efectivă cu realizarea în regim interactiv sau direct post procesare date;

III) Procesare date când se realizează:

- evaluarea rezultatelor analizei;
- prelucrarea rezultatelor (grafic, tabelar);

Posibilitățile de calcul a programului de analiză cu element finit sunt redată în Fig.V.1.

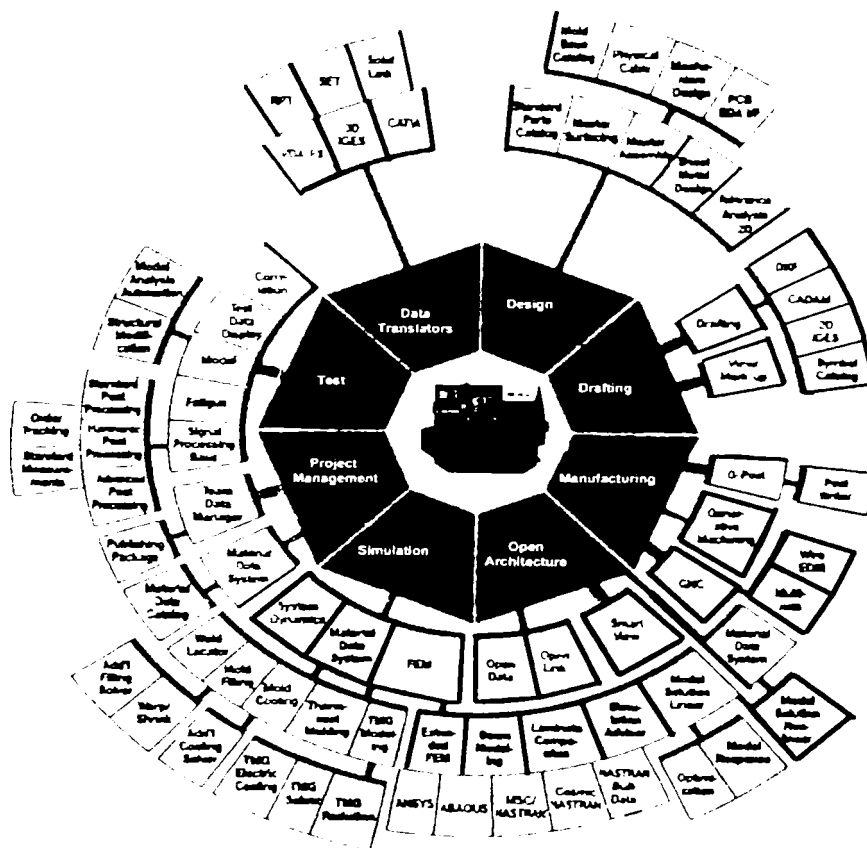


Fig.V.1. Posibilități oferite de Nastran MSC

Se vor prezenta în continuare, pașii urmați în utilizarea programului NASTRAN MSC; pentru a obține modelul de calcul, cu schema logică :

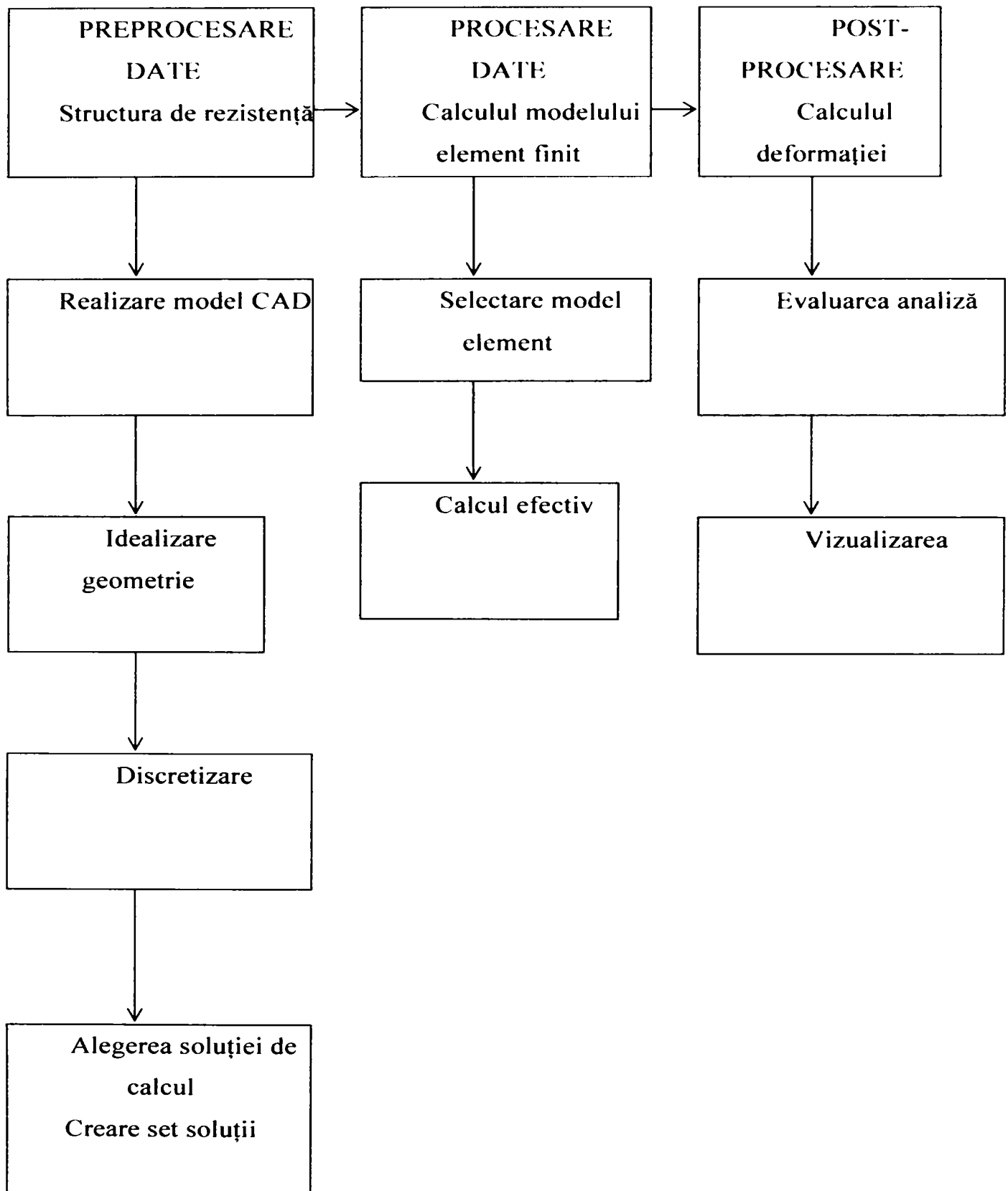


Fig.V.2 Ordinograma analizei cu element finit

În continuare se vor descrie aceste etape pentru cazul unei carcasi:

I. PREPROCESARE DATE

1. Pornind de la desene de execuție a carcasi arborelui principal pentru strungul SP 630 NC, realizate în AUTOCAD 10 s-a făcut un import de date AUTOCAD în program de design NASTRAN. O dată importate datele s-a creat proiectul sursă cu directorul aferent. Acest proiect și acest director se vor regăsi pe tot parcursul experimentului.

2. Informațiile sunt importate în 2D - informații care prin decupare și apoi recombinație au condus la realizarea structurii în 3D. Fiecare parte a structurii a fost realizată separat și au fost introduse în biblioteca de părți a programului. Când toate părțile au fost concepute s-a realizat unirea lor finală, obținând structura în 3D.

3. Având structura definită s-au introdus caracteristicile de material reale (FC 250).

4. S-a realizat modelul de element finit, având ca suport structura realizată în 3D.

Utilizând facilitățile oferite de program, de realizare a discretizării s-a recurs la mai multe secțiuni ale carcasi care au fost multiplicare, iar apoi unite astfel încât în final s-a obținut modelul de element finit. Structura prezintă 4813 noduri.

5. S-a făcut verificarea calității discretizării, pentru structuri mari, la acest lucru este absolut necesară o verificare a suprapunerii nodurilor, o verificare a laturilor libere rezultate în urma discretizării lucru ce înseamnă discontinuități nedorite în rețea.

După verificare se face o renumerotare a nodurilor și o optimizare a matricei elementelor.

II. PROCESARE DATE

Crează modelul de element finit, determinând forțele și fiind definită analiza, se trece la procesarea datelor în regim interactiv-direct sau indirect.

III. POSTPROCESARE

Se face o analiză a rezultatelor. Aceste rezultate pot fi reprezentate cu valorile lor în noduri, pe elemente sau pe întreaga structură. Se poate selecta deformarea modelului sau evoluția deformației modelului în pași succesivi. Se

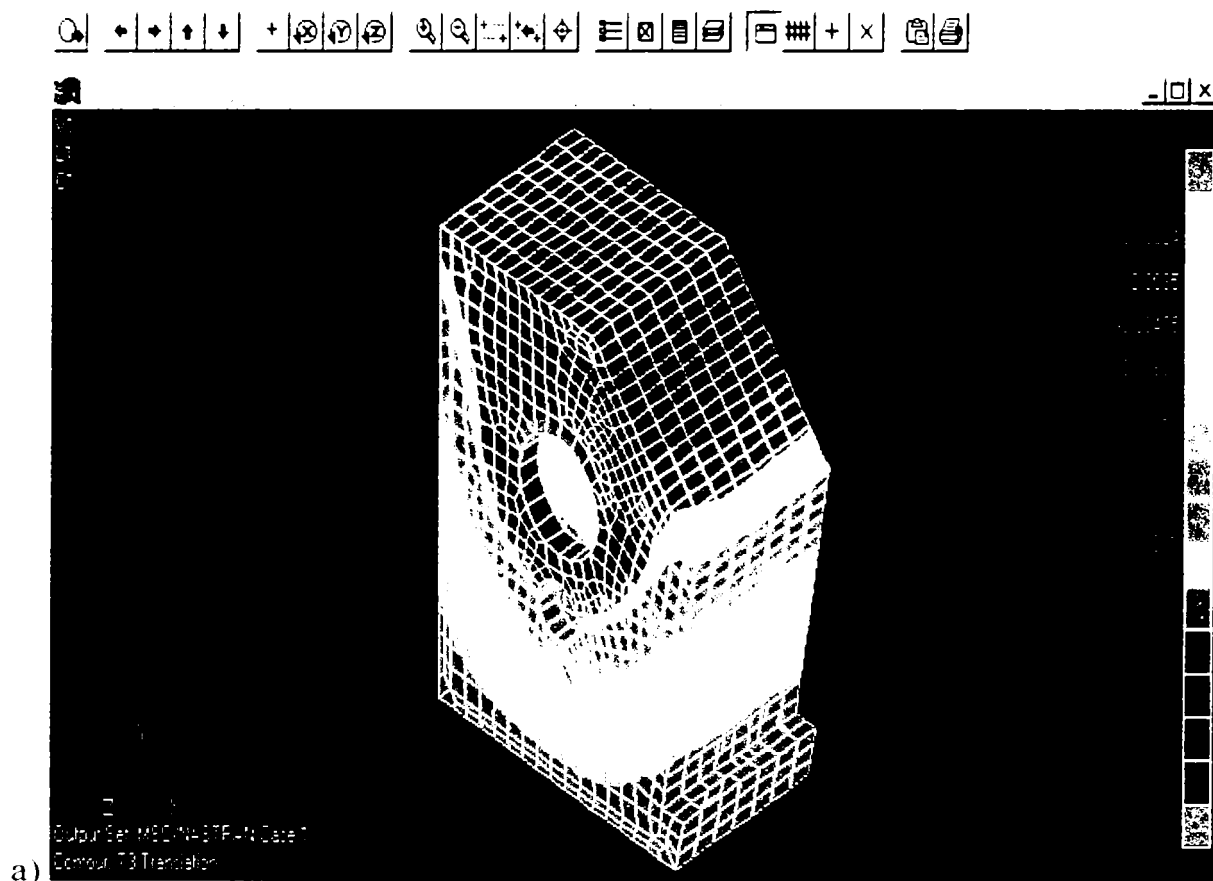
face listarea rezultatelor.(Fig.V.3)

În calculele referitoare la solicitările carcasi arborelui principal s-a ținut cont de:

- componentele forței totale de așchiere. Ele sunt cunoscute și se determină cu formulele din teoria așchierii:

- greutatea proprie, greutatea arborelui principal, greutatea păpușii mobile, greutatea proprie a piesei de prelucrat:

- forțe de frecare care acționează pe suprafețele de contact ale ghidajelor.



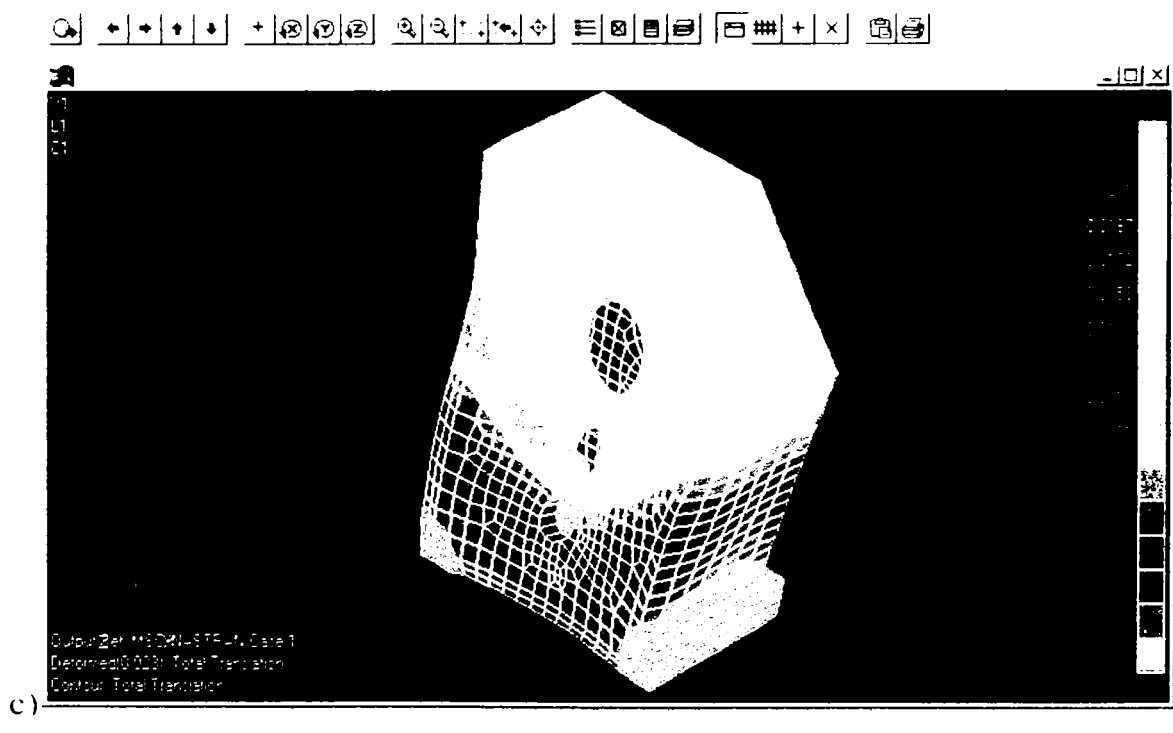
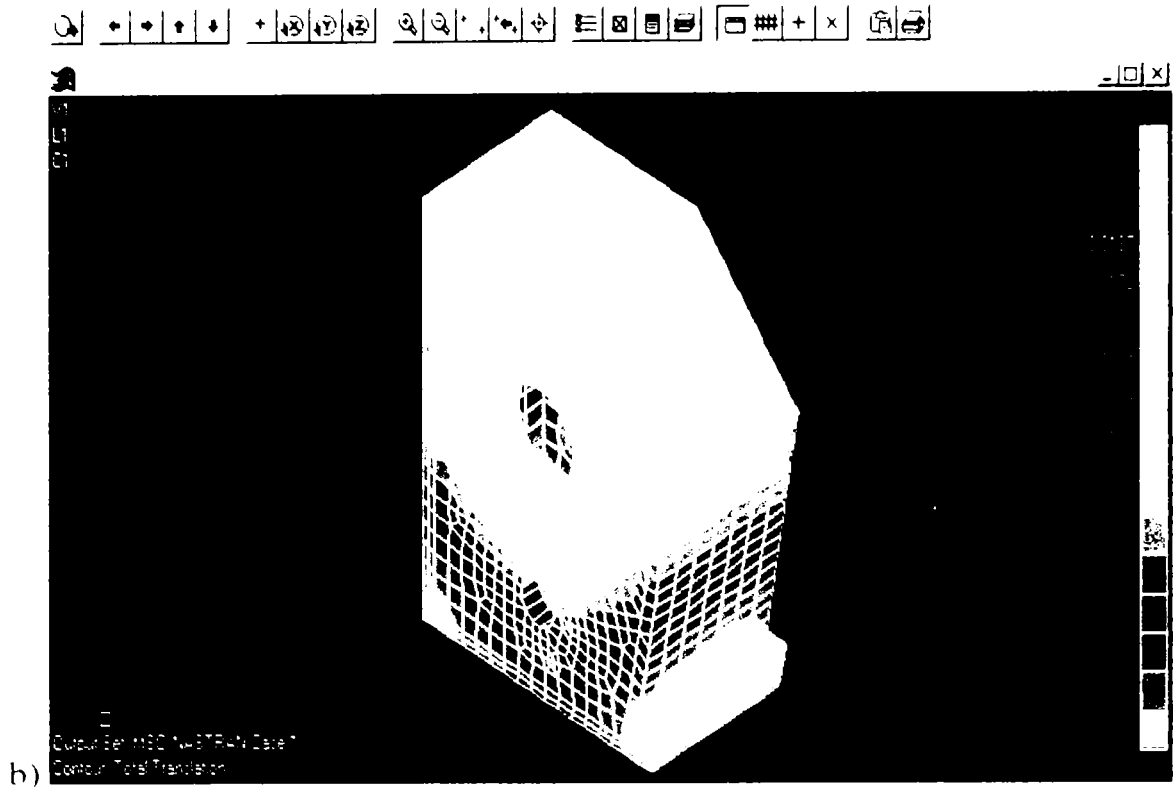


Fig.V.3. Deformațiile carcusei arborelui principal la diferite intervale de timp funcțional

V.2. Influența temperaturilor și a deformațiilor termice asupra preciziei la prelucrarea piesei prinse în universal și vârful păpușii mobile

Cercetarea are drept scop determinarea deformațiilor termice a piesei prinsă în universal și vârf atârnat în plan vertical cât și orizontal.

Măsurarea deformațiilor au fost făcute în zona păpușei fixe, la vârful din pinolă și în zona păpușei mobile. S-au montat cele patru ceasuri comparatoare, două în plan vertical (1 și 2), și două în plan orizontal (3 și 4) care ne indică deformațiile în cele două planuri (Fig.V.4).

Turația mașinii este $n=2000\text{rot/min}$ iar durata de timp de funcționare este de 180 minute.

În această perioadă s-au măsurat deformațiile și temperaturile diferitelor componente din 30 în 30 de minute.

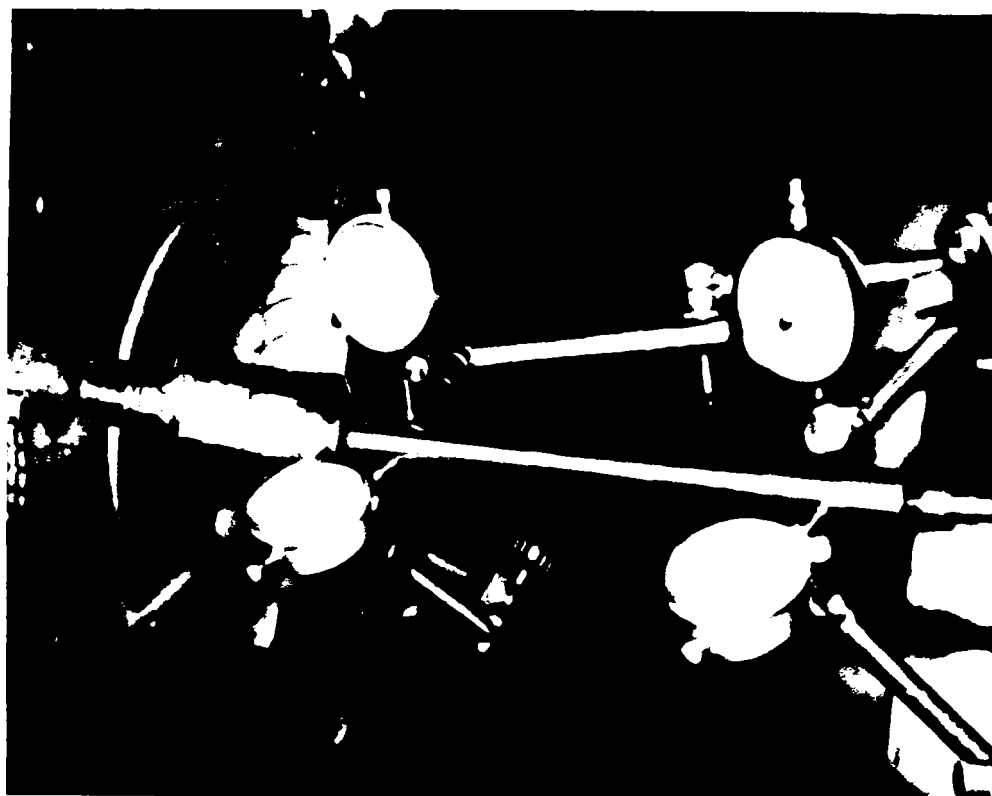


Fig. V.4. Modalități de măsurare a deformațiilor piesei prinse în universal și vârful păpușii mobile

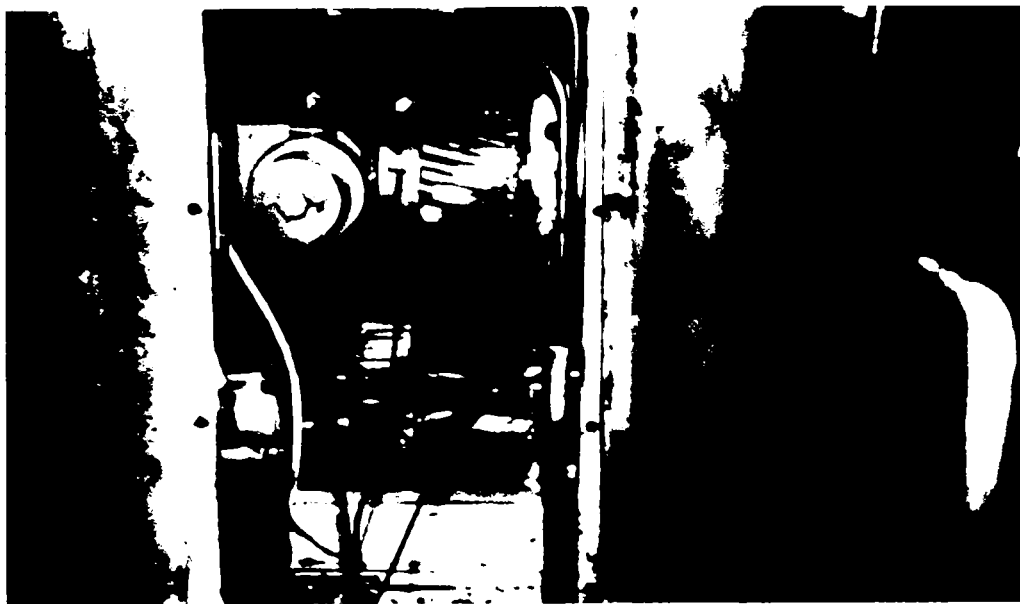


Fig.V.5. Cutia de viteze la un strung CNC



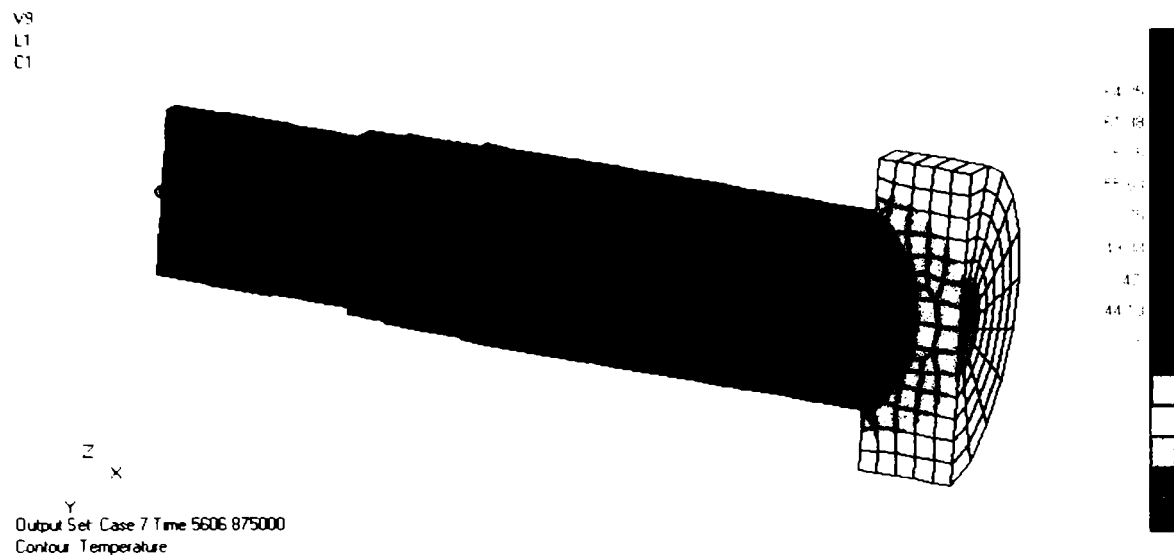
Fig.V.6. Modalități de măsurare a deformațiilor termice

Sunt prezentate modalitățile de măsurare a temperaturii , modul de amplasare a timbrelor tensometrice (Fig.V.5.) , precum și aparatura folosită la măsurarea și preprocesarea datelor (Fig.V.6.), pentru un strung cu C.N.

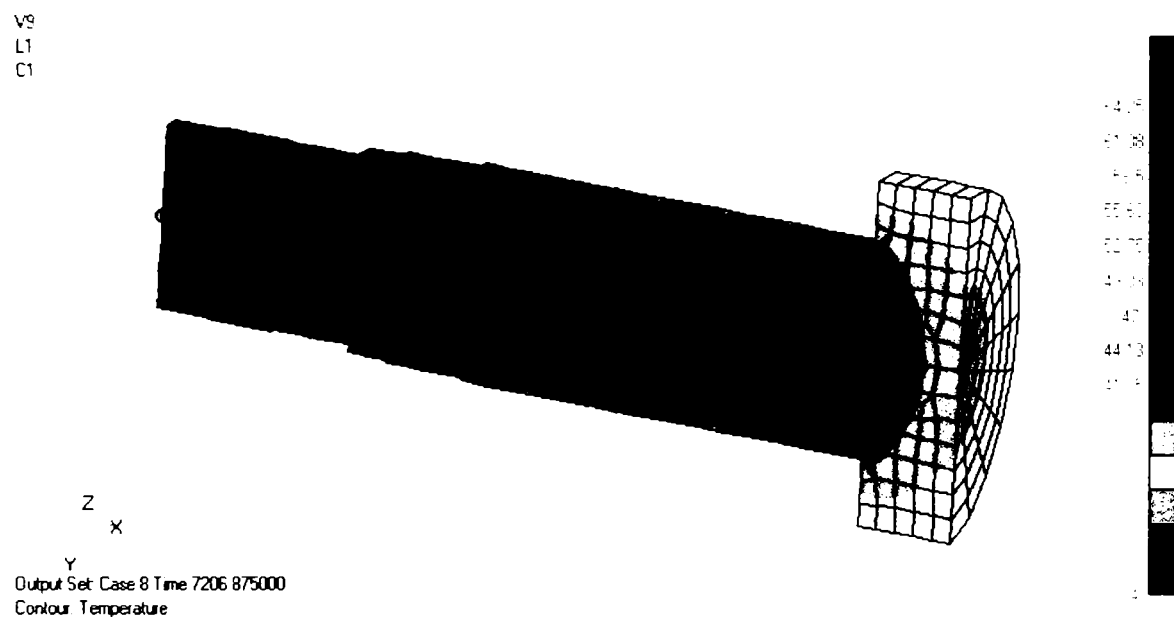
În urma determinării deformațiilor termice cu piesa prinsă în universal și vârf s-a constatat că după stabilizarea deformațiilor piesa s-a deplasat în plan vertical cu $-0,014\text{mm}$ la capătul dinspre păpușa fixă și cu $-0,011\text{mm}$ în capătul dinspre pinolă. în plan orizontal piesa se deformează cu $0,025\text{mm}$ la capătul dinspre păpușa fixă și cu $0,03\text{mm}$ la capătul dinspre pinolă.

Temperaturile s-au stabilizat după 180 minute de funcționare: la arborele

principal la 48°C , la vârful fix la 44°C , la păpușa mobilă la 44°C , iar la pinolă la 50°C . Sa lucrat cu lichid de răcire ungere.



a)



b)

Fig. V.7. Repartiția temperaturii în toată suprafața arborelui principal după 5606 de secunde ; b) după 7206 de secunde

În figurile V.7. V.8. și V.9.se prezintă exemple de aplicare a programului de analiză cu element finit.

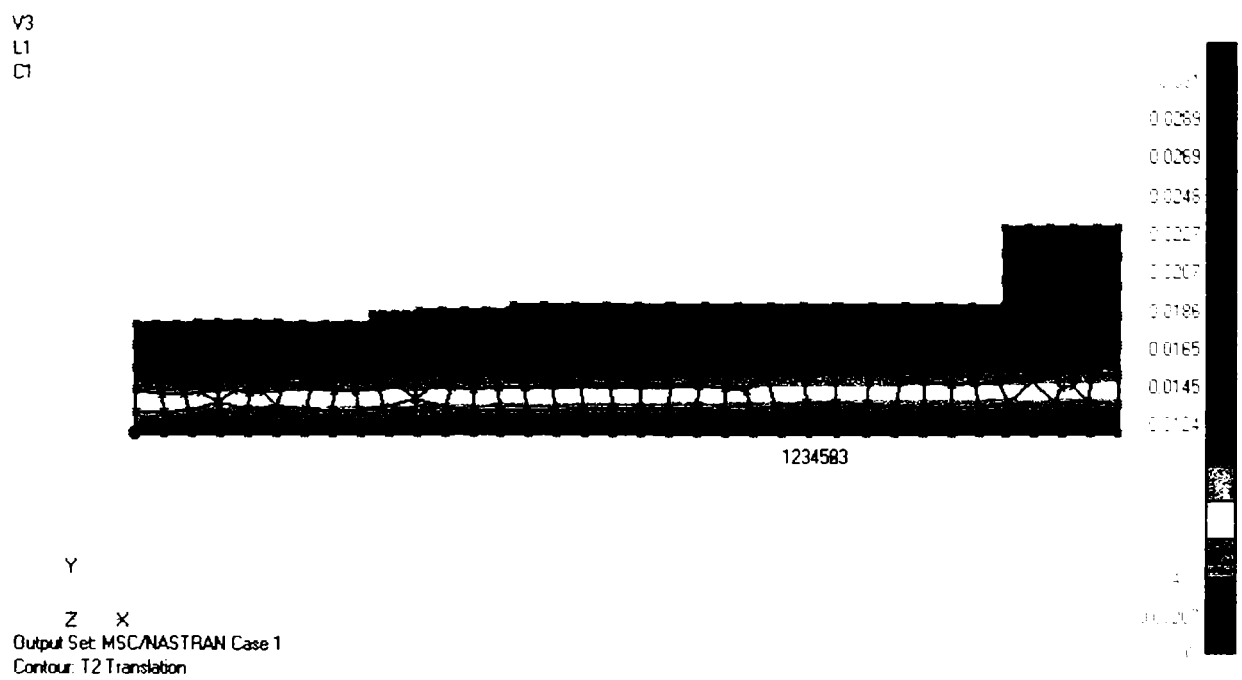
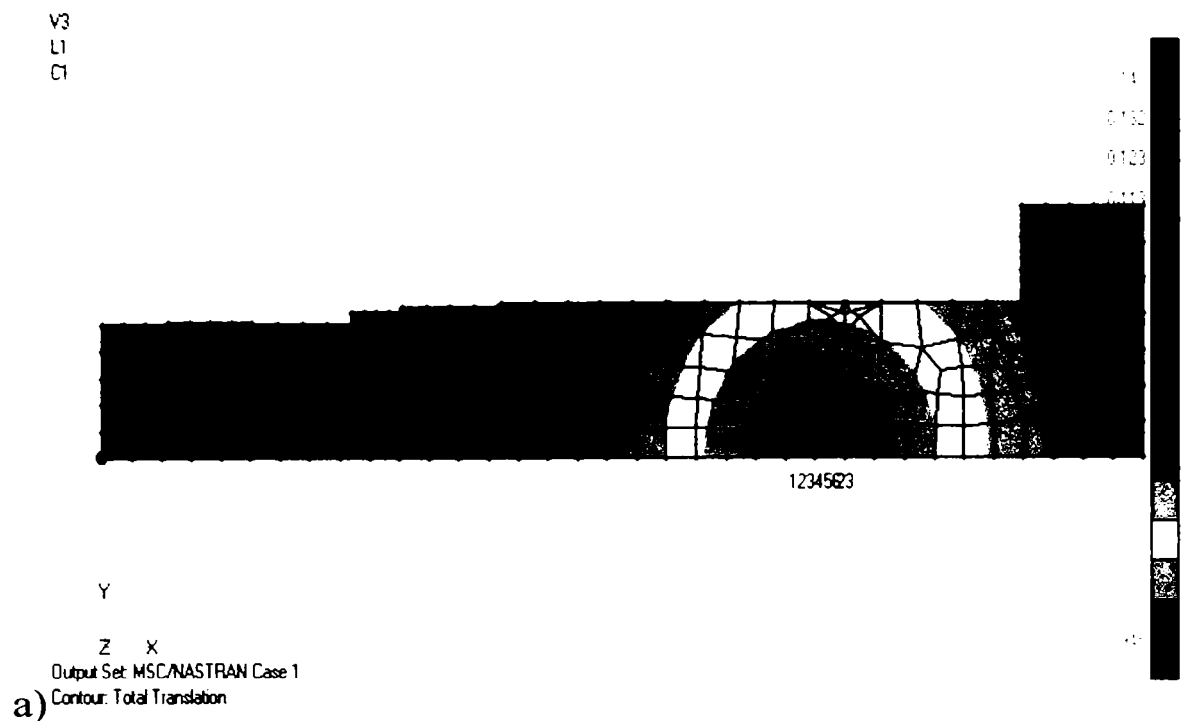
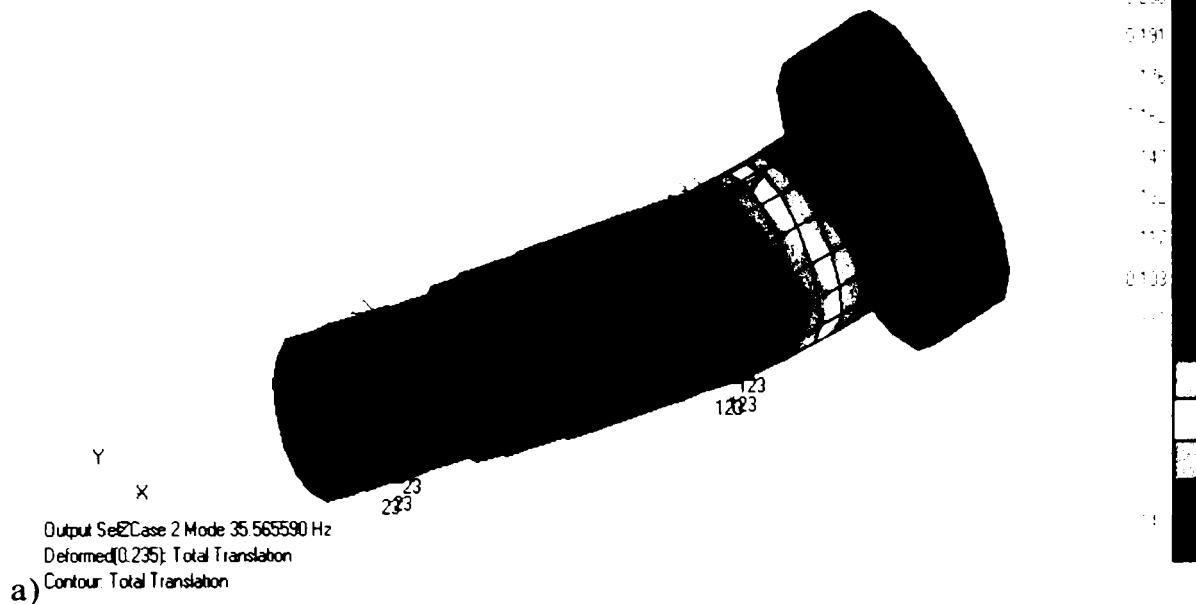


Fig.V.8.Deformațiile termice ale arborelui principal
a) în plan axial; b) în plan radial

V2
C1



V3
C1

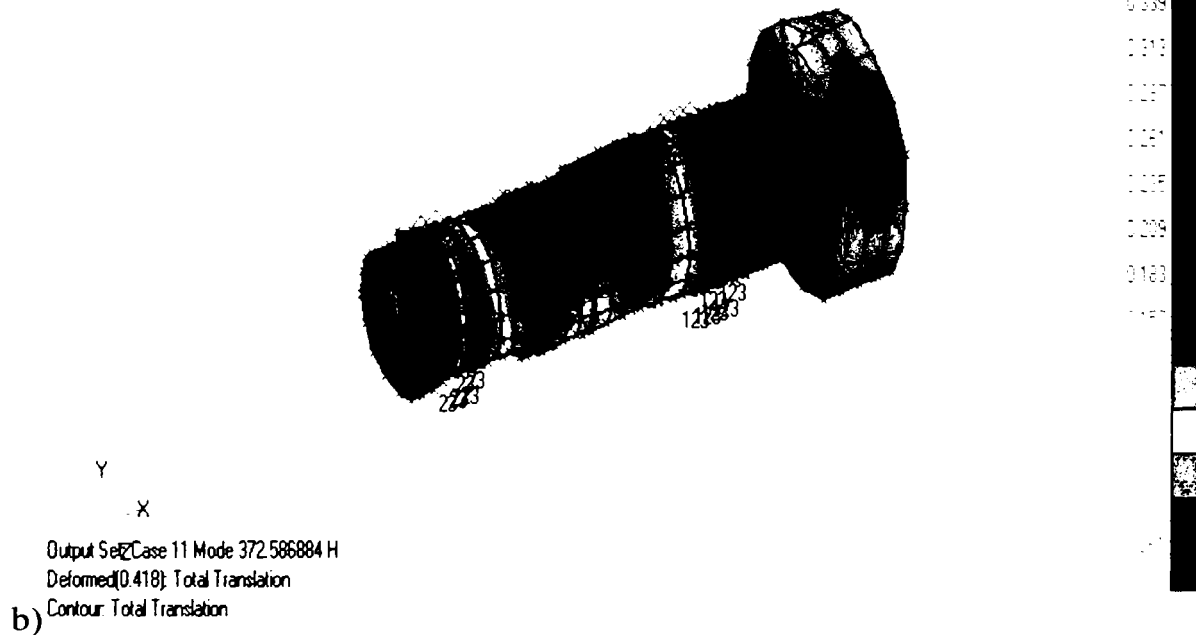


Fig.V.9.Deformațiile arborelui principal la diferite frecvențe de lucru
a) la 35Hz ; b) la 372.5 Hz

CAP. VI. APLICAȚII SOFTWARE PENTRU DETERMINAREA DEFORMAȚIEI AXEI ARBORELUI PRINCIPAL SUB ACȚIUNEA FACTORILOR PERTURBATORI

V.1. Determinarea deplasării axei de rotație a arborelui principal la strungurile cu CN

Având în vedere că la determinarea deplasării axei de rotație a arborelui principal, nu putem separa procesul de așchiere de influența diferiților factori perturbatori ce afectează poziția sa, va trebui să plecăm în analiza deplasării axei de rotație din poziția sa normală de rotație, pornind de la un calcul de rezistență. Acest calcul de rezistență presupune:

1. Stabilirea încărcărilor ce solicită arborele principal.
2. Determinarea punctelor de aplicație a forțelor exterioare și a reacțiunilor.

