

MINISTERUL EDUCAȚIEI ȘI ÎNVĂȚĂMÂNTULUI
UNIVERSITATEA "POLITEHNICA"
TIMIȘOARA

Ing. ȘOȘDEAN VASILE DĂNUȚ LUCIAN

TEZA DE DOCTORAT

BIBLIOTECA CENTRALĂ
UNIVERSITATEA "POLITEHNICA"
TIMIȘOARA

Conducător științific
Prof.dr.ing. ICLĂNZAN TUDOR

1998

MINISTERUL EDUCAȚIEI ȘI ÎNVĂȚĂMÂNTULUI
UNIVERSITATEA "POLITEHNICA" TIMIȘOARA
FACULTATEA DE MECANICĂ

Ing. ȘOȘDEAN VASILE DĂNUȚ LUCIAN

CONTRIBUȚII LA OPTIMIZAREA CONSTRUCȚIEI
SUBANSAMBLULUI ARBORE PRINCIPAL, PENTRU
MAȘINI DE RECTIFICAT ROTUND EXTERIOR
ÎNTRE VÂRFURI

Conducător științific
Prof.dr.ing. ICLĂNZAN TUDOR

UNIVERSITATEA "POLITEHNICA"
TIMIȘOARA
BIBLIOTECA CENTRALĂ

1998

Nr. Inv. _____

Dulap _____ Lit. _____

CUPRINS

1.	Introducere .	4
2.	Justificarea teoretică și practică a necesității realizării avansurilor de pătrundere micrometrice.	8
2.1.	Prezentarea posibilităților mașinilor de rectificat actuale privind realizarea avansurilor micrometrice.....	8
2.2.	Soluții existente pentru realizarea avansului transversal la mașini de rectificat .	12
2.3.	Valorile practice ale avansurilor de pătrundere măsurate pe mașinile de rectificat rotund exterior. ...	18
2.4.	Prezentarea obiectului lucrării.	36
2.5.	Concluzii.	39
3.	Soluția sistemului de deplasare transversală micrometrică a pietrei de rectificat.	42
3.1.	Ciclurile de lucru pe mașina de rectificat rotund exterior.	42
3.2.	Prezentarea comenzilor mașinii de rectificat RE-350.....	43
3.3.	Prezentarea comenzii adaptive (CA) a mașinii de rectificat RE-350CA.	46
3.3.1.	Sistem automat de încărcare.	49
3.4.	Prezentarea subansamblului arbore principal (AP) existent.	51
3.4.1.	Prezentarea construcției AP.	51
3.4.2.	Prezentarea lăgării AP.	53
3.5.	Calculul lagărelor cu sustentație hidrostatică.....	54
3.5.1.	Principii și ipoteze aplicate la calculul sistemelor hidrostactice portante.	54
3.5.2.	Calculul lagărului radial cu buzunare dependente.	55
3.5.3.	Calculul lagărului axial închis.	64
3.5.4.	Influența rigidității lagărului hidrostatic axial închis, asupra caracteristicilor sale de sarcină.	66

3.5.5. Program de calcul pentru lagărele radiale cu buzunare dependente.	73
3.5.6. Concluzii asupra calculului lagărelor hidrostati- ce radiale.	77
3.6. Soluția de deplasare micrometrică a arborelui princi- pal.	79
3.7. Concluzii.	80
4. Prezentarea sistemului electrohidraulic pentru deplasarea micrometrică a arborelui principal (AP).	83
4.1. Posibilități de compensare ale abaterilor geometrice ale mașinii și a celor datorate deformațiilor elastice ale sistemului tehnologic STE.	83
4.1.1. Studiul variației formei obiectului prelucrat ca urmare a deplasării axei vârfurilor.	84
4.1.2. Studiul variației formei obiectului prelucrat ca urmare a deformațiilor elastice a STE.	91
4.1.3. Determinarea abaterilor de precizie geometrică a elementelor de prindere (fixare) a obiectului de prelucrat.	96
4.1.4. Determinarea rigidităților statice ale sub- ansamblurilor mașinii.	97
4.2. Elaborarea programului de compensare a erorilor gene- rate de imprecizia geometrică respectiv deformația STE.	100
4.2.1. Forțele de așchiere la rectificare.	100
4.2.2. Compensarea erorilor generate de imprecizia geometrică a mașinii.	107
4.2.3. Compensarea erorilor generate de deformațiile STE.	109
4.2.4. Program de calcul a compensării, în vederea comenzii prin calculator a adâncimii de așchiere.	112

4.3. Aspecte teoretice privind fenomenele hidrodinamicii în lagșrele radiale ale AP cu posibilități de optimizare pentru menținerea rigidității.	115
4.4. Comanda electro-hidraulică pentru realizarea deplasării micrometrice a AP și sporirea rigidității acestuia.	128
4.5. Traductor inductiv pentru măsurarea deplasării AP în lagărul radial hidrostatic.	133
4.6. Concluzii.	139
5. Prezentarea standului de lucru și încercări experimentale..	142
5.1. Prezentarea generală a standului.	142
5.2. Metodologia de încercare.	147
5.3. Încercări experimentale și prelucrarea rezultatelor.....	150
5.4. Concluzii.	159
6. Concluzii și contribuții originale.	161
7. Bibliografie.	166

Cap. 1. INTRODUCERE

Dezvoltarea intensivă a rectificării a început cu a doua jumătate a secolului al XIX-lea când în fața constructorilor de mașini s-a pus problema executării unui număr mare de piese cu suprafețe prelucrate precis, în condițiile unei productivități ridicate și a unui preț de cost redus.

Inventarea sculei abrazive sintetice (în anul 1959) și construirea primelor mașini universale de rectificat (în anul 1960) a favorizat dezvoltarea rectificării într-o foarte mare măsură. Perfecționarea continuă atât a mașinilor-unelte de rectificat cât și îmbunătățirea calității sculelor abrazive a făcut din rectificare un procedeu de mare productivitate pentru prelucrarea precisă a pieselor metalice.

Principalele direcții de preocupări în domeniul rectificării metalelor sunt:

- perfecționarea construcției mașinilor de rectificat;
- perfecționarea materialelor abrazive și a construcției sculelor de rectificat;
- creșterea preciziei pieselor rectificate.

În ceea ce privește prima direcție se poate spune că mașinile de rectificat ocupă o foarte importantă pondere în dotarea cu mașini-unelte a întreprinderilor: în construcția de mașini obișnuită 10-12 %, în industria de automobile până la 25%, iar în industria de rulmenți până la 55-60 %. Calitatea mașinilor de rectificat determină în bună parte calitatea producției, fapt ce determină o acțiune continuă în direcția perfecționării mașinilor de rectificat. Această perfecționare se realizează prin:

- creșterea productivității pe seama creșterii vitezelor de așchiere și a avansurilor;
- creșterea preciziei, rigidității și stabilității la vibrații a mașinilor de rectificat, cu scopul asigurării unei precizii ridicate a prelucrării la regimurile înalte de lucru;
- mărirea domeniului de reglare al avansului transversal, prin crearea posibilităților reale, de realizare a pătrunderilor micrometrice.

La ora actuală în țările cu industrie dezvoltată se construiesc mașini de rectificat și scule abrazive capabile să lucreze cu viteze de așchiere $v_s=60\dots90(100)$ m/s. După datele de prognoză deduse din literatură se estimează că până în anul 2000 vitezele de așchiere vor crește până la $v_s=300$ m/s, fapt ce permite concluzia că aproximativ 25% din volumul prelucrărilor se vor executa prin rectificare.

Mașinile moderne de rectificat prezintă particularități distincte: putere instalată mare, rigiditate statică și dinamică ridicată, o foarte bună stabilitate la vibrații, dispozitive incorporate pentru echilibrarea dinamică a sculei la viteza de lucru a acesteia, apărători speciale pentru scula abrazivă, dispozitive de control activ pentru măsurarea pieselor, sisteme perfecționate de administrare și curățire a lichidului de răcire ungere.

O tendință distinctă este și creșterea productivității mașinilor de rectificat existente pe seama creșterii vitezei sculei până la 50 m/s, în condițiile modernizării acestora.

A doua direcție presupune următoarele aspecte: îmbunătățirea calității sculelor abrazive din materiale tradiționale în paralel cu crearea unor scule din materiale de rectificat noi, de calitate superioară celor existente, în special materiale extradure cu o formă geometrică determinată a grăunților.

Creșterea calității sculelor abrazive din materiale tradiționale se face pe mai multe căi. Creșterea rezistenței

mecanice, a capacității de așchiere și a stabilității chimice la temperaturi ridicate se face prin alierea materialelor abrazive cu crom, litan, zirconiu. Creșterea rezilienței materialelor abrazive se face pe calea cristalizării fine a grăunților. Sortarea grăunților abrazivi se face după mărime și formă. Acoperirea metalică a grăunților abrazivi este de asemenea, o cale de îmbunătățire a sculelor de rectificat.

În ceea ce privește a treia direcție majoră de preocupări în domeniul rectificării se poate spune că: calitate pieselor rectificate se caracterizează prin precizie geometrică (precizia dimensiunilor, precizia formei și poziția reciprocă a suprafețelor), rugozitate și tensiuni interne favorabile, simultan cu absența arsurilor, fisurilor și microfisurilor.

Stabilirea preciziei necesare, este efectuată de către proiectant, pe baza considerentelor funcționale, de exploatare și economice ale produsului.

Calitatea produselor, condițiile de exploatare și garanția funcționării, sunt influențate major de precizia de prelucrare a pieselor componente. Tendința generală de mărire a vitezelor, impune ridicarea corespunzătoare a preciziei pieselor componente. Ridicarea preciziei pieselor permite aplicarea interschimbabilității la montaj, cu efecte economice benefice, asupra costurilor de fabricație și a îmbunătățirii organizării producției.

Precizia de prelucrare este influențată de mai mulți factori, care pot fi grupați în funcție de dependența lor de procesul de așchiere propriuzis astfel:

⊛ factori ce nu depind de procesul de prelucrare:

- nepotrivirea schemei de prelucrare reală cu cea teoretică;
- imprecizia mașinilor unelte, a sculelor așchietoare, a dispozitivelor, a instrumentelor și aparatelor de măsură și a tehnicii de măsurare.

⊛ factori ce depind de procesul de așchiere:

- uzura sculei așchietoare; deformația termică a mașinii-unelte, a sculei și a semifabricatului;
- deformația elastică a sistemului tehnologic format din mașina-unealtă, dispozitiv, sculă, piesă;
- tensiunile interne ale semifabricatului;
- instabilitatea dinamică a sistemului tehnologic.

Calitatea suprafețelor rectificate este rezultatul unui proces fizic complex, în care interacționează piesa, scula de rectificat, lichidul de răcire ungere și mașina-unealtă. Rectificarea fiind în cele mai multe cazuri, o operație de finisare, calitatea suprafețelor rectificate influențează în mod esențial comportarea în exploatare a pieselor. Uzura inițială, păstrarea ajustajelor sunt determinate în foarte mare măsură de rugozitatea rezultată în urma prelucrării pieselor în contact iar uzura în exploatare este influențată de starea fizico-chimică a stratului superficial prelucrat în general prin rectificare. Acestea sunt numai câteva aspecte care explică importanța cercetărilor teoretice și experimentale vizând găsirea unor metode de îmbunătățire a calității suprafețelor rectificate, respectiv a preciziei geometrice a pieselor.