Se vor întâlni următoarele cazuri:

În cazul lăgăruirilor :

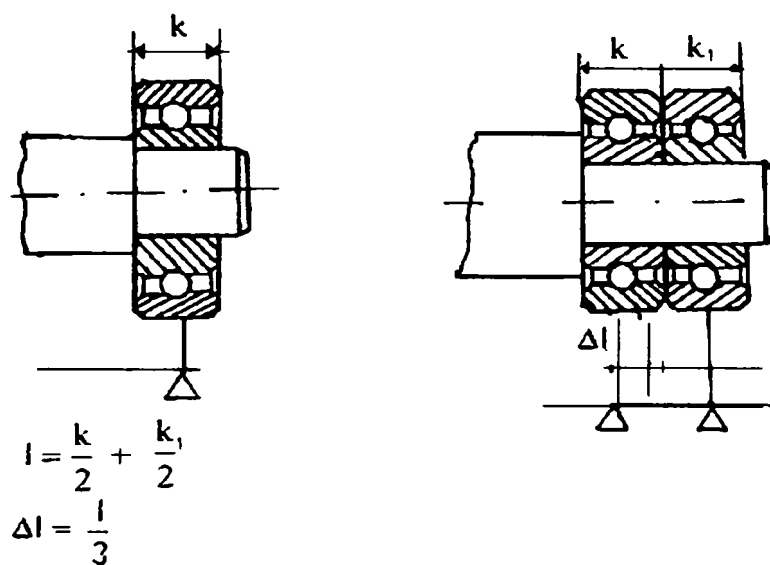
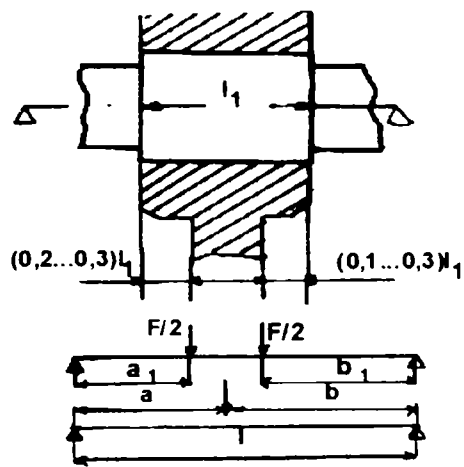


Fig.VI.1. Punctele de aplicație a reacțiunilor

În cazul interacțiunii dintre roată-dințată și arbore :



$$a_1 = a - \frac{l_1}{2} + (0,2...0,3)l_1$$

$$b_1 = b - \frac{l_1}{2} + (0,2...0,3)l_1$$

$$a = l - b$$

Fig.VI.2. Punctele de aplicație a reacțiunilor și puncte de aplicație a unor forțe în cazul arbore – roată dințată

Calculul momentelor și forțelor din sistem:

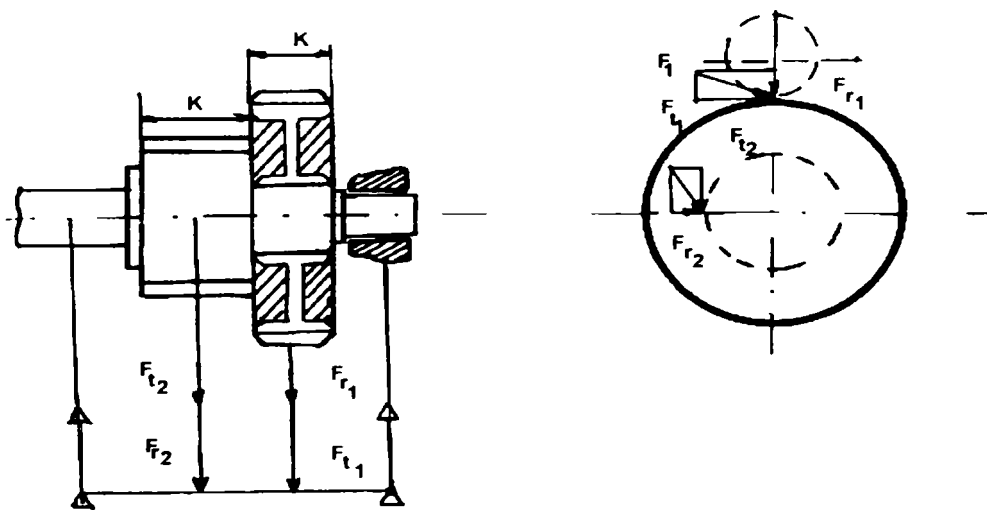


Fig.VI.3.Exemplu de încărcare cu forțe și momente a unui arbore

Stabilirea tipului încărcării și a diagramelor în plan orizontal și vertical. Acestea vor fi redată în programul S3D prezentat în continuare.

Determinarea deformației axei arborelui principal sub acțiunea forțelor și momentelor din sistem. Pe baza experimentelor, care sunt: determinarea deformațiilor termice la arborele principal, determinarea influenței vibrațiilor la arborele pincipal, deteminarea deformației carcasi arborelui principal sub acțiunea solicitărilor, deformații stabilite prin metoda elementului finit utilizând programul NASTRAN, s-au suprapus aceste deformații peste deformațiile

arborelui principal datorită solicitărilor din proces, obținând astfel deformația totală a axei arborelui principal.

Toate aceste faze sunt prinse în programul S3D - un program original care are capacitatea de a parcurge toate aceste etape și care în final are și posibilitatea vizualizării axei deformate a arborelui principal, în plan vertical, orizontal și spațial.

Acest program mai poate oferi și valoarea deformației și unghiul sub care are loc această deformație în orice punct de-a lungul arborelui principal - adică ceea ce ne-am propus spre rezolvare.

În cele ce urmează se vor prezenta facilitățile programului S3D cu exemplificări la calculul deformației arborelui principal al strungului SP-630-NC.
Descrierea programului S3D

Programul S3D permite:

- preluarea de la utilizator a formei geometrice și a dimensiunilor arborelui
- preluarea de la utilizator a materialului din care e confecționat arborele

Fig. VI.4. Meniul de introducere a materialului și a datelor geometrice

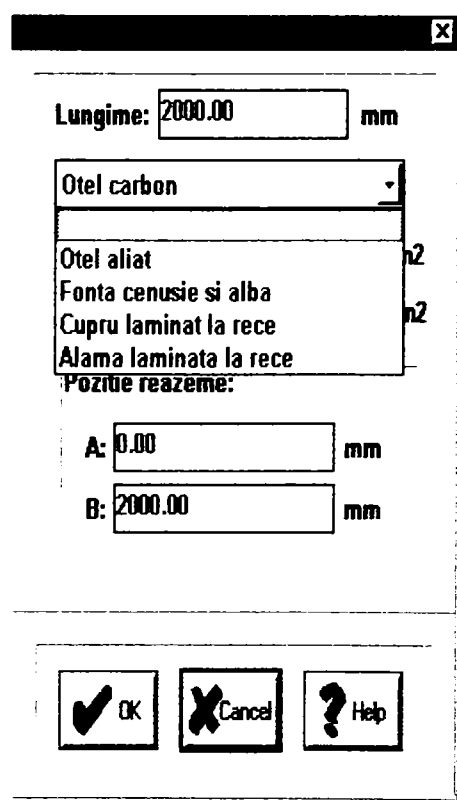


Fig. VI.4. Meniul de introducere a materialului și a datelor geometrice

- preluarea solicitărilor la care este supus arborele
- preluarea de la utilizator a deformațiilor în două puncte predefinite

Fig.VI.5.Introducerea caracteristicilor mecanice

- calcularea și afișarea diagramelor de forțe tăietoare și de momente
- calcularea și afișarea deformației arborelui fără considerarea deformațiilor preluate de la utilizator
- calcularea și afișarea deformației arborelui cu considerarea deformațiilor preluate de la utilizator
- încărcarea și salvarea datelor preluate, pentru un caz

Descrierea meniului programului

1. Meniul Arbore. Conține următoarele submeniuri:

- Creare - creează ferestrele pentru preluarea formei geometrice și a dimensiunilor arborelui, solicitărilor arborelui, afișarea diagramelor și deformațiilor
- Salvare - salvează datele preluate de la utilizator
- Încărcare - încarcă datele salvate anterior

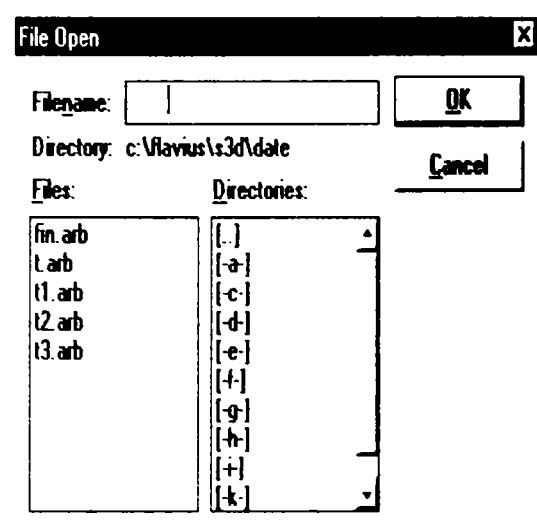


Fig.VI.6. Introducere fișiere existente

- d) Listare - listează datele preluate și rezultatele
 - f) Configurare imprimantă - modifică configurația curentă a imprimantei
 - g) Ieșire - părăsirea programului
2. Meniul Vizualizare. Conține următoarele submeniuri:
- a) Deformații utilizator - preia deformațiile în două puncte ale arborelui

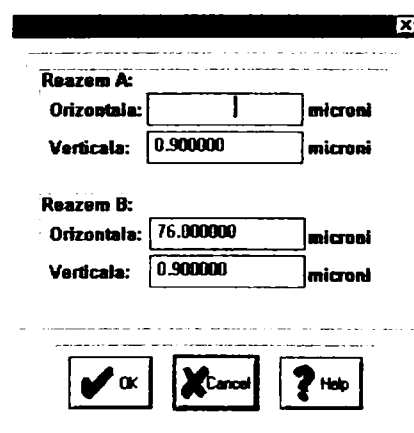


Fig.VI.7.Introducerea deformațiilor în reazeme

- b) Calculare deformații - calculează deformațiile arborelui cu și fără deformațiile preluate de la utilizator

3. Meniul Ferestre. Conține următoarele submeniuri:

a) Cascadă - aranjează ferestrele create de program în cascadă

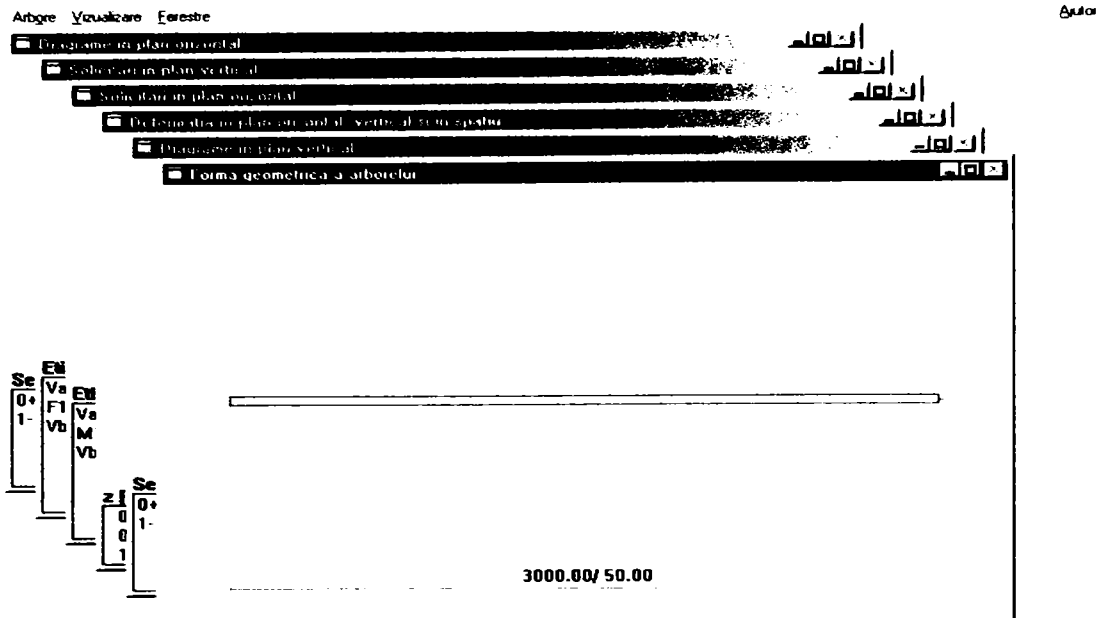


Fig.VI.8.Afișarea ferestrelor în cascadă

b) Alăturate - aranjează ferestrele create una lângă cealaltă

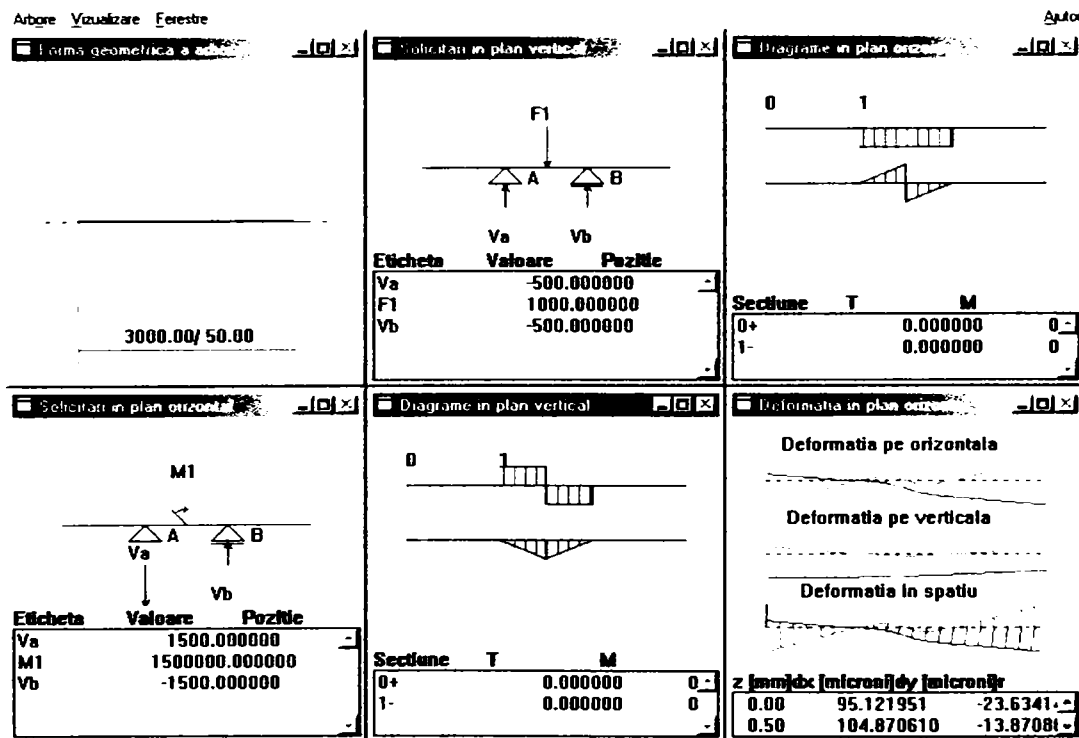


Fig.VI.9.Afișarea tuturor ferestrelor simultan

c) Închide tot - închide toate ferestrele create

4. Meniul Help. Conține următoarele submeniuri:

a) Conținut - afișează fișierul de ajutor al programului

b) Index - afișează indexul fișierului de help al programului

c) Despre - afișează datele despre versiunea programului

Descrierea ferestrelor programului

Tipuri de ferestre. Programul folosește următoarele tipuri de ferestre:

Forma geometrică a arborelui - preia de la utilizator datele despre forma geometrică și dimensiunile arborelui

Solicitări în plan orizontal - preia de la utilizator solicitările arborelui în plan orizontal

Solicitări în plan vertical - preia de la utilizator solicitările arborelui în plan vertical

Diagrame în plan orizontal - afișează diagramele de forțe tăietoare și de momente în plan orizontal

Diagrame în plan vertical - afișează diagramele de forțe tăietoare și de momente în plan vertical

Deformații în plan orizontal, vertical și în spațiu - afișează deformația fibrei medii a arborelui în plan orizontal, vertical și în spațiu atât pentru cazul în care se ține cont de deformațiile preluate de la utilizator cât și în cazul în care nu se ține cont de ele.

Forma geometrică a arborelui –această fereastră este folosită pentru preluarea de la utilizator și afișarea formei și dimensiunilor geometrice ale arborelui.

Forma geometrică este compusă din tronsoane, cilindrii sau trunchiuri de con care se pot adăuga la arbore, șterge sau modifica.

Pentru aceasta în interiorul ferestrei se apasă butonul din dreapta al mousului, în fereastră apărând un meniu pop-up, care conține barele de meniu Adaugă și Șterge, fiecare dintre ele conținând submeniurile Cilindru și Trunchi de con.

De asemenea pentru modificarea unui tronson existent se apasă butonul din stânga al mousului, cu cursorul poziționat în interiorul tronsonului, de două ori (dublu click).

În cazul adăugării unui tronson sau al modificării lui va apărea o casetă de dialog în care se completează valorile cerute.

Astfel pozițiile "începe" și "termină", reprezintă pozițiile relative la capătul din stânga al arborelui, celelalte poziții din dialog având o semnificație naturală.

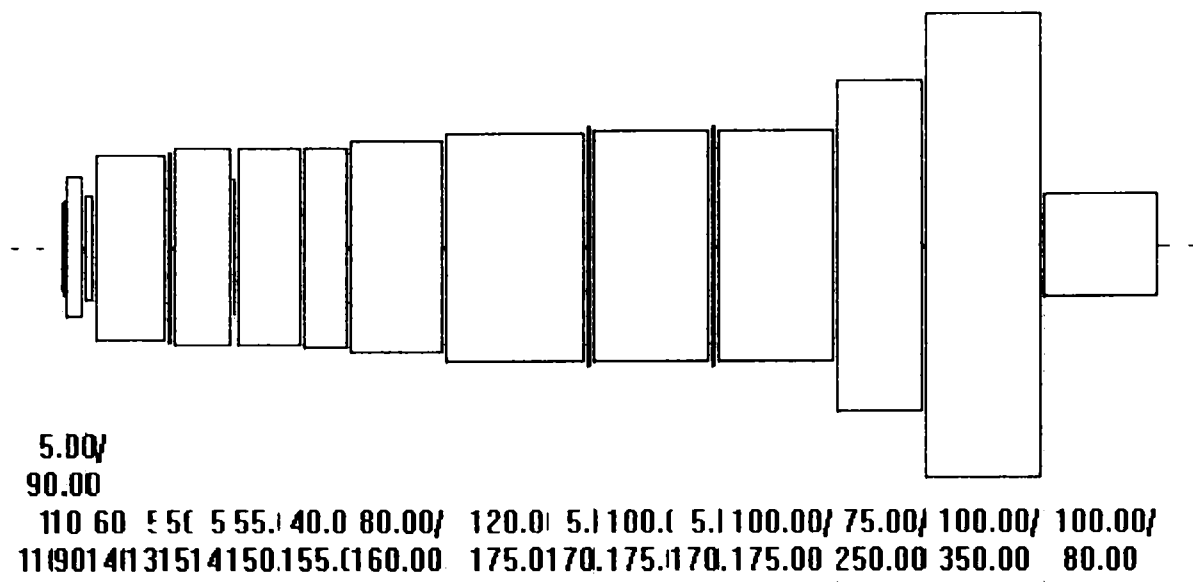


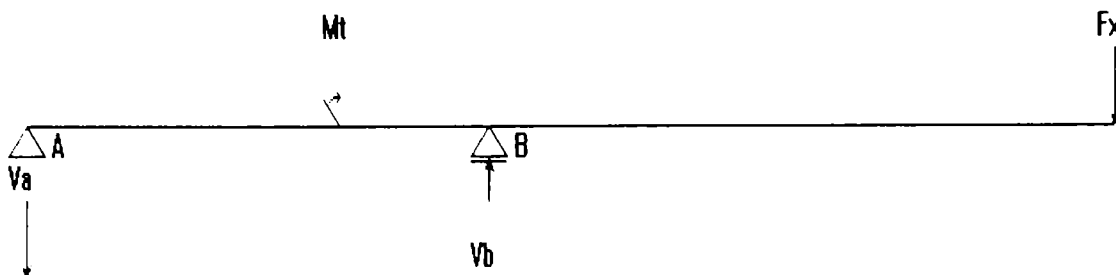
Fig.VI.10.Mod de generare a geometriei arborelui

În cazul ștergerii tronsoanelor în caseta de dialog apare lista tronsoanelor de tipul ales (cilindru sau trunchi de con), listă care conține un tabel cu trei coloane pentru cilindri și patru pentru trunchiuri de con.

În ambele cazuri, prima coloană reprezintă poziția de unde începe tronsonul, iar a doua coloană reprezintă poziția unde se termină tronsonul. În cazul ștergerii unui tronson de tip cilindru, ultima coloană din tabel reprezintă diametrul. În cazul dialogului pentru ștergerea unui trunchi de con, ultimile două coloane din tabel reprezintă diametrul din stânga, respectiv dreapta, al tronsonului. În ambele cazuri pentru a putea șterge un tronson, el trebuie inițial selectat din tabel. În momentul selecției, datele din tabel apar automat în căsuța de editare, arătând care este tronsonul selectat.

Solicitări în plan orizontal (sau vertical)

Această fereastră este folosită pentru preluarea de la utilizator și afișarea solicitărilor la care este supus arborele în plan orizontal (sau vertical) și conține arborele cu cele două reazeme și o listă în care apar solicitările din reazeme și cele la care este supus arborele, situate în plan orizontal (sau vertical), ordonate crescător după poziția pe arbore, raportată la capătul din stânga al lui. Pentru aceasta, în interiorul ferestrei se apasă butonul din dreapta al mousului în fereastră apărând un meniu pop-up, care conține barele de meniu Adaugă și Șterge, fiecare dintre ele conținând submeniurile Forță și Moment.



Eticheta	Valoare	Pozitie
Va	92087.054054	0.00
Mt	22638710.000000	250.00
Vb	-114954.054054	370.00
Fx	22867.000000	870.00

Fig.VI.11.Modul de încărcare a sistemului cu forțe și momente

De asemenea pentru modificarea unei solicitări existente se apasă butonul din stânga al mousului. cu cursorul poziționat pe solicitarea dorită. de două ori (dublu click).

În cazul adăugării sau modificării unei solicitări va apărea o casetă de dialog care conține eticheta solicitării respective, valoarea forței sau momentului și poziția relativă la capătul din stânga al arborelui.

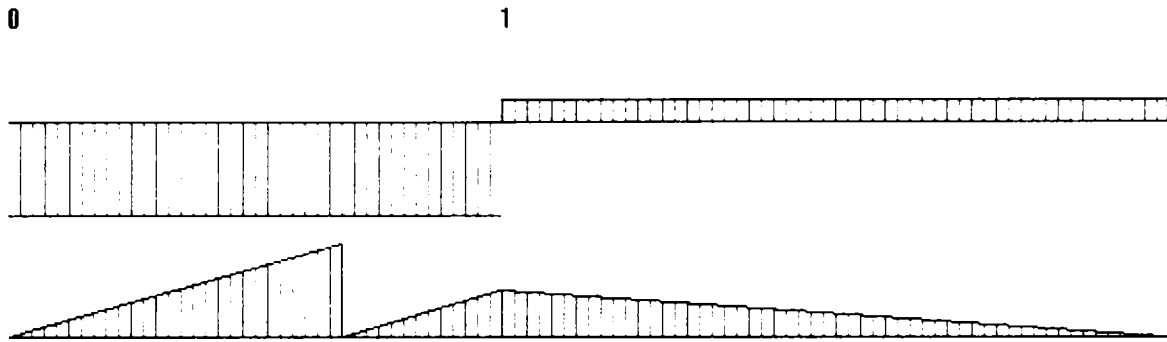
Pentru ștergere va apărea un dialog care conține o casetă de editare și un tabel cu solicitările de tipul respectiv (similar cu dialogul de la forma geometrică). tabel conținând în prima coloană eticheta, în a doua valoarea solicitării și în ultima poziția relativă la capătul din stânga al arborelui.

Pentru modificarea datelor privind lungimea arborelui, materialului din care este făcut sau a poziției reazemelor. preluate inițial în dialogul de la creerea arborelui, se poziționează cursorul pe grindă și se apasă butonul din stânga mouseului de două ori rapid (dublu click) și se modifică datele afișate în caseta de dialog.

La adăugarea, ștergerea sau modificarea solicitărilor programul recalculează și afișează automat reacțiunile din reazeme.

Diagrame în plan orizontal (sau vertical)

Fereastra este folosită pentru afișarea diagramei de forțe tăietoare și a diagramei de momente pentru arborele dat în plan orizontal (sau vertical). În fereastră apare diagrama de forțe tăietoare, diagrama de momente și un tabel cu valorile calculate în fiecare secțiune a diagramelor.



Secțiune	T	M
0+	22867.000000	-1143350.000000
1-	22867.000000	0.000000

Fig.VI.12.Trasarea diagramelor de momente cu afișarea rezultatelor

În figuri,secțiunile sunt notate cu cifre arabe, iar în tabel apare numărul secțiunii însoțit de semnul "+" sau "-". Secțiunile notate cu "+" reprezintă imediata vecinătate din dreapta secțiunii, iar cele notate cu "-", imediata vecinătate din stânga secțiunii.

Tabelul conține trei coloane, prima coloană fiind secțiunea cu semnificația de mai sus, a doua coloană reprezintă valoarea diagramei de forță tăietoare în secțiunea dată, iar a treia coloană reprezintă valoarea diagramei de moment.

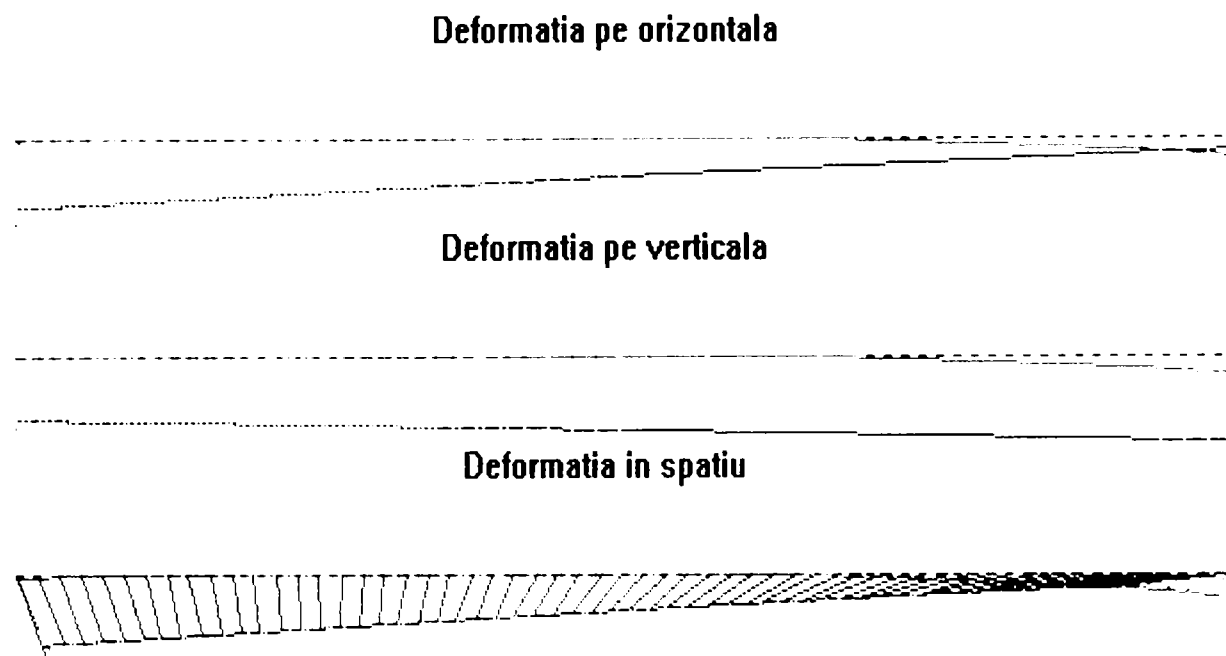


Fig.VI.13Trasarea deformației axei arborelui principal

Fereastra este folosită pentru afișarea fibrei medii deformată în plan orizontal, vertical și în spațiu pentru cazul arborelui în care nu se ține cont de deformațiile preluate de la utilizator și similar pentru cazul în care se ține cont de ele.

Deformațiile se calculează doar după apelarea subdomeniului Calcul deformații din meniul Vizualizare. Pentru preluarea de la utilizator a deformațiilor în dreptul reazemelor se apelează submeniul Deformații utilizator al meniului Vizualizare. De fiecare dată când se modifică datele despre deformațiile preluate de la utilizator, forma geometrică sau dimensiunile tronsoanelor sau solicitările la care este supus arborele trebuie recalulate deformațiile pentru a reflecta modificările făcute.

La apelarea subdomeniului calcul deformații apare o casuță de dialog în care se preia pasul cu care se vor calcula deformațiile afișate în lista din partea de jos a ferestrei. Fereastra conține reprezentarea grafică a deformațiilor în plan orizontal, vertical și în spațiu.

De asemenea fereastra mai conține în partea de jos un tabel care, în prima coloană are valoarea poziției deformației raportată la capătul din stânga al

arborelui, în coloana a doua și a treia, valorile deformațiilor în plan orizontal, respectiv vertical. În coloana a patra avem valoarea radială a deformației, în ultimele trei coloane fiind dat unghiul față de orizontală în grade, minute și secunde, ele reprezentând coordonatele cilindrice ale deformației. Valorile din tabel reprezintă deformațiile rezultate din calcul.

Pentru prelucrarea datelor culese de la utilizator s-au folosit procedeele de calcul cunoscute din rezistența materialelor și descrise mai sus.

Calculul reacțiunilor din reazeme se face pe baza condițiilor de echilibru după metoda expusă mai pe larg în [M3], considerând reacțiunile din reazeme ca forțe exterioare și calculând suma de momente relative la fiecare din reazeme. Din cele două ecuații rezultate se calculează reacțiunile în lagăre.

Calculul diagramei de forțe tăietoare și a diagramei de momente se face după metodele cunoscute și expuse mai pe larg în [M3].

Calculul deformației fibrei medii se face determinând deformația arborelui în fiecare punct al grinzii dat de pasul de calcul. Pentru calculul deformației într-un punct al arborelui s-a folosit metoda Maxwell - Mohr, pentru calculul integralelor folosindu-se metoda Vereșceaghin (regula înmulțirii diagramelor) [M3].

VII.1 Motoare electrice de acționare.

Lanțul cinematic de avans are rolul de a transmite elementului acționat (sanie longitudinală, transversală) mișcarea de avans, cu viteză de avans necesară fiecărei prelucrări, în condițiile asigurării unei rigidități corespunzătoare și a preluării vibrațiilor ce apar sub acțiunea forțelor de așchiere.

Acționările de avans pot asigura avansurile de lucru și deplasările rapide pe una sau mai multe direcții de avans. Domeniile de reglare ale avansurilor pe orice direcție sunt cuprinse $v_a \in (0...12000)mm/min$. Valorile reduse se folosesc pentru avansul de lucru iar celelalte pentru deplasări rapide. Reglarea vitezei se face continuu prin intermediul variației turației motorului de antrenare.

Se folosesc două tipuri de motoare:

- motoare cu reglare continuă a turației
- motoare pas cu pas

Din prima grupă se folosesc motoare asincrone trifazate alimentate cu curent de frecvență variabilă ca și în cazul acționărilor principale.

Motoarele pas cu pas asigură viteze maxime mai reduse datorită turației maxime inferioare celor de curent alternativ.

Pentru fiecare coordonată x, y, z se folosește un lanț cinematic de avans.

Structura unui astfel de lanț cinematic de avans se compune din :

- motor electric de acționare ;
- șurub cu bile;
- traductor de măsurare a deplasării ;
- transmisia cu roți dințate

Transmisia cu roți dințate poate lipsi dacă se respectă următoarele condiții:

- motorul poate asigura domeniul de viteze impus
- cuplul dezvoltat de motor e capabil să realizeze mișcarea de avans

Utilizând șurubul cu bile și sistemul de ghidare cu role, frecarea de alunecare este înlocuită cu frecarea de rostogolire.

Avantaje utilizării șuruburilor cu bile sunt:

-realizarea unei viteze de avans foarte reduse fără să apară mișcarea sacadată, care apare la sistemele de avans cu frecare de alunecare la 0,15m/min.

-permit obținerea unei precizii de poziționare a saniei care susține piesa sau scula de ordinul micrometrilor.

Pentru controlul deplasării se folosesc două tipuri de traductoare:

-de rotație

-liniare incrementale

Traductoarele de rotație măsoară indirect deplasarea saniei .

Sistemul prezintă dezavantajul că erorile de pas ale șurubului nu pot fi compensate.

Traductoarele liniare sunt mai potrivite, ele măsoară direct și cu precizie mare deplasarea și poziționarea saniei .

Motoarele pas cu pas sunt mașini electrice sincrone modificate, ale căror înfășurări de comandă se alimentează cu un sistem multifazat cu impulsuri de tensiune dreptunghiulară, având rotorul executat fără înfășurări auxiliare de pornire.

Se deosebesc două tipuri de bază ale acestor motoare, și anume:

Motoare pas cu pas de tip reactiv, care au rotorul sub forma unui cilindru dințat executat din material feromagnetic. Statorul are, de asemenea, dinți la suprafața interioară și este prevăzut cu înfășurări de excitație care se alimentează cu impulsuri dreptunghiulare de tensiune, având frecvență ridicată (sute de Hz);

Motoare pas cu pas de tip activ, au rotorul cu magneți permanenți sau electromagneți cu înfășurări de excitație, ale căror capete sunt scoase la inele colectoare. Înfășurarea statorică permite formarea unui număr de poli egal cu cel al rotorului. Din motive constructive (magneții permanenți sau electromagneții nu pot fi prea mult micșorați), acest tip de motoare se execută cu pași mai mari decât motorul de tip reactiv.

Cele două tipuri de bază se mai clasifică în: motoare pas cu pas polifazate, care au un stator și mai multe înfășurări de comandă, și

motoare pas cu pas polistatorice, care au mai multe statoare fiecare din ele având câte o înfășurare de comandă.

Datorită utilizării în acționarea mașinilor-unelte și în special a celor cu comandă numerică a motoarelor pas cu pas de tip reactiv, în continuare se prezintă funcționarea unui astfel de motor polistatoric, cu trei statoare.

Fiecare stator, executat din pachete de tole, are circuitul magnetic realizat sub formă de poli aparenti (dinți) distribuiți uniform pe circumferința statorică.

Cele trei statoare sunt așezate coaxial, având polii pe aceeași generatoare.

Cele trei rotoare sunt executate din pachete de tole având același număr de poli (dinți) ca și statorul.

Spre deosebire de statoare, aici nu există înfășurări, iar cele trei rotoare sunt coaxiale, având dinții decalajați între ei cu $1/3$ pași polari.

La alimentarea înfășurării statorului cu un impuls pozitiv de tensiune, pe circumferința acestuia se formează o succesiune de poli nord și sud N-S. Din acest motiv, rotorul se va roti în sensul invers acelor de ceasornic, astfel încât reductanța circuitului magnetic să fie minimă și deci polii (dinții) rotorului 1 se vor așeza în fața polilor statorului (fig. VII.1.).

În același timp polii statorului 2 și 3 nu corespund cu polii rotoarelor respective.

Prin decuplarea înfășurării statorului 1 (L1) și cuplarea înfășurării statorului 2 (L2), rotorul se rotește invers acelor de ceasornic cu unghiul δ_f . Pentru ca motorul să execute următorul pas se decuplează înfășurarea statorului 2 (L2) și se cuplează înfășurarea statorului 3 (L3). Dacă se continuă operația, decuplându-se înfășurarea statorului 3 (L3) și cuplându-se înfășurarea statorului 1 (L1), rotorul ajunge în poziția dată în fig. VII.1.a, deci s-a rotit cu un unghi egal cu $3\delta_f$.

Așadar, prin alimentarea în ordine a înfășurărilor statorice L1, L2, L3, L1 rotorul se rotește într-un sens cu o viteză determinată de frecvența impulsurilor de tensiune aplicate.

Pentru inversarea sensului de rotație se schimbă ordinea alimentării pentru două înfășurări statorice, de exemplu L1 cu L2.

Astfel, pentru rotirea motorului în sens invers este necesar să se alimenteze în ordinea înfășurărilor L2, L1, L3, L2 etc.

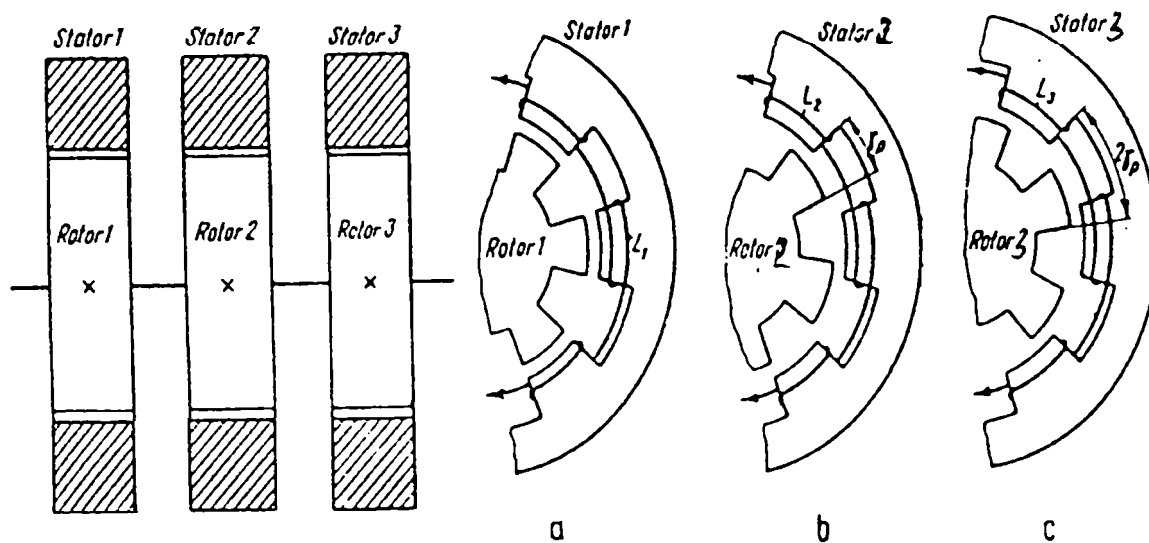


Fig. VII.1. Schema motoarelor pas cu pas polistatorice. Poziția relativă a rotorului în raport cu statorul: a - 1; b - 2; c - 3.

Motoarele pas cu pas au următoarele mărimi caracteristice:

- pasul motorului, care reprezintă unghiul de rotație al rotorului corespunzător unui tact de comandă;

- cuplurile limită:

- * cuplul critic cvasistaționar - valoarea maximă a cuplului rezistent la o frecvență de comandă dată, fără pierderea pașilor;

- * cuplul critic de pornire - valoarea maximă a cuplului rezistent, la o frecvență dată, la care motorul poate porni fără pierderi de pași;

- * cuplurile critice de oprire și reversare - valoarea maximă a cuplului rezistent, la o frecvență dată, la care motorul se poate opri și reporni în sens invers fără pierderi de pași;

- frecvența nominală de lucru și frecvența maximă admisibilă a impulsurilor de comandă, care determină turația maximă de lucru.

VII.2 Șurubul cu bile

Mecanismul șurub cu bile face parte din lanțul cinematic de avans al mașinilor precise (mașini unelte cu comandă numerică și centre de prelucrare).

În majoritatea cazurilor aceste transmisii sunt ultimele verigi din lanțurile cinematice de avans.

Șurubul cu bile din acționarea de avans la mașinile cu comanda numerică înlocuiește mecanismul șurub-piuliță din sistemul de avans al strungurilor normale.

Avantajele utilizării șurubului cu bile:

1. Posibilitatea reglării jocului și asigurarea unei precizii ridicate.
2. Pierderile mici la frecare: coeficientul acestei pierderi ajunge la 0,03 în comparație cu 0,2-0,4 pentru transmisia șurub-piuliță de alunecare.
3. O dependență deplină a forței de frecare de viteză și o influență mică a acesteia în funcție de frecare.

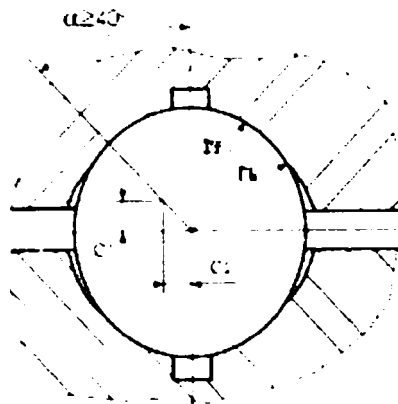
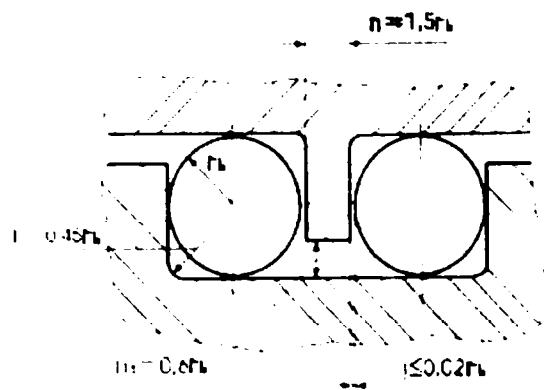
În figura VII.2. sunt prezentate exemple de profiluri de filet ale șurubului și piuliței.

În cazul profilului dreptunghiular se observă că posibilitatea de încărcare a transmisiei cu astfel de curburi ce se ating de suprafețele de lucru duc la apariția de tensiuni de contact ridicate .

Întrebuințarea acestor profiluri este de regulă nerațională.

În unele cazuri, la încărcarea axială mică, filetul cu profil trapezoidal poate fi întrebuințat, spre exemplu la șurubul-piuliță cu filet de profil trapezoidal.

Profil dreptunghiular



Profil triunghiular

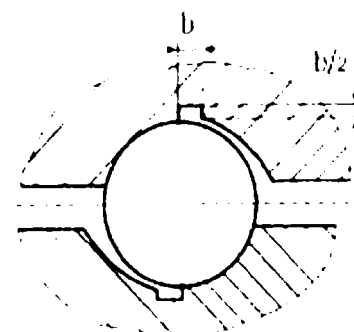
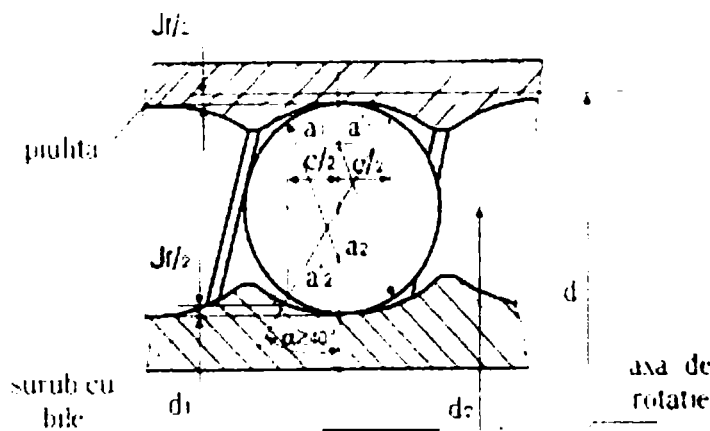
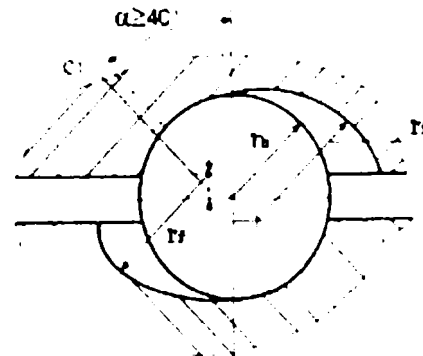
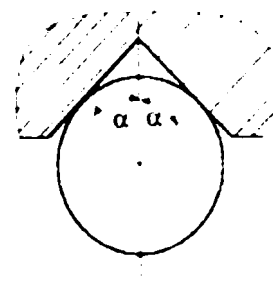


Fig. VII.2. Tipuri de profile ale filetelui

Același dezavantaj apare și în cazul folosirii filetelui cu profil triunghiular. Profilul semirotund e mult mai răspândit.

Raza r_2 a filetelui se alege funcție de raza r , cea mai apropiată a bilei

Pentru a scădea la maxim tensiunile de contact, de obicei se ia $r_1/r_2 = 0,95-0,97$.

La valorile puțin mai mari r_1/r_2 crește considerabil pierderea prin frecare.

Diferitele soluții constructive ale mecanismului de recirculare a bilelor pot fi reduse la două tipuri, la cele cu recirculare prin tub și la cele cu recirculare prin piulița șurubului cu bile.

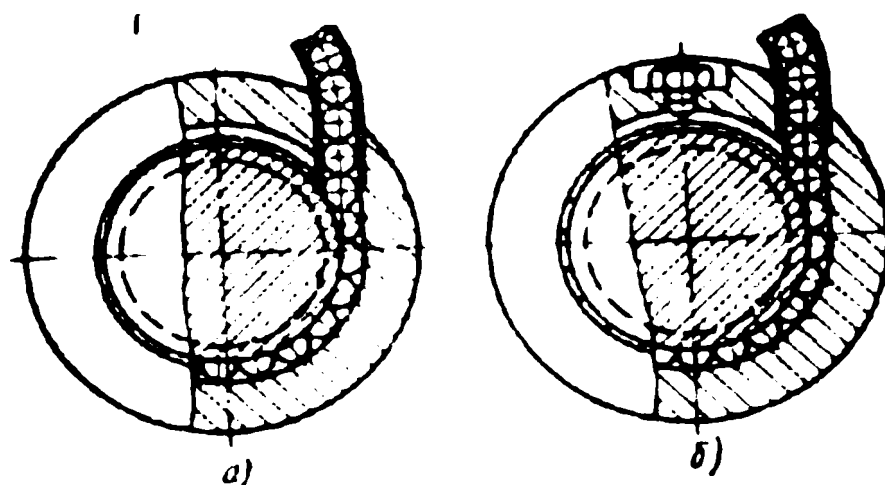


Fig.VII.3.Modul de recirculare prin tub a bilelor

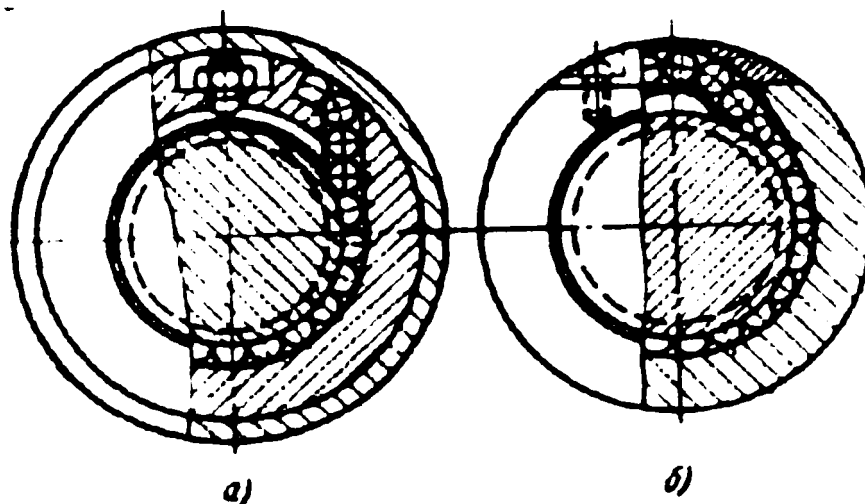


Fig.VII.4.Modul de recirculare prin piulița șurubului cu bile

Pentru primul caz, canalul de recirculare a bilelor este un tub îndoit, ale cărui capete sunt introduse în orificiile piuliței, prelucrate tangențial față de suprafața filetului (Fig.VII.3). Canalele, ce dirijează bilele în tub, pot fi capete ale tubului, puțin ieșite din piuliță (Fig.VII.3a) sau capetele unei tije îndoite, situate în flancurile filetului și filetate la

piuliță (Fig.VII.3b). Sunt și altfel de soluții constructive ale canalelor. În majoritatea cazurilor, pe lungimea piuliței sunt situate două sau trei canale, prin care toate bilele se împart în două șiruri, ceea ce ușurează circulația lor.

Neajunsul construcției cu tuburi este greutatea înșurubării piuliței din cauza părților ieșite ale tubului.

Canalul de recirculare a bilelor se frezează numai în piuliță, din partea exterioară (Fig.VII.4a,b) . Capetele canalului se unesc cu filetul piuliței .

Soluția constructivă cu canalul frezat este mult mai bună ținând cont de funcționarea în ansamblu a mașinii-unelte și datorită gabaritul mai mic decât soluția constructivă cu tuburi de recirculare.

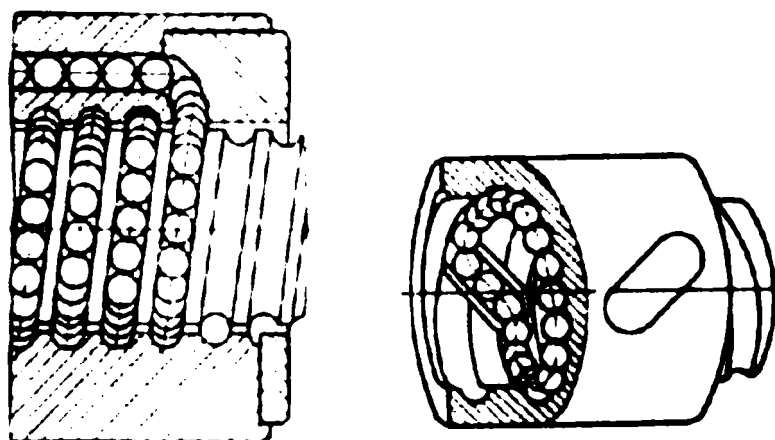


Fig. VII.5 Mod de recirculare a bilelor prin orificiul axial și prin canalul de pană

Ca și flanc al spirei, canalul de întoarcere servește gaura prelungită, făcută de-a lungul ei, ce unește începutul primei și sfârșitul ultimei spire a filetului la canalele scurte.

Avantajele acestui sistem de recirculare a bilelor este compactitatea și tehnologia construcției, neajunsurile sunt faptul că întoarcerea bilelor se face brusc pe sectorul scurt al canalului și imposibilitatea despărțirii bilelor pe câteva grupe independente.

Canalul de întoarcere a bilelor este executat într-o pană specială, situată în canalul piuliței (Fig. VII.5) astfel, în comparație cu alte

construcții, bilele nu ies prin canalul de recirculare la contactul cu suprafața șurubului, doar le canalizează din adânciturile unei spire în adâncitura vecină, prin rostogolire prin flancul filetului șurubului. De obicei în piuliță sunt trei orificii, situate circular sub un unghi de 120 grade, centrele orificiilor coincid exact cu mijlocul buclelor filetului piuliței, iar cu partea longitudinală sunt decalate una față de alta la $1/2$ din pasul filetului.

Există și soluții constructive în care recircularea bilelor lipsește. Ele se pot împărți în:

1. Transmisii cu deplasare mică a șurubului, ce utilizează un dispozitiv de corectare. În acest caz este indicat pentru funcționalitatea construcției transmisiei și realizarea unei mișcări line să nu se execute canale de recirculare ci să se mărească dimensiunea piuliței într-atât încât și în situații extreme ale șurubului bilele să se afle în piuliță.

2. Transmisii de tip planetar. Dacă șurubul se execută cu intrări multiple, atunci la fiecare intersecție, perpendiculară la axa sa, bilele vor fi repartizate în număr egal numărului de intrări a șurubului.

Sunt diferite soluții de șuruburi cu bile de tip planetar. Una din ele este prezentată în figura VII.6.

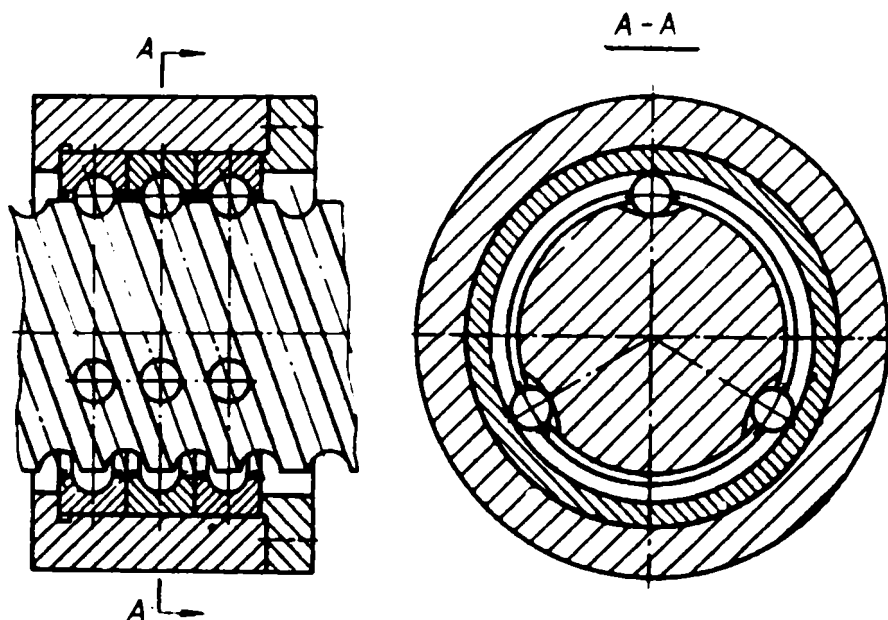


Fig. VII.6 Soluție constructivă a șurubului cu bile - construcție planetară

Dezavantajele acestor transmisii sunt minime în comparație cu

avantajele . Posibilitatea de încărcare este mare, ea fiind dată de existența numărului mic de bile și de exactitatea cinematică mare. Acest fapt se explică prin următoarele:

- dacă axele bilelor în timpul rotirii șurubului au fost nemișcate, atunci el la o rotire se va deplasa în direcția axei cu un pas de filet. În realitate, șurubul primește mișcarea suplimentară în urma căreia apare posibilitatea de recirculare a bilelor în jurul șurubului.

În lipsa alunecării mărimea acestei mișcări depinde doar de diametrul șurubului și a bilelor.

Numai că în zonele de contact întotdeauna are loc o alunecare, chiar și când se face strângerea, ca urmare, ecuația cinematică de transmisie în acest caz depinde de pasul șurubului, dar și de factorii de alunecare, de soluțiile de ungere, de modalitatea curățirii suprafeței de contact și de mărimea strângerii .

La profilele semirotonde a șurubului toate metodele de reglare a jocului se fac prin deplasarea simultană a celor două semipiulițe.

Sunt posibile două cazuri:

1. se reglează pozițiile piulițelor în direcția axială la un unghi fix al pozițiilor de schimb:

2. se reglează pozițiile piulițelor în direcția axială prin modificarea unghiulară a pozițiilor de schimb.

Forța de strângere necesară reglării jocurilor se obține:

1. prin deformarea corpurilor de contact
2. prin deformarea arcurilor existente în construcția piuliței

Pentru transmisiile precise prima metodă este mai utilizată

Amândouă piulițe sunt dotate cu coroane dințate, care se angrenează cu coroanele dințate interioare ale bucșei.

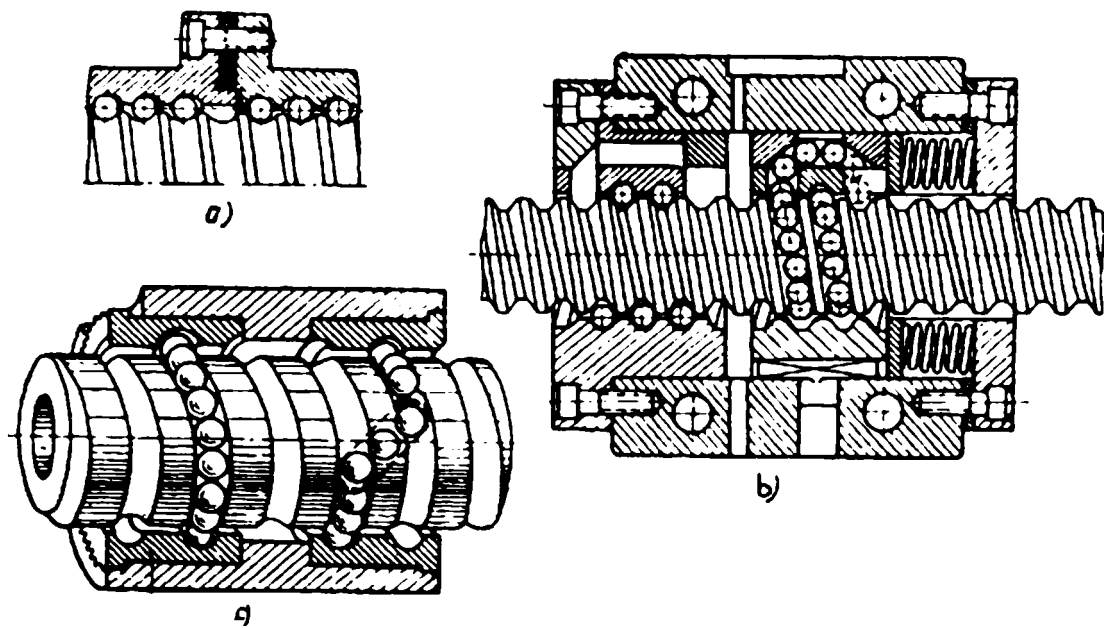


Fig. VII.7 Soluții de reglare a jocului

Numărul dinților coroanei dințate a piuliței este diferit cu o unitate față de numărul de dinți al coroanei dințate a bușei, astfel scoaterea jocului se poate face la un unghi foarte mic. Spre exemplu dacă numărul dinților coroanei este de 99 și a bușei este de 100 atunci deplasarea este: $1/99 - 1/100 = 1/9900$.

Deplasarea unghiulară este egală cu $(1/990) \cdot t$, unde t - pasul filetului în mm.

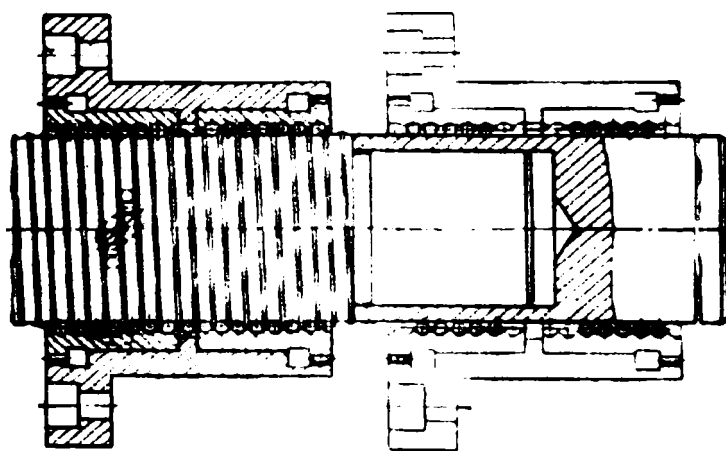


Fig. VII.8 Soluție pentru reglarea fină a jocului

Forțele de strângere acționează asupra gulerului interior al manșonului, care se sprijină pe capetele piulițelor.

Deplasarea bucșei, a piulițelor și a bilelor are loc pe suprafața netedă de la capătul șurubului, după aceea tot ansamblul se înșurubează pe filetul șurubului (Fig.VII.8).

Avantajele acestei construcții este posibilitatea reglării fine a strângerii cât și lipsa îmbinării prin șuruburi.

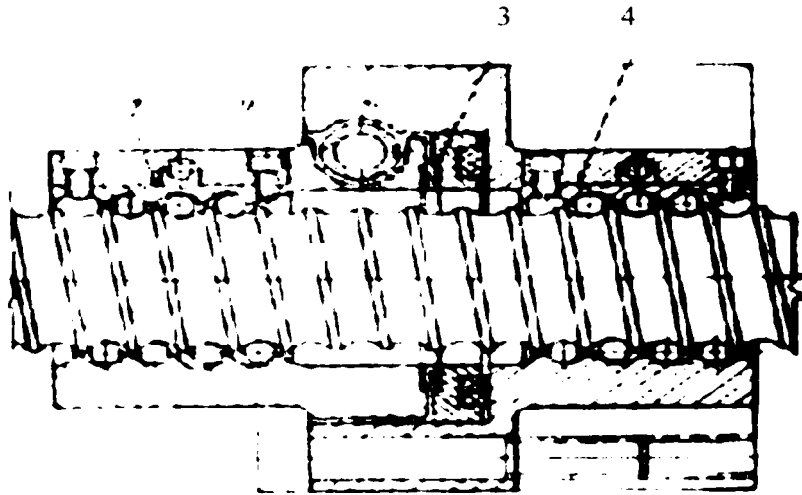


Fig. VII.9 Soluție de reglare a jocului cu autofrânare

În Fig. VII.9 între piulița fixă 4 și piulița mobilă 1 se găsește arcul 2,, ce are tendința de a deplasa piulița 1 și astfel se formează strângerea. Între capetele piulițelor se găsește rulmentul cu ace 3, ce ușurează deplasarea piuliței 4 pe piulița 1.

VII.2.1 Analiza soluțiilor constructive a șurubului cu bile

La strungurile cu comandă numerică se întâlnesc două tipuri de transmisii șurub-piuliță de rostogolire: transmisie sferică inelară și transmisie sferică cu role.

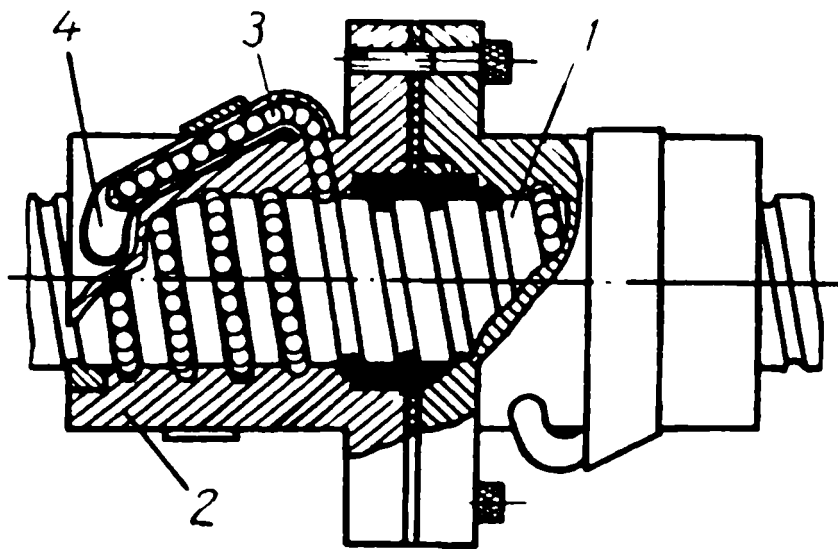


Fig. VII.10 Soluție constructivă a șurubului cu bile

Cupla cinematică sferic inelară constă dintr-un șurub 1 (Fig. VII.10), piulița 2, bilele 3 și din canalul 4 de recirculare a bilelor.

Prin rotirea șurubului sau a piuliței, centrele bilelor primesc o viteză de două ori mai mică decât viteza punctului de contact a bilei și a piesei care se rotește (șurubul sau piulița).

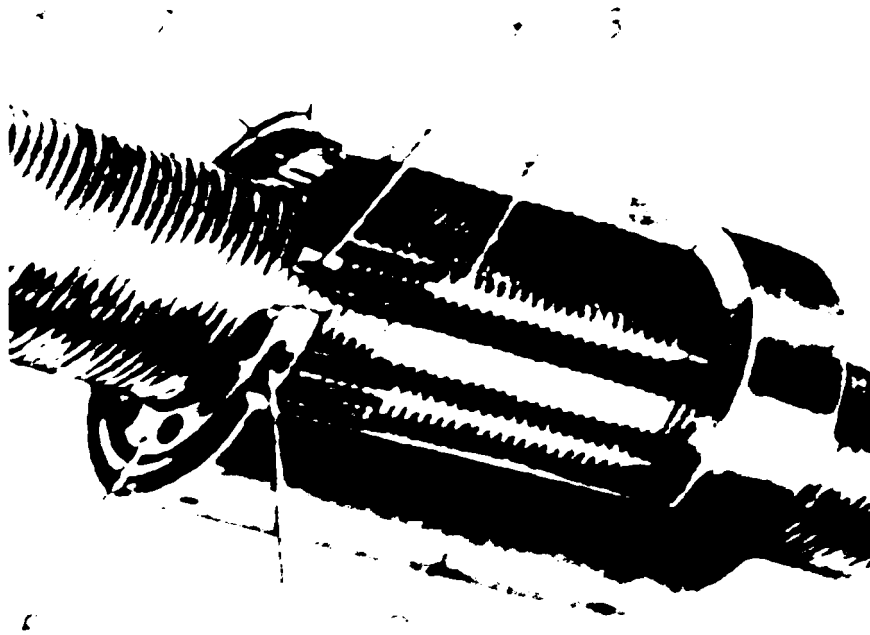


Fig. VII.11 Angrenajul sferic cu role

Pentru ca în timpul acesta bilele să nu iasă din piuliță, ultima are un canal de recirculare a bilelor care leagă prima și ultima spiră a piuliței.

Angrenajul sferic cu role șurub-piuliță (Fig.VII.11) constă dintr-un șurub 1, o piuliță 2 și din elementele elicoidale 3 care generează o mișcare planetară în jurul șurubului în rotația sa.