În condițiile creșterii cerințelor față de calitatea pieselor prelucrate, consider că multitudinea aspectelor prezentate succint în paragrafele anterioare motivează locul important pe care cercetările în domeniul rectificării îl ocupă în construcția de mașini actuală.

Cap. 2. JUSTIFICAREA TEORETICĂ ȘI PRACTICĂ A NECESITĂȚII REALIZĂRII AVANSURILOR DE PĂTRUNDERE MICROMETRICE.

2.1 Prezentarea posibilităților mașinilor de rectificat actuale privind realizarea avansurilor micrometrice.

Structura generală a construcției mașinilor de rectificat rotund exterior cu prinderea piesei între vârfuri sau în mandrina universal și modul de realizare a mișcărilor de lucru sunt prezentate în figura 2.1 [U1], [*19]:

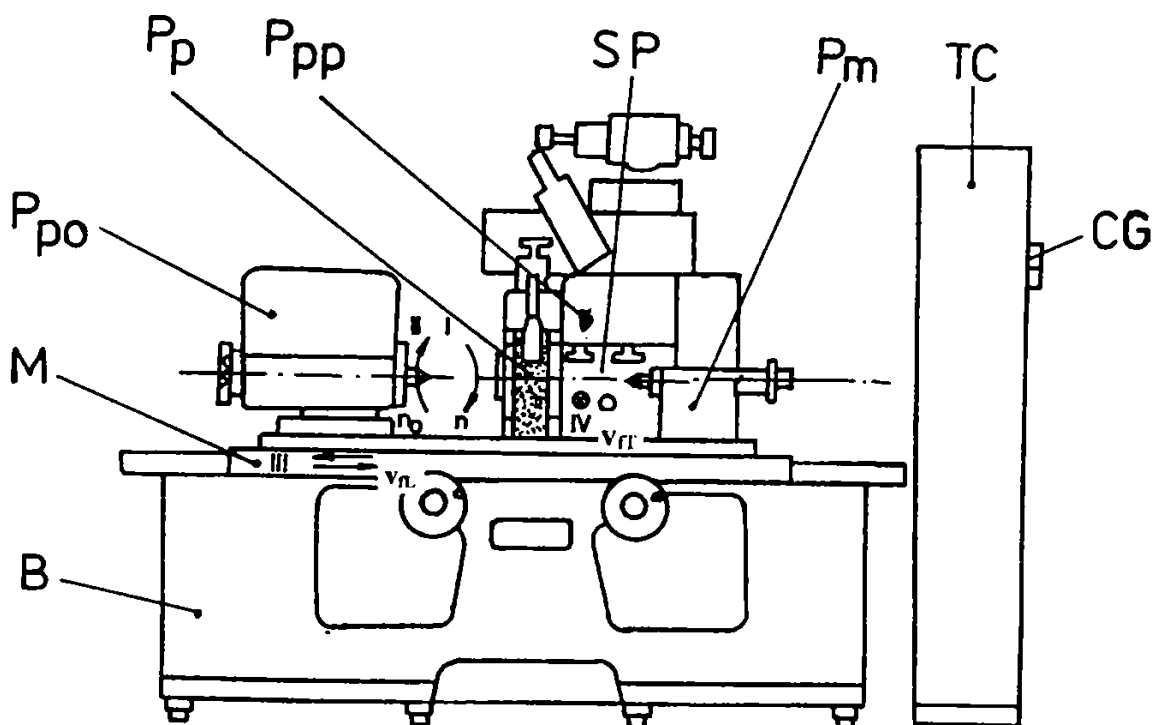


Fig. 2.1 Structura generală a construcției mașinilor de rectificat rotund exterior între vârfuri.

Aceste mașini dispun în general de un batiu rigid B pe a cărui ghidaje longitudinale existente în partea superioară din

față, se deplasează masa M realizând mișcarea III de avans longitudinal v_{fl} . Piesa în timpul prelucrării este susținută de vârfurile fixate în păpușa port-obiect P_{po} și păpușa mobilă P_m , montate pe masa mașinii.

Păpușa port-piatră P_{pp} , se deplasează pe ghidajele transversale din partea posterioară a batiului realizând mișcarea IV de avans transversal v_{ft} (sau a_p).

Mișcarea principală de rotație I este executată de piatra de rectificat P , cu turația n , fiind acționată de un motor electric, printr-o transmisie cu curea.

Obiectul de prelucrat, în timpul prelucrării este fixat în mandrina universal a păpușii port-obiect sau între vârful acestei păpuși și cel al păpușii mobile și execută o mișcare de avans tangențial II, cu turația n_o (viteza v_{ft}). Turația obiectului se reglează discontinuu prin intermediul unei cutii de viteze, sau continuu prin utilizarea unui variator mecanic sau motor de curent continuu.

Mișcările componente ale ciclului de lucru la o mașină de rectificat rotund exterior se obțin cu ajutorul lanțurilor cinematice corespunzătoare. Se deosebesc mașini la care antrenarea și transmiterea mișcărilor se obține pe cale mecanică, hidraulică, sau prin combinarea acestora. Datorită însă a multiplelor avantaje pe care le generează utilizarea acționărilor hidraulice, acestea s-au extins foarte mult la mașinile de rectificat.

La mașinile de rectificat existente acționarea mecanică este combinată cu acționarea hidraulică, acționarea piesei fiind pur mecanică. Structura cinematică a unei astfel de mașini de rectificat rotund exterior este prezentată în figura 2.2, [U3].

Longitudinal masa se poate deplasa hidraulic sau manual.

Avansul longitudinal hidraulic se realizează cu ajutorul hidromotorului liniar HML, iar manual, masa M se deplasează prin intermediul roții de mână RM_2 , a angrenajului de roți dințate z_1 , z_2 și a transmisiei finale pinion cremalieră PN, CR.

În cazul acționării hidraulice a mesei M , antrenarea manuală este imposibilă deoarece o dată cu cuplarea hidraulică a acesteia se trimite ulei sub presiune și în hidromotorul HMA, care deplasând axial roata dințată z_1 , face imposibilă transmiterea mișcării de la RM. La dispariția presiunii în cavitatea mare a hidromotorului HMA, arcul acesteia readuce roata z_1 în angrenare, făcând posibilă antrenarea manuală a mesei. Viteza de avans longitudinal V_{FL} executată de masa mașinii, precum și viteza reversării la capete de cursă se realizează cu drosele plasate în panoul hidraulic PH.

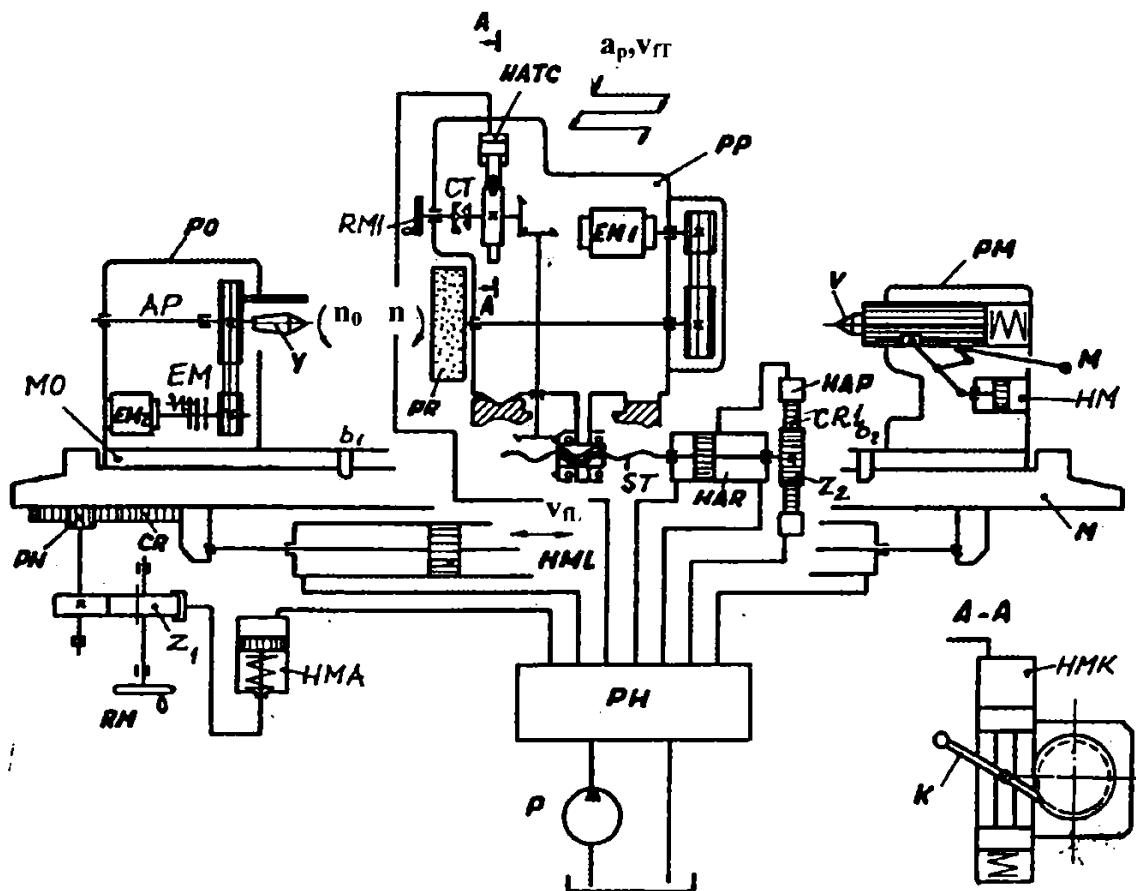


Fig. 2.2 Structura cinematică a mașinilor de rectificat rotund exterior între vârfuri.

Avansul transversal al păpușii pietrei PP se poate obține manual sau hidromecanic. Avansul manual se realizează cu o roată de mână RM_1 , cuplajul CT, roțile dințate conice și

mecanismul șurub piuliță SP. În funcție de tipul prelucrării avansul hidromecanic de lucru poate fi:

- *de trecere* - se realizează intermitent la capete de cursă longitudinală cu ajutorul hidromotorului liniar pentru avans transversal HATC, a mecanismului cu clichet și roată de clichet CR_c , a transmisiilor cu roți dințate și a mecanismului șurub-piuliță SP;
- *de pătrundere* - este realizat continuu cu ajutorul hidromotorului liniar de avans continuu HATC, a mecanismelor pinion - cremalieră PC și șurub - piuliță SP.

Avansul transversal rapid se obține cu ajutorul hidromotorului HATR, care transmite șurubului o mișcare de translație pe o distanță constantă.

Antrenarea pinolei păpușii mobile, în vederea fixării piesei, se face hidraulic cu hidromotorul liniar HM s-au manual cu ajutorul manetei MA.

Mărimea avansului transversal de lucru se reglează prin limitarea cursei pistonului cilindrului HATC, ceea ce are ca efect modificarea numărului de dinți cu care se rotește roata de clichet R_c la o cursă a clichetului C. Acest mod de reglare permite realizarea în trepte a mărimii avansului radial. Mărimea avansului transversal este un multiplu întreg al mărimii corespunzătoare unei rotații cu un dinte a roții de clichet.

Uzual la mașinile existente, la o rotație cu un dinte a roții de clichet este determinată o deplasare transversală cu $0,005$ mm/diametrul obiectului, respectiv cu $0,0025$ mm/raza obiectului. Rotirea cu un dinte a roții de clichet este posibilă prin acționarea manuală a unui buton cu cursă constantă.

2.2 Soluții existente pentru realizarea avansurilor mici transversale la mașini de rectificat.

Pentru realizarea avansurilor mici de pătrundere, manual respectiv automat, posibilitățile mașinilor din dotarea prezentă a întreprinderilor românești [*4], constau în cazul reglării:

- *manuale*, în rotirea:
 - continuă a roții de mână cu o valoare citibilă pe un tambur gradat;
 - prin impulsuri a roții de clichet (implicite și a roții de mână) cu un singur dinte, ceea ce determină la mașinile RE și RU 100, 200, 350 realizarea teoretică a unui avans a saniei pietrei de 0,0025 mm;
 - roții de mână cu o valoare limitată de o pană înclinată PI care blochează rotirea șurubului conducător (figura 2.3).

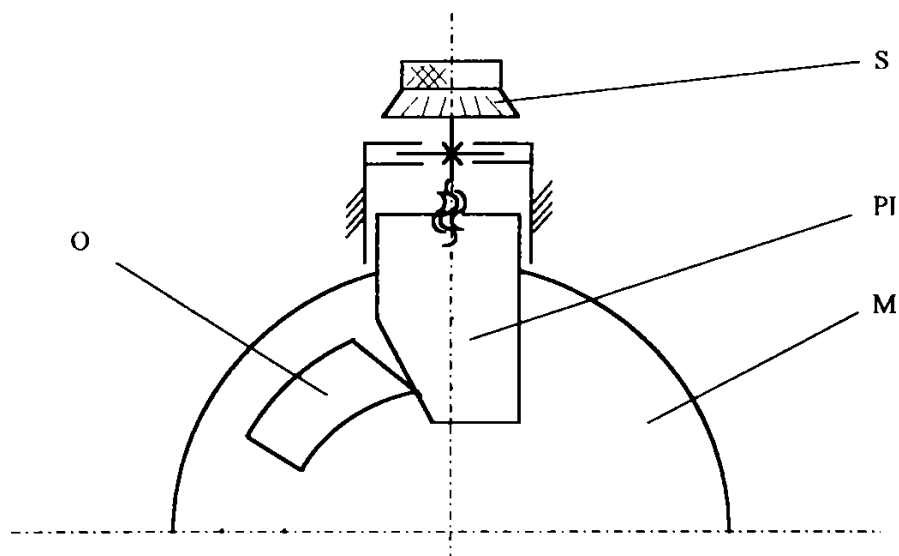


Fig. 2.3 Schema mecanismului de avans transversal pentru realizarea valorilor mici ale acestuia.

Această limitare este posibilă însă, numai atunci când

tamburul indicator al roții de mână M tinde să atingă poziția "zero". Este posibilă astfel o oprire a saniei transversale față de poziția "zero" cu $1 \pm 15 \mu\text{m}$ în avans. Prin rotirea surubului S cu valoarea dorită a pătrunderii, se modifică poziția penei față de opritorul de pe roata de mână M, oferindu-i acesteia posibilitatea rotirii până la retamponarea penei.

Personal consider fără sens adoptarea formei înclinate a opritorului cu un unghi egal cu cel al penei PI în cazul mașinilor RE și RU 100, 200, 350, aceasta determinând doar la poziția zero a șurubului S o așezare pe întreaga suprafață a penei PI, iar în toate situațiile intermediare contactul se realizează pe muchia inferioară a opritorului, determinând deformarea plastică a acesteia și deci variații ale cuantei de avans corespunzătoare unei diviziuni de pe șurubul S. Forma optimă a opritorului consider că este cea circulară.

- *automate* [*4], în modificarea deschiderii droselului DB₂, din blocul hidraulic de comandă a avansului de pătrundere BHCAP (figura 2.4). Această modificare se realizează manual în cazul mașinilor de rectificat rotund exterior clasice, și cu servomotor de curent continuu în cazul mașinilor echipate cu comandă adaptivă.

Avansul transversal automat al saniei pietrei conform figurii 2.4, în care au fost considerate numai elementele care concură la realizarea avansului transversal, cu respectarea notațiilor utilizate în schema hidraulică de bază a mașinilor de tip RU și RE, poate fi realizat în diferite moduri funcție de poziția selectorului de avans transversal E (E_1, E_2, \dots, E_7).

Circuitul lichidului hidrostatic independent de poziția selectorului E, la realizarea avansului transversal automat se realizează de la pompă, prin conducta 1 la BHCAP și apoi la hidromotorul pentru avansul tehnologic al pietrei HATP prin intermediul conductei 8. Returul acestui hidromotor este legat prin conducta 9 la BHCAP, în care prin intermediul unui drosel DB₂ se reglează viteza de avans, iar în continuare prin conducta 18 la selectorul E (secțiunea E₂).

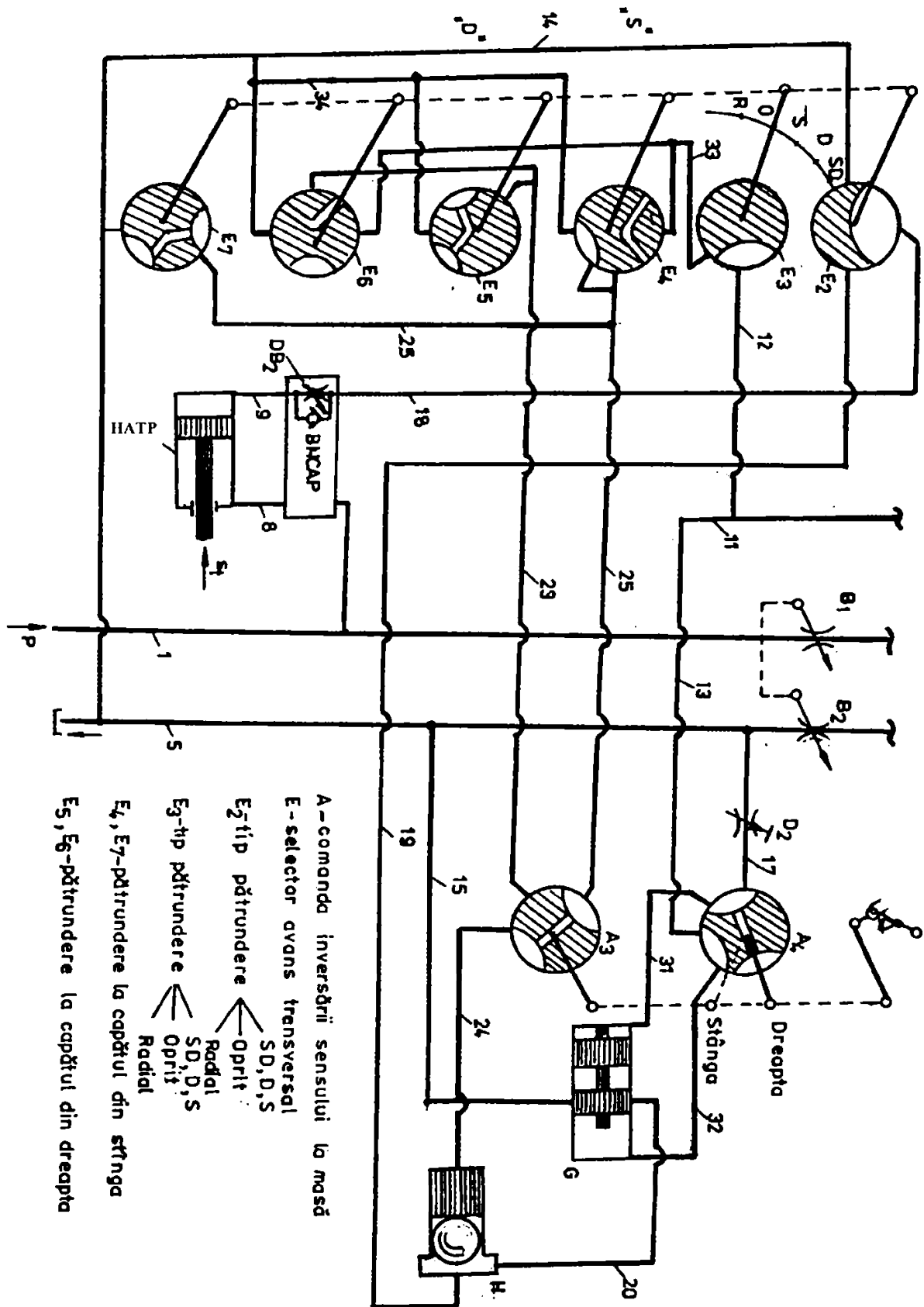


Fig. 2.4 Schema hidrostatică pentru realizarea automată a avansului transversal a saniei pietrei de rectificat.

$p \rightarrow 1 \rightarrow \text{BHCAP} \rightarrow 8 \rightarrow \text{HATP} \rightarrow 9 \rightarrow \text{BHCAP}(\text{DB}_2) \rightarrow \text{E}(\text{E}_2) \rightarrow \dots$

În funcție de poziția selectorului E, avansul tehnologic transversal al pietrei respectiv curgerea lichidului hidrostatic se realizează astfel:

"R" - Corespunde prelucrării cu avans de pătrundere (radial continuu). Acest tip de prelucrare impune ca selectorul deplasării mesei să nu determine deplasarea acesteia.

În această poziție a secțiunii E_2 este pusă în legătură conducta 18 cu conducta 14 și astfel este permisă curgerea continuă (liberă) a lichidului hidrostatic prin conducta 5 la rezervor. Viteza avansului este stabilită cu droselul DB_2 din BHCAP.

$\dots \rightarrow 18 \rightarrow \text{E}(\text{E}_2) \rightarrow 14 \rightarrow 5 \rightarrow \text{rezervor}$

"O" - Oprire (fără avans transversal). Lichidul hidrostatic de retur, care vine prin conducta 18 de la BHCAP nu poate să treacă prin secțiunea E_2 , astfel că HATP nu se va deplasa.

$\dots \rightarrow 18 \rightarrow \text{E}(\text{E}_2) \rightarrow \text{opturare}$

Pentru prezentarea modului de funcționare în cazul selecției uneia din pozițiile "S" sau "D", ale selectorului E, trebuie mai întâi explicată funcționarea circuitelor suplimentare, care concură la desfășurarea acestor cicluri de lucru.

Astfel, atunci când selectorul E este în una din pozițiile "S" sau "D", secțiunea E_3 a acestuia va permite curgerea lichidului din conducta 12 (provenit de pe traseul 1, 11, 12) în conducta 33 spre secțiunile E_4 respectiv E_6 , secțiuni care condiționează pătrunderea la capătul din stânga respectiv din dreapta.

a.) Dacă E este pe poziția "S" atunci din conducta 33 prin secțiunea E_4 , conducta 25, lichidul circulă la secțiunea A_3 a sertarului de inversare a sensului la masă. De aici dacă masa, respectiv sertarul A (secțiunea A_3) se află în poziția din dreapta, lichidul poate să circule prin secțiunea A_3 spre conducta 24 determinând deplasarea sertarului distribuitorului

H și deci opturarea prin intermediul bilei a circuitului de la conducta 19 la conducta 20.