Numărul elementelor elicoidale poate fi diferit, de la 3 la 12. Capetele (4) a elementelor elicoidale (3) sunt cilindrice și intră în orificiile discurilor cu care se rotesc simultan.

Discurile se fixează de-a lungul arborelui cu inele elastice (arcuri) 6 în inelele cilindrice 7, fixate în filetul din piulița 2.

Direct pe capetele 4, pe ambele părți sunt prelucrați dinți drepte care se găsesc în angrenaj cu coroana dințată a angrenajului interior a cilindrului 7 și care asigură paralelismul capetelor(4), elementelor elicoidale (3) în raport cu axul șurubului.

Profilul filetului elementelor elicoidale (3) este executat sub forma unui arc circular cu rază mare pentru micșorarea presiunilor de contact.

Transmisia forței de la șurub la piuliță se realizează prin flancurile elementelor elicoidale (3) exact așa cum aceasta s-ar realiza prin bile care pe de o parte ar aluneca pe filetul piuliței, iar pe de altă parte pe filetul șurubului.

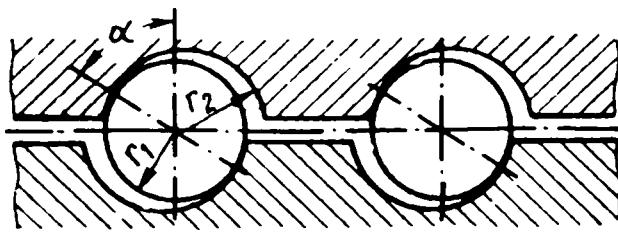
VII.2. 2 Profilul filetului șurubului cu bile

Cel mai răspândit este profilul semicircular (fig.VII. 12 .a).

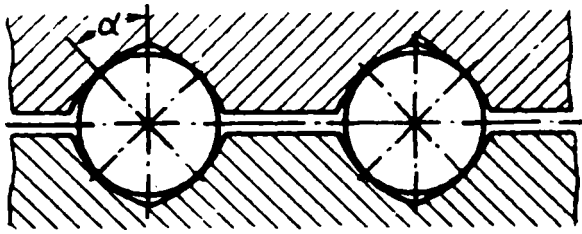
Pentru scăderea tensiunilor de contact raza profilului filetului se alege aproape de raza sferei (bilei).

Profilurile în unghi drept și trapezoidal al filetului nu își găsesc o aplicație pe scară largă din cauza presiunii mari pe suprafața de contact ca urmare a diferenței mari a curburii suprafețelor de lucru cu care vin în contact. Odată cu mărirea unghiului de contact se mărește capacitatea de încărcare (de sarcină) și rigiditatea angrenajului și se reduce frecarea.

La profilul semicircular se pot fabrica angrenaje cu unghiul de contact α până la 60 de grade.



a)



b)

Fig. VII. 12 Tipuri de profil a fîletului

Pentru realizarea strângerii sau eliminării jocului în angrenajul cu profil semicircular este necesară o a doua piuliță. Profilul rotunjit al fîletului (fig VII.2.11.b) care beneficiază de toate caracteristicile profilului semicircular permite realizarea transmisiei prin alegerea corespunzătoare a diametrelor bilelor . În cazul uzurii angrenajului în prezența a două piulițe (profilul semicircular) strângerea se poate regla prin apropierea piulițelor spre exemplu, prin alegerea unor garnituri cu rol de compensare.

VII.2.3 Construcția canalelor de recirculare a bilelor

Modul de recirculare al bilelor constituie un avantaj al angrenajului. Bilele sunt dirijate spre canalul de recirculare. Deficiențele acestor construcții sunt: mărirea gabaritului radial din cauza canalelor și rezistența la uzură scăzută a canalelor de direcționare a bilelor.

Exista solutii unde canalele de întoarcere au deschideri longitudinale

sau scobituri în corpul piuliței. Aceste angrenaje au gabarit mai mic decât soluția angrenajului cu șanț (țeavă) totuși bilele trebuie să efectueze o răsucire bruscă pe o porțiune scurtă a canalului de recirculare, de lungimea canalului.

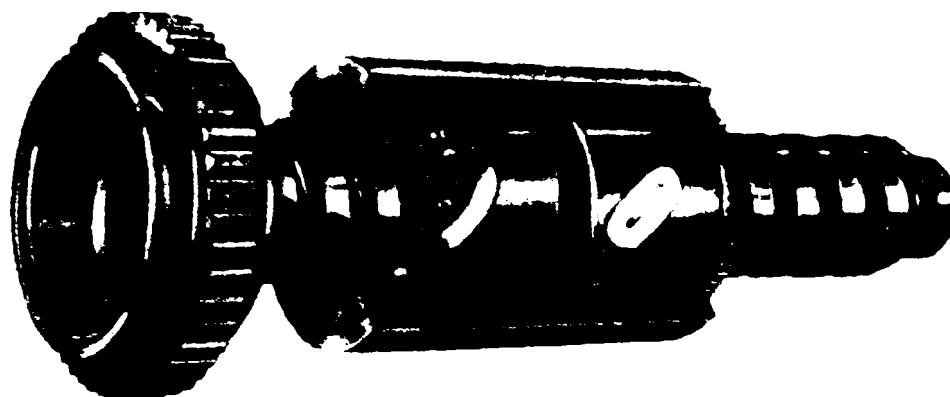


Fig. VII. 13 Soluție de recirculare a bilelor

O construcție mai perfecționată o are canalul de recirculare, care este făcut în formă de pană (cuzinet): canalul tip pană comunică cu două spirale ale filetului; canalul se prelucrează în corpul piuliței (Fig. VII.13). La o astfel de construcție bilele se îndreaptă din cavitatea unei spirale spre cavitatea (adâncitura) spiralei vecine. Bilele în piuliță se împart în trei grupe independente care circulă, de aceea piulița are trei învelișuri. Învelișurile se confecționează din oțel călit.

Avantejele acestei construcții: lungimea mică a canalului de recirculare, ca urmare, cele mai mici pierderi prin frecare: gabarit radial redus: posibilitatea creării unei traiectorii ușor înclinate a bilei în canalul de revenire; absența canalelor de recirculare.

Sunt soluții constructive cu canale de ocolire care nu necesită recircularea bilelor. Piulița cu o astfel de soluție poate fi confecționată sub forma unor inele exterioare. Numărul de bile din fiecare inel este egal cu numărul de spire ale filetului. Deficiența unor astfel de angrenaje constă în precizie cinematică scăzută, cât și rigiditatea și

capacitatea de încărcare reduse; capacitatea scăzută la rezistență se explică prin calitatea bilelor din piuliță, iar rigiditatea joasă este determinată de numărul mare de îmbinări între suprafețele frontale ale inelelor și spirele ce formează piulița.

CAP.VIII. PROIECTAREA INTERFEȚEI ELECTRONICE PENTRU COMANDA ȘI CONTROLUL PRECIZIEI DE POZIȚIONARE LA MAȘINI-UNELTE CU COMANDĂ NUMERICĂ

Acest capitol are ca scop prezentarea transformărilor asupra construcției și comenzilor lanțurilor cinematice de avans în scopul controlării și creșterii preciziei de prelucrare .

Aplicarea principiilor de îmbunătățire a preciziei de poziționare a sistemului de avans s-a făcut pe o mașină re-proiectată la întreprinderea S.C. Feroneria S.A. din Arad prin intermediul a doua contracte științifice de cercetare .

Acționarea de avans are următoarele caracteristici:

a) mașina de lucru propriu-zisă:

- deplasează firul pe două coordonate X și Y cu o cursă de 200 mm / X și 150 mm / Y

- cursa de lucru este asigurată de două motoare pas cu pas ce deplasează brațele pe cele două axe, prin intermediul a două reductoare melc-roată melcată, raport de transmitere 1:30 și două șuruburi conducătoare cu bile.

- precizia de deplasare este ± 0.03 mm

b) sistemul de comandă se compune dintr-un generator de frecvență (tranzistorizat) și o interfață între sistemul de programare și partea mecanică

c) Echipamentul numeric

În Fig. VIII .1. , VIII.2. și VIII.3. este prezentată acționarea de avans.

În Fig. VIII.4 și VIII.5. sunt prezentate soluțiile de ghidare a subansamblului mobil.

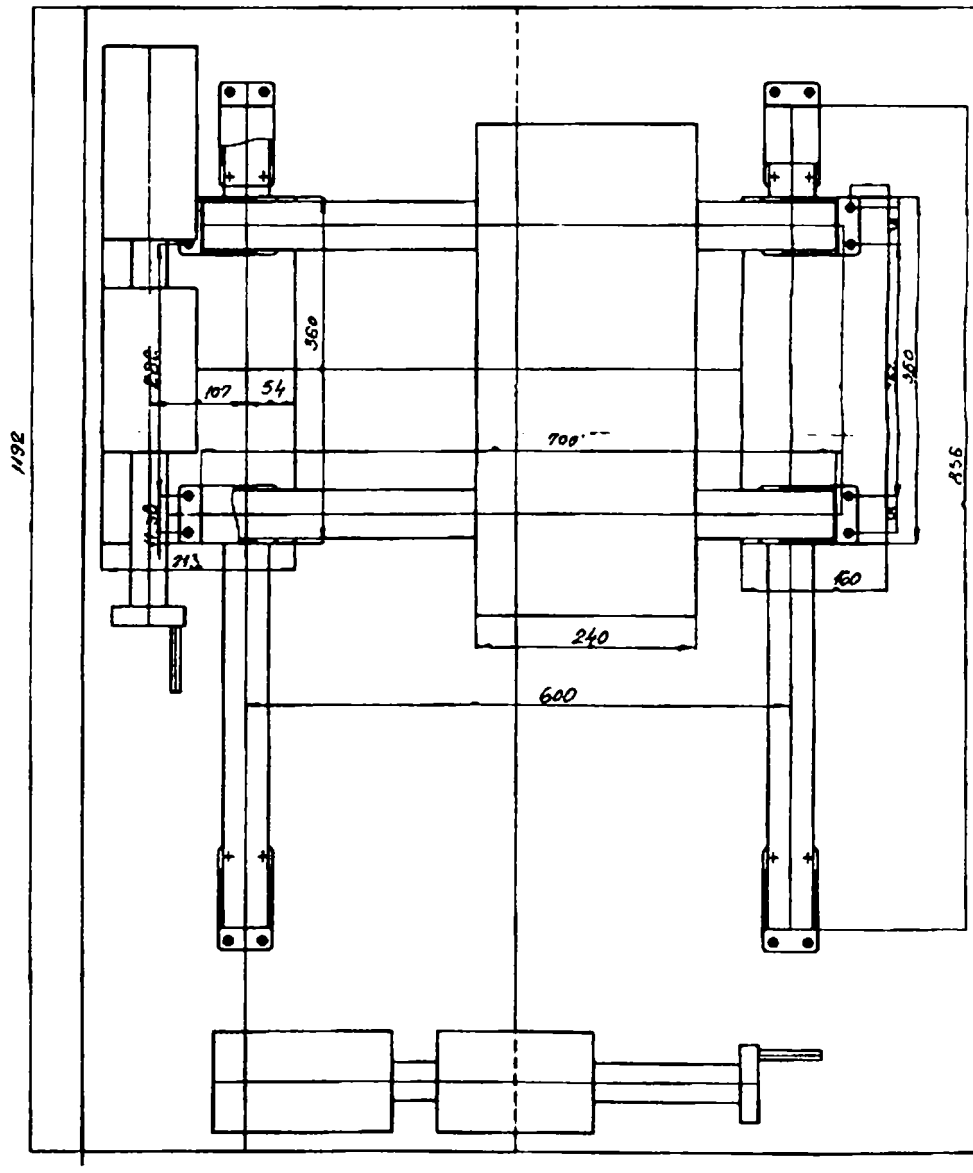
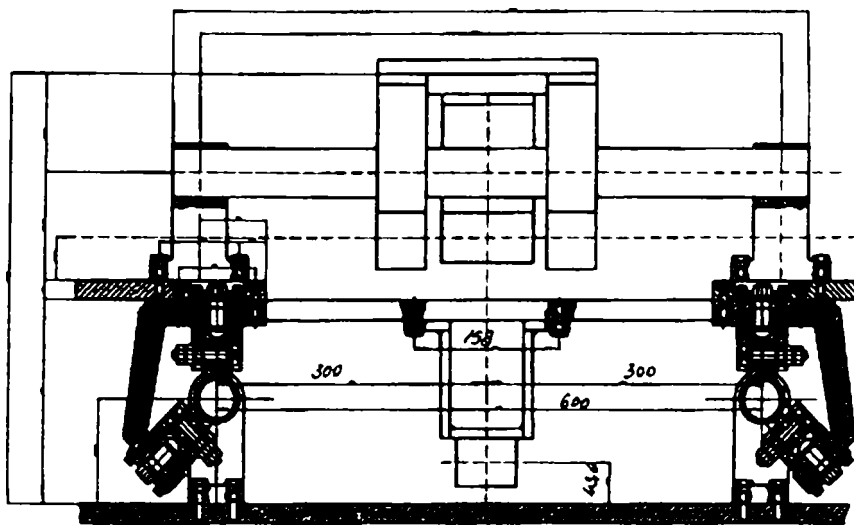


Fig.VIII.1. Acționare de avans

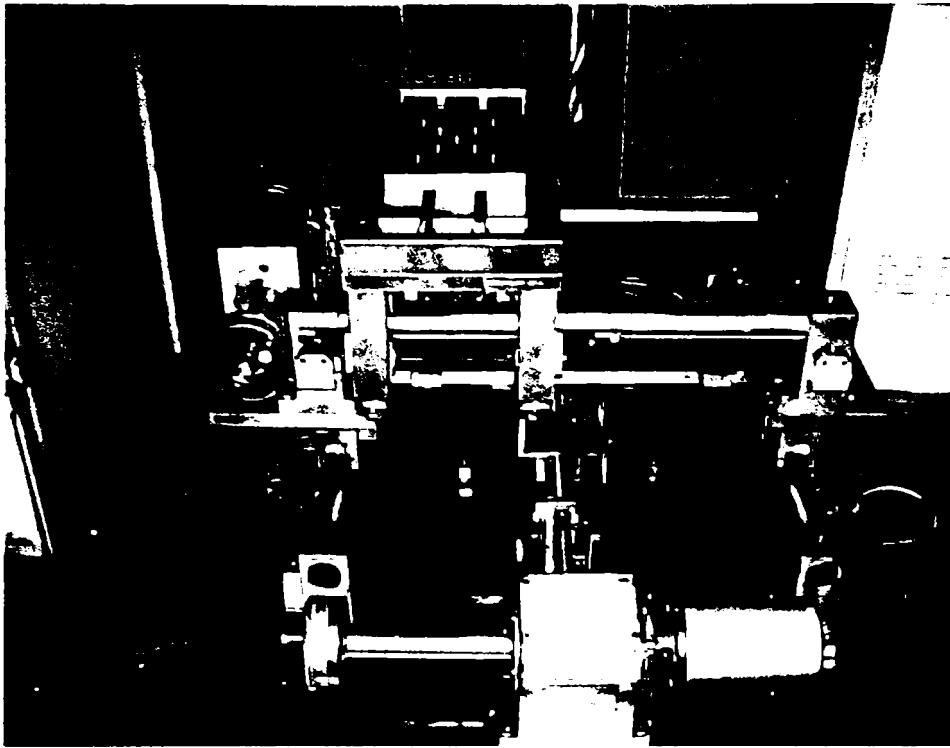


Fig. VIII.2 . Acționare de avans

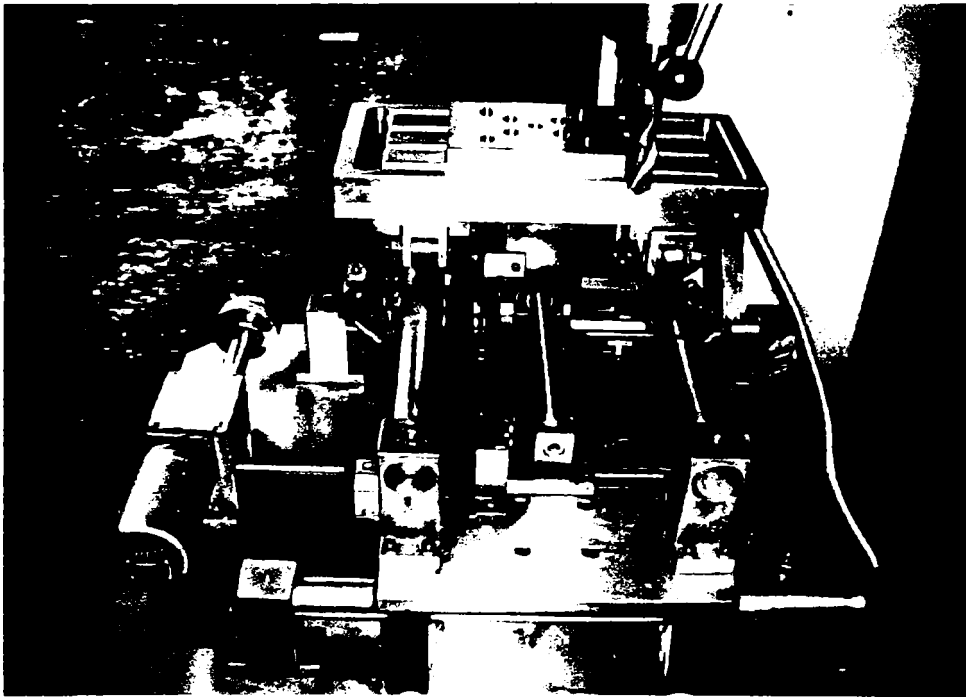


Fig. VIII.3 . Acționare de avans

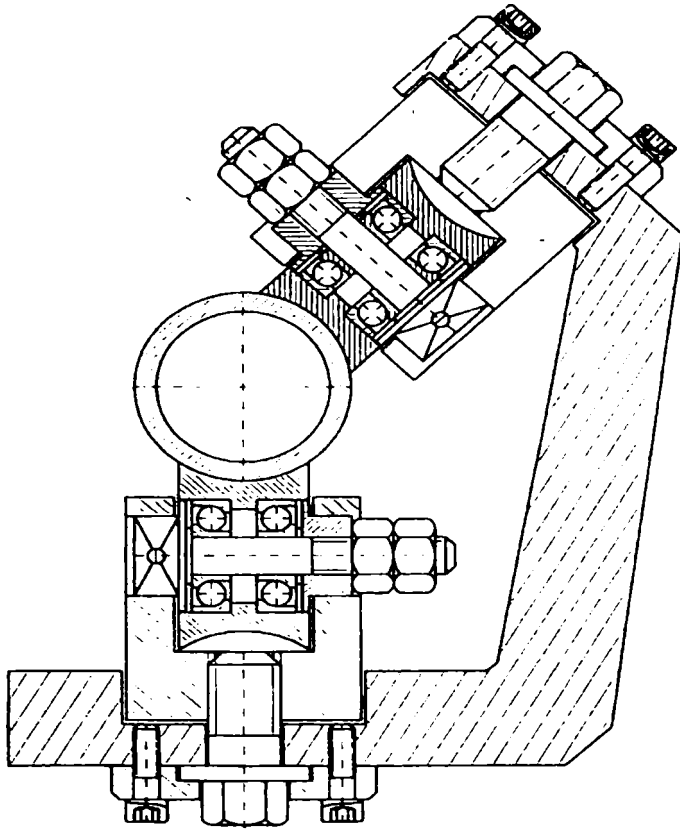


Fig. VIII. 4. Soluție de ghidare a saniei

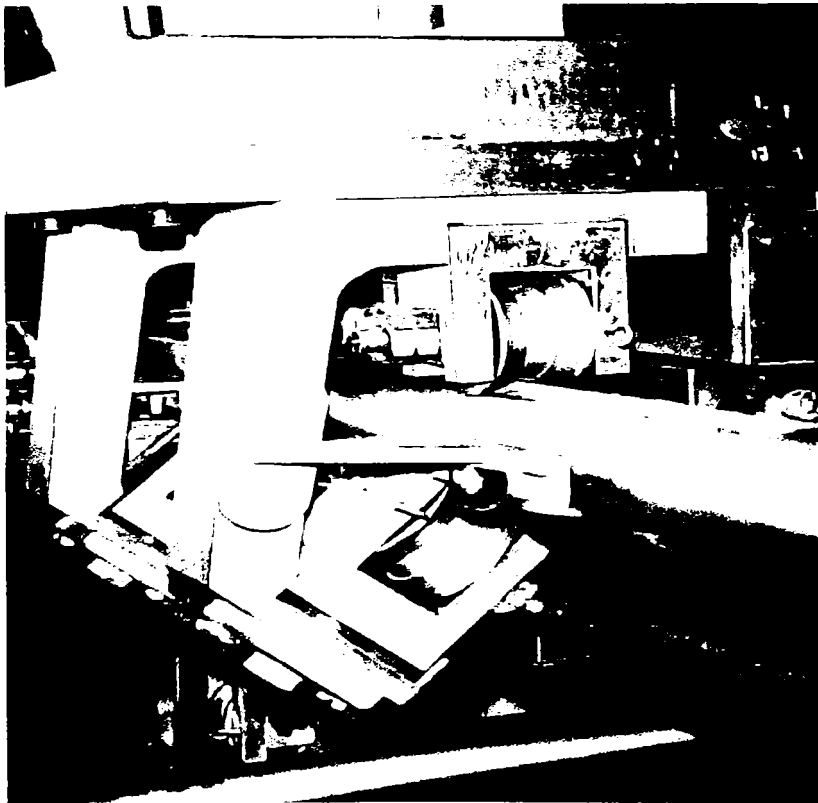


Fig. VIII.5 . Soluție de ghidarea saniei

VIII.1.Reproiectarea mașinii de lucru

La reproiectarea mașinii s-a avut în vedere următoarele:

- recuperarea din vechea mașină a motoarele pas cu pas
- recuperarea reductoarelor
- recuperarea sistemul de comandă numerică NUMEROM 306

În acest scop s-au reproiectat șuruburile cu bile pentru a asigura o cursă de 280 mm/X și 250mm/Y.

Motoarele electrice recuperate și folosite au următoarele caracteristici (date și calcule. necesare proiectării softului de comandă și control):

- tensiune 24 V cu secvență dublă de comandă, pentru a ține sub control rotorul, când se anulează curentul
- 240 impulsuri / rotații
- rotorul cu 40 de dinți
- stator cu 3 faze, cu o fază bobinată pe două perechi de poli
- unghiul de rotație, datorat unui impuls de tact este de $1,5^\circ$ (pasul)

$$p = \frac{360^\circ}{z_r \cdot m \cdot h} = \frac{360^\circ}{40 \cdot 3 \cdot 2} = 1,5^\circ \quad (\text{VIII.1})$$

în care :z - numărul de dinți rotorici

m - numărul de faze

h - gradul de complexitate al secvenței de comandă (secvență dublă)

- viteza la 517 rot/min (optimă) corespunde unei frecvențe a impulsurilor 2068 Hz
- sistemul de înfașurare al statorului este prezentat în figura (fig.VIII.6.)

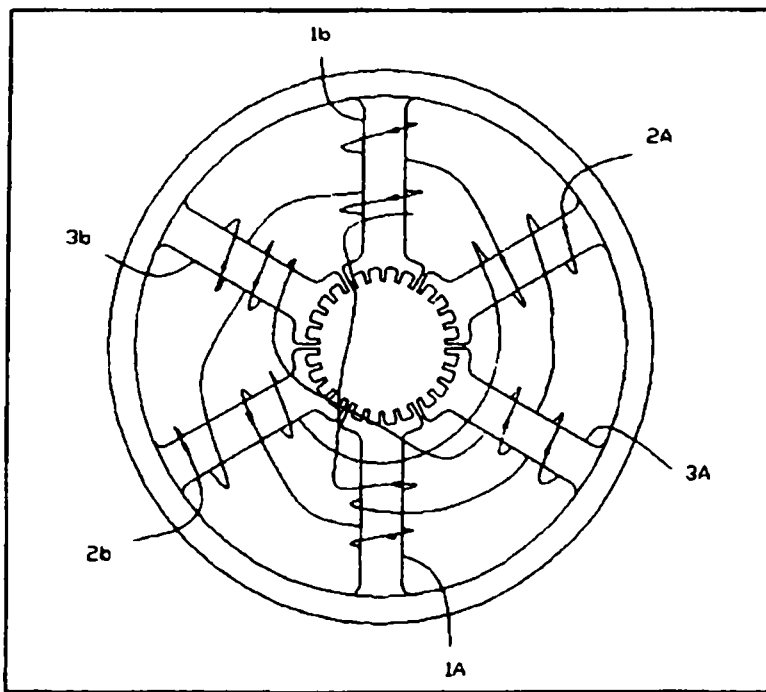


Fig.VIII.6.Sistemul de înfășurare a polilor motoarelor electrice

Comanda fazelor se execută în mod direct (imaginea de suprapunere a fazelor funcție de impulsuri de tact (fig.VIII.7) sau prin suprapunerea fazelor funcție de impulsuri de tact(Fig.VIII.8):

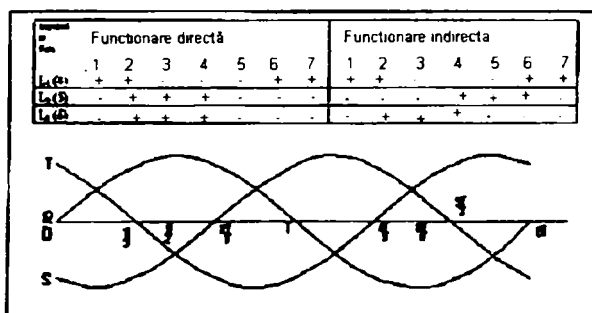


Fig. VIII.7 Imaginea de suprapunere a fazelor funcție de impulsuri de tact

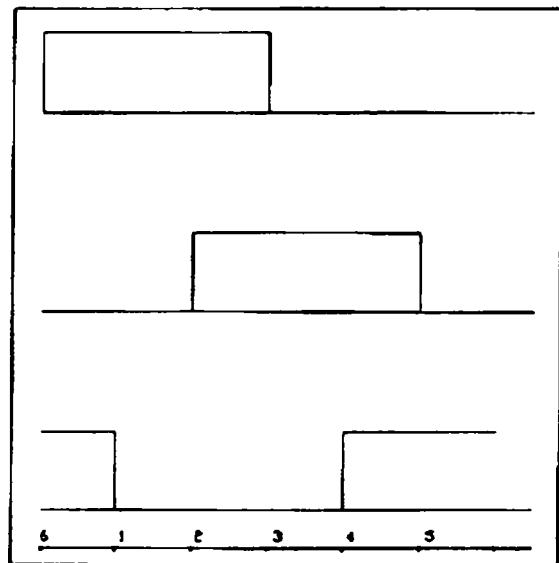


Fig. VIII.8. Impulsurile de tact

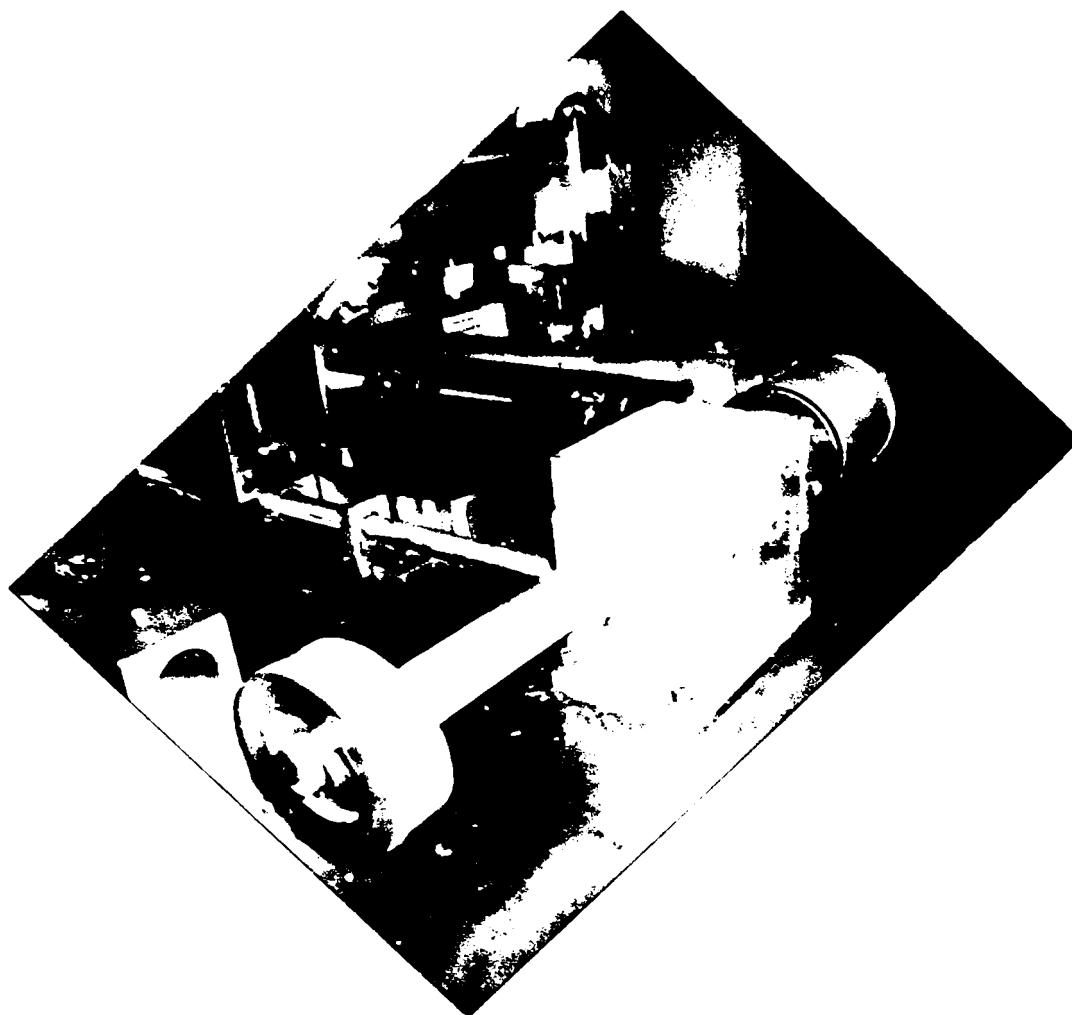


Fig.VIII.9. Acționarea lanțului cinematic de avans

Primul obiectiv a fost proiectarea unei interfețe electronice pentru un strung CNC , la care deplasarea se face utilizând motoare pas cu pas (Fig:VIII.9). Pentru verificarea poziționării corecte se folosesc două traductoare de poziție de tip *SELSIN*,. Deoarece *SELSIN* este un traductor analogic iar interfața proiectată este digitală, rolul conversiei analog-digitale este preluat de convertoarele existente in echipamentul numeric *NUMEROM* .

Al doilea obiectiv, legat de primul, este proiectarea și realizarea unui program care să controleze mașina prin intermediul interfeței electronice.

VIII.2. Specificația funcțională

Prin specificația funcțională a unui program se înțelege ce trebuie să facă programul pentru a corespunde cerințelor impuse de beneficiar. Datorită faptului

că proiectul are ca temă controlul numeric al unei mașini se impune descompunerea specificației în specificația pentru program și specificația pentru partea electronică de interfață cu mașina.

VIII.2.1 Specificația funcțională a programului

- sistemul de operare folosit este DOS
- programul trebuie să preia de la utilizator o listă cu coordonatele punctelor traiectionilor pe care urmează să se execute scula așchietoare.
 - preluarea se va face direct pe calculatorul care controlează mașina prin introducerea datelor de la tastatură, datele fiind salvate într-un fișier
 - preluarea se face dintr-un fișier anterior încărcat cu date.
 - formatul fișierului va fi CVS(câmpurile pe o line delimitate cu tab-uri) pentru a putea fi importat sau exportat în și din alte programe.
- programul trebuie să permită la comanda utilizatorului:
 - calibrarea originii piesei (punerea la zero)
 - deplasarea de la poziția curentă la următoarea poziție din tabel
 - afișarea pe ecran a stărilor:
 - * de staționare pe una din poziții
 - * de deplasare de pe o poziție pe alta
- programul trebuie să efectueze corecția erorii de pas a șuruburilor care poziționează subansamblul mobil.

VIII.2.2 Specificația funcțională a interfeței electronice

Așa cum s-a specificat în capitolul VIII.2.1, trebuie proiectată o interfață electronică care are rolul de a lega calculatorul de mașină pentru transmiterea bidirecțională de informații și care trebuie:

- să primească de la calculator semnalele necesare pentru comanda celor două motoare pas cu pas
- să trimită de la calculator la panoul de comandă un semnal care să

atenționeze operatorul mașinii că aceasta se deplasează

- să trimită la calculator:

coordonatele punctului preluate de la cele două traductoare de poziție;

semnalul de comandă a calibrării (punerea la zero);

semnalul de comandă a avansului la următoarea poziție;

semnalul de avarie în cazul în care operatorul acționează butonul de avarie sau când interfața sesizează o funcționare incorectă.

VIII.3 Specificație tehnică

Specificația tehnică este o completare a specificației funcționale care arată mai în detaliu ce trebuie făcut și cu ce mijloace. La fel ca în VIII.2 și specificația tehnică va fi descompusă în două părți, o parte relativă la program și cealaltă la interfața electronică. În plus față de specificația funcțională, specificația tehnică mai conține un paragraf care tratează modul în care comunică programul cu interfața electronică.

VIII.3.1 Specificația tehnică a programului

Programul va fi scris în C/C++ cu unele rutine în limbaj de asamblare iar compilatorul folosit va fi gcc, versiune 2.8.1. Preluarea datelor pentru tabelul de coordonate se va face pe o interfață text afișată sub forma unui tabel cu trei coloane, prima va fi numărul de ordine al punctului iar celelalte 2 coloane: coordonatele x, respectiv y. Preluarea tabelului dintr-un fișier de pe disc se va face tot pe o interfață text și tot sub forma unui tabel dar cu două coloane, prima coloană fiind numele fișierului iar a doua un șir text care descrie pe scurt reperul la care se referă. Modificarea datelor dintr-un tabel în lucru se va putea face la cererea utilizatorului comutându-se în modul de editare descris la începutul acestui paragraf. Orice modificare a datelor comută un semafor care face ca la terminare să interogheze utilizatorul asupra salvării fișierului. În caz că nu există un fișier curent utilizatorul este rugat să tasteze un nume pentru fișier și o scurtă descriere a acestuia. După preluarea datelor din fișier programul comută în mod grafic și afișează desenul piesei care trebuie prelucrate pe ecran. Figura este

schematică și va fi compusă dintr-un grid, pentru ca utilizatorul să poată aprecia poziția relativă. Pe ecran mai apar coordonatele curente: x și y , numele fișierului curent încărcat, descrierea reperului și un meniu pentru controlul programului.

Meniul va permite:

- părăsirea programului
- editarea unui tabel de date încărcat anterior
- încărcarea de pe disc a unui tabel
- crearea unui tabel de date nou
- controlul strungului CNC

În plus programul trebuie să permită:

- preluarea de la utilizator a numelui fișierului de date
- preluarea unei descrieri a fișierului
- salvarea datelor din tabelul curent în fișierul curent
- salvarea datelor din tabelul curent cu redenumirea fișierului

Programul nu va începe ciclul de lucru până când nu primește un semnal de calibrare a originii. La terminarea operației operatorul transmite un semnal programului care va începe deplasarea pe prima coordonată din tabel. La terminarea poziționării se va opri și va semnaliza așteptând ca operatorul să termine prelucrarea. La terminarea operației, operatorul transmite un semnal de poziționare pe următoarea coordonată iar programul începe poziționarea pe următoarea coordonată din tabel, ciclul repetându-se până la terminarea tabelului sau părăsirea programului. La terminarea prelucrării unui reper programul se întoarce în punctul în care așteaptă primirea semnalului de calibrare de la utilizator.