$1 \rightarrow 11 \rightarrow 12 \rightarrow E_3 \rightarrow 33 \rightarrow E_4 \rightarrow 25 \rightarrow A_3 \rightarrow 24 \rightarrow H$

La capătul din stânga al mesei este necesară deblocarea circuitului între conductele 19 și 20, fapt ce se realizează prin legarea cavității sertarului distribuitorului H la rezervor, prin conducta 24 secțiunea A_3 la conducta 23, iar prin secțiunea E_5 la conducta 34 și în continuare la conducta 5.

$H \rightarrow 24 \rightarrow A_3 \rightarrow 23 \rightarrow E_5 \rightarrow 34 \rightarrow 14 \rightarrow 5 \rightarrow \text{rezervor}$

b.) Dacă E este pe poziția "D" atunci din conducta 33 prin secțiunea E_6 , conducta 23, lichidul circulă la secțiunea A_3 a sertarului de inversare a sensului la masă. De aici dacă masa, respectiv sertarul A (secțiunea A_3) se află în poziția din stânga, lichidul poate să circule prin secțiunea A_3 spre conducta 24 determinând deplasarea sertarului distribuitorului H și deci opturarea prin intermediul bilei a circuitului de la conducta 19 la conducta 20.

$1 \rightarrow 11 \rightarrow 12 \rightarrow E_3 \rightarrow 33 \rightarrow E_6 \rightarrow 23 \rightarrow A_3 \rightarrow 24 \rightarrow H$

La capătul din dreapta al mesei este necesară deblocarea circuitului de la conducta 18 la 20, fapt ce se realizează prin legarea cavității sertarului distribuitorului H la rezervor, prin conducta 24 secțiunea A_3 la conducta 25, iar prin secțiunea E_7 la conducta 34 și în continuare la conducta 5.

$H \rightarrow 24 \rightarrow A_3 \rightarrow 25 \rightarrow E_7 \rightarrow 34 \rightarrow 14 \rightarrow 5 \rightarrow \text{rezervor}$

La fiecare inversare a sensului de deplasare a mesei, sertarul A prin secțiunea A_4 , va determina:

- la capătul din dreapta legarea conductei 13 cu conducta 32, respectiv a conductei 31 cu conducta 17, ceea ce va avea ca efect deplasarea sertarului distribuitorului G de la extremitatea din dreapta la cea din stânga.

$1 \rightarrow 13 \rightarrow A_4 \rightarrow 32 \rightarrow G \rightarrow 31 \rightarrow 17 \rightarrow D_2 \rightarrow 5 \rightarrow \text{rezervor}$

- la capătul din stânga legarea conductei 13 cu conducta 31, respectiv a conductei 32 cu conducta 17, ceea ce va avea ca

efect deplasarea sertarului distribuitorului G de la extremitatea din stânga la cea din dreapta.

1 → 13 → A₄ → 31 → G → 32 → 17 → D₂ → 5 → rezervor

Observație: Rolul droselului D₂ este de a regla viteza de deplasare a sertarului distribuitorului G, determinând o anumită valoare a pătrunderii transversale a pietrei, dependentă de valoarea reglată a vitezei de avans transversal cu droselul DB₂. Droselul D₂ este de tip semireglabil și se reglează de constructor. O reglare corespunzătoare unei pătrunderi foarte mari (viteză mică la sertarul distribuitorului G), conduce sigur în special în cazul unor viteze mari ale mesei la pătrunderi variabile la capetele piesei.

"S" - Avans numai la capătul din stânga al mesei (la prelucrarea cu avans longitudinal).

Lichidul din conducta 18 va trece prin E₂ în conducta 19 iar în continuare la distribuitorul H. Dacă masa se află în poziția "stânga", atunci circuitul 19 la 20 prin distribuitorul H nu va fi blocat iar curgerea va avea loc prin conducta 20 la distribuitorul G. De aici curgerea lichidului hidrostatic este posibilă numai în poziții intermediare ale sertarului distribuitorului G spre conducta 15 și prin aceasta la conducta 5 spre rezervor.

... → E(E₂) → 19 → H → 20 → G → 15 → 5 → rezervor

Dacă masa se află în poziția "dreapta", atunci circuitul de la conducta 19 la 20 prin distribuitorul H va fi blocat, iar lichidul de retur din HATP ajuns în conducta 19 având calea opturată, nu va determina o pătrundere transversală a pietrei.

... → E(E₂) → 19 → H → opturare

"D" - Avans numai la capătul din dreapta al mesei (la prelucrarea cu avans longitudinal).

Lichidul din conducta 18 va trece prin E₂ în conducta 19 iar în continuare la sertarul distribuitorului H. Dacă masa se află în poziția "dreapta", atunci distribuitorul H nu va optura circuitul de la conducta 19 la conducta 20, iar curgerea va avea loc prin conducta 20 la distribuitorul G. De aici curgerea

623.752/1810

lichidului hidrostatic este posibilă numai în poziții intermediare ale sertarului distribuitorului G spre conducta 15 și prin aceasta la conducta 5 spre rezervor.

...→ E(E₂) → 19 → H → 20 → G → 15 → 5 → rezervor

Dacă masa se află în poziția "stânga", atunci distribuitorul H va bloca circuitul 19-20, iar lichidul de retur din HATP ajuns în conducta 19 având calea opturată, nu va determina o pătrundere transversală a pietrei.

...→ E(E₂) → 19 → H → opturare

• "SD" - Avans la ambele capete ale mesei. În această poziție a sertarului E, secțiunea E₃ nu va permite transmiterea lichidului spre secțiunile E₄ și E₆, eliminându-se astfel posibilitatea blocării circuitului 19-20 prin distribuitorul H. Pătrunderile se vor realiza astfel la fiecare capăt de cursă atunci când sertarul distribuitorului G va ocupa poziții intermediare în deplasarea sa între pozițiile extreme.

...→ E(E₂) → 19 → H → 20 → G → 15 → 5 → rezervor

2.3 Valorile practice ale avansurilor de pătrundere măsurate pe mașinile de rectificat rotund exterior.

Maschinele de rectificat rotund din dotarea prezentă a întreprinderilor, atât cele de proveniență autohtonă (RE și RU - 100;200;350) cât și cele din import, au în general posibilitățile tehnice de realizare a avansului transversal prezentate în paragraful 2.1. Pentru utilizator prezintă importanță posibilitatea realizării avansului mecanic transversal prin impulsuri, acționând manual butonul destinat acestui scop (o apăsare determină o deplasare teoretică de 0.005 m/Ø) și avansul mecano-hidraulic automat la capete de cursă, în cazul prelucrării cu avans longitudinal.

a.) *Avans transversal prin impulsuri (manual)*

Pentru studiul posibilității realizării acestui avans s-a realizat schema de măsurare a mărimii avansului prezentată în figura 2.5, utilizând fixat pe masa longitudinală a mașinii, un suport magnetic SM care susține un comparator CO cu precizie de $1\mu\text{m}$ a cărui palpator este în contact cu suprafața frontală a saniei transversale.

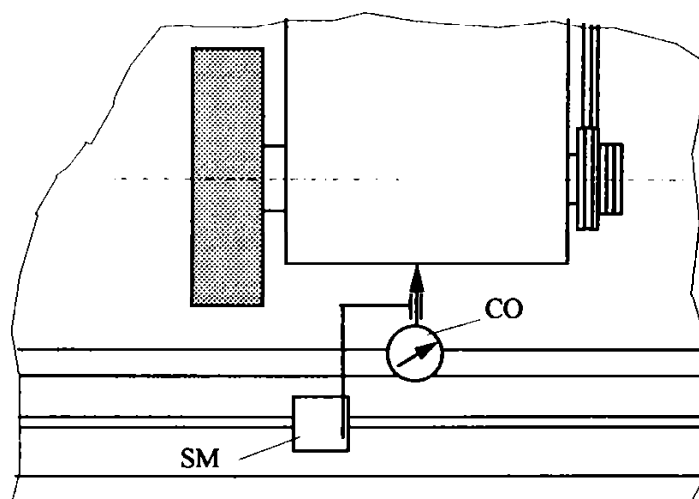


Fig. 2.5 Schema de măsurare a avansului transversal efectiv

Au fost efectuate cinci seturi de câte 100 de determinări pentru diverse poziții ale saniei [S7][C5][I2][I6], și au fost analizate statistic utilizând programul utilitar STATGRAPHICS [*9],[*10], toate conducând la concluzii aproape identice.

Utilizând rețeaua de probabilitate a frecvențelor relative cumulate ale valorilor măsurate reprezentată prin graficul din figura 2.6, pentru aprecierea normalității distribuției de frecvențe, am constatat că aceasta nu este suficient de concludentă deoarece nu îndeplinește în totalitate condiția de a se apropia de o dreaptă [C5]. Aceasta nu duce însă la concluzia eliminării normalității distribuției a cărei histogramă cu suprapunerea unei curbe reprezentând o distribuție normală, este prezentată în figura 2.7.

Pentru determinarea normalității frecvențelor observate (măsurate) față de cele așteptate s-a utilizat testul χ^2 [*9],

Cumulative Frequency Polygon

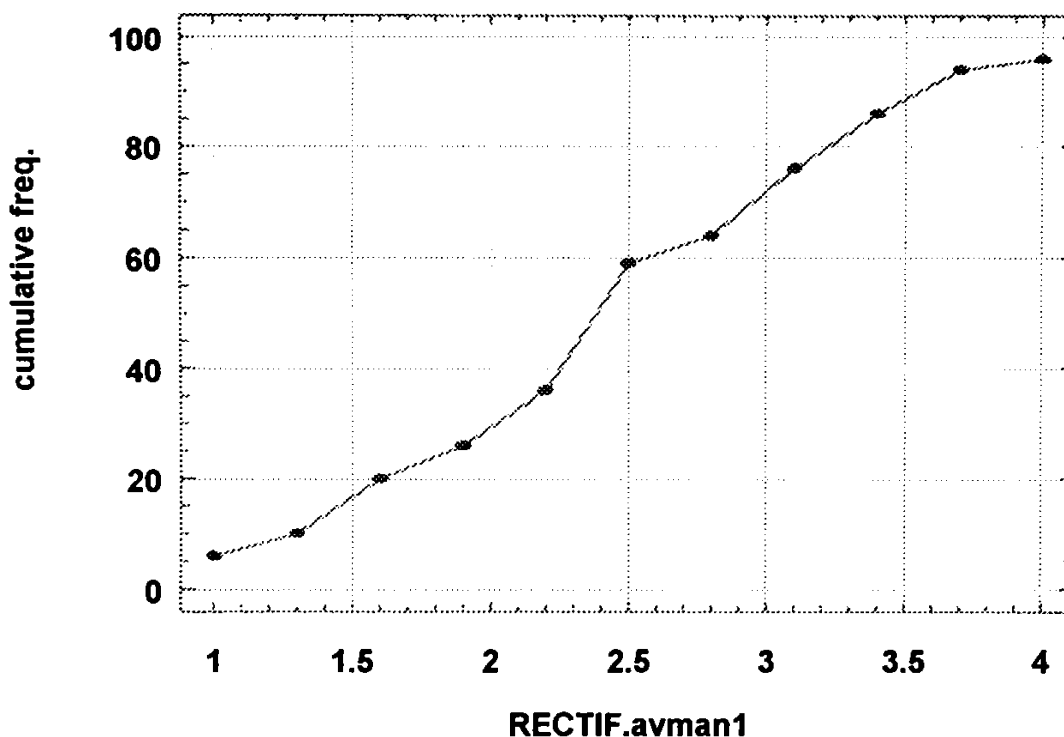


Fig. 2.6 Rețeaua de probabilitate a frecvențelor relative cumulate ale valorilor măsurate.

[*10], [G3], [L1]. Procedura Chi-Square Goodness-of-Fit (χ^2) permite determinarea potrivirii dintre un set de date de observație și o ipoteză de distribuție, fără a avea setul corespunzător al valorilor așteptate.

Procedura χ^2 permite calculul lui χ^2 atunci când există două variabile care conțin frecvențele observate și cele așteptate.

$$\chi^2 = \sum_{i=1}^k \frac{(O_i - E_i)^2}{E_i} \quad (2.1)$$

în care: O_i este frecvența observațiilor în clasa i ;
 E_i - frecvența așteptărilor în clasa i ;
 k - numărul claselor în care s-a făcut gruparea.

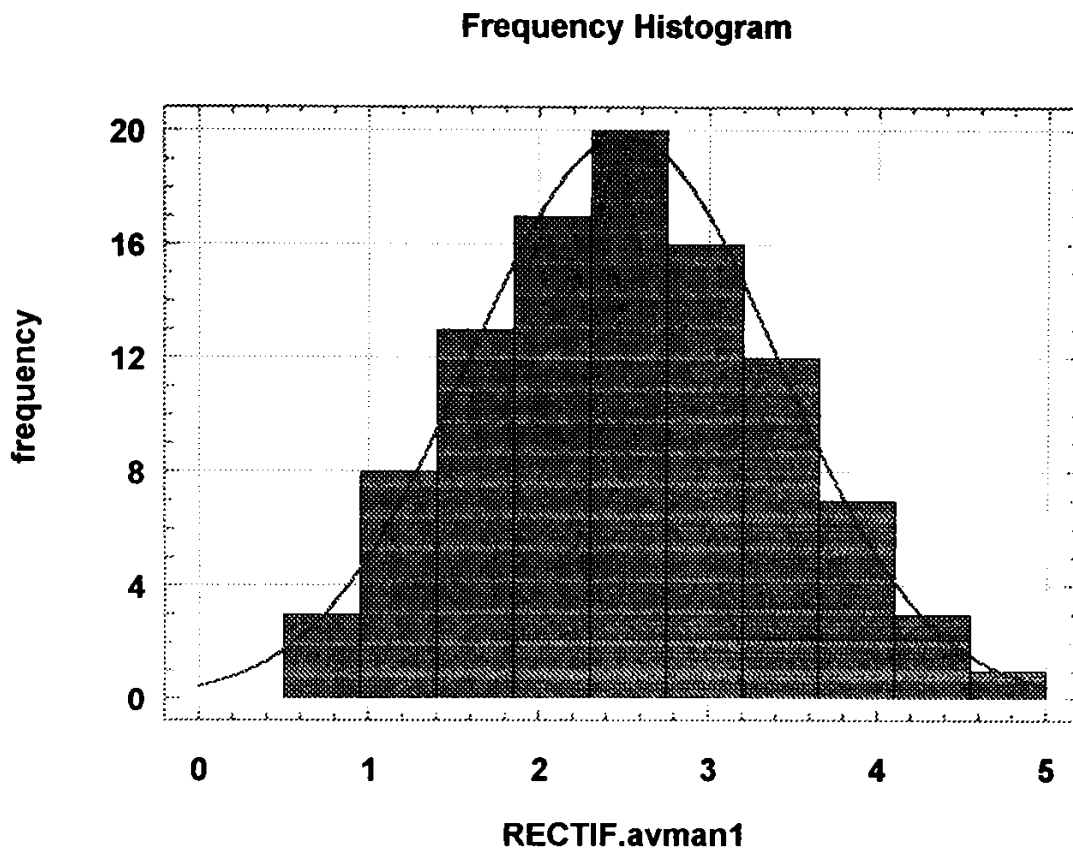


Fig. 2.7 Histograma distribuției frecvențelor
valorilor avansului transversal.

Testul de potrivire χ^2 este în mod particular de folos atunci când avem un set de frecvențe observate (măsurate) și dorim să verificăm dacă aceste observații urmează o distribuție teoretică de interes, cum ar fi de exemplu distribuția normală sau Poisson.

În urma utilizării acestei proceduri, rulată în condițiile unui număr de $k = 10$ subgrupe de împărțire a datelor, valoare recomandată în cazul unui număr de 100 observații și a unui nivel de încredere $\alpha = 0.05$ au rezultat valorile prezentate în tabelul 2.1. Pentru numărul gradelor de libertate $v=k-1=9$ și a nivelului de încredere adoptat rezultă valoarea critică $\chi^2_{\text{critic}}=16.9$, față de care pentru a aprecia ca normală distribuția datelor experimentale, valoarea calculată χ^2 trebuie să fie mai mică [C5].

Tabelul 2.1

Valorile testului χ^2

Chisquare Test

Lower Limit	Upper Limit	Observed Frequency	Expected Frequency	Chisquare
at or below	1.400	11	11	.00527
1.400	1.850	13	12	.02592
1.850	2.300	17	18	.02204
2.300	2.750	20	20	.00758
2.750	3.200	16	17	.07573
3.200	3.650	12	12	.00495
above	3.650	11	10	.06463

Chisquare = 0.206114

Existența în tabelul 2.1 doar a 7 subgrupe, se datorează cumulării de către procedura de calcul a subgrupelor marginale cu mai puțin de 5 date (observații)/subgrupă.

Din comparația valorilor χ^2_{critic} cu χ^2_{calculat} rezultă că distribuția valorilor măsurate este similară cu distribuția normală.

În urma analizei statistice ale valorilor măsurate (observațiilor) pentru avansul transversal manual prin impulsuri, prin aplicarea procedurii **Summary Statistics** [*9], [*10], au fost obținuți indicatorii statistici prezentați în tabelul 2.2.

Relațiile de calcul care au stat la baza calculelor indicatorilor afișați sunt relativ cunoscute și nu au mai fost prezentate.

Valoarea mediei aritmetice a datelor analizate de 2.499 μm , față de 2.5 μm valoarea ideală, în condițiile unei amplitudini de 4.5 μm ne conduce la concluzia că variațiile în timp ale valorilor măsurate se compensează reciproc. Așa se explică și valoarea foarte apropiată a sumei celor 100 de măsurători de 249.9 μm , față de valoarea teoretică de 250 μm .

Pentru a analiza capabilitatea procesului privind realizarea avansului transversal manual prin impulsuri la valoarea indicată în cartea mașinii, s-a utilizat procedura **Proces Capability Analysis** [*9],[*10],[*11] care permite

estimarea capabilității procesului pentru o distribuție normală a variabilei (observațiilor).

Tabelul 2.2

Valorile indicatorilor statistici pentru valorilor măsurate

Variable:	RECTIF.avman1
Sample size	100
Average	2.499
Median	2.45
Mode	2.4
Geometric mean	2.31383
Variance	0.820101
Standard deviation	0.905594
Standard error	0.0905594
Minimum	0.5
Maximum	5
Range	4.5
Lower quartile	1.9
Upper quartile	3.1
Interquartile range	1.2
Skewness	0.180219
Standardized skewness	0.73574
Kurtosis	-0.129316
Standardized kurtosis	-0.263965
Coeff. of variation	36.2368
Sum	249.9

Indicii de capabilitate calculați de procedură sunt:

• **CP**

Sistemul utilizează acest indice pentru a afișa capabilitatea inerentă a unui proces. În general dacă media datelor (observațiilor) este egală cu mijlocul câmpului de toleranță atunci:

CP > 1.00 indică faptul că procesul nu este capabil;

CP < 0.75 indică faptul că procesul este capabil;

între cele două valori procesul este capabil dar ar trebui monitorizat când CP se apropie de 1.

Relația de calcul a acestui indice este:

$$CP = \frac{USL - LSL}{6 \cdot \sigma} \quad (2.1)$$

în care:USL reprezintă limita superioară specificată;

LSL - limita inferioară specificată;

- **CR**

Este reciprocul indicelui CP și este utilizat de sistem pentru a prezenta raportul capabilității procesului. Valorile critice pentru acest indice de capabilitate sunt:

CR > 1 indică că procesul nu este capabil;

CR < 0.75 procesul este capabil;

între cele două limite procesul este capabil dar trebuie monitorizat când CR se apropie de 1.

- **CPK**

Acest indice este calculat cu scopul determinării capabilității în legătură cu media specificată. El indică dacă distanța de la limita superioară specificată, respectiv limita inferioară specificată până la media observațiilor este mai mică decât jumătate din amplitudinea abaterii medii pătratice ($6\sigma/2=3\sigma$). CPK este foarte util când media datelor nu este egală cu mijlocul câmpului de toleranță. Relația de calcul a acestui indice este:

$$CPK = \text{Min} \left\{ \frac{USL - \text{Media}}{3\sigma}, \frac{\text{Media} - LSL}{3\sigma} \right\} \quad (2.2)$$

Interpretarea valorii indicelui CPK este următoarea:

CPK > 1 indică că amândouă limitele 3σ sunt între limitele specificate, iar procesul este capabil să se încadreze în specificație;

CPK < 1 indică că cel puțin una din limitele 3σ este în afara specificației de limită și deci procesul ar putea să nu fie capabil să realizeze specificația.

- **(upper) respectiv (lower)**

Reprezintă indicii superior respectiv inferior de capabilitate și sunt utilizați de sistem pentru a afișa raportul dintre distanțele de la limita superioară respectiv inferioară specificate, până la media observațiilor și jumătatea amplitudinii abaterii medii pătratice (3σ).

• K

Este o măsură a cât de departe este centrul observațiilor față de mijlocul nominal al procesului. Din relația de calcul (2.3) a indicelui k derivă următoarele concluzii:

$$k = \frac{Media - Nom}{(USL - LSL)/2} \quad (2.3)$$

- dacă k este zero, media și valoarea nominală sunt identice;

- dacă k > 0 media este peste valoarea nominală;

- dacă k < 0 media este sub valoarea nominală;

Când valoarea absolută pentru k este mică, media procesului este apropiată față de specificația nominală. Poate însă rezulta o valoare mică pentru k chiar dacă procesul nu este capabil.

• CPM

Este folosit pentru calcularea și afișarea modificării indicelui CP. Pentru calculul indicelui CPM (relația 2.4), se utilizează valorile nominale în locul mediei calculate. Acesta

$$CPM = \frac{USL - LSL}{6 \cdot \sqrt{\sum_{i=1}^n \frac{(x_i - Nom)^2}{n-1}}} \quad (2.4)$$

este un indice mult mai conservator decât CP și este interpretat în același mod.

Dacă se specifică o singură limită, atunci sistemul nu calculează indicii de capabilitate pentru CP, CR, K, CPM. Dacă sunt folosite limite asimetrice trebuie interpretați cu precauție indicii CP, CR și CPM, deoarece calculul lor se bazează pe limite identice.

Utilizând această din urmă procedură prezentată, la analiza valorilor avansului în discuție, la care față de valoarea nominală de 2.5 μm, s-a admis un câmp de toleranță de 1 μm

($\pm 0.5\mu\text{m}$, adică $\pm 20\%$ din valoarea nominală), a rezultat situația prezentată în tabelul 2.3.