VIII.3.2 Specificația tehnică a interfeței electronice

Interfața electronică face legătura dintre PC, cele două traductoare *SELSIN* și cele două distribuitoare de impulsuri care comandă cele două motoare pas cu pas. Comunicația cu PC-ul se va realiza bidirecțional prin intermediul portului paralel (de imprimantă) printr-un cablu panglică cu 25 de fire și a unui conector. Fiecare din traductoarele *SELSIN* va fi legat de placă prin cablul panglică care face legătura dintre placa de la *SELSIN* care conține număratoarele TTL 4192 și

placa, care conține decodoarele TTL 442 și afișoarele de pe echipamentul *NUMEROM*. Comanda fazelor motoarelor pas cu pas se face direct de pe placa de interfață prin 6 semnale, câte 3 pentru fiecare motor, compatibile TTL. Deoarece frecvența critică a motoarelor pas cu pas variază cu cuplul de sarcină, va trebui ca ele să funcționeze într-un ciclu de accelerare, mers cu viteză constantă și frânare ([4]). Pentru asigurarea corectitudinii măsurării coordonatelor, preluarea datelor de pe numărătoarele 4192 ale celor două traductoare *SELSIN*, trebuie efectuate simultan. Semnalele de începere a deplasării, calibrare și avarie sunt primite de la panoul mașinii iar de la placă pleacă la panou un semnal care indică operatorului că motoarele sunt în mișcare.

VIII.4 Proiectarea interfeței electronice

Interfața electronică face legătura între PC și mașină și are rolul de a transfera date de la mașină spre PC și invers permițând acestuia din urmă să o controleze conform specificației descrise anterior. Placa este conectată la PC prin intermediul unui cablu Centronix care are la capătul dinspre PC un conector JPI cu 25 de pini introdus în portul paralel, portul de imprimantă iar la capătul dinspre placă un conector Centronix cu 36 de pini. Legăturile dintre conectorul JPI și conectorul Centronix sunt descrise în tabelul VIII.1. În legătură cu tabelul VIII. 1, se fac următoarele observații:

- pinii 15-18,34 și 35 de la cupla Centronix sunt neconectați
- coloana *Semnificație*, din tabel, se referă la semnificația semnalului pentru imprimantă
- în coloana *Sens* in este intrare, out este ieșire iar bidir este semnal bidirecțional
- in și out se referă la sensul semnalului pentru imprimantă

Schema bloc a plăcii este prezentată în figura VIII. 10. și din punct de vedere funcțional este compusă din cinci blocuri:

- un bloc care asigură stabilizarea și filtrarea tensiunii de alimentare a plăcii
- un bloc care transferă datele de la mașină la PC și invers (2)
- un bloc care face legătura cu panoul mașinii preluând și transmițând acestuia semnalele necesare comunicației (3)
- un bloc care transformă semnalele TTL în semnale compatibile cu nivelele

folosite de panoul de comanda al mașinii (4)

- un bloc de interfață cu NUMEROM 306 (5)

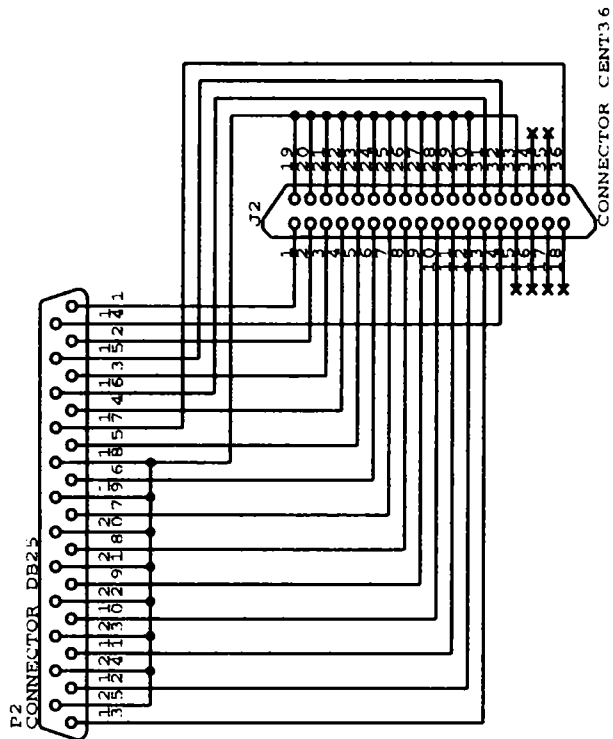


Fig.VIII.10..Schema bloc a plăcii

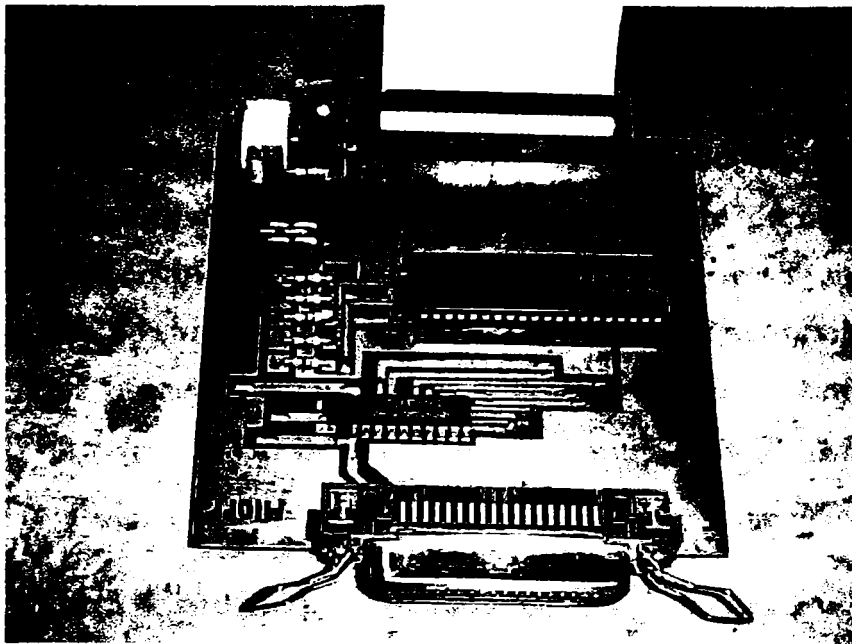


Figura VIII.11: Conexiunile dintre PC și placă.

Semnal	Pin Canon 25	Pin Centronix 36	Semnificatie	Sens
STROBE	1	1	tact	in
D0-D7	2 – 9	2 – 9	date	bidir
ACK	10	10	acceptare intrerupere	out
BUSY	11	11	imprimanta ocupata	out
PE	12	12	lipsa hartie	out
SLCT	13	13	imprimanta selectata	out
AFXT	14	14	avans linie	in
ERROR	15	32	eroare	in
INIT	16	31	initializare imprimanta	out
SLCT IN	17	36	selectie imprimanta	in
GND	18 – 25	19 – 30, 33	masa	-

Tabelul VIII. 1. Semnalele și conexiunile cablului Centronix

Din punct de vedere constructiv interfața(Figura VIII.11) este compusă din trei subansamble.

Primul subansamblu cuprinde blocurile stabilizator de tensiune, blocul de transfer de date, blocul cu logica de comandă și semnalizare și blocul de translatare a nivelelelor de tensiune și este legat de celelalte două subansamble prin două cabluri cu 14 fire ecranate cu tresă metalică. Celelalte două subansamble sunt identice din punct de vedere funcțional și constructiv si cuprind cele două blocuri de achiziție de date pentru poziție pentru coordonatele x și y și vor fi introduse în cutiile celor două sisteme NUMEROM 306.

VIII.5 Comanda motoarelor pas cu pas

Motoarele de acționare sunt de tipul pas cu pas cu reductanță. variabilă,

monostatorice, de tip ȘD-4M-U3, cu trei faze, 40 de dinți pe rotor, un unghi de pas de 1.5° și semnalele de comandă pe cele trei faze, notate cu L1, L2 și L3 cu diagramele de timp din fig. VIII.12. și fig. VIII.13.

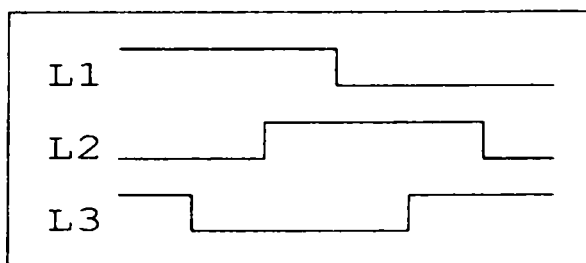


Figura VIII.12.Diagrama de timp pentru comanda motorului pas cu pas în sens direct

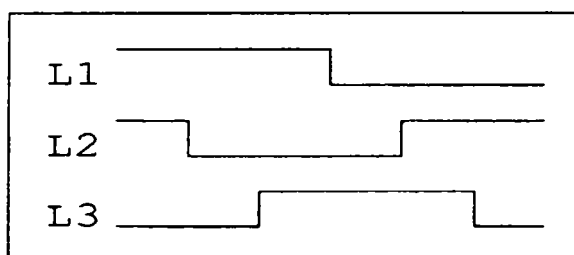


Figura VIII.13.Diagrama de timp pentru comanda motorului pas cu pas în sens invers

După cum se observă din diagramele de timp comanda este de tip monopolar nesimetrică.

Una din problemele apărute la comanda motoarelor a fost aceea că dacă numărul de pași necesari pentru una din axe este diferit de numărul de pași ai celeilalte axe momentele când trebuie schimbate fazele la fiecare din cele două motoare nu coincid. Pentru declanșarea apariției unor evenimente la intervale regulate de timp, BIOS-ul PC-ului ne pune la dispoziție un mecanism, reprogramarea intreruperii INT 8, care prin artificii descris mai jos se poate folosi pentru a schimba fazele motoarelor atunci când e necesar.

O altă problemă a motoarelor pas cu pas este apariția fenomenului de rezonanță în comutație dacă frecvența impulsurilor de comandă este egală cu frecvența proprie de oscilație a sistemului și care se manifestă prin pierderea sincronismului(motorul pierde pași) ajungând până la mișcări dezordonate complet scăpate de sub controlul impulsurilor de comandă. Frecvența la care se

manifestă acest fenomen, numită frecvență critică, este printre altele dependentă de sarcina motorului și de accelerația impusă acestuia. Pentru a evita acest fenomen comanda motorului se face în trei etape:

- accelerare constantă până la atingerea vitezei maxime la care motorul se poate deplasa fără atingerea frecvenței critice
- deplasare cu viteză constantă până în apropierea destinației
- frînare constantă până la oprirea motorului, oprire care trebuie să coincidă cu ajungerea la destinație.

Accelerarea și frânarea motorului se va face într-un număr fix de pași, pentru a nu complica inutil metoda de calcul a comenzilor transmise motoarelor, modificând frecvența de comandă a motorului. Pentru o poziționare corectă este necesară cunoașterea numărului de pași care trebuie să se efectueze pe fiecare axă. Cunoscând coordonatele de la care se pleacă, cele la care trebuie să se ajungă și distanțele parcurse pe fiecare axă la un pas calculul numărului de pași pe fiecare axă, se reduce la: (VIII.2)

$$n_{pi} = \frac{x_{if} - x_{ii}}{d_{ip}}$$

unde:

- n_{pi} - numărul de pași care trebuie efectuați pentru deplasarea de la x_{ii} la x_{if} pe axa i ($i = 1$ pentru x , 2 pentru y)
- x_{if} - poziția finală pe axa i
- x_{ii} - poziția inițială pe axa i
- d_{ip} - distanța pe axa i parcursă la un pas

Deoarece operațiile de împărțire consumă mai mult timp și introduc erori mai mari decât cele de înmulțire la calculul numărului de pași se folosesc două constante care reprezintă numărul de pași pe mm pe fiecare axă. Pentru compensarea erorilor de poziționare introduse pe parcurs (erori de pas la șurub, uzura, eventuale pierderi de pași ale motorului, etc.) și ținând cont de faptul că pe

toată perioada deplasării, se măsoară coordonatele punctului în mișcare , se recalculază numărul de pași înainte de începerea deplasării, iar pe parcursul acesteia doar pe perioada de frânare pentru corectarea eventualelor erori de poziționare.

Cunoscând numărul total de pași care trebuie efectuați pe axa i (i este x sau y), np_i , putem calcula numărul de pași necesari pentru accelerare, np_{ai} , respectiv numărul de pași pentru frânare înainte de începerea deplasării, np_{fi} , și numărul de pași rămași de efectuat pe palier, np_{pi} cu algoritmul care urmează.

VIII.5.1 Determinarea numărului de pași pentru accelerare, frânare și palier

În continuare se prezintă programul de calcul al numărului de pași pentru accelerare , frânare și palier:

```
dacă  $np_i > 2 * nr\_trepte$   
pas.1  $np_{ai} = np_{fi} - nr\_trepte$   
pas.2  $np_{pi} = np_i - 2 * nr\_trepte$   
altfel  
pas.3  $np_{ai} = np_{fi} - np_i/2$   
pas.4  $np_{pi} = np_i - 2 * np_{ai}$   
end dacă
```

Deoarece în zona în care se face frânarea se recalculază numărul de pași (pentru corecția eventualelor erori de poziționare), recalcularea se face cu algoritmul următor:

VIII.5.2 Recalcularea numărului de pași pentru accelerare, frânare și palier la frânare.

În continuare se prezintă programul de recalculare al numărului de pași pentru accelerare , frânare și palier:

```
dacă  $np_{pi} == 0$   
pas. 1 calculează  $np_{ri}$ , numărul de pași ră.mași de executat din poziția curentă  
dacă  $np_{ri} > np_{fi}$   
pas.2  $np_{pi} = np_{ri} - np_{fi}$ 
```


end dacă

end dacă

În cazul apariției unei stări de avarie, motoarele trebuie să se oprească, oprire care se va face treptat prin inițializarea valorilor variabilelor $npai$ și $nppi$ cu 0, singura valoare diferită de zero rămânând $npfi$, adică dispare zona de accelerare și cea de palier rămânând doar zona de frânare a motoarelor, conform descrierii din algoritmul prezentat la capitolul VIII.5.3. Testarea stării de avarie se va face pe tot parcursul deplasării . înainte de comanda motoarelor. În interiorul programului, starea de avarie poate să apară în cazul când rutinele de calcul sunt mai lente decât este nevoie, caz identificat de program, tratat și semnalizat așa cum va fi prezentat ulterior. Altă posibilă sursă generatoare de stări de avarie este externă PC-ului, interfața hard și partea mecanică, dar acestea au posibilitatea de a semnaliza PC-ului apariția avariei.

VIII.5.3 Rutina de avarie

În continuare se prezintă programul de calcul al testării de avarie:

dacă avarie

pas.1 $npai=0$

pas.2 $nppi=0$

end dacă

Așa cum s-a menționat anterior în zonele de accelerare și frânare frecvența de comandă a motoarelor este mai mică decât cea de pe palier pentru a permite accelerarea respectiv frânarea treptată a mesei. Cunoscând frecvența de comandă a motorului pe palier și numărul de trepte(pași) în care trebuie accelerat motorul, respectiv frânat, se poate determina frecvența necesară la o anumită treaptă cu formulele:

$$fa_i = \frac{f_{pal} * i}{nr_trepte} \quad (VIII.3)$$

$$ff_i = \frac{f_{pal} * (nr_trepte - i)}{nr_trepte} \quad (VIII.4)$$

unde:

- f_{a_i} - frecvența de comandă în treapta i
- f_{pal} - frecvența de comandă pe palier
- i - numărul treptei
- nr_trepte - numărul total de trepte de accelerare respectiv frânare.

Pentru sinteza acestor frecvențe în program folosim perioadele acestor frecvențe și ținând cont de relația dintre perioadă și frecvență constatăm:

$$T_{a_i} = \frac{nr_trepte * T_{pal}}{i} \quad (VIII.5)$$

$$T_{f_i} = \frac{nr_trepte * T_{pal}}{nr_trepte - i} \quad (VIII.6)$$

unde:

- T_{a_i} - perioada treptei i de accelerare
- T_{f_i} - perioada treptei i de frânare
- T_{pal} perioada frecvenței de comandă pe palier

Sinteza frecvenței se reduce la calculul numărului de perioade T_{pal} care trebuie să treacă de la ultimul pas (cel actual) până la următorul și numărarea acestor perioade, așa cum se poate vedea în algoritmul următor.

VIII.5.4 Sinteza frecvenței la accelerare/frânare

În continuare se prezintă programul de calcul al frecvenței de modificare a stării accelerare , frânare și palier:

```

dacă npai>0
  dacă contor_accdecc==0
    pas.1 comandă execuția pasului
    pas. 2 contor_acc_decc=nr_trepte / npai
    pas.3 decrementează npai
  altfel
    pas.4 decrementează contor_acc_decc
end dacă

```

altfel

dacă $nppi > 0$

pas. 5 comandă execuția pasului

pas. 6 decrementează $nppi$

altfel

dacă $npfi > 0$

pas. 7 comandă execuția pasului

pas.8 $\text{contor}..acc...decc = nr_trepte / nr_trepte_inapoi$

pas. 9 decrementează $npfi$

altfel

pas. 10 decrementează contor_acc_decc

end dacă

end dacă

end dacă

Pentru generarea celor două frecvențe de palier necesare celor două motoare, ținând cont de faptul că nu dispunem decât de o singură sursă generatoare de semnale de ceas(întreruperea codificată în limbajul de programare, INT 8, nu poate fi programată să genereze cele două frecvențe) vom programa generarea de semnale pentru o frecvență f_{umer} cele două frecvențe de palier f_{patx} și f_{paly} fiind obținute prin divizarea acesteia cu două numere întregi $divx$ respectiv $divy$. Pentru calculul frecvenței f_{umer} și a numerelor $divx$ și $divy$ trebuie să se țină cont că f_{umer} nu poate fi mai mare decât o frecvență maximă f_{umer_max} determinată de tipul de PC pe care se rulează programul iar f_{patx} și f_{paly} trebuie să fie mai mici decât frecvența maximă de comandă a motoarelor, f_{maxcom} . determinată de tipul constructiv al acestora și de modul lor de comandă.

Pentru ca deplasarea între două poziții date să se facă pe dreapta care le unește trebuie ca cele două frecvențe de palier, f_{patx} și f_{paiy} să fie proporționale cu numărul de pași care trebuie făcuți pe aceste axe.

Deasemenea pentru că timpul în care se face deplasarea să fie cât mai scurt, trebuie ca cea mai mare dintre cele două frecvențe să fie cât mai apropiată de frecvența maximă de comandă a motoarelor(f_{maxcom}) Cele expuse mai sus ne

conduc la următorul algoritm pentru determinarea frecvenței f_{timer} .

VIII.5.5 Calculul frecvențelor f_{timer} , f_{palx} și f_{paiy}

În continuare se prezintă programul de calcul pentru determinarea frecvenței f_{timer} :

```
pas. 1 calculează  $div = f_{timer\_max} / f_{max\_com}$   
pas.2 calculează  $n_{max} = \max(n_{px}, n_{py})$   
pas.3 calculează  $n_{min} = \min(n_{px}, n_{py})$   
pas.4 inițializează  $k$  și  $k_{opt}$  cu 0  
pas. 5 inițializează  $p$  și  $p_{opt}$  cu 0  
pas.6 calculează.  $E_{opt} = p_{opt} \cdot n_{min} - k_{opt} \cdot n_{max}$   
dacă  $E_{opt} < 0$   
pas. 7 schimbă semnul lui  $E_{opt}$   
end dacă  
repetă  
pas.8 incrementează  $k$   
pas. 9 inițializează.  $n_2 = n_{min} - k$   
dacă  $2 * \text{mod}(n_2, k) = k$   
pas.10 calculează  $n_2 = n_2 - \text{mod}(n_2, k)$   
altfel  
pas.11 calculează  $n_1 = n_2 + k - \text{mod}(n_2, k)$   
end dacă  
pas.12 calculează  $d = n_2 / k$   
pas. 13 inițializează  $n_1 = n_{max} \cdot \text{mod}(n_{max}, d)$   
pas. 14 calculează  $p = n_2 / d$   
pas.15 calculează.  $E = p \cdot n_{min} - k \cdot n_{max}$   
dacă  $E < 0$   
pas.16 schimbă semnul lui  $E$   
end dacă
```

```

dacă Eopt * k > E * kopt
pas.17 inițializează kopt cu k, popt cu p și Eopt cu E
end dacă
cât timp k < div
pas.18 inițializează d cu 0
repetă
pas.19 calculează fmax = d * p
pas.20 calculează fmin = d * k
pas.21 calculează ftimer = cmmmc(fmax, fmin)
pas. 22 incrementează d
cât timp d * p < fmax_com și d * p * k < ftimer_max
dacă np_x > np_y
pas. 23 atribuie fpalx = fmax
pas.24 atribuie fpaly = fmin
altfel
pas. 25 atribuie fpalx = fmin
pas.26 atribuie fpaly = fmax
end dacă

```

În algoritmul de mai sus prin mod am notat funcția rest modulo iar prin cmmmc cel mai mic multiplu comun a două numere.

Pe baza celor trei frecvențe calculate anterior se pot calcula două numere întregi *contor_initial_x* și *contor_initial_y* și care reprezintă raportul dintre *ftimer* și *fpalx* respectiv *fpaly* iar cu ajutorul valorii lui *ftimer* putem calcula o valoare numerică, (cu formula 6 pe care o vom folosi la programarea generării întreruperilor).

$$ct = \frac{1.19318 * 10^6}{f_{timer}} \quad (VIII.7)$$

Cele două constante *contor_initial_x* și *contor_initial_y* le folosim pentru sinteza celor două frecvențe de palier, *fpalx* și *fpaly*, în rutina de întrerupere prezentată mai jos.

VIII.5.6 Rutina de întrerupere

În continuare se prezintă programul de calcul a celor două frecvențe de palier, *fpalx* și *fpaly*, în rutina de întrerupere prezentată mai jos.

```
dacă comanda_mpp_x sau comanda_mpp_y
  pas. 1 inițializează avarie cu adevărat
  altfel
  dacă contor_x este 0
    pas. 2 inițializează comanda_mpp_x cu adevărat
    pas. 3 inițializează contor_x cu contor_initial_x
  end dacă
  dacă contor_y este 0
    pas. 4 inițializează comanda_mpp_y cu adevărat
    pas. 5 inițializează contor_y cu contor_initial_y
  end dacă
end dacă

pas. 6 decrementează contor_x
pas. 7 decrementează contor-y
```

Cele trei semafoare folosite în rutina de întrerupere, *comanda_mpp_x*, *comanda_mpp_y* și *avarie*, semnalizează în exterior cele trei stări, primele două anunțând momentele când trebuie transmise comenzile de schimbare a fazelor la motoare, iar ultimul apărând doar în momentul când între două întreruperi programul nu are suficient timp să prelucreze și să transmită comanda la motoare. Din momentul instalării întreruperii INT 8 și până în momentul dezinstalării acesteia, pe toată perioada cât se deplasează masa, se testează dacă au mai rămas pași de executat iar între două teste se citesc coordonatele punctului, se afișează și se comandă schimbarea fazelor la motoare când semnalizează rutina de întrerupere.

Algoritmul de deplasare a punctului între două poziții date este prezentată în continuare.

VIII.5.7 Algoritm de deplasare între două poziții date

În continuare se prezintă programul de calcul al deplasării punctului între două poziții:

pas. 1 calculează n_{px} și n_{py} , numărul de pași pe fiecare axă
pas. 2 calculează frecvențele f_{timer} , f_{palx} și f_{paly}
pas. 3 calculează contor initial z contor initial y și ct
pas. 4 programează timerul cu constanta ct
pas. 5 instalează rutina de întrerupere
repetă
dacă avarie
pas. 6 execută rutina de avarie
end dacă
dacă comanda mpp_x sau comanda mpp_y
dacă comanda mpp_x
pas. 7 calculează și schimbă cuvântul de comandă pentru motorul x
end dacă
dacă comanda mpp_y
pas. 8 calculează și schimbă cuvântul de comandă pentru motorul y
end dacă
pas. 9 transmite comanda la motoare
end dacă
pas. 10 citește coordonatele mesei
pas. 11 actualizează informația pe ecran
cât timp mai sunt pași de efectuat pe oricare dintre axe
pas. 12 dezinstalează rutina de întrerupere
pas. 13 reprogumează timerul cu valoarea inițială

Transmiterea schimbării fazelor la panoul de comandă al mașinii se face prin trimiterea la portul Centronix al cuvântului de comandă care este preluat de blocul "Transfer de date" și transmis blocului "Translație de nivel". Panoul de comandă recuperat de la vechea mașină nu folosește pentru nivelele 0 logic și 1 logic nivele de tensiune compatibile TTL, fiind necesară o conversie pentru cele șase semnale care comandă fazele motoarelor pas cu pas, conversie care se face cu schema din figura VIII.14. (blocul "Translație de nivel" din fig. VIII.15).

Deoarece schema inversează semnalul de intrare apare necesitatea negării semnalelor de comandă, negare efectuată de algoritmul de calcul al comenzii fazelor(din programul de pe PC).

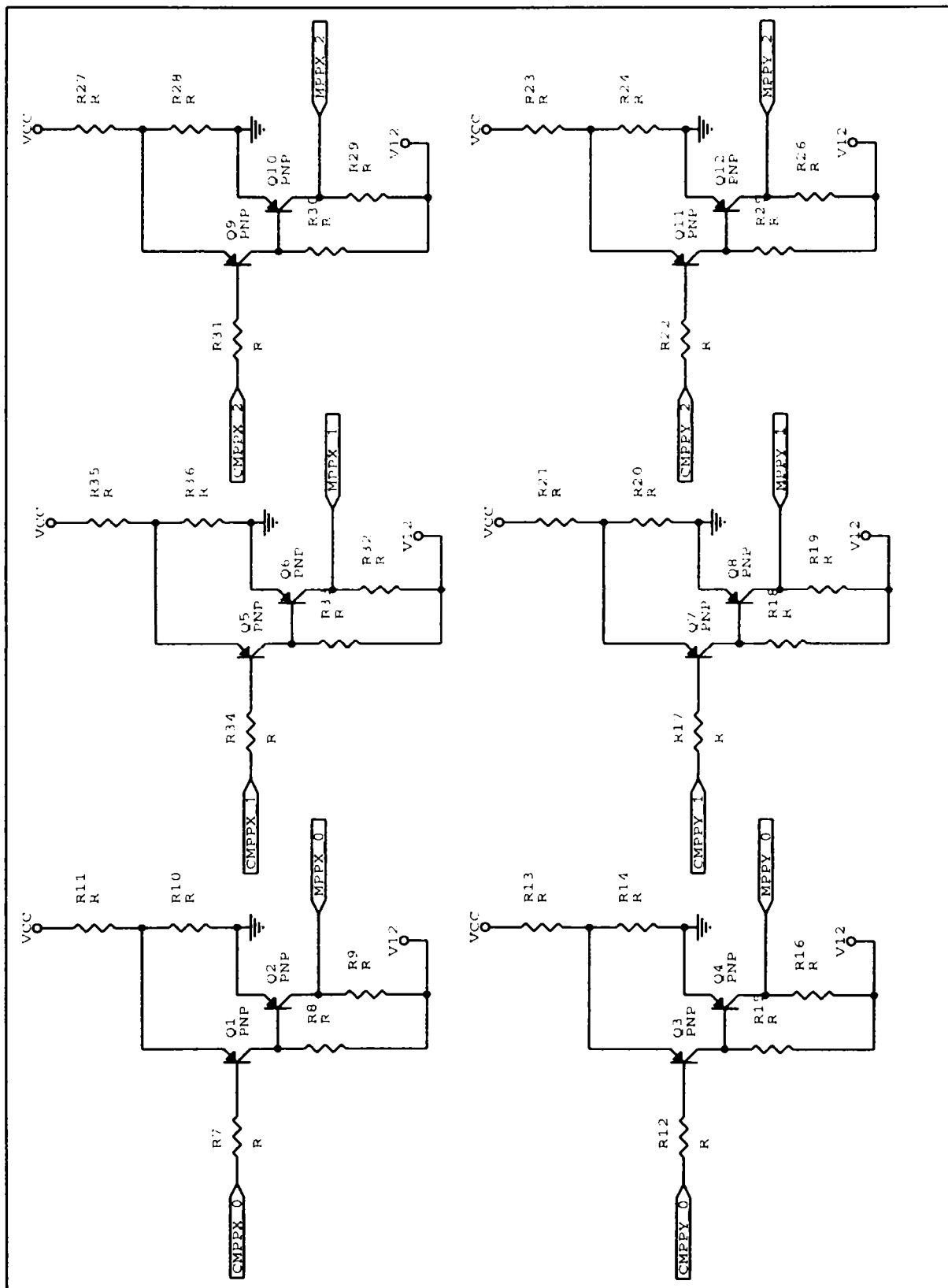


Figura VIII.14:Conversia nivelurilor de tensiune . Schema Bloc

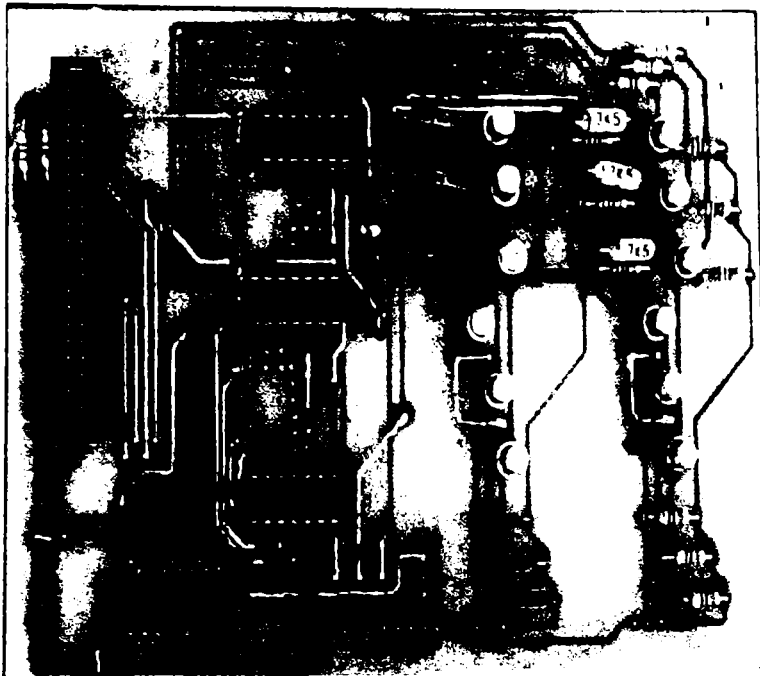


Figura VIII.15. Conversia nivelelor de tensiune

VIII.6 Achiziția de date de la traductoarele de poziție

Pentru preluarea coordonatelor, mașina este dotată cu sistemul de comanda NUMEROM 306.

Sistemul NUMEROM 306 furnizează coordonatele pe 7 cifre dar deoarece suprafața acoperită este sub 1000 mm și deoarece fiecare cifră în plus lungeste durata achiziției datelor de la interfață la proiectarea subsistemului de achiziție a coordonatelor am luat în considerare doar 6 cifre.

Deoarece preluarea datelor de la echipament se face în timp ce sania este în mișcare și deoarece achiziția este secvențială, la un pas citindu-se doar două cifre din cele 12 furnizate de NUMEROM, între momentul începerii achiziției și pe parcursul ei coordonatele se modifică. Pentru rezolvarea acestei probleme în mod uzual se memorează la un moment dat valorile măsurate și se păsterează în memorie până la terminarea citirii lor (metodă cunoscută în literatura de specialitate sub numele de "sample and hold"). Datorită vitezei mici de deplasare și a vitezei maxime de citire a datelor de la NUMEROM și pentru a simplifica cât mai mult partea electronică a interfeței am decis să facem citirea direct fără memorarea datelor, decizie pe care o justificăm în continuare.

Deoarece fiecare NUMEROM ne furnizează 6 cifre iar într-un ciclu de citire nu putem citi decât două cifre se împarte citirea datelor de la NUMEROM astfel:

VIII.6.1 Citirea datelor de la NUMEROM

În continuare se prezintă programul de calcul al citirii datelor :

- pas.1 citirea μm și a zecilor de μm pentru axa x
- pas. 2 citirea μm și a zecilor de μm pentru axa y
- pas.3 citirea sutelor de μm și a mm pentru axa x
- pas.4 citirea sutelor de μm și a mm pentru axa y
- pas. 5 citirea zecilor și a sutelor de mm pentru axa x
- pas. 6 citirea zecilor și a sutelor de mm pentru axa y

Deoarece din măsurătorile făcute pe un PC 386 SX la o frecvență de ceas de 40 MHz(mai lent decât PC-urile pe care beneficiarul le are în dotare) cu rutinele de citire a doua cifre de la NUMEROM a rezultat o durată a citirii de cel mult 73 μs . La o viteză a subansamblului mobil de 180 mm/min(3 mm/s). acesta se deplasează pe durata citirii cu o distanță de 0,219 μm , distanță de cel puțin de 4 ori mai mică decât cea pe care poate echipamentul NUMEROM să o sesizeze. Ținând cont că raportul de viteze între PC-urile din dotarea beneficiarului și cel pe care s-a făcut testul este de cel puțin 4,8 se poate trage concluzia că putem folosi metoda descrisă de achiziție chiar dacă viteza de deplasare este de 1000 mm/min, ceea ce e cu mult peste viteza maximă reală de deplasare.

Citirea coordonatelor de la cele două echipamente NUMEROM se face prin citirea de la portul Centronix, conform algoritmului prezentat mai sus a informațiilor transmise blocului “Transfer de date” (vezi figura VIII.16. ce va fi descris ulterior) de către blocul “Interfată cu NUMEROM 306” (din aceeași figură.).Blocul “Interfata cu NUMEROM 306” este la rândul ei compusă din două subblocuri(vezi fig. VIII.16.) identice din punct de vedere funcțional și constructiv (vezi fig. VIII.17., VIII.18.), notate cu “Interfața cu NUMEROM 306 pentru axa x”, respectiv “Interfața cu NUMEROM 306 pentru axa y”. Așa cum se vede din fig. VIII.16, semnalele primite de cele două plăci sunt identice mai puțin semnalul CCS(selecția dispozitivului) care pentru axa x este PC2 iar pentru y este PC3.

VIII.7 Comenzi și semnalizare

Pe mașină sunt instalate trei butoane care transmit la PC semnalele de calibrare a originii, deplasare pe o altă coordonată și un buton de semnalizare a stării de avarie iar de la PC se trimite spre mașină un semnal care semnalizează operatorului că motoarele sunt în mișcare. Prelucrarea semnalelor de la mașină se face în blocul "Logica de semnalizare" din fig. VIII.16. La proiectarea acestui bloc, spre deosebire de cele anterioare, nu au apărut probleme speciale blocul fiind un automat secvențial cu 4 stări.

VIII.8 Programarea circuitului 8255

Înțelegerea modului de funcționare este strict legată de înțelegerea funcționării și programării circuitului integrat 8255.