Cu excepția indicelui **K** care este favorabil, arătând că media aritmetică a valorilor măsurate (observațiilor) este foarte apropiată de specificația nominală, toți indicii indică o incapacitate categorică de a realiza specificația nominală în condițiile de toleranță admise. Prin rularea procedurii **Process Capability Analysis** cu diverse valori ale abaterilor admise, s-a ajuns la concluzia că procesul devine capabil de a realiza specificația abia pentru abaterile de $\pm 2\mu\text{m}$, ceea ce reprezintă procentual $\pm 80\%$ din specificația nominală, astfel că operatorul nu poate să aibă garanția că la un moment dat prin acționarea butonului de avans transversal prin impulsuri va realiza avansul dorit.

Tabelul 2.3

Analiza capacității procesului
(Process Capability Analysis)

Process Capability for RECTIF.avman1			
Specification:		Normal distribution:	6.0 sigma limits:
Upper	3	Count	100
Nominal	2.5	Mean	2.499
Lower	2	Sigma	0.905594
			+3.0 sigma 5.21578
			Mean 2.499
			-3.0 sigma-.217782
Observed beyond spec.:		Estimated beyond spec.:	Capability ind.:
High	27.000%	High	29.005%
Low	26.000%	Low	29.081%
Total	53.000%	Total	58.086%
			CP 0.184041
			CR 5.43356
			CPK 0.183673
			(upper) 0.184409
			(lower) 0.183673
			K -2E-3
			CPM 0.184041

Pentru analiza statistică a variației în timp a observațiilor analizate, s-a utilizat **procedura Periodogram** a programului utilitar **STATGRAPHICS** [*9],[*10]. Acesta permite analiza statistică a seriilor de date în timp, prin eșantionarea spectrului de frecvențe, realizată prin

descompunerea varianței datelor în contribuțiile față de un șir de frecvențe. Periodogramele sunt foarte folositoare pentru a testa efectul periodicității neântâmplătoare într-o serie de timpi. Procedura Periodogram folosește transformarea Fourier pentru a calcula media pătratelor amplitudinii sinusoidelor pentru diferite frecvențe. Având în reprezentarea grafică pe abscisă frecvențele iar pe ordonată media pătratelor amplitudinii, sistemul scărilor fiind astfel ales încât media seriilor este zero iar suma ordonatelor este egală cu suma pătratelor valorilor datelor respective.

Periodograma poate fi folosită ca un instrument de atenționare față de efectele periodice ale procesului, pentru care funcțiile de autocorelare de exemplu, nu sunt indicatori sensibili. Periodograma corespunzătoare observațiilor privind avansul transversal manual prin impulsuri este reprezentată în figura 2.8.

Periodogram for RECTIFIC.patrundera

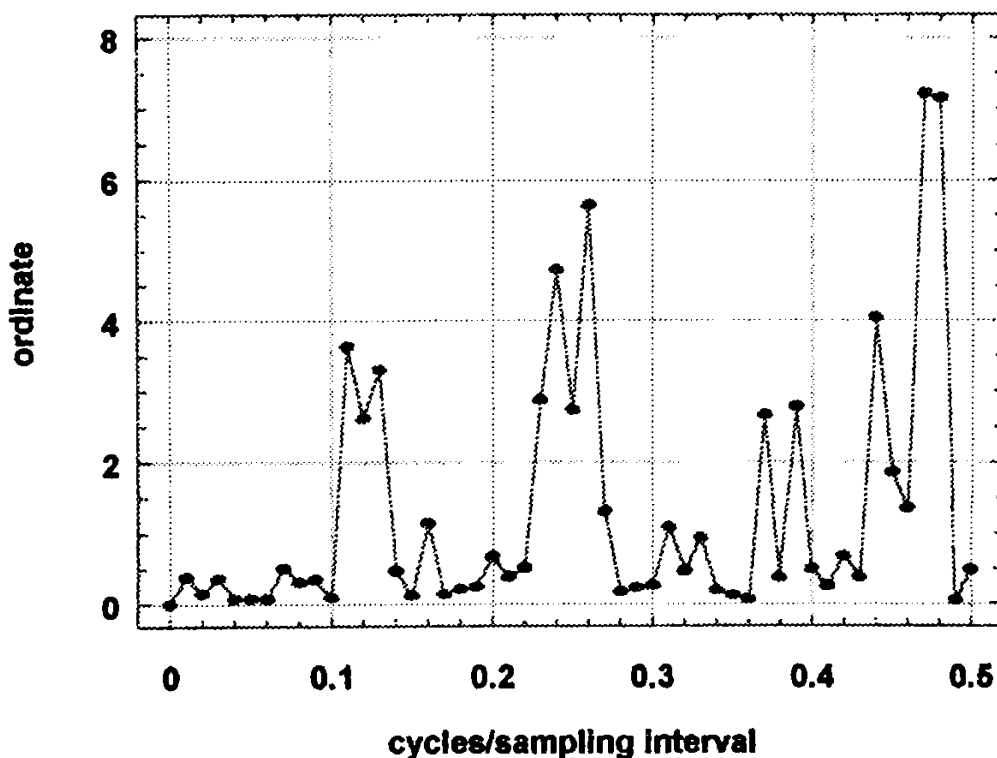


Fig. 2.8 Variația în timp a valorilor avansului transversal manual prin impulsuri

Din analiza acesteia rezultă apariția periodică la intervale de timp aproximativ egale, variații exagerate ale mărimii avansului. Acestea se datorează în special fenomenului de stick-slip prezent la ghidajele saniei transversale și tensionării elastice urmate de o destindere a mecanismului de transmitere a mișcării. Mai pot avea contribuții la variațiile avansului: erorile de divizare ale roții de clichet; variațiile de pas ale cuplei șurub-piuliță; și intensitatea comenzii (impulsului) realizate de către operator.

Ca o concluzie generală asupra preciziei mecanismului de avans transversal manual prin impulsuri de la mașinile de rectificat rotund între vârfuri, se poate spune că acesta este capabil să realizeze o deplasare transversală minimă de $2.5 \pm 2 \mu\text{m}$.

b.) Avans transversal automat la capete de cursă, când prelucrarea se realizează cu avans longitudinal

La rectificarea exterioară cu avans longitudinal cu pătrundere transversală la capătul din stânga, la capătul din dreapta sau la ambele capete, prezintă importanță constanta pătrunderii transversale, aceasta având efect direct asupra valorii forței de încărcare a sistemului tehnologic elastic.

Deoarece atât pentru reglarea vitezei avansului transversal la prelucrarea cu avans de pătrundere cât și pentru reglarea mărimii avansului transversal la prelucrarea cu avans longitudinal, se folosește același drosel, utilizând în cazul mașinii RE-350CA, o scară corespunzătoare vitezei avansului de pătrundere (unitatea de măsură a vitezei fiind $\mu\text{m/s}$), s-a pus problema determinării influenței diverselor deschideri ale droselului asupra avansului transversal la prelucrarea cu avans longitudinal (unitatea de măsură a deplasării fiind μm).

De asemenea avându-se în vedere schema hidraulică a mașinii de rectificat rotund exterior între vârfuri, din care rezultă că

realizarea pătrunderii ar putea fi influențată de viteza de comutare a distribuitorului A (respectiv a secțiunii A4), comandat de opritorii de inversare a sensului mesei și deci de viteza de avans longitudinal a acesteia.

Pentru determinarea influenței celor doi parametrii (deschiderea droselului de avans transversal și viteza de avans longitudinal a mesei) s-a utilizat Metoda suprafețelor de răspuns RMS (Response Surface Methods&Design) [*9],[*10],[S10].

RMS este un instrument ce permite realizarea construcției modelelor empirice, folosind tehnicile experimentării secvențiale pentru a studia un domeniu de interes și pentru a te focaliza pe cele mai importante variabile (parametrii) și efectele lor.

RMS se poate folosi pentru a da răspuns la întrebări cum ar fi:

- cum este în mod particular afectat răspunsul printr-un set de variabile raportat la o regiune specifică;
- care seturi de variabile dau un răspuns satisfăcător și care descriu o specificație anume;
- care seturi de variabile determină un răspuns maxim sau minim;
- care este geografia locală a suprafeței de răspuns în jurul valorii extreme (maxim sau minim).

Procedura RMS permite analiza unui proces, oferind o serie de variante predefinite dependente de numărul de factori dezvoltați (nivelul variabilelor independente). Pentru cazul de studiu propus am considerat ca fiind satisfăcător cel mai simplu design 3^2 , reprezentând un experiment factorial cu 2 factori la trei nivele.

Procedura implementată în STATGRAPHICS permite lucrul atât cu variabile codificate A,B,C,... la niveluri codificate -1,0,1, cât și cu variabile explicitate ceea ce ușurează

interpretarea. În prezentul studiu a fost adoptată varianta a doua. Denumirea variabilelor, valorile minime, maxime și unitățile de măsură ale acestora sunt prezentate în tabelul 2.4.

Tabelul 2.4

Definirea variabilelor (Variable Definition)

Comment: avans transv+long. Experimental factors				Response variables	
No.	Name	Low	High	Units	No. Name Units
A	vft_reglat	4	110	micrm/s	1 ap_mas micrm
B	vfl_reglat	0.78	7.9	m/min	

Opțiunea de randomizare în efectuarea experimentului este recomandată deoarece factorii aleatori care intervin în timpul desfășurării procesului vor defavoriza în același mod variabilele. În tabelul 2.5 sunt prezentate atât valorile re-

Tabelul 2.5

Datele analizate (Data Editor)

Run	vft_reglat	vfl_reglat	ap_mas
1	110.	4.34	16.21
2	57.	0.78	12.80
3	57.	7.90	12.36
4	57.	4.34	12.85
5	110.	7.90	15.00
6	4.	4.34	2.42
7	110.	0.78	14.20
8	4.	0.78	2.25
9	4.	7.90	2.30
Length	9	9	9

glate pentru avansul transversal și cel longitudinal, cât și cele măsurate pentru avansul transversal la prelucrarea cu avans longitudinal. În urma analizării datelor sistemul prezintă următoarele rezultate tabelare și grafice:

- **Estimarea efectelor.** Din tabelul 2.6 rezultă valoarea medie a răspunsului precum și ponderea fiecărui factor principal și respectiv a interacțiunii acestora.

Tabelul 2.6

Estimarea efectelor vft_reglat și vfl_reglat asupra lui ap_măs

Estimated effects for ap_mas - avans transv+long.

average	=	13.12	+/- 0.457214
A:vft_reglat	=	12.8133	+/- 0.500853
B:vfl_reglat	=	0.136667	+/- 0.500853
AB	=	0.375	+/- 0.613417
AA	=	-7.88	+/- 0.867503
BB	=	-1.35	+/- 0.867503

Standard err. estimated from total err. with 3d.f. (t=3.18245)

Se remarcă că factorul A (vft_reglat) are influența cea mai mare (12,8133), fiind urmată de interacțiunea de ordinul doi a acestui factor, acesta din urmă având tendința de diminuare (are semnul minus).

Analiza ANOVA (One-Way Analyses of Variance) prezentată în tabelul 2.7. Analiza este bazată pe indicatorul de dispersie (varianța sistemului), din care rezultă aceeași tendință ca și în cazul estimării precedente, în plus pe baza erorii totale calculează rația Fischer F (care este raportul dintre media pătratelor și media erorii). Comparând acest factor cu factorul

Tabelul 2.7

Analiza ANOVA (ANOVA for ap_mas - avans transv+long.)

Effect	Sum of Squares	DF	Mean Sq.	F-Ratio	P-value
A:vft_reglat	246.272267	1	246.27227	654.49	.0001
B:vfl_reglat	.028017	1	.02802	.07	.8053
AB	.140625	1	.14062	.37	.5902
AA	31.047200	1	31.04720	82.51	.0028
BB	.911250	1	.91125	2.42	.2175
Total error	1.128842	3	.37628		
Total (corr.)	279.528200	8			

R-squared = 0.995962

R-squared (adj. for d.f.) =0.989231

standard luat din tabele, în funcție de gradul de libertate al variabilelor și respectiv factorul de încredere ($\alpha=0,05$) se validează experimentul dacă $F_{calc} > F_{standard}$.

$R^2=0,98$ arată că 98% din valori se încadrează în intervalul de credibilitate (încredere).

• **Diagrama PARETO.** Este o reprezentare grafică (figura 2.9) a apariției evenimentelor (ponderea influenței variabilelor independente) și folosește la luarea deciziei în eliminarea efectelor principale și a interacțiunilor neglijabile.

Concret interacțiunile de ordinul II, BB și AB și de asemenea factorul principal B, sunt mici deci pot fi neglijate.

Estimarea coeficienților de regresie. Valorile coeficienților

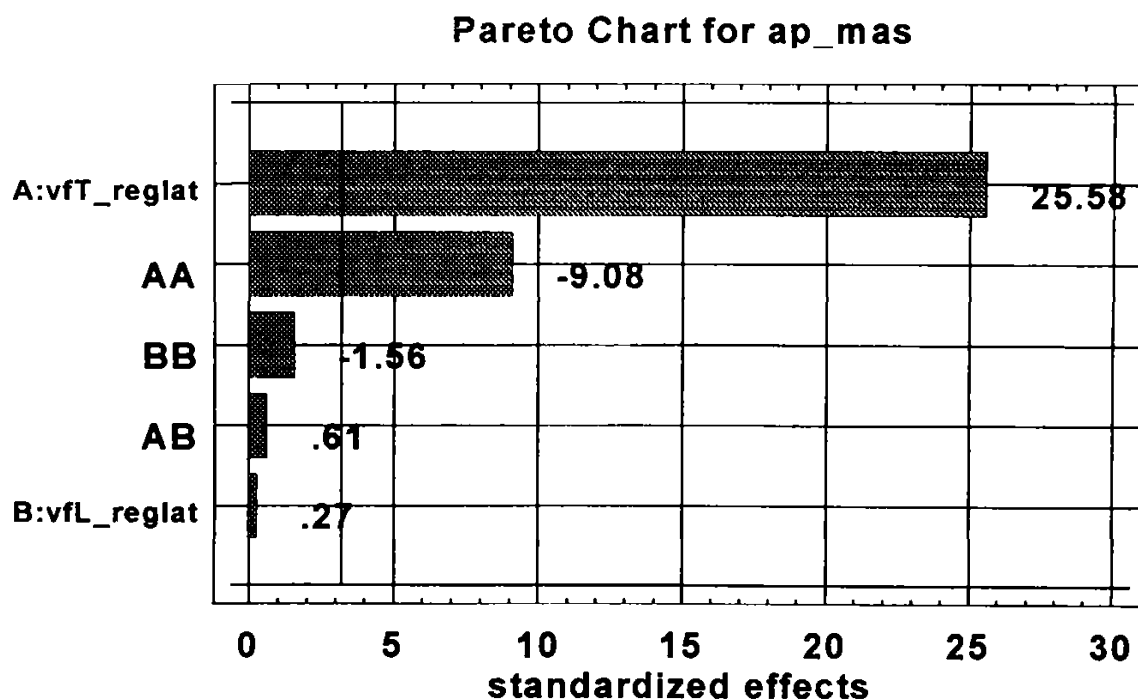


Fig. 2.9 Ponderea influenței variabilelor independente de regresie rezultate pentru actualele date analizate, sunt prezentate în tabelul 2.8. Care conduc la relația de calcul 2.5:

$$ap_mas = 0.83199 + 0.276468 * A + 0.424851 * B + 9.93746E-4 * AB - 1.40263E-3 * AA - 0.0532603 * BB \quad (2.5)$$

Tabelul 2.8

Coefficienții de regresie (Regression coeffs. for
ap_mas - avans transv+long.)

constant	=	0.83199
A:vfT_reglat	=	0.276468
B:vfL_reglat	=	0.424851
AB	=	9.93746E-4
AA	=	-1.40263E-3
BB	=	-0.0532603

Plotarea răspunsului - rezultat grafic.

1.) Pentru a avea o imagine grafică globală privind valorile extreme ale variabilelor independente și ale răspunsului s-a utilizat procedura **Plot Response**, care a determinat desenarea pătratului (fiind vorba doar de două variabile independente) prezentat în figura 2.10.

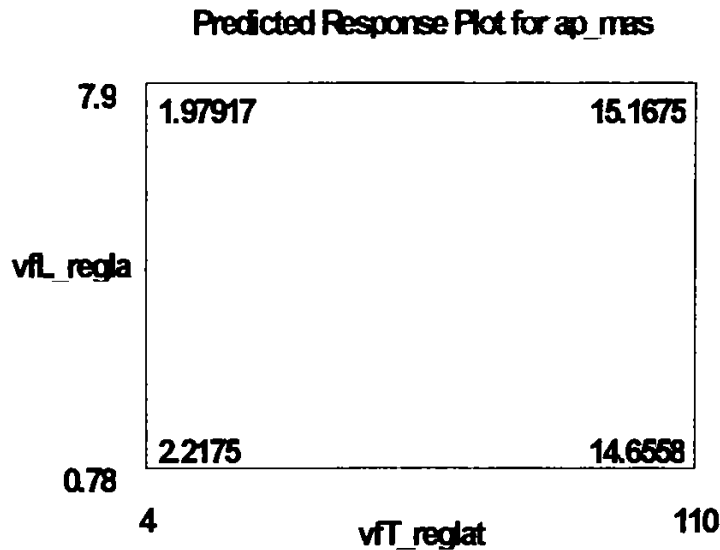


Fig. 2.10 Valorile extreme ale variabilelor independente și ale răspunsului.

2.) Mai important este răspunsul în suprafață, care poate oferi o imagine globală orientativă privind:

- interacțiunile;
- existența unui eventual extrem în răspuns;
- extinderea domeniului de investigare a variabilelor independente.

Răspunsul în suprafață pentru datele analizate este redat în figura 2.11, din care rezultă așa cum era de așteptat din concluziile analizei anterioare, că factorul B (vfL_reglat) influențează într-o foarte mică măsură atât direct cât și prin interacțiunile sale. Interacțiunea de ordinul doi a factorului A (vfT_reglat) se datorează în principal neconcordanței dintre caracteristica droselului și scara gradată a potențiometrului utilizat în scopul reglării vitezei de avans transversal.

De utilizare practică mai mare este în cadrul acestei proceduri, trasarea conturilor de echinivel (figura 2.12),

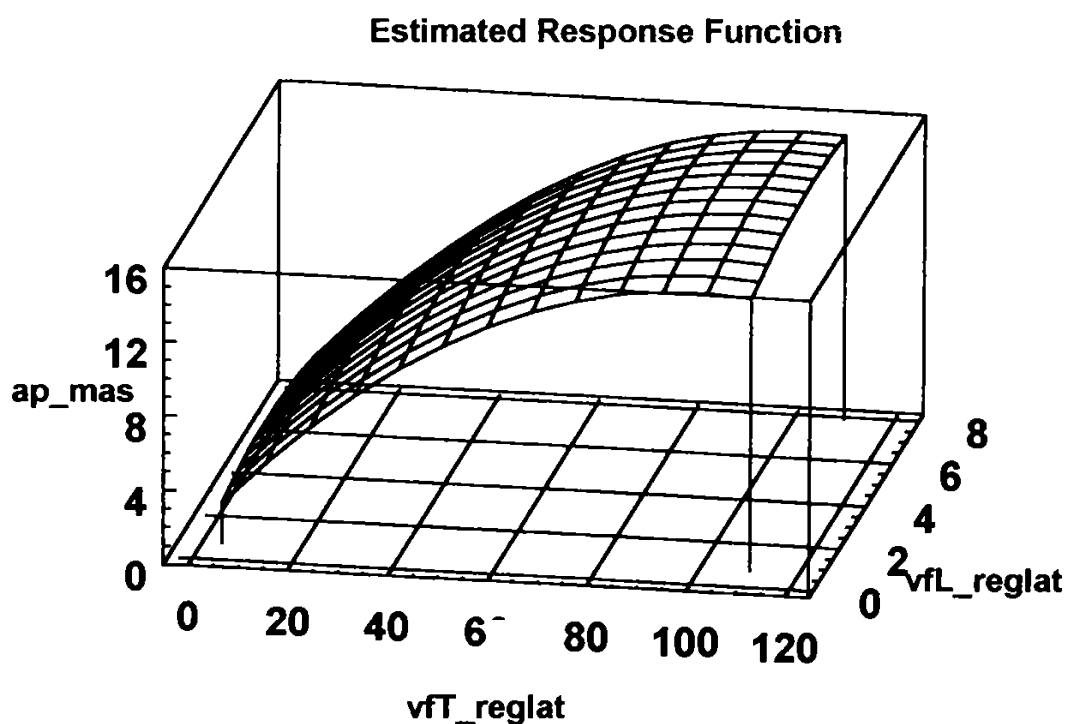


Figura 2.11 Suprafața de răspuns

obținute prin realizarea de secțiuni ale suprafeței cu planuri de nivel echidistante între limitele de răspuns.