Circuitul 8255 este un circuit LSI (Large Scale Integration) care ușurează implementarea operațiilor de intrare/ieșire paralele, realizat în tehnologie NMOS pe o pastilă cu 40 de terminale. Circuitul posedă 24 de terminale de intrare/ieșire care pot fi configurate ca unul, două sau trei porturi paralele. Dintre cele 24 de terminale, 16 sunt prevăzute cu posibilități de memorare (latch-uri) iar celelalte 8 posedă tamponare (buffer-e). Alimentarea se face de la o sursă de 5 V iar semnalele sunt compatibile TTL. Informații despre capsulă, semnale și semnificația lor sunt date în tabelul VIII.2. Semnalul RESET aduce circuitul în starea inițială, adică șterge conținutul porturilor și programarea acestuia, este activ jos (trebuie să fie 0 logic) și este independent de celelalte semnale. Semnalul CS este folosit la selecția circuitului celorlalte semnale, cu excepția semnalului RESET, semnalele neputând să fie active dacă circuitul nu este selectat prin trecerea lui CS pe 0 logic (activ jos). Semnalele WR și RD selectează operațiile de scriere, respectiv citire, sunt și ele active jos și în funcție de semnalele terminalelor A0 și A1 operează asupra regiștrilor interni ai circuitului (vezi tabelul VIII.2).

Registrul de comandă este adresabil doar în scriere, iar celelalte trei sunt adresabile în funcție de modul în care a fost programat circuitul. Programarea circuitului se face prin scrierea în registrul de comandă a unui octet a cărui semnificație este dată în tabelul VIII.3. Prezintă interes numai modul 0, interfața nefiind proiectată să funcționeze în modurile 1 sau 2. Modul 0 este modul în care

circuitul 8255 funcționează cu ieșirile buffer-izate(păstrează datele pe terminalele porturilor până la modificarea lor). Programarea circuitului se face după resetarea acestuia sau oricând e nevoie prin configurarea cuvântului de comandă așa cum avem nevoie și scrierea acestuia în registrul de comandă (scriere la adresa A1, A0-11). Până la resetare sau o nouă programare circuitul poate fi folosit în configurația setată în cuvântul de comandă.

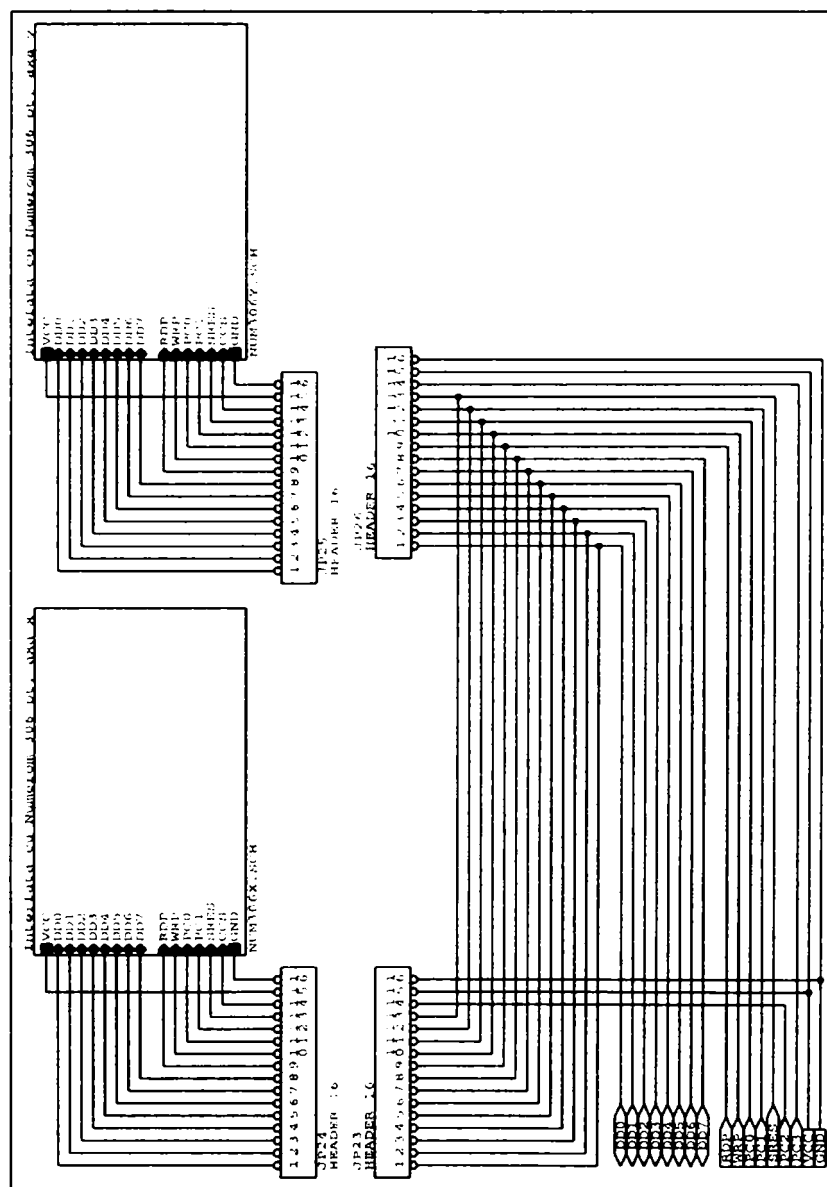


Figura VIII.16. Blocuri(subsistem) de achizitie de la NUMEROM

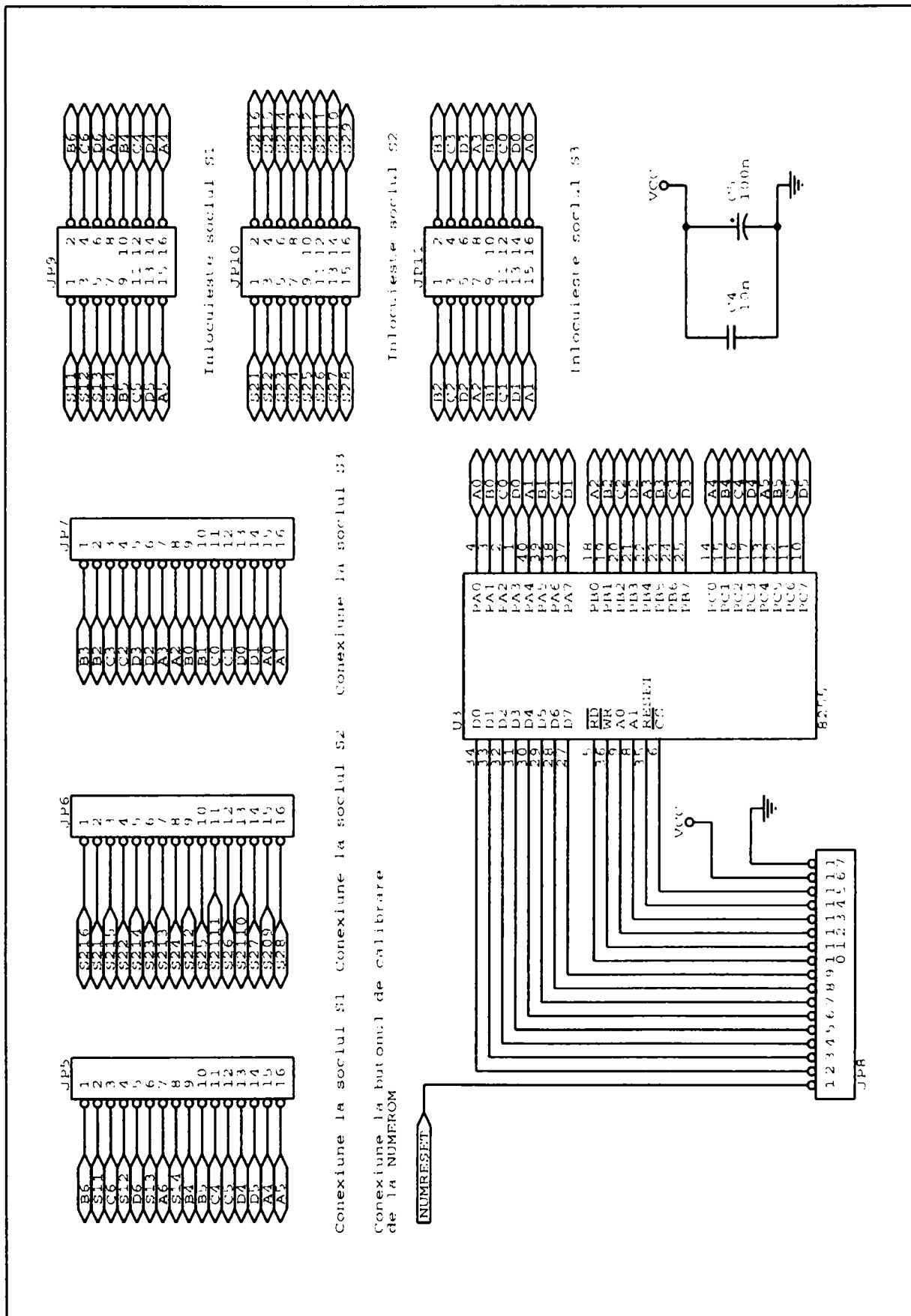


Figura VIII.17. Placa de achizitie pentru axa X.Schemă bloc

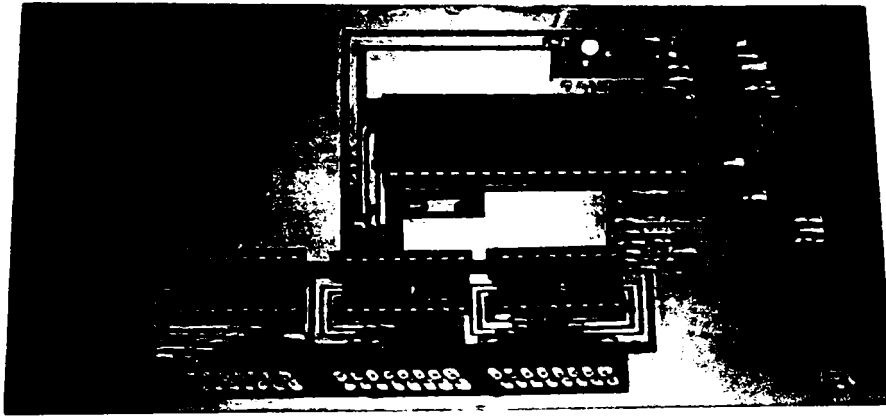


Figura VIII.18 Placa de achizitie pentru axa X.

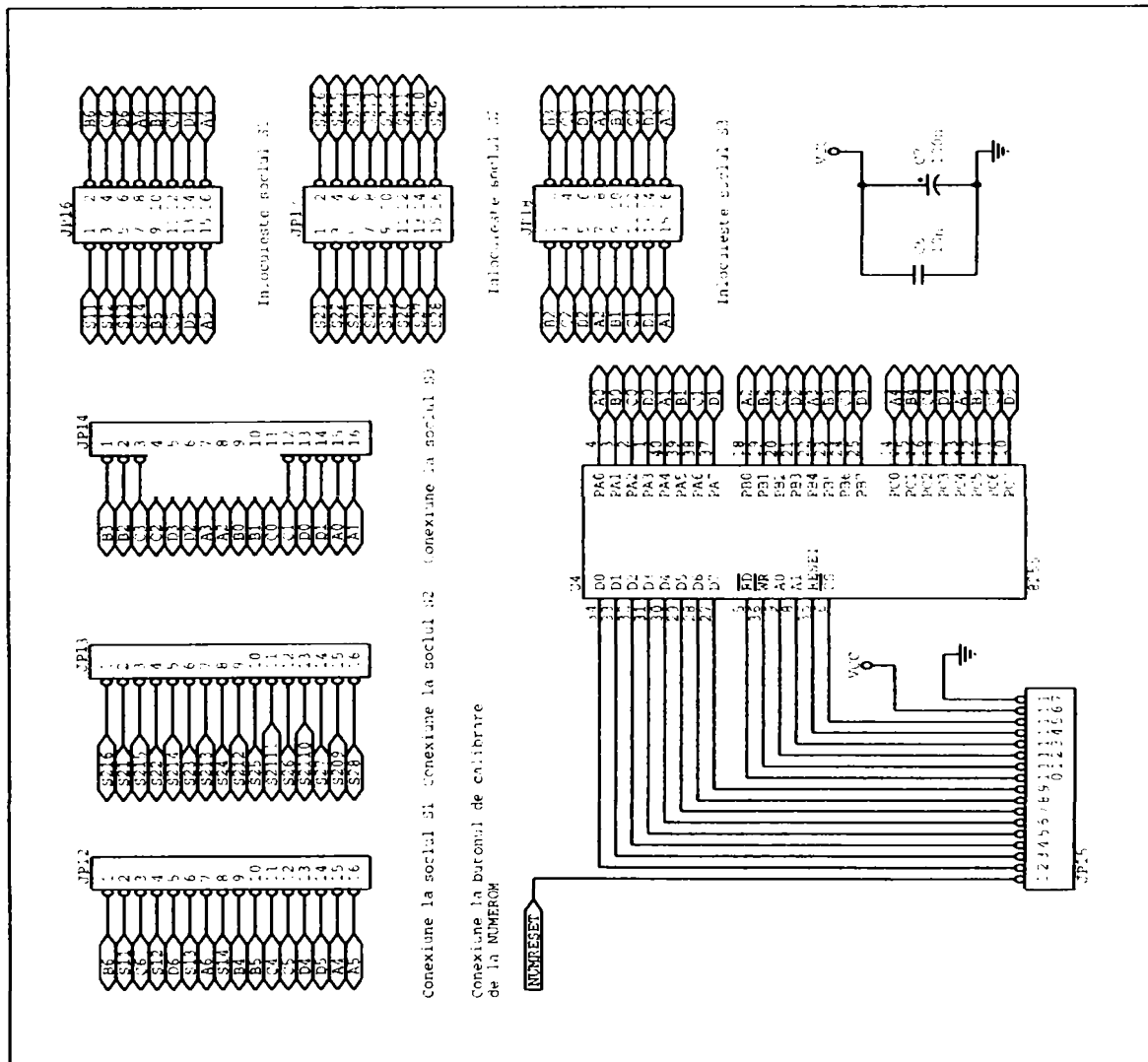


Figura VIII.19. Placa de achizitie pentru axa Y

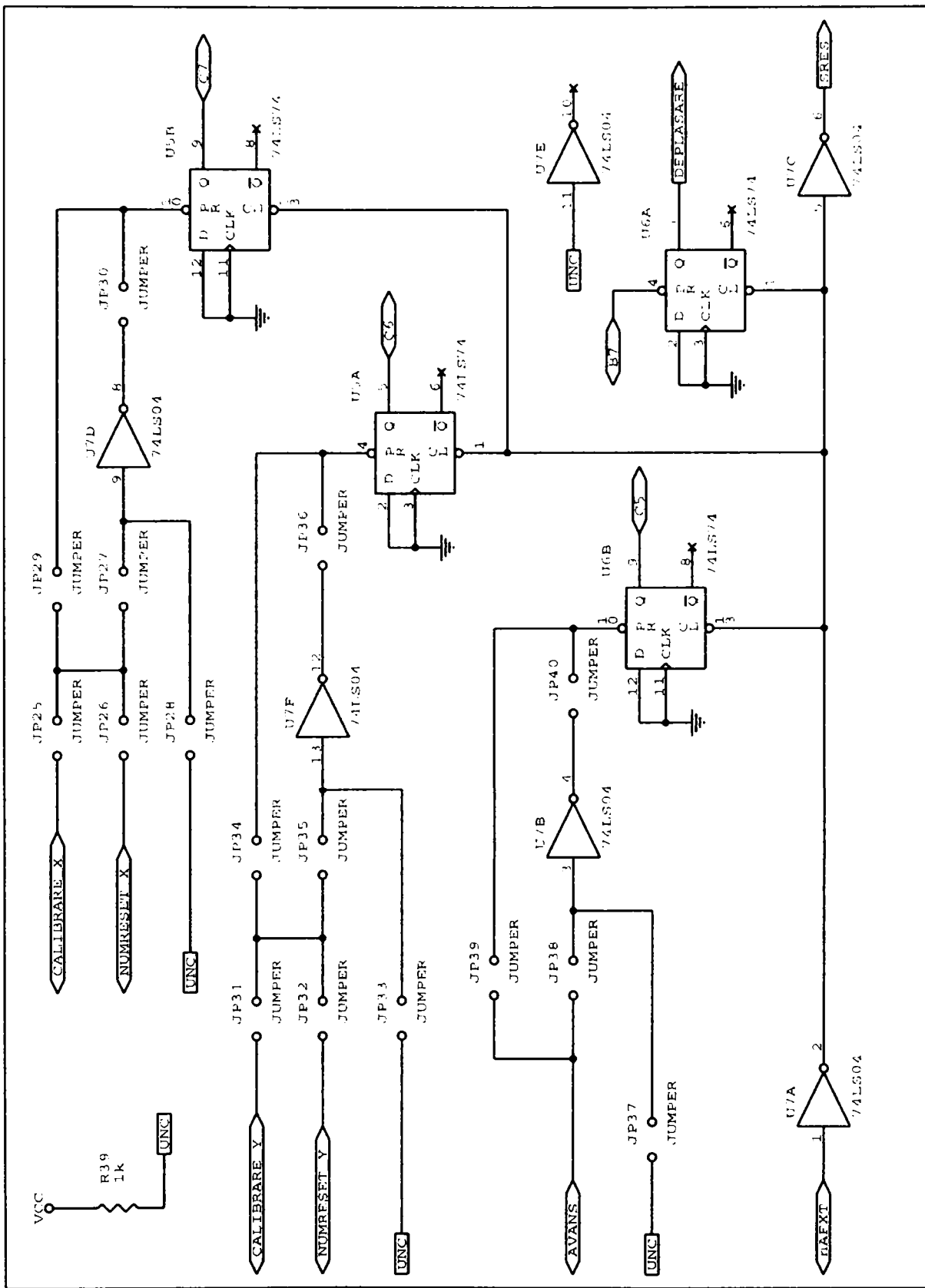


Figura VIII.20. Logica de semnalizare

Pin	Notatie	Semnificatie
1 – 4, 40 – 37	PA0 – PA7	portul A
5	RD	semnal citire
6	CS	semnal selectie
7	GND	Masa
8 – 9	A0 – A1	selectie port
14 – 17,13 – 10	PC0 – PC7	port C
18 – 25	PB0 – PB7	port B
26	VCC	Alimentare
34 – 27	D0 – D7	port de date
35	RESET	semnal de initializare
36	WR	semnal de scriere

Tabelul VIII.2: Terminalele circuitului 8255 și semnificația lor

A1	A0	Operează
0	0	portul A
0	1	portul B
1	0	portul C
1	1	registrul de comandă

Tabelul VIII.3: Adresele regiștrilor interni ai lui 8255

Bitul	Semnificație
D0	Portul C biți 03, 0 ieșire, 1 intrare
D1	Portul B, 0 ieșire, 1 intrare
D2	Selecție mod port B și biți 03 de la C, 0 mod 0, 1 mod 1
D3	Portul C biți 47, 0 ieșire, 1 intrare
D4	Portul A, 0 ieșire, 1 intrare
D5, D6	Selecție mod port A și biți 47 de la C, 00 mod 0, 01 mod 1, 10 sau 11 mod 2
D7	Fanion de setare mod, 0 inactiv, 1 activ

Tabelul VIII.4 Semnificația cuvântului de comandă la 8255

VIII.9 Blocul de transfer de date

Blocul de transfer de date are rolul de a transmite informațiile de la PC spre celelalte blocuri și invers prin intermediul portului Centronix. Partea centrală a blocului o constituie circuitul 8255, notat cu U7 în figura VIII.21, prin a cărui programare se stabilește modul cum vor circula datele între PC și celelalte blocuri. Circuitele U1, U2 și U3 stabilesc sensul de circulație al datelor între P0 și circuitul U7 pe baza semnalului RD și a semnalului de la pinul 8 al integratului U6 conform tabelului VIII.5. Pentru înțelegerea funcționării trebuie știut că 0 logic pe pinul DS2(pinul 13) aduce circuitul 8212 în stare de înaltă impedanță. cea ce-l face să se comporte ca și cum legăturile la pinii 01-08 nu ar exista.

RD	Pin 8, U6	Sens
0	0	PC citește datele de pe DD0-DD3 pe BUSY, ACK, SLCT și PE
0	1	PC citește datele de pe DD4-DD7 pe BUSY, ACK, SLCT și PE
1	0	PC scrie datele de la D0-D7 la DD0-DD7 iar pe BUSY, ACK, SLTC și PE avem semnalele de pe CBUSY, CACK, CSLCT și CPE
1	1	nefolosită

Tabelul VIII.5: Sensul circulației datelor dintre P0 și 8255

Integratul U6 are funcția de divizor cu 2 al semnalului RD, circuitul resetându-se când semnalul WR este 0 logic(vezi diagrama de timp din figura VIII.23). Semnalul de pe pinul 8 al lui U6 are rol de semnal de multiplexare, deoarece la o citire se preiau doar 4 biți, ceea ce face ca un ciclu complet de citire să se facă prin punerea acestuia prima dată pe 0 logic și ulterior pe 1 logic, operație efectuată prin trecerea de 2 ori a semnalului RD pe 0 logic.

Pentru formarea semnalelor de adresare a circuitului U7, A1 și A0, și a semnalelor WR, RD și RESET, se folosesc semnalele INIT, SLCT IN, AFXT și STROBE de pe cupla Centronix și un circuit decodificator format cu circuitele integrate U4 și U5. La proiectarea circuitului și a softului care comandă decodificatorul s-a ținut cont de faptul că PC-ul neagă intern semnalele SLCT IN, AFXT și STROBE, ecuațiile decodificatorului fiind cele date în tabelul de adevăr, este cel din tabelul VIII.5

$$\text{RESET} = \neg \text{SLCT IN} \wedge \neg \text{INIT} \wedge \neg \text{AFXT} \wedge \neg \text{STROBE}$$

$$\text{A1} = \neg \text{SLCT IN}$$

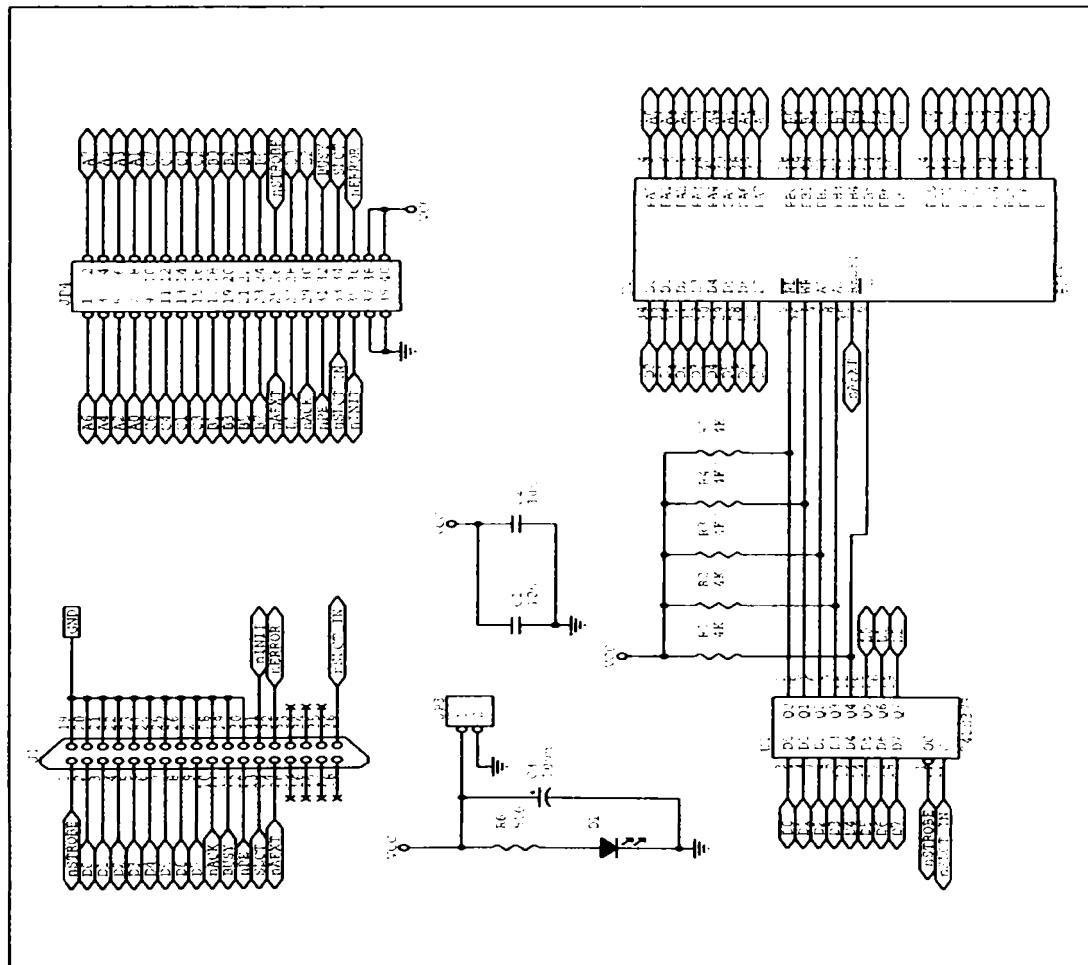
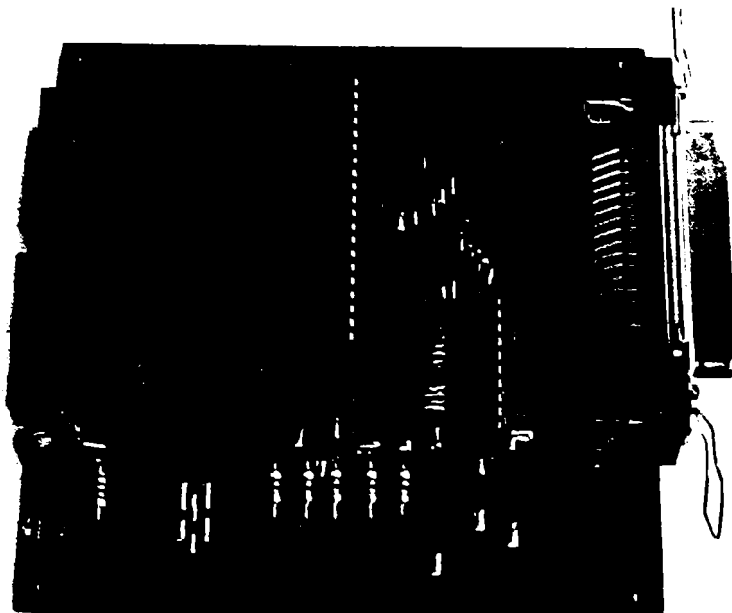
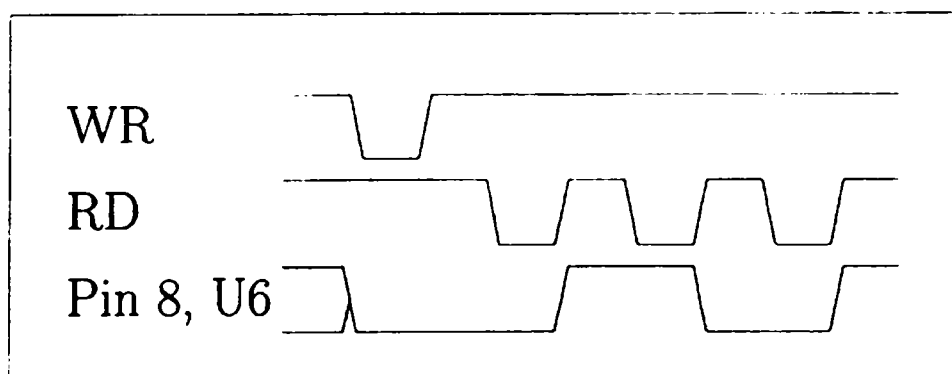


Figura VIII.21.: Blocul de transfer de date



VIII.22.Placa de transfer de date



FiguraVIII..23: Diagrama de timp a integratului U6

$A0 = \neg AFXT$

$RD = INIT \vee STROBE$

$WR = \neg INIT \vee STROBE$

VIII.10. Blocul de interfață cu NUMEROM 306 pentru una din axe

NUMEROM 306 permite măsurarea coordonatelor pe o axa cu 7 cifre semnificative, dintre care datorită dimensiunilor luate in calcul, nu folosim decât 6(3 zecimale). Cele două montaje sunt realizate pe două plăci, care vor fi

montate în interiorul fiecărui *NUMEROM 306* și conțin câte un integrat 8255, U9 și U10, programat să preia datele prin intermediul portului A și a semnalelor SA0, SA1, RD, WR și SRES furnizate de U7 din blocul de preluare a datelor. Placa existentă în *NUMEROM 306* este reprezentată în fig. VIII.24 iar S1-S4 sunt socluri DIL-16, socluri cu 16 pini, care fac legătura între panoul frontal al *NUMEROM*-ului și placă. Primele trei socluri, S1-S3 sunt legate la afișaj iar soclul S4 la un programator decadic folosit la setarea coordonatelor originii măsurătorilor.

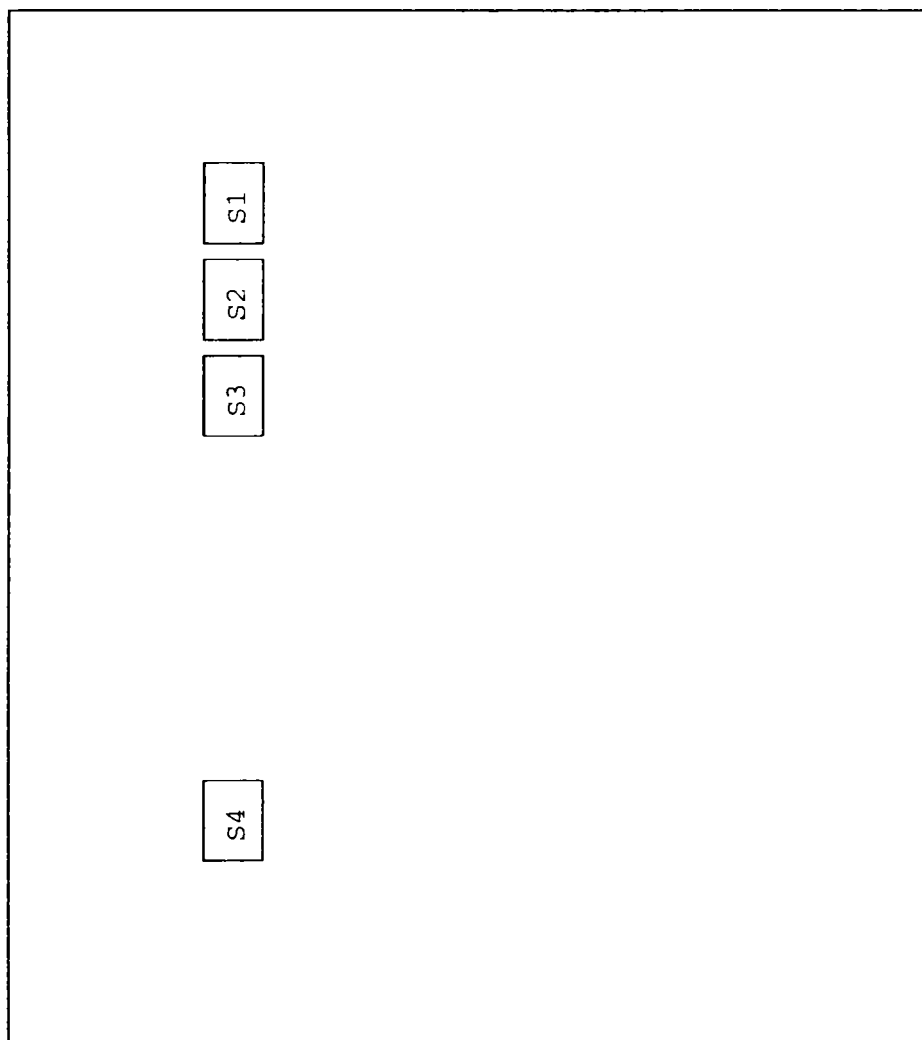


Figura VIII.24: Schem placii existente in *NUMEROM 306*

SLCT IN	INIT	AFXT	STROBE	SA1	SA0	RDP	WRP	SRES	Operatie
0	0	0	0	1	1	0	1	1	resetarea placii
0	0	0	1	1	1	1	1	0	nefolosita
0	0	1	0	1	0	0	1	0	citire port C
0	0	1	1	1	0	1	1	0	- “-
0	1	0	0	1	1	1	0	0	scriere comanda 8255
0	1	0	1	1	1	1	1	0	-“-
0	1	1	0	1	0	1	0	0	scriere port C
0	1	1	1	1	0	1	1	0	-“-
1	0	0	0	0	1	0	1	0	citire port B
1	0	0	1	0	1	1	1	0	-“-
1	0	1	0	0	0	0	1	0	citire port A
1	0	1	1	0	0	1	1	0	-“-
1	1	0	0	0	1	1	0	0	scriere port B
1	1	0	1	0	1	1	1	0	-“-
1	1	1	0	0	0	1	0	0	scriere port A
1	1	1	1	0	0	1	1	0	-“-

Tabelul VIII.6: Tabelul de adevăr al decodorului

Deoarece *NUMEROM 306* este sensibil la zgomote electrice, placa de colectare a datelor trebuie montată în interiorul acestuia și pentru a nu decupla afișarea coordonatelor de pe panoul frontal al *NUMEROM*-ului, se montează pe placă trei socluri care vor înlocui soclurile S1-S3(în ele vor fi introduse cablurile care vin de la

afișaj) iar de pe placă vor pleca trei cabluri panglică spre soclurile S1-S3 de pe placa *NUMEROM*-ului. Conexiunile dintre afișaj și soclurile S1-S3 sunt date în tabelul VIII.7.

Soclu	Pin	Semnificati
S1	1	Semn
	2	Stergere digiti semnificativi
	3,4	
	4	D5B
	6	D5C
	7	D5D
	8	D5A
	9	D4A
	10	D4B
	11	D4D
	12	D4C
	13	D6A
	14	D6D
	15	D6C
	16	D6B
	S2	1 - 4
5 - 8		VCC
9		Pozitia virgulei
10 - 12		
13		Semnalizare cadere de tensiune
14 - 16		
S3	1	D2B
	2	D2C
	3	D2D
	4	D2A
	5	D1B
	6	D1C
	7	D1D
	8	D1A
	9	D0A
	10	D0D
	11	D0C

Tabelul VIII.7: Conexiunile dintre soclurile S1-S3 și afișaj

VIII.11. Blocul logicii de semnalizare

Blocul logicii de semnalizare are rolul de a prelua, prelucra și de a transmite semnalele apărute prin apăsarea unuia din butoanele de semnalizare (avarie, calibrare sau deplasare). Montajul prezentat în fig. VIII.25. este un automat finit cu trei stări

format din integratele TTL, U11 - de tip 420, U12 și U13 - de tip 400 și U14 - de tip 474 și are la intrare semnalele *CALIBRARE*, *AVANS*, *AVARIE* provenite de la butoanele de calibrare, deplasare, respectiv avarie și semnalele *SA0*, *SA1* și *nINIT* provenite de la blocul de transfer de date, iar la ieșire semnalele *CSLCT*, *CPE* și *ERROR* care vor fi transmise blocului de transfer de date.

Integratul U14 este format din două bistabile RS care sunt folosite pentru memorarea stării curente a automatului.

Ștergerea celor două bistabile (adică aducerea lor în starea inițială) se face simultan prin aplicarea semnalului(notat cu CL mai jos) dat de U11 și U12

Din ecuație și din datele de catalog ale integratului TTL 474 se poate vedea că aducerea automatului în starea inițială este independentă de semnalele provenite de la butoanele de semnalizare a calibrării și a avansului aceasta făcându-se la comanda programului de pe PC prin modificarea semnalului *INIT* atunci când nu este apăsat butonul de avarie.

$$CL = (AVARIE \wedge \neg(SA0 \wedge SA1 \wedge nINIT))$$

Trecerea bistabilelor în stările care semnalizează apăsarea butonului de calibrare, respectiv de avans se face prin trecerea pe 1 logic a bistabilului A, respectiv B prin aplicarea semnalelor furnizate de U12, U13(notate mai jos cu PR1, respectiv PR2) și date prin ecuațiile:

$$PR1 = \neg (CL \wedge \neg (CALIBRARE \wedge AVARIE))$$

$$PR2 = \neg (CL \wedge \neg (AVANS \wedge AVARIE))$$

Semnalele de ieșire sunt obținute din ieșirile Q ale bistabilelor(pe care le vom nota mai jos cu Q1, nQ1 și respectiv Q2, nQ2) cu ajutorul integreatelor U11 și U13 conform ecuațiilor

$$CSLCT = \neg (Q1 \wedge nQ2)$$

$$CPE = \neg (nQ1 \wedge Q2) = nQ1 \wedge Q2$$

$$ERROR = \neg (Q1 \wedge Q2)$$

VIII.12. Blocul sursă de alimentare

Pentru alimentarea blocurilor descrise anterior este nevoie de o sursă de alimentare la tensiunea de 5 V, la curent de sarcină de 0.5 A(consumul mntajelor este de aproximativ 0.25 A , dar pentru a putea eventual ataşa şi alte module pe care să le alimentăm de la aceeaşi sursă, a fost dimensionată la 0.5 A). Montajul, prezentat în fig. VIII.25 şi VIII 26 este compus dintr-un redresor, un filtru şi un stabilizator realizat cu integratul U8 de tip 7805.

VIII.12.1 Calculul stabilizatorului de tensiune

Stabilizatorul de tensiune este format din integratul U8 de tip 7805 C şi condensatoarele C1 şi C2 şi trebuie să asigure la ieşire o tensiune stabilizată de 5.0 V la un curent de sarcină de cel mult 0.5 A.Integratul 7805 C este un stabilizator monolitic cu trei terminale cu caracteristicile din Tabelul VIII.8.(vezi datele de catalog)

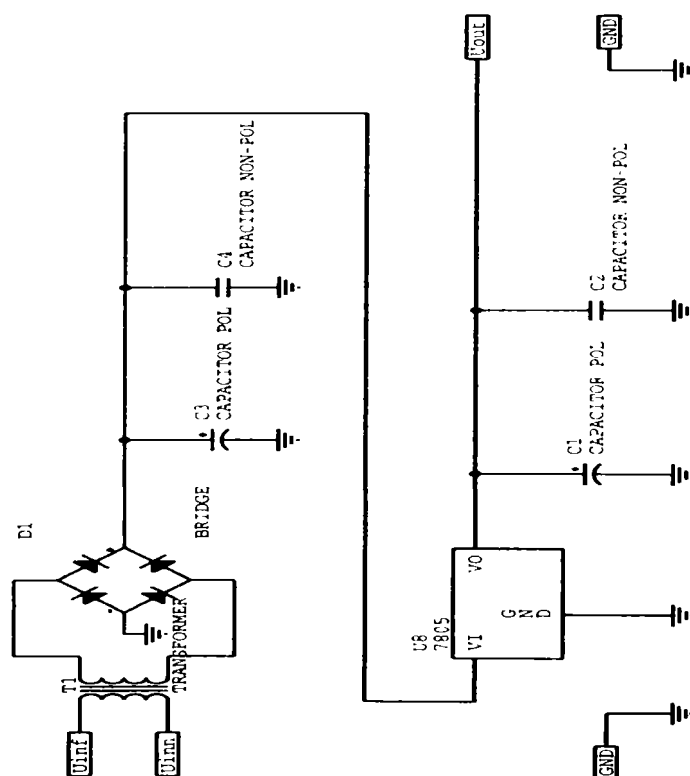


Figura VIII..25. Sursa de alimentare

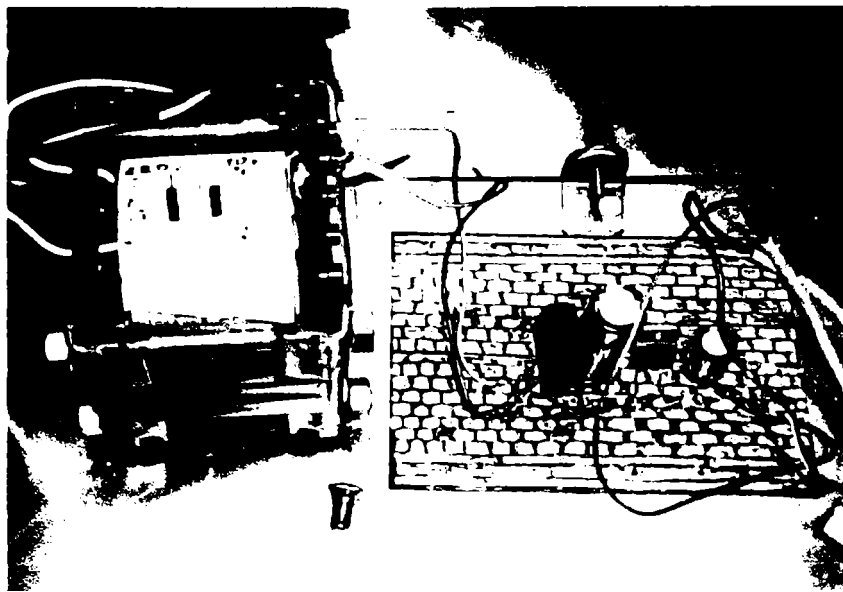


Fig VIII.26. Sursă de alimentare

tip capsulă	TO-3	
	curent maxim de ieșire	1.5A
	tensiune de ieșire	5.0V
	tensiune maximă la intrare	35.0 V
	stabilizarea de intrare(% din tensiunea de intrare)	0.03
	stabilizarea de sarcină(% din tensiunea de intrare)	0.5
	rejecția tensiunii de ondulație	66-80 dB
	diferența de tensiune intrare-ieșire	1.6-2.0 V

Tabelul VIII.8: Caracteristici tehnice ale integratului 7805 C

Pentru calculul tensiunii minime de la intrarea în stabilizator este nevoie de tensiunea maximă ondulatorie de la intrarea acestuia, tensiune care se calculează cu formula :

$$u_{oi} = 0.1 * 0.5 \text{ V}$$

Ținând cont de factorul de rejecție al integratului 7805 se constată că la ieșirea din stabilizator tensiunea ondulatorie maximă nu depășește 1 mV. Tensiunea minimă de intrare trebuie să acopere tensiunea ondulatorie de intrare și diferența de tensiune

intrare-ieșire a integratului deci va fi dată de formula VIII.20:

$$U_{imin} = 5.0 + 2.0 + 0.5V = 7.5V$$

Tensiunea maximă de intrare a stabilizatorului este limitată de tensiunea maximă de intrare a integratului și de puterea disipată pe acesta la curentul maxim de sarcina.

Pentru calculul condensatorului C1 se folosește formula VIII.21:

$$C1 = 1000 \cdot 0.5A = 500\mu F$$

Tensiunea condensatorului C1 trebuie să depășească U_{imin} deci se alege un condensator electrolitic de $500 \mu F$ la 12 V. C2 este ceramic și are rolul de tăiere a eventualelor frecvențe înalte, și va avea o valoare cuprinsă între 50 și 500 nF.

VIII.12.2. Calculul blocului redresor, al filtrului și al transformatorului de rețea

Redresorul este de tip bialternanță în punte și este compus din puntea D1 și filtrul format cu condensatoarele C3, C4. Calculul acestuia, cât și a transformatorului de rețea, a fost efectuat cu un program și a avut ca date de intrare datele din tabelul VIII.9.

variația tensiunii rețelei	10 %
tensiunea la ieșirea redresorului	7.5 V
curentul maxim de sarcină	0.5 A
pulsația tensiunii de ieșire	0.5 V
tipul redresorului	bialternanță în punte

Tabelul VIII.9.: Date de intrare pentru calculul redresorului și al filtrului

Pe baza datelor din Tabelul VIII.8 a rezultat că avem nevoie de o punte redresoare cu o tensiune inversă maximă de 11.2 V, curent mediu redresat de 0.25 A și curent de vârf repetitiv de 2 A. Pe baza acestor date am ales o punte de tip 1PM05, și a rezultat pentru redresor o tensiune de intrare de 7.5V la un curent de sarcină maxim de 0.91 A. Pentru condensatorul C3 al filtrului a rezultat o valoare de $2709.6 \mu F$ la 10.11 V, care normalizat conduce la un condensator de $3300 \mu F$ la 16.0 V. Curentul ondulatoriu

maxim admis al condensatorului C3 a rezultat din calculele programului ca fiind de 1.026 A. Pentru C4 se alege un condensator ceramic cu o valoare cuprinsă între 330 și 3300 nF. Din datele calculate de program pentru redresor a rezultat pentru transformatorul de rețea o rezistență a înfășurării de 0.355Ω

Transformatorul de rețea trebuie să aibă o tensiune de ieșire de 7.5V cu un curent de sarcină de 0.91A și o putere de 14VA. În caz că nu există un transformator standard cu caracteristicile de mai sus, pentru a permite bobinarea unuia avem nevoie de caracteristicile lui constructive. Calculul transformatorului s-a făcut cu același program cu care s-a făcut și calculul redresorului pe baza datelor calculate anterior și au rezultat datele din tabelul VIII.10.

putere	13.66 VA
secțiune miez	6.099 mm ²
tole tip	E 12,5
grosimea pachetului de tole	24.4 mm
numărul de spire din primar	1546 spire
diametrul sârmei din primar	0.23 mm
numărul de spire din secundar	52.7 spire
diametrul sârmei din secundar	1.017 mm
grosimea carcasei pe care se bobinează	0.5 mm
factorul calculat de umplere al ferestrei	0.29

Tabelul VIII.10: Datele constructive ale transformatorului de rețea

VIII.13 . Ansamblul interfeței hard

Din punct de vedere constructiv interfața este compusă din trei părți. Prima parte este compusă din blocul de transfer de date, logica de semnalizare, blocul de translație de nivel și sursa de alimentare și este montată într-o carcasa care conține pe panoul frontal butoanele de semnalizare iar pe panoul din spate conectoarele la sursa de alimentare, la cele două dispozitive NUMEROM, la cele două panouri de comandă a motoarelor pas cu pas și conectorul Centronix pentru PC. În figurile VIII.27., VIII.28 și VIII.29 sunt prezentate schemele circuitului imprimat , poziția de montare a pieselor pentru blocurile menționate anterior și realizarea reală a acestora . Celelate două părți componente ale interfeței sunt identice din punct de vedere constructiv

fiecare fiind compusă din blocul de achiziție a datelor de la NUMEROM pentru fiecare axă.

În figurile VIII.30 și VIII.33 sunt prezentate schemele circuitului imprimat și poziția de montare a pieselor figurile (VIII.31 și VIII.32). Cele două montaje nu au nevoie de carcasă ele fiind montate în interiorul dispozitivelor NUMEROM, alimentarea lor făcându-se prin cablurile de conexiune de la subansamblul descris anterior.

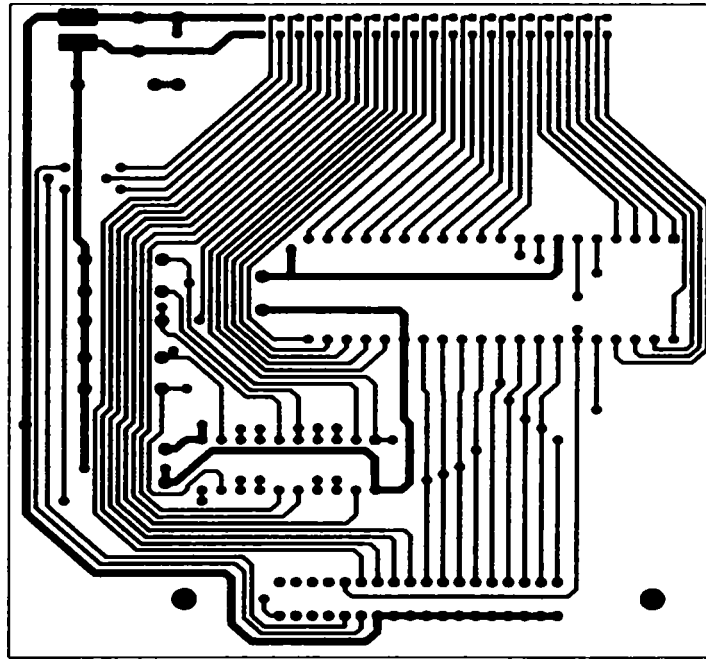


Fig.VIII.27. Blocul de transfer de date

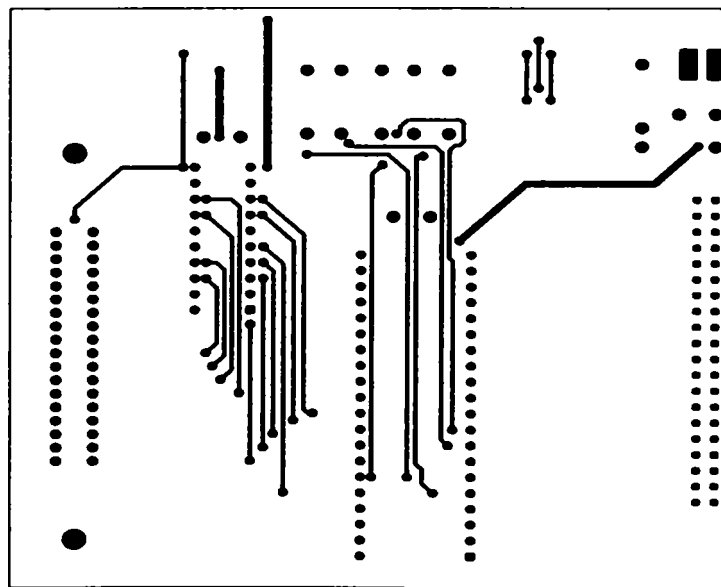


Fig. VIII.28. Blocul de transfer de date

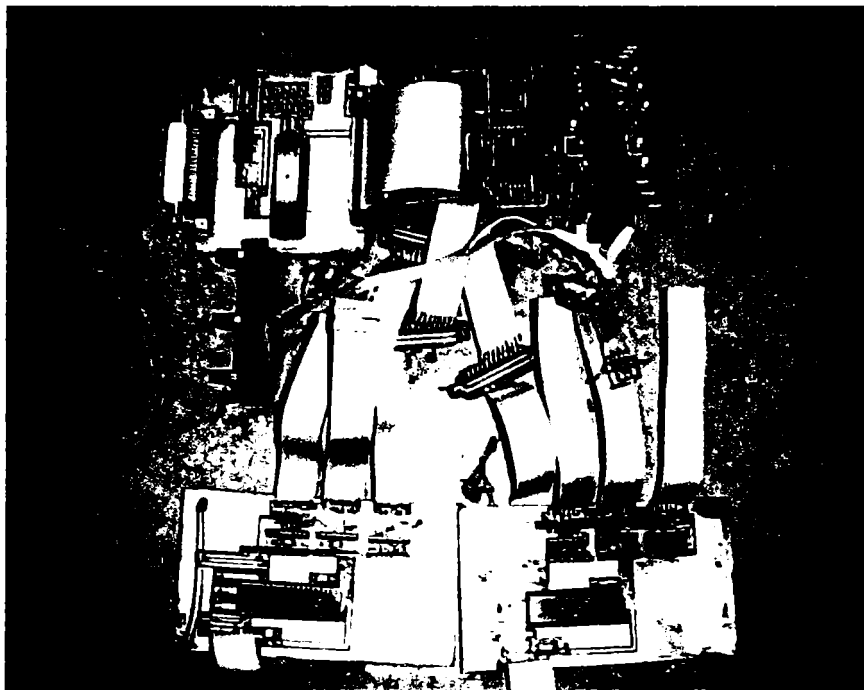


Fig.VIII.29 Interefață transfer date

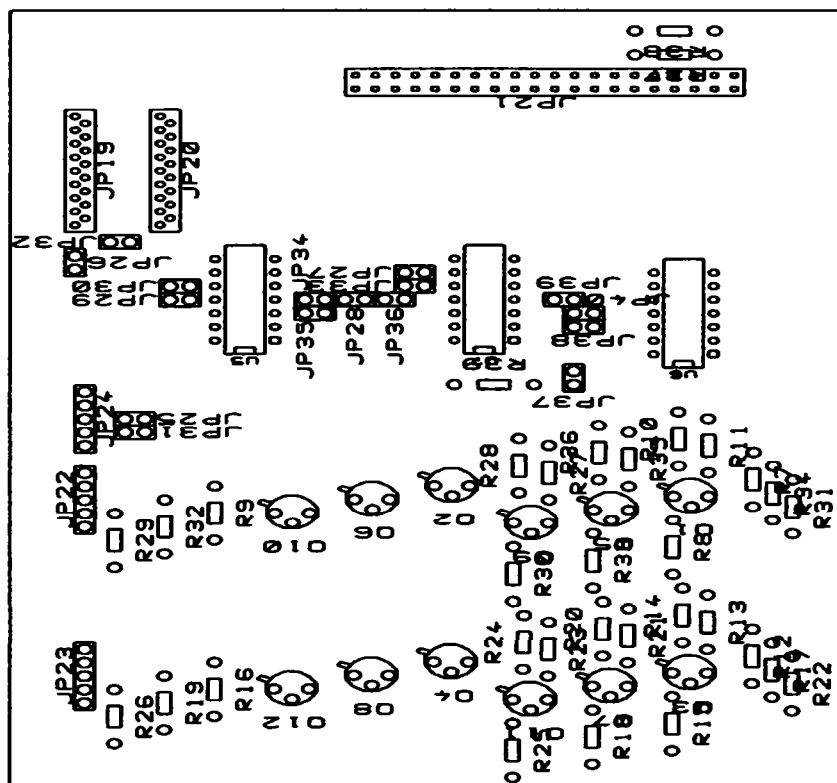


Fig.VIII.30. Amplasarea componentelor electronice a blocului de comenzi si distributie

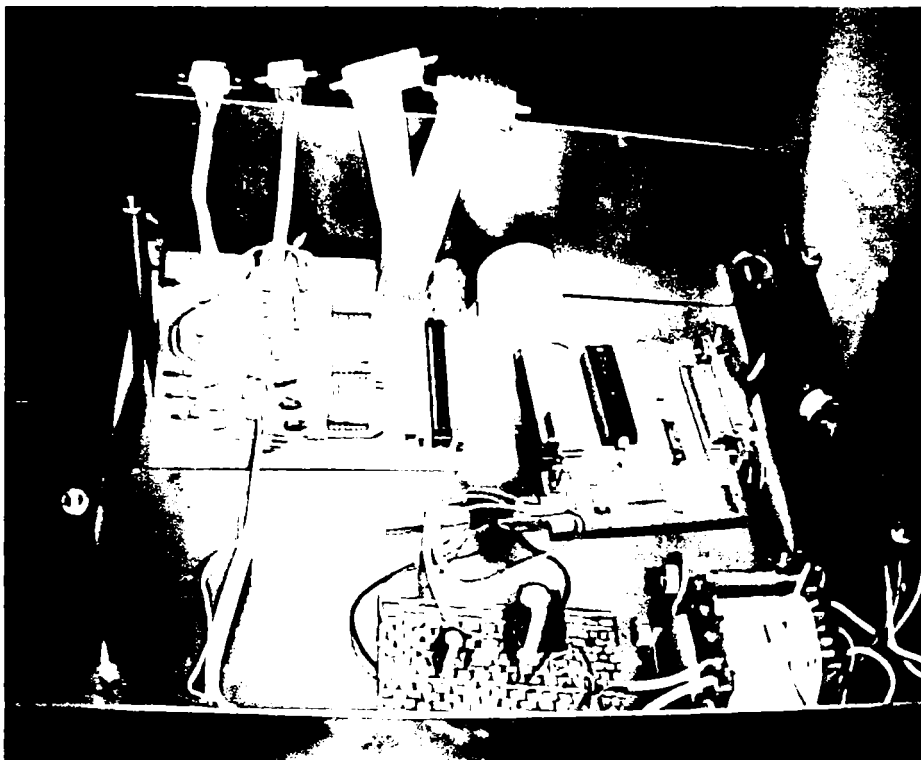


Fig.VIII.31. Amplasarea componentelor electronice a blocului de comenzi I

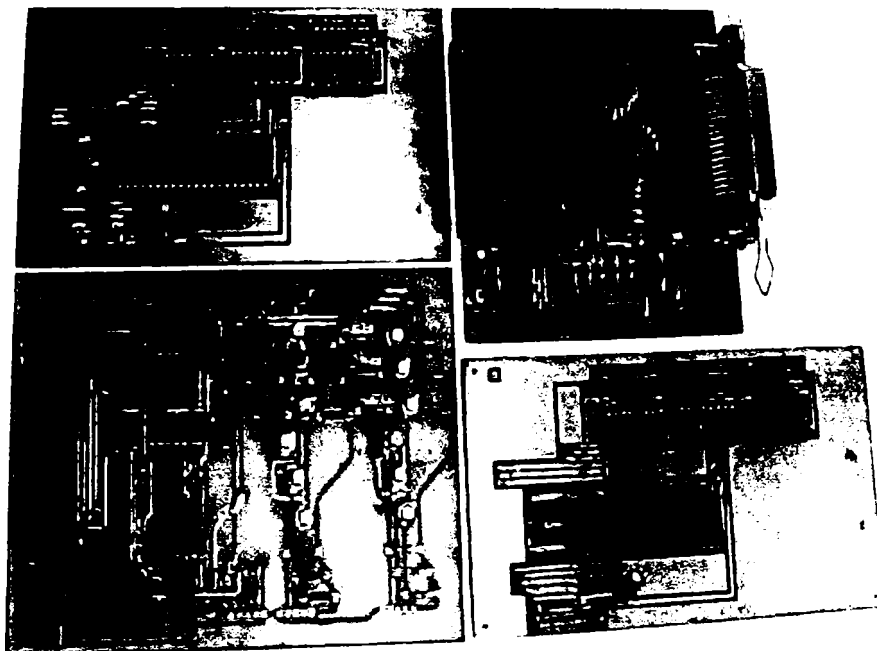
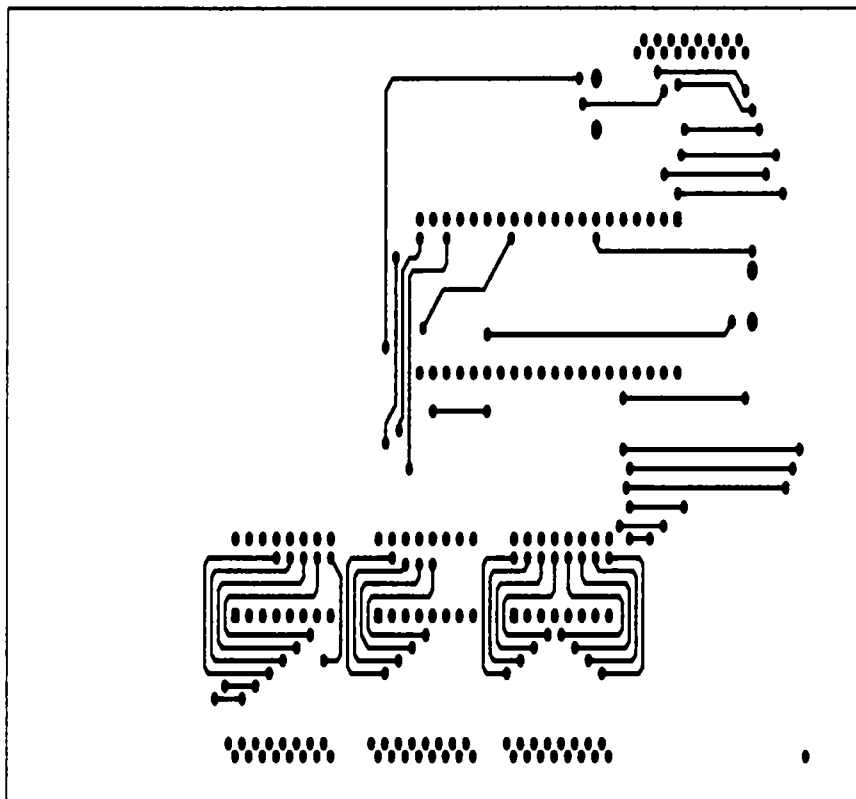
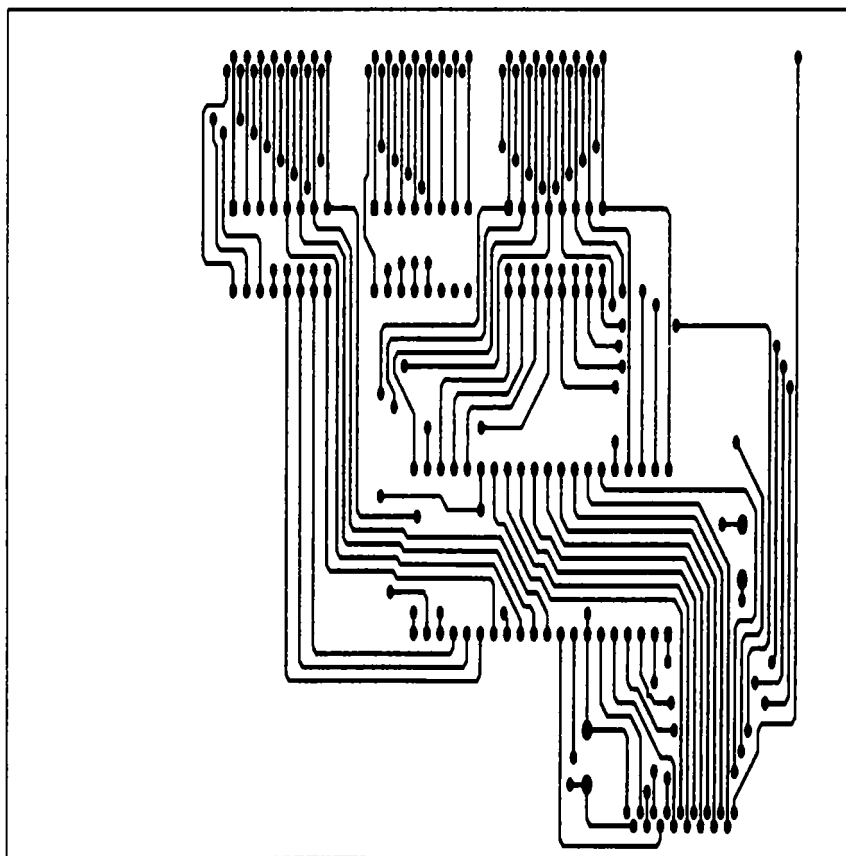


Fig.VIII.32. Amplasarea componentelor electronice a blocului de comenzi II



Fata 1 a circuitului imprimat al blocului de achizitie de date de la NUMEROM



Fata 2 a circuitului imprimat al blocului de achizitie de date de la NUMEROM

Fig.VIII.33.

CAP.IX. CONCLUZII GENERALE ȘI CONTRIBUȚII ORIGINALE

Lucrarea abordează o gamă largă de aspecte referitoare la soluțiile constructive a acționărilor principale și de avans la strungurile cu comandă numerică cât și conceperea și elaborarea a două programe soft originale de determinare și îmbunătățire a preciziei de prelucrare pe aceste strunguri cu comandă numerică .

Plecând de la cele două mișcări prin care se realizează operația de strunjire:

- 1) mișcarea de așchiere de rotație, dată de acționarea principală și
- 2) mișcarea de avans a sculei așchietoare dată de acționarea de avans

s-a încercat să se dea un răspuns cât mai complet privind îmbunătățirea preciziei de prelucrare pe strungurile cu comandă numerică.

Soluțiile prezentate au ca scop creșterea preciziei de prelucrare pe strungurile cu comandă numerică cât și găsirea de soluții tehnice capabile să compenseze erorile constructive actuale ale mașinii unelte și a factorilor perturbatori ce duc la scăderea calității piesei prelucrate.

Utilizarea strungurilor cu comandă numerică în această analiză sa impus prin posibilitatea acestor mașini de a fi conduse prin calculator.

Soft-urile prezentate oferă posibilitatea corijării erorilor.corijări efectuate prin intermediul echipamentului de comandă numerică.

Primul program soft , denumit Programul S3D ,determină poziția axei deformație a arborelui principal ca direcție și valoare .Cunoscând această poziție deformată a axei arborelui principal se pot aduce corectări ulterioare în vederea creșterii preciziei mișcării de așchiere de rotație a arborelui principal , precizie care afectează hotărâtor calitatea piesei prelucrate.

În ceea ce privește oferirea de soluții de îmbunătățire a preciziei de poziționare a sculei așchietoare , cel de-al doilea program soft realizează corectarea erorilor geometrice , a erorilor constructive și de uzură ce apar în lanțul cinematic de avans astfel încât cea de-a doua mișcare , mișcarea de translație a sculei așchietoare , să se îmbunătățească calitativ, crescând calitatea prelucrării pe strungurile cu comandă numerică.

Lucrarea este structurată în nouă capitole .

Primul capitol prezintă factorii care influențează procesul de prelucrare. Acești factori sunt : mașina uneltă , dispozitivul de lucru , semifabricatul , scula așchietoare, dispozitivul de prindere a semifabricatului , dispozitivul de prindere a sculei așchietoare , dispozitivul de măsurare , regimul de lucru , vibrațiile , temperatura și personalul muncitor .

Precizia unui sistem de prelucrare poate fi analizată din punct de vedere al influenței mașinii unelte cât și din punct de vedere a preciziei procesului de așchiere .

Lipsa unei complete înțelegeri a modului cum erorile se propagă dinspre mașina uneltă spre piesă cît și necunoașterea în detaliu a procesului de așchiere duce la apariția erorilor de prelucrare .

În continuare se analizează primul grup de parametri , care se referă la construcția mașinii unelte (a strungului cu comandă numerică) și influența lor asupra calității piesei prelucrate .

Capitolul II analizează componentele prin care se definește precizia mașinii : precizia geometrică , precizia cinematică și precizia în lucru .Totodată se trec în revistă și metodele de evaluare a acestora.

Sursele de erori cvasistatice , surse care cauzează erorile de poziție relativă între scula așchietoare și piesa de prelucrat, variază încet în timp și sunt legate de structura mașinii unelte . Aceste surse includ erorile geometrice și cinematice ale mașinii-unelte , erori datorate variațiilor forțelor de așchiere și a tensiunilor termice din structura mașinii-unelte.

Erorile cvasistatice se apreciază că ar reprezenta circa 70 % din erorile totale datorate mașinii-unelte .

Dacă aceste erori sunt cunoscute, ele pot fi compensate, astfel ca, prin corecții date direct de echipamentul de comandă numerică a mașinii-unelte, să ducă la o creștere a preciziei prelucrării.

Tot în acest capitol se analizează influența deformațiilor termice cât și a vibrațiilor asupra preciziei piesei prelucrate.

Capitolul III face o restrângere a domeniului de analiză în scopul de a orienta lucrarea în zona soluțiilor constructive .

Se prezintă parametri constructivi ce se impun arborilor și în special arborelui principal pentru realizarea unei mișcări de așchiere de rotație cât mai precise.

Se face o analiză a soluțiilor de montare a lagărelor pe arbori cu indicarea unor soluții constructive care conduc la creșterea preciziei mișcării de rotație.

În continuare se prezintă influența bătăi axiale și radiale asupra preciziei mișcării de rotație a arborelui principal , cât și influența deformațiilor de contact a corpurilor de rulare asupra funcționării rulmenților cu role utilizați în construcția arborilor principali .

Un subcapitol aparte este afectat soluțiilor de compensare a jocurilor în mecanismele mașinilor-unelte , soluții care duc la creșterea preciziei prelucrării.

Se face o analiză ținând cont de efectele utilizate în compensarea acestor jocuri asupra diferitelor subansambluri organologice ale mașinii-unelte .

Având în vedere importanța capitală a mișcării de așchiere de rotație, dată de precizia mișcării arborelui principal , în **capitolul IV** s-au prezentat mai multe soluții constructive de arbori principali cât și soluții de lăgăruire a acestora în scopul de a găsi soluțiile constructive ideale care să asigure și să mențină precizia mișcării de rotație .

Tot în acest capitol s-a făcut o analiză comparativă între soluțiile constructive de arbori principali la strungurile normale în paralel cu soluțiile constructive de arbori principali la strungurile cu comandă numerică .

Analiza are ca scop evidențierea complexității constructive ale arborilor principali la strungurile cu comandă numerică cât și evidențierea elementelor ce ar putea duce la creșterea preciziei mișcării de rotație ale acestora.

În **capitolul V** este prezentată metoda substructurării , metoda elementului finit , pentru determinarea deformațiilor subansamblurilor mașinilor-unelte .

După o prezentare generală de aplicare a metodei elementului finit s-a particularizat analiza prin aplicarea acestei metode în determinarea deformației carcasei arborelui principal în urma solicitărilor cât și o analiză a deformațiilor arborelui principal sub acțiunea vibrațiilor și a temperaturii.

În urma aplicării metodei elementului finit , deformațiile termice determinate au fost :

- deformația maximă în plan vertical la capătul dinspre păpușa fixă a fost de 0,014 mm. , iar în dreptul capătului dinspre pinolă a fost de 0,011 mm.

- deformația maximă în plan orizontal la capătul dinspre păpușa fixă a fost de 0,025 mm. , iar în dreptul capătului dinspre pinolă a fost de 0,03 mm.

Temperaturile s-au stabilizat după 180 de minute de funcționare cu valorile cele mai ridicate de 70 °C în dreptul lagărului din față a arborelui principal.

În **capitolul VI** s-a prezentat un program soft original , denumit S3D , care are posibilitatea de a determina deformațiile axei arborelui principal atât în plan orizontal și vertical , cât și deformația spațială a acestei axe .

Programul S3D permite:

- preluarea de la utilizator a formei geometrice și a dimensiunilor arborelui
- preluarea de la utilizator a materialului din care e confecționat arborele
- preluarea solicitărilor la care este supus arborele
- preluarea de la utilizator a deformațiilor în două puncte predefinite
- calcularea și afișarea diagramelor de forțe tăietoare și de momente
- calcularea și afișarea deformației arborelui fără considerarea deformațiilor preluate de la utilizator
- calcularea și afișarea deformației arborelui cu considerarea deformațiilor preluate de la utilizator
- încărcarea și salvarea datelor preluate, pentru cazul analizat.

În **capitolul VII** se prezintă în amănunt componența lanțului cinematic de avans a strungului cu comandă numerică . Se insistă asupra construcției șurubului cu bile , element organologic de bază , ce influențează precizia de poziționare .

În **capitolul VIII** se prezintă proiectarea unei interfețe electronice pentru comanda și controlul preciziei de poziționare pe mașini-unelte comandate numeric.

Soluțiile originale prezentate au fost puse în practică prin două contracte de cercetare științifice între Universitatea” Aurel Vlaicu” Arad și S.C. Feroneria S.A. din Arad care a cerut reproiectarea unei mașini casate .

Problemele rezolvate au fost :

- corelarea momentelor schimbării fazelor motoarelor de la cele două axe a mașinii-unelte pentru obținerea unei poziționări corecte
- modalitatea de evitare a fenomenului de rezonanță în comutație a sistemului , prin comanda în pași a motoarelor electrice de acționare .

Acest fenomen apare atunci când frecvența impulsurilor de comandă a motoarelor devine egală cu frecvența proprie de oscilație a sistemului . Acest lucru ar duce la pierderea sincronismului (motorul pierde pași) ajungând până la mișcări dezordonate, complet scăpate de sub controlul impulsurilor de comandă .

CONTRIBUȚII PERSONALE:

Plecând de la analiza celor două mișcări care generează strunjirea :mișcarea de așchiere de rotație și mișcarea de avans a sculei așchietoare cât și analiza amănunțită a soluțiilor constructive a celor două lanțuri cinematice ,care generează cele două mișcări, autorul își aduce contribuția prin:

- Prezentarea parametri constructivi ce se impun arborilor și în special arborelui principal pentru realizarea unei mișcări de așchiere de rotație cât mai precise.
- Se face o analiză a soluțiilor de montare a lagărelor pe arbori cu indicarea unor soluții constructive care conduc la creșterea preciziei mișcării de rotație
- O altă contribuție constă în analiza și recomandarea soluțiilor de compensare a jocurilor în mecanismele mașinilor-unelte, soluții care duc la creșterea preciziei prelucrării.
- S-a făcut o analiză ținând cont de efectele utilizate în compensarea acestor jocuri asupra diferitelor subansambluri organologice ale mașinii-unelte .
- Plecând de la o analiză comparativă între soluțiile constructive de arbori principali la strungurile normale și soluțiile constructive de arbori principali la strungurile cu comandă numerică s-au prezentat mai multe soluții constructive de arbori principali cât și soluții de lăgăruire a acestora în scopul de a găsi soluțiile constructive ideale care să asigure și să mențină precizia mișcării de rotație .
- Analiza făcută are ca scop evidențierea complexității constructive ale arborilor principali la strungurile cu comandă numerică cât și evidențierea elementelor ce ar putea duce la creșterea preciziei mișcării de rotație ale acestora.
- După o prezentare generală de aplicare a metodei elementului finit s-a particularizat analiza prin aplicarea acestei metode în determinarea deformației carcasei arborelui principal în urma solicitărilor cât și o analiză a deformațiilor arborelui principal sub acțiunea vibrațiilor și a temperaturii.
- S-a conceput și executat un program soft, original, denumit S3D, prin care se determină poziția axei deformată a arborelui principal ca direcție și ca valoare.Cunoscând această poziție deformată a axei arborelui principal se poate aduce corectări ulterioare în vederea creșterii preciziei mișcării principale de rotație a arborelui principal , precizie care afectează hotărâtor calitatea piesei prelucrate.
- Cel de-al doilea program soft, original, realizează corectarea erorilor geometrice , a erorilor constructive și de uzură ce apar în lanțul cinematic de avans . Astfel cea de-a doua mișcare care generează strunjirea, mișcarea de translație a sculei așchietoare, să se îmbunătățească calitativ crescând calitatea prelucrării pe strungul cu comandă numerică.
- S-a proiectat și realizat o interfață electronică pentru comanda și controlul preciziei de poziționare pe mașinile-unelte comandate numeric.

Problemele rezolvate au fost :

-corelarea momentelor schimbării fazelor motoarelor

-modalitatea de evitare a fenomenului de rezonanță în comutație a sistemului .

Prezenta lucrare prin soluțiile originale privind determinarea și compensarea erorilor constructive cât și a celor datorate factorilor perturbatori (temperatură, vibrații, proces de așchiere) în cele două lanțuri cinematice (a mișcării de așchiere de rotație și a mișcării de avans), își aduce o contribuție la creșterea preciziei de prelucrare pe strungurile cu comandă numerică.

Program de comandă (C+ +)

arbore.h

```
#ifndef __arbore_h
#define __arbore_h
#ifndef __rzsortar_h
#include <rzsortar.h>
#endif
#include <stdio.h>
class Material
{
Material(Material &);
Material & operator = (Material &);
protected:
char nume[128];
double E;
double G;
public:
Material(char * aname = "", double e = 0.0, double g = 0.0);
virtual ~Material();
virtual int read(FILE * f);
virtual int write(FILE * f);
};
class Tronson
{
Tronson(Tronson &);
Tronson & operator = (Tronson &);
protected:
double start, end;
```

```

public:
Tronson(double from = 0.0, double to = 0.0);
virtual ~Tronson();
virtual double A(double z) = 0;
virtual double l(double z) = 0;
virtual double l_p(double z) = 0;
virtual double K() = 0;
virtual char * id() = 0;
virtual int read(FILE * f);
virtual int write(FILE * f);
};
class TronsonArray : public rzSortedArray<Tronson>
{
TronsonArray(TronsonArray &);
TronsonArray & operator = (TronsonArray &);
protected:
Material material;
public:
TronsonArray();
virtual ~TronsonArray();
virtual int read(FILE * f);
virtual int write(FILE * f);
};
class Cilindru : public Tronson
{
Cilindru(Cilindru &);
Cilindru & operator = (Cilindru &);
protected:
double r;
public:
Cilindru(double from = 0.0, double to = 0.0, double raza = 0.0);

```

```

virtual ~Cilindru();
virtual double A(double z);
virtual double l(double z);
virtual double l_p(double z);
virtual double K(){ return (10.0/9.0); };
virtual char * id(){ return "Cilindru": };
virtual int read(FILE * f);
virtual int write(FILE * f);
};
class TrunchiDeCon : public Cilindru
{
TrunchiDeCon(TrunchiDeCon &);
TrunchiDeCon & operator = (TrunchiDeCon &);
protected:
double R;
public:
TrunchiDeCon(double from = 0.0, double to = 0.0, double raza =
0.0,
double Raza = 0.0);
virtual ~TrunchiDeCon();
virtual double A(double z);
virtual double l(double z);
virtual double l_p(double z);
virtual char * id(){ return "Trunchi de con": };
virtual int read(FILE * f);
virtual int write(FILE * f);
};
class Vector3d
{
Vector3d(Vector3d &);
Vector3d & operator = (Vector3d &);

```

```

public:
double v[3];
Vector3d(double vx = 0.0, double vy = 0.0, double vz = 0.0);
virtual ~Vector3d();
virtual double dot_product(Vector3d * v1);
virtual Vector3d * cross_product(Vector3d * v1);
virtual Vector3d * sum(Vector3d * v1);
virtual Vector3d * diff(Vector3d * v1);
};
class Solicitare : public Vector3d
{
Solicitare(Solicitare &);
Solicitare & operator = (Solicitare &);
protected:
char eticheta[64];
Vector3d pozitie;
public:
Solicitare();
virtual ~Solicitare();
virtual char * id() = 0;
virtual Vector3d * moment_relativ(Vector3d * punct) = 0;
virtual int read(FILE * f);
virtual int write(FILE * f);
};
class SolicitareArray : public rzSortedArray<Solicitare>
{
SolicitareArray(SolicitareArray &);
SolicitareArray & operator = (SolicitareArray &);

```



```
public:
SolicitareArray():
virtual ~SolicitareArray():
virtual int read(FILE * f):
virtual int write(FILE * f):
};
class Forta : public Solicitare
{
Forta(Forta &):
Forta & operator = (Forta &):
public:
Forta():
virtual ~Forta():
virtual char * id(){ return "Forta": };
virtual Vector3d * moment_relativ(Vector3d * punct);
};
class Moment : public Solicitare
{
Moment(Moment &):
Moment & operator = (Moment &):
public:
Moment():
virtual ~Moment():
virtual char * id(){ return "Moment": };
virtual Vector3d * moment_relativ(Vector3d * punct);
};
class Reazem
{
Reazem(Reazem &);
```

```

Reazem & operator = (Reazem &);
protected:
char eticheta[64];
Vector3d pozitie;
Vector3d deformatie;
public:
Reazem();
virtual ~Reazem();
virtual char * id() = 0;
virtual int grad_nedeterminare() = 0;
virtual int read(FILE * f);
virtual int write(FILE * f);
};
class ReazemArray : public rzSortedArray<Reazem>
{
ReazemArray(ReazemArray &);
ReazemArray & operator = (ReazemArray &);
public:
ReazemArray();
virtual ~ReazemArray();
virtual int grad_nedeterminare();
virtual int read(FILE * f);
virtual int write(FILE * f);
};
class ReazemAlunecator : public Reazem
{
ReazemAlunecator(ReazemAlunecator &);
ReazemAlunecator & operator = (ReazemAlunecator &);
public:
ReazemAlunecator();
virtual ~ReazemAlunecator();
virtual char * id(){ return "Reazem alunecator"; };
};

```

```

virtual int grad_nedeterminare(){ return 1; };
};
class ReazemSimplu : public ReazemAlunecator
{
ReazemSimplu(ReazemSimplu &);
ReazemSimplu & operator = (ReazemSimplu &);
public:
ReazemSimplu();
virtual ~ReazemSimplu();
virtual char * id(){ return "Reazem simplu"; };
virtual int grad_nedeterminare(){ return 2; };
};
class ReazemIncastrat : public ReazemSimplu
{
ReazemIncastrat(ReazemIncastrat &);
ReazemIncastrat & operator = (ReazemIncastrat &);
public:
ReazemIncastrat();
virtual ~ReazemIncastrat();
virtual char * id(){ return "Reazem incastrat"; };
virtual int grad_nedeterminare(){ return 3; };
};
class Arbore
{
Arbore(Arbore &);
Arbore & operator = (Arbore &);
protected:
TronsonArray tronsoane;
SolicitareArray solicitari;
ReazemArray reazeme;
public:
Arbore();

```

```

virtual ~Arbore():
virtual int grad_nedeterminare():
virtual int read(FILE * f):
virtual int write(FILE * f):
};
#endif
arbore.cc
#ifndef __arbore_h
#include <arbore.h>
#endif
#include <math.h>
Material::Material(char * unume, double e, double g)
{
E = e;
G = g;
strcpy(ume.unume);
}
Material::~~Material()
{
}
int Material::read(FILE * f)
{
int rez;
rez = fscanf(f,"%*[\n] %[^"] %*[\n] %lg %lg
%*[\r\n]",ume,&E,&G);
return rez;
}
int Material::write(FILE * f)
{
int rez;
rez = fprintf(f,"%s"\t%g\t%g\n",ume,E,G);
return rez;
}

```

```

}

Tronson::Tronson(double from, double to)
{
start = from;
end = to;
}

Tronson::~Tronson()
{
}

int Tronson::read(FILE * f)
{
return (fscanf(f,"%lg %lg",&start,&end) > 0);
}

int Tronson::write(FILE * f)
{
return (fprintf(f,"%s\t%f\t%f",id(),start,end) > 0);
}

TronsonArray::TronsonArray()
: rzSortedArray<Tronson>()
{
}

TronsonArray::~TronsonArray()
{
}

int TronsonArray::read(FILE * f)
{
char buffer[128];
fscanf(f,"%[^\\r\\n] %*[^\\r\\n]",buffer);
if(strncmp(buffer,"Tronsoane {",11) == 0){
fscanf(f,"%[^\\"]",buffer);
if(strncmp(buffer,"Material:",9) == 0){

```

```

if(material.read(f)){
Tronson * t;

do{
t = NULL;
fscanf(f,"%[^\\t\\r\\n]",buffer);
if(strcmp(buffer,"Cilindru") == 0)
t = new Cilindru;
if(strcmp(buffer,"Trunchi de con") == 0)
t = new TrunchiDeCon;
if(t != NULL){
if(t->read(f)
insert_after(t,last);
else{
delete t;
t = NULL;
}
}
}while(t != NULL);
if(strncmp(buffer,"}",1) == 0){
fscanf(f,"%*[^\\r\\n]");
return 1;
}
}
}
}
return 0;
}

int TronsonArray::write(FILE * f)
{
int i;
Tronson * t;

```

```

fprintf(f,"Tronsoane {\nMaterial:\t");
if(material.write(f)){
for(i=0;i<=last;i++){

t = items[i];
if(t != NULL)
t->write(f);
}
fprintf(f,"}\n");
return 1;
}
return 0;
}
Cilindru::Cilindru(double from, double to, double raza)
: Tronson(from,to)
{
r = raza;
}
Cilindru::~~Cilindru()
{
}
double Cilindru::A(double )
{
return (M_PI * r * r);
}
double Cilindru::I(double )
{
return (M_PI * r * r * r * r/4.0);
}
double Cilindru::I_p(double )
{
return (M_PI * r * r * r * r/2.0);
}

```

```

    }
    int Cilindru::read(FILE * f)
    {
    if(Tronson::read(f))

    return (fscanf(f,"%lg %*[\r\n]",&r) > 0);
    return 0;
    }
    int Cilindru::write(FILE * f)
    {
    if(Tronson::write(f))
    return (fprintf(f,"\t%f\n",r) > 0);
    return 0;
    }
    TrunchiDeCon::TrunchiDeCon(double from, double to, double
raza, double Raza)
    : Cilindru(from,to,raza)
    {
    R = Raza;
    }
    TrunchiDeCon::~~TrunchiDeCon()
    {
    }
    double TrunchiDeCon::A(double z)
    {
    double y = r + (R - r)*(z - start)/(end - start);
    return (M_PI * y * y);
    }
    double TrunchiDeCon::l(double z)
    {
    double y = r + (R - r)*(z - start)/(end - start);
    return (M_PI * y * y * y * y/4.0);

```



```

}
double TrunchiDeCon::l_p(double z)
{
double y = r + (R - r)*(z - start)/(end - start);
return (M_PI * y * y * y * y/2.0);

}
int TrunchiDeCon::read(FILE * f)
{
if(Cilindru::read(f))
return (fscanf(f,"%lg %*[\r\n]",&R) > 0);
return 0;
}
int TrunchiDeCon::write(FILE * f)
{
if(Tronson::write(f))
return (fprintf(f,"\t%f\t%f\n",r,R) > 0);
return 0;
}
Vector3d::Vector3d(double vx, double vy, double vz)
{
v[0] = vx;
v[1] = vy;
v[2] = vz;
}
Vector3d::~Vector3d()
{
}
double Vector3d::dot_product(Vector3d * v1)
{
return (v[0] * v1->v[0] + v[1] * v1->v[1] + v[2] * v1->v[2]);
}

```

```

Vector3d * Vector3d::cross_product(Vector3d * v1)
{
Vector3d * vec;
vec = new Vector3d(v[2] * v1->v[3] - v[3] * v1->v[2],
v[3] * v1->v[1] - v[1] * v1->v[3],
v[1] * v1->v[2] - v[2] * v1->v[1]);

return vec;
}
Vector3d * Vector3d::sum(Vector3d * v1)
{
Vector3d * vec;
vec = new Vector3d(v[0] + v1->v[0],
v[1] + v1->v[1],
v[2] + v1->v[2]);
return vec;
}
Vector3d * Vector3d::diff(Vector3d * v1)
{
Vector3d * vec;
vec = new Vector3d(v[0] - v1->v[0],
v[1] - v1->v[1],
v[2] - v1->v[2]);
return vec;
}
Solicitare::Solicitare()
{
strcpy(eticheta, "");
}
Solicitare::~~Solicitare()
{
}

```

```

int Solicitare::read(FILE * f)
{
int rez;
rez = fscanf(f,"%*[\t] %[^t] %lg %lg %lg %lg %lg %lg
%*[\r\n]",
eticheta.
&pozitie.v[0],&pozitie.v[1],&pozitie.v[2],

&v[0],&v[1],&v[2]):
return rez;
}
int Solicitare::write(FILE * f)
{
int rez;
rez = fprintf(f,"%s\t%s\t%f\t%f\t%f\t%f\t%f\t%f\n",id(),eticheta.
pozitie.v[0],pozitie.v[1],pozitie.v[2],v[0],v[1],v[2]):
return rez;
}
SolicitareArray::SolicitareArray()
: rzSortedArray<Solicitare>()
{
}
SolicitareArray::~~SolicitareArray()
{
}
int SolicitareArray::read(FILE * f)
{
char buffer[128];
fscanf(f,"%[^r\n] %*[\r\n]",buffer);
if(strncmp(buffer,"Solicitari {",12) == 0){
Solicitare * s;
do{

```

```

s = NULL;
fscanf(f,"%[^t\r\n]",buffer);
if(strcmp(buffer,"Forta") == 0)
s = new Forta;
if(strcmp(buffer,"Moment") == 0)
s = new Moment;
if(s != NULL){
if(s->read(f)

insert_after(s,last);
else{
delete s;
s = NULL;
}
}
}while(s != NULL);
if(strncmp(buffer,"}",1) == 0){
fscanf(f,"%*[\r\n]");
return 1;
}
}
return 0;
}
int SolicitareArray::write(FILE * f)
{
int i;
Solicitare * s;
fprintf(f,"Solicitari {\n");
for(i=0;i<=last;i++){
s = items[i];
if(s != NULL)
s->write(f);

```

```

}
fprintf(f."}\n"):
return l:
}
Forta::Forta()
{
}
Forta::~~Forta()
{

}
Vector3d * Forta::moment_relativ(Vector3d * punct)
{
Vector3d * vec:
Vector3d * d;
d = pozitie.diff(punct):
vec = cross_product(d):
delete d;
return vec;
}
Moment::Moment()
{
}
Moment::~~Moment()
{
}
Vector3d * Moment::moment_relativ(Vector3d * )
{
Vector3d * vec;
vec = new Vector3d(v[0],v[1],v[2]);
return vec;
}

```

```

Reazem::Reazem()
: pozitie(), deformatie()
{
strcpy(eticheta,"");
}
Reazem::~Reazem()
{
}
int Reazem::read(FILE * f)
{

int rez;
rez = fscanf(f,"%*[\t] %[^\t] %lg %lg %lg %lg %lg %lg
%*[\r\n]",eticheta.
&pozitie.v[0],&pozitie.v[1],&pozitie.v[2],
&deformatie.v[0],&deformatie.v[1],&deformatie.v[2]):
return rez;
}
int Reazem::write(FILE * f)
{
int rez;
rez = fprintf(f,"%s\t%s\t%f\t%f\t%f\t%f\t%f\t%f\n",
id(),eticheta,pozitie.v[0],pozitie.v[1],pozitie.v[2],
deformatie.v[0],deformatie.v[1],deformatie.v[2]);
return rez;
}
ReazemArray::ReazemArray()
arbore.cc Page 7
: rzSortedArray<Reazem>()
{
}
ReazemArray::~ReazemArray()

```

```

{
}
int ReazemArray::grad_nedeterminare()
{
int grad = 3, i;
Reazem * r;
for(i=0;i<=last;i++){
r = items[i];
if(r != NULL)
grad -= r->grad_nedeterminare();
}

return grad;
}
int ReazemArray::read(FILE * f)
{
char buffer[128];
fscanf(f,"%[^\\r\\n] %*[\\r\\n]",buffer);
if(strncmp(buffer,"Reazeme {",9) == 0){
Reazem * r;
do{
r = NULL;
fscanf(f,"%[^\\t\\r\\n]",buffer);
if(strcmp(buffer,"Reazem simplu") == 0)
r = new ReazemSimplu;
if(strcmp(buffer,"Reazem alunecator") == 0)
r = new ReazemAlunecator;
if(strcmp(buffer,"Reazem incastrat") == 0)
r = new ReazemIncastrat;
if(r != NULL){
if(r->read(f))
insert_after(r,last);
}
}
}
}

```

```

else{
delete r;
r = NULL;
}
}
}while(r != NULL);
if(strcmp(buffer,"}.1) == 0){
fscanf(f,"%*[\r\n]");
return 1;
}
}
return 0;

}
int ReazemArray::write(FILE * f)
{
int i;

Reazem * r;

fprintf(f,"Reazeme {\n");
for(i=0;i<=last;i++){
r = items[i];
if(r != NULL)
r->write(f);
}
fprintf(f,"}\n");
return 1;
}
ReazemSimplu::ReazemSimplu()
{
}

```



```

ReazemSimplu::~ReazemSimplu()
{
}
ReazemAlunecator::ReazemAlunecator()
{
}
ReazemAlunecator::~ReazemAlunecator()
{
}
ReazemIncastrat::ReazemIncastrat()
{
}
ReazemIncastrat::~ReazemIncastrat()
{
}
Arbore::Arbore()
: tronsoane(), solicitari(), reazeme()
{
}
Arbore::~Arbore()
{
}
int Arbore::grad_nedeterminare()
{
return reazeme.grad_nedeterminare();
}

int Arbore::read(FILE * f)
{
if(tronsoane.read(f) && solicitari.read(f) && reazeme.read(f))
return 1;
return 0;
}

```

```
}  
int Arbore::write(FILE * f)  
{  
if(tronsoane.write(f) && solicitari.write(f) && reazeme.write(f))  
return 1;
```

BIBLIOGRAFIE

A

- [A₁] **Acerkan M.** - *Calculul și construcția mașinilor-unelte*. Editura Tehnică-București
- [A₂] **Albu A., Morar L., Tăciulescu E., Tapalagă I.** - *Bazele cercetării experimentale*, Editura Cluj-Napoca, 1984

B

- [B₁] **Bahmann W.** - Antiebsfragen bei drehmaschinen. Maschinenbau technik Heft. 4-1962
- [B₂] **Botez E., Moraru V., Ispas C.** - *Mașini-unelte. Bazele teoretice ale proiectării Vol.3. Organologia și dinamică*. Editura tehnică București 1973
- [B₃] **Banichuk N.V., Stein E.** - Mesh refinement for shape optimization
- [B₄] **Buzdugan Gh.** - *Calculul de rezistență al pieselor de mașini*. Editura tehnică București 1979
- [B₅] **Bathe K.J.** - *Finite elemente Methoden-Matrizen und lineare Algebra, die Methode der finiten Elemente, Lösung von Gleichgewichtsbedingungen und bewegungsgleichungen*, Springer Verlag, 1990
- [B₆] **Baștiurea G.** - *Comanda numerică a Mașinilor-Unelte*. Editura Tehnică 1976
- [B₇] **But A., Urdea M., Tulvan D.** - *Influența deformațiilor de contact ale corpurilor de rulare asupra funcționării rulmenților cu role utilizați în construcția arborilor principali*. Analele Universității din Oradea 1996
- [B₈] **But A., Urdea M.** - *Influența deformațiilor termice asupra preciziei de prelucrare pe strunguri CNC*
- [B₉] **But A., Urdea M.** - *Înlăturarea jocurilor în mecanismele mașinilor unelte*. Analele Universității din Oradea 1994
- [B₁₀] **But A., Urdea M.** - *Determinarea direcției de curgere a așchii*. Analele Universității din Oradea 1996
- [B₁₁] **But A., Urdea M.** - *Controlul integrat*. Analele Universității din

Oradea 1996

- [B₁₂] **Brana C., Brana V.** - Transmiterea informației numerice
- [B₁₃] **Botez E.** - *Mașini unelte vol.II.* Automatica 1972, București
- [B₁₄] **Bellman B., Becker F.** - Measuring tools Automaticallz In Industrial & Productin Eneering 13 (1989)
- [B₁₅] **Baron F.** - Calitate și fiabilitate. Manual practic vol I și II. Editura Tehnică București 1988
- [B₁₆] **Baron T.** - *Metode statistice pentru analiza și controlul producției.* Editura Didactică și pedagogică, București 1979
- [B₁₇] **Ballu A.** - The processing of measured points in coordinates metrology in agreement with the definition of standardized specification. Annals of Cirp, 1991

C

- [C₁] **Crișan S.** - *Mașini-unelte vol.I.* Editura Tehnică București 1959
- [C₂] **Coeman M.** - Elementele construcțiilor de mașini-unelte. Traduceri 1952
- [C₃] **Constantin G., Minciu C.** - Conceptul modelării geometrice la mașini - Predincea H. Mașini-unelte cu comandă numerică. Construcția de mașini nr.7/1994
- [C₄] **Cuteanu E., Manciov R.** - *Metoda elementelor finite în proiectarea strungurilor.* Editura Facla Timișoara 1980
- [C₅] **Cardon M.** - La comande numerique pour tour 1973
- [C₆] **Ciclov D.** - Rezistența și fiabilitatea la solicitări variabile, București , editura Facla 1975
- [C₇] **Chisiu A.** - *Organe de mașini.* București 1976
- [C₈] **Constantinescu I.** - Prelucrarea datelor experimentale cu calculatoare

D

- [D₁] **Dodoc P.** - Trohoide de vibrații la axele principale ale mașinii-unelte. Construcția de mașini nr.2 și 3 1968
- [D₂] **Dodoc P.** - Influența vibrațiilor asupra preciziei de prelucrare la strunjire. Studii și cercetări de mecanică aplicată. București 1968
- [D₃] **Deaon L, Pavel Gh.** - *Vibrații de mașini-unelte.* Editura dacia 1977

[D₄] **Dobre I.** - Curs de rezistența materialelor vol I-III 1983

[D₅] **Dreucean A.** - *Mașini-unelte și prelucrări prin așchiere*. Editura Didactică și pedagogică, 1968

[D₆] **Draghici I.** - *Îndrumare de proiectare în construcția de mașini*. București 1981

[D₇] **Donaldson R.** - *Error budgets Technology of machines Tools vol V Machinen Tool Accuaracy* 1980

G

[G₁] **Gal L., Radu I., Carlan D., But A.**- Using CAM software in complex fittings processing. Quality and reability of technical systems 10th International scientific symposium 26-27.05 .2005 NITRA-Slovakia

[G₂] **Gal L., Carlan D., But A.**- Calculation of the kinematic ensembles of measure , Al doilea simpozion regional Romania-ISIM Yugoslavia 1999

[G₃] **Gal L., Carlan D., But A.**- The establishment of the necessary tools with the game work of the manufacturing- Al doilea simpozion regional Romania-ISIM Yugoslavia 1999

[G₄] **Gal L., Carlan D., But A.**- The optimal distance between the mainstays of the main shaft- Al doilea simpozion regional Romania-ISIM Yugoslavia 1999

[G₅] **Gal L., Carlan D., But A.**- Soluții privind modalitatea de stabilizare a deformațiilor elastice la prelucrarea pe strunguri.- Universitatea Arad, 1997

[G₆] **Gal L., But A.**- Metoda elementului finit în determinarea deformațiilor mașinilor unelte- *Analele Universității din Oradea* 2000, pag 173

[G₇] **Gârbea D.** - *Analiză cu elemente finite*. Editura Tehnică București 1990

[G₈] **Gheghea I.** - *Exploatarea și întreținerea mașinilor-unelte cu comandă numerică*. București 1981

H

[H₁] **Honrath K.** - *Über die Starrtheit von Werkzeugmachinenspindeln und deren Lagernug* Disertatie T.H. Aachen 1970

[H₂] **Horovitz B.** - *Organe de mașini.* 1969

[H₃] **Hortman V., Lucas R.** - *DNC-'CNC' in Werkstatt und Betrieb* 107 nr.8 1974

[H₄] **Hume K.J.** - *Engineering Metrology.* Mac.Donald Tehnical. Londra,1970

[H₅] **Hostiuc L.** - *Contribuții privind capacitatea portantă și durabilitatea rulmenților radiali cu mișcări oscilante.* Iași. Teză de doctorat , 1971

[H₆] **Hofman B., Hnida U.** - *The Manufacture of Precision Components in Flexible Manufacturing, Cells.* In *Industrial & Production Engineering* 14 1990

[H₇] **Hocken R.** - *Quasistatic Machinen Tool Errors Technology of Machinen tools.* V.5. *Machinen Tool Accuaracy.* 1980

J

[J₁] **Jedrezejwski I., Potrykus J.** - *Die Warmeableitung Werkyeug machinen-Spindellagerungen-Internationale.* Werkzeugmaschinen-taugung 1968 Dresden

[J₂] **Jordan & Diesner** - *Korperschallerregnung durch Drehstrommotoren mit Kafiglaufem Werkyeugmaschinen* prazix nr.58/1974

L

[L₁] **Lysen H.W., Schwaighofer R.** - *Die Einzeluntersuchung von Storquellen.* Der Maschinenmarkt

[L₂] **Lungu I.** - *Mașini-unelte cu comandă numerică și sisteme de prelucrare flexibile.* 1997

[L₃] **Lin P.D.& Ehmman K.** - *Inverse Error Analysis for Multi-Axis Machines.* trans.Am.Soc.mech.Eng.J. of Engineering for Industry, 1996

[L₄] **Litvin F.L.** - *Gear geometry and Applied Theory,* Pretince hall Englewood Cliffs N.J. 1984

M

[M₁] **Manoliu R., Vulpe C., Motoi R.** - *Mașini agregate și linii automate.* Editura Tehnică București 1965

[M₂] **Moraru V., Ispas C.** - *Vibrațiile și stabilitatea mașinilor-unelte.* Editura Rusu Șt. tehnică, București 1982

[M₃] **Mocanu D.R.** - *Rezistența materialelor.* Editura tehnică București

1980

[M₄] **Militaru C.** - Fiabilitatea și precizia în tehnologia construcțiilor de mașini. Editura tehnică București 1964

[M₅] **Mazond M.** - Stade actuel et perspectives de la comande adaptive en tournage GAMI-ISMCM, iunie 1971

[M₆] **Moldovan C.** - *Comanda electronică a mașinilor-unelte*. Editura Tehnică București, 1965

N

[N₁] **Nemec J.** - *Rigidity and Strength of steel Parts*. Academia Praga 1966

[N₂] **Nokikov N.I. & Makarevich B.K.** - *Automatic measuring of dimension in turning*. Meas. Techn. 1961

O

[O₁] **Opiz H.** - Massnahmen zur Wirtschaftlichen Erzielung und Erhaltung der Fertigungsgenigkeit von Werkzemachinen-Industrie. Auzeiger nr.62 August 1960

[O₂] **Opiz H.** - Moderne prouktiostehni Stand und Tendenzen. Essen, verlag W. Girardet, 1970

[O₃] **Oprean A.** - *Fiabilitatea mașinilor-unelte*. Editura tehnică București, 1979

P

[P₁] **Pitroff H.** - Das Messen von Walzfagern fur die Führung von Arbeitsspindeln spanabnehmender Werkzeugmaschinen Industrie. Anzieger nr.27 1961

[P₂] **Peretianko M.S.** - Rigiditatea păpușilor fixe ale strungurilor de precizie Vestnik mașinostroenia nr.8, 1966

[P₃] **Pacoste C., Stoian V.** - *Metode moderne în mecanica strungurilor*. Dubina D. București 1968

[P₄] **Pascaciu I.** - *Elemente finite. Concepte-aplicații*. Editura Militară, București 1985

[P₅] **Ponomariov S.D.** - *Calculul de rezistență în construcția de mașini*. Editura Tehnică București 1960

[P₆] **Protopopov S.P.** - *Structurni analis suscetvui scih sistem SPID*.

R

- [R₁] **Rush A.A. și Kurtsis K.** - A crystal Ball for maintenance Engineers. iron and steel Engineering, vol 52 nr.1,1979
- [R₂] **Reshetov D.** - *Accuracy of machine tools*. ASME pres New York, 1988
- [R₃] **Ravignani G.L.** - *Graphisches Verfahren zur Ermittlung optimaler Scribierungen*. 1971
- [R₄] **Rusu E., Stuparu A., Chiliman A.** - Sisteme de comandă numerică prin calculator a mașinilor-unelte (CNC). În AMC vol 20A. Editura Tehnică București, 1975

S

- [S₁] **Sokolovski A.P.** - Precizia prelucrării mecanice și metode pentru mărirea ei. Editura Tehnică 1954
- [S₂] **Sandi I.Gh., Minciu C.** - *Ghidajele mașinilor-unelte*.
- [S₃] **Spineanu U.** - Controlul automat al dimensiunilor în construcția de mașini. Editura Tehnică 1980
- [S₄] **Săndulescu Gh., Pătrașcu S.** - Concepții noi în realizarea sistemelor de măsurare pentru comanda numerică a mașinilor-unelte. Ridicarea preciziei sistemului echipament-mașină. În AMC vol.A 1975
- [S₅] **Seren S., Garf V.** - *Dinamika mașin dlia ispitani na ustalosti*. Moskva, 1967
- [S₆] **Simon W.** - *Conducerea numerică a mașinilor-unelte*. București, 1967
- [S₇] **Stuparu A., Rusu E., Chiliman A.** - Comanda numerică directă (DNC) a mașinilor unelte. În AMC vol.20 București 1975
- [S₈] **Sach G.s.a** - *Tension, Compresion and Fatigue Properties of Several SAE 52100 and Tool Steels used for Ball Bearing*. NASA T.N.-D nr.239 1960
- [S₉] **Shah R.** - *Numerical control Handbook*. IAMI NC GUIDE, Zurich, 1971
- [S₁₀] **Szfarczyk M. & Misiewski M.** - Automatic measurement and corection of workpiece diameter on NC center lathe. Ann.CIRP, 1983

[S₁₁] **Shiraishi M. & Sato S.** - Dimensional and surface roughness controls in a turning operation. Trans.ASME J.Eng.Ind.1990

[S₁₂] **Samal E.** - *Tehnica reglării*. Editura Tehnică, București 1966

[S₁₃] **Simion V.** - *Conducerea numerică a mașinilor-unelte*. Editura Tehnică București 1968

[S₁₄] **Sokolovschi V.** - Precizia prelucrării mecanice și metodele pentru mărirea ei. Editura tehnică București 1964

[S₁₅] **Spur G.** - *Integrarea calculatoarelor de proces la sistemele DNC și AC*. Fertigungstechnik und Betrieb nr.21, 1971

T

[T₁] **Tobias S.A.** - Machine - Tool Vibration

[T₂] **Tamura A.** - On the Vibration Caused by Ball Diameter Differences in a Ball Bearing. Bul.pf JSME, 1968

U

[U₁] **Urdea G.** - Mașini - Unelte și Agregate. IPT 1988

[U₂] **Urdea G., Cârlan D., But A.** - *Componente și sisteme autoadaptabile pentru mașini-unelte*. Analele Universității din Oradea 1996

[U₃] **Urdea G., But A.** - *Influența de poziționare la strungurile CNC*. Lucrare științifică Electromotor 1988

V

[V₁] **Vaida A., Aelenei M., Albu A., Botez E., Dodon E.** - *Mașini-unelte*

[V₂] **Varmin V.R.** - *Vibrații i regimi rezania*. Ed. Mașinostronie Moskva 1972

W

[W₁] **Wiegand K.** - Spindellagerungen für Werkzeugmaschinen mit Wozlagen. Industrie Anzeiger nr.44

Z

[Z₁] **Zapciu M., Minciu C., Predineea M.** - Metode de determinare experimentală a rigidității statice a mașinilor-unelte. Construcția de mașini nr.7/1994

XXX - *Coordinate measuring machines*. American Machinist SUA 1981

XXX - MGF-Katalog Gleitlagen G.mBH. Gottingen 1974

XXX - STAS 8902-71 Mașini-unelte cu comandă numerică: axe și mișcări

XXX - STAS 8902-71 Mașini-unelte cu comandă numerică: terminologie

XXX - S.K.F. general catalogue, nr.3200E 1981

XXX - Torrington Bearings, Cat.nr.478, 1977

XXX - Cataloage încercări Strungul Arad

XXX - Machine tools manufacture- otomber 1997

XXX - Strungul paralel cu comandă numerică SP-NC. ICPM UA.București 1974

XXX - Mașini-unelte japoneze. Werkstatt und betrieb. nr.5, 1974

XXX -Discription and operating instruction TYPE-K1 Machinability Computer. Praga 1981