• **Diagnosticarea experimentului.** Procedura **Diagnostic Plots** permite utilizarea mai multor opțiuni, din care am considerat ca fiind cea mai importantă cea privitoare la plotarea rezidualilor (figura 2.13). Interpretarea acesteia constă în

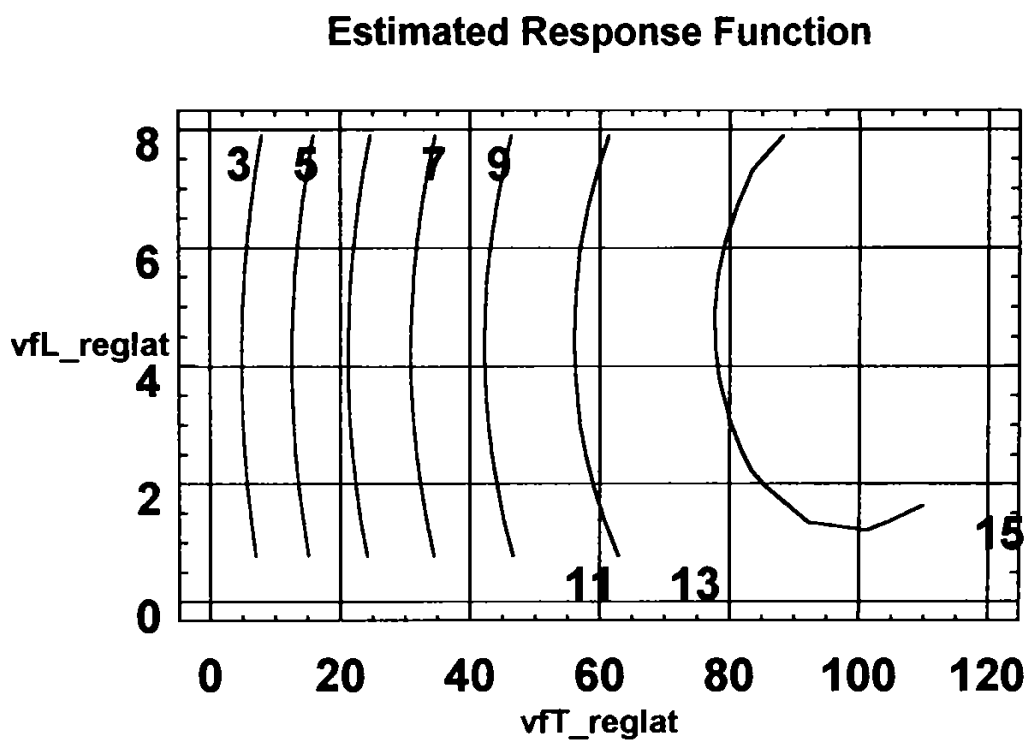


Fig. 2.12 Contururile de echinivel

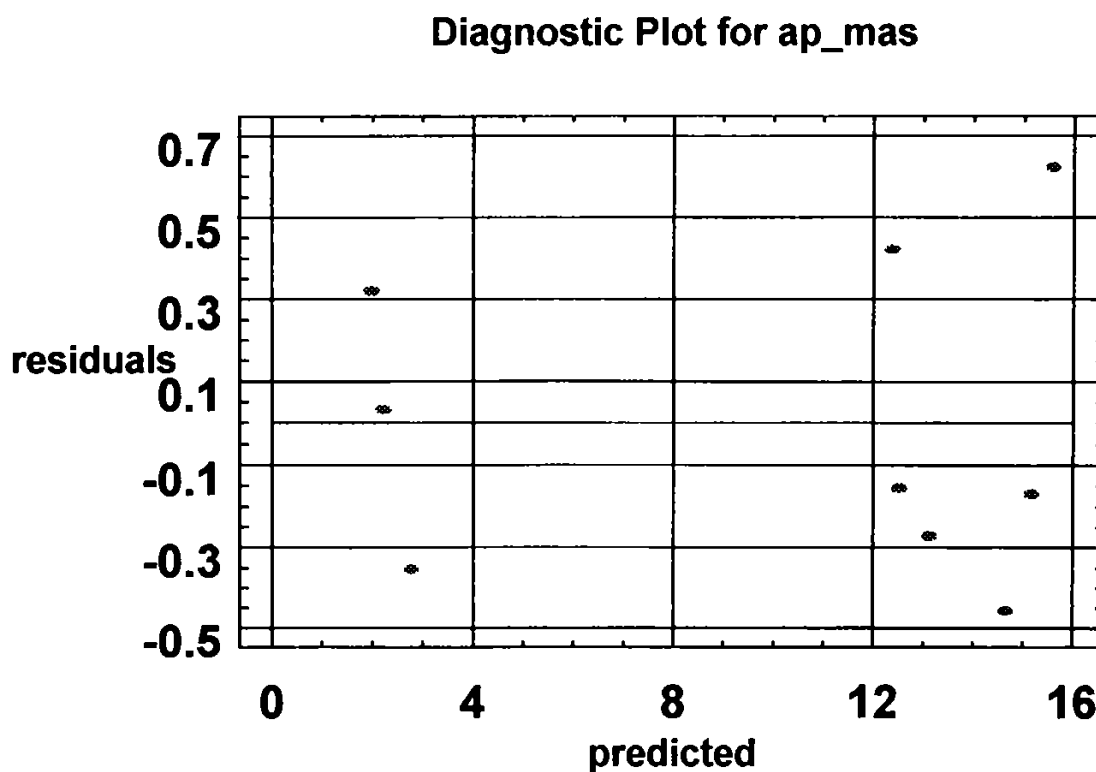


Fig. 2.13 Graficul rezidualilor.

aceea că, dacă rezidualii au o dispersie aleatoare experimentul este favorabil, dacă însă rezidualii au o tendință de

grupare după o lege experimentul nu poate fi validat. În cazul concret analizat este evidentă dispersia aleatoare și deci validarea experimentului nu poate fi pusă la îndoială.

2.4 Prezentarea obiectului lucrării

Prelucrarea finală a pieselor din industria constructoare de mașini, instalații, echipamente și aparate se realizează de regulă prin rectificare. Condițiile tehnice impuse acestor piese sunt foarte riguroase, în special cele referitoare la precizia dimensională, precizia de formă și calitatea suprafeței. Marea majoritate a pieselor supuse rectificării sunt în stare călită sau necălită și provin de la alte prelucrări anterioare.

Indicii de bază ai procesului de rectificare care cuprind precizia dimensională, precizia de formă și capacitatea de producție a mașinii sunt influențați de o multitudine de factori perturbatori care se modifică chiar în timpul unei treceri. Cunoașterea tuturor acestor factori, precum și gradul lor de influență asupra indicilor de bază ai rectificării, necesită găsirea unor soluții care să permită creșterea calității pieselor rectificate.

În cazul rectificării rotunde exterioare prelucrarea pieselor se poate executa prin două procedee: cu avans longitudinal respectiv cu avans transversal sau de patrundere, în același timp ciclul de lucru poate fi condus manual sau automat. Indiferent de procedeul de rectificare sau de felul comenzii, rectificarea cuprinde trei faze: faza de degroșare, faza de finisare și faza de destindere. Adaosul de prelucrare care se admite la rectificarea rotundă exterioară este de până

la la 2 mm pe diametru, el se elimină în felul următor : 80% la degroșare, 20% la finisare, iar faza de destindere se desfășoară fără avans de pătrundere, îndepărtarea materialului făcându-se datorită detensionării STE. Procesul se consideră terminat când la contactul dintre piatră și piesă nu mai apar scântei.

Precizia dimensională, de formă și calitatea suprafeței rezultând astfel pe măsura reducerii până la zero a forțelor din procesul de rectificare. Acest mod de lucru al mașinii de rectificat o deosebește de celelalte tipuri de MU, la care dimensiunea finală se obține printr-un regim de așchiere mai ușor dar în prezența forței de așchiere și a deformației elastice a STE. Datorita modului de lucru al mașinii de rectificat, indicii de bază ai rectificării se poate spune că sunt puternic influențați de precizia geometrică a mașinii, de modul de reglare a acesteia și de stabilitatea la vibrații a subansamblului port-piatră.

Din punctul de vedere al comenzii, de regulă se utilizează 2 variante: prima se bazează pe un tampon pentru atingerea cotei, iar cea de-a doua, pe folosirea unui sistem de control activ care măsoară variația dimensiunii în timpul prelucrării și prin care se asigură repartiția adausului de prelucrare pe fazele ciclului. Durata fazei de destindere este comandată de către un releu de timp. În cazul obținerii dimensiunilor cu limitarea apropierei păpușii port-piatră până la tampon, în primele 2 faze ale ciclului (degrosare+finisare) apar următoarele inconveniente :

- durata mare de rectificare a primei piese de probă, din cauza opririlor frecvente necesare pentru verificarea manuală a dimensiunilor intermediare;

- uzura pietrei de rectificat influențează negativ precizia și ea nu poate fi luată în considerare în cadrul metodei respective. Acest proces este mai defavorabil în cazul pietrelor care au durabilitate mică;

- corecția pietrei nu poate fi compensată, motiv pentru care la începutul fiecărei perioade de durabilitate este necesar să se efectueze o nouă piesă de probă și să se re poziționeze tamponul;

- deformațiile termice care se produc permanent în timpul desfășurării procesului, deasemenea nu pot fi compensate;

La rectificările cu sistem de control activ se elimină o parte dintre dezavantajele menționate, ca urmare a măsurării directe a dimensiunii reale.

La ambele moduri de comandă apare dezavantajul atingerii unei dimensiuni precise impusă în general de clasele 1 și 2 de precizie legate de realizarea unor avansuri de pătrundere foarte mici, pe care le-am numit micrometrice. Aceste avansuri sunt extrem de necesare la ambele procedee de rectificare (avans longitudinal și transversal), între fazele de finisare și de destindere.

Mașinile de rectificat cunoscute până în prezent asigură avansul teoretic minim de pătrundere intermitent de 5 μm pe diametru și cursă a mesei. Avansul de pătrundere practic nu este constant iar dispersia lui este relativ mare. Din acest motiv dimensiunile pieselor rectificate sunt afectate negativ. În ultima vreme mașinile de rectificat sunt înzestrate cu echipamente de comandă numerică, prin intermediul cărora se realizează ciclul cotelor. Comanda numerică are posibilități foarte mari de prelucrare a dimensiunilor, ajungând până la nivelul unui μm . Comenzile declanșate de către sistemul numeric realizează deplasări ale subansamblurilor mașinii, fără însă să fie capabile să sesizeze deformațiile elastice, termice etc.

Limitele privind obținerea unor piese foarte precise sunt create de către posibilitățile cinematice ale mașinii și de către variația factorilor perturbatori. Între acești factori așa cum s-a precizat anterior un rol important îl are domeniul de reglare al avansului transversal.

În prezenta lucrare de doctorat se studiază posibilitatea realizării unui avans de pătrundere micrometric prin care se lărgeste domeniul de reglare al avansului transversal al mașinii, ceea ce mărește posibilitățile de obținere a unor precizii dimensionale, de formă și calitate a suprafeței ridicate. În acest sens cercetările au fost orientate spre realizarea unui sistem de deplasare automată controlată a arborelui port-piatră în jocul din lagarele radiale cu sustentație hidrostatică ale acestui arbore.

Sistemul automat de deplasare este astfel conceput încât să nu se reducă rigiditatea subansamblului AP.

2.5 Concluzii.

Mașinile de rectificat rotund exterior, cu prinderea piesei între vârfuri, atât cele de proveniență autohtonă cât și cele din import, aflate în prezent în dotarea industriei constructoare de mașini din țara noastră, în general, fie nu au posibilități de realizare a avansului transversal micrometric, fie au posibilități limitate de realizare a acestuia.

În urma studiului privind posibilitatea realizării avansului transversal prin impulsuri (manual), la mașinile de proveniență autohtonă (RE și RU - 100; 200; 350, produse de Intreprinderea de Mașini-Unelte și Agregate București) au rezultat următoarele concluzii:

-distribuția valorilor măsurate este similară cu distribuția normală ($\chi^2_{\text{calculat}} < \chi^2_{\text{critic}}$);

-valoarea mediei aritmetice a datelor analizate de $2.499\mu\text{m}$, este foarte aproape de valoarea teoretică de $2.5\mu\text{m}$, luând însă în considerare și amplitudinea de $4.5\mu\text{m}$, rezultă o compensare în timp a abaterilor valorilor reale (măsurate), față de valoarea nominală;

-admițând un câmp de toleranță de $1\mu\text{m}$ ($\pm 20\%$ din valoarea nominală), pentru avansul transversal nominal minim de $2.5\mu\text{m}$, a rezultat, cu excepția indicelui care apreciază apropierea dintre specificația nominală ($2.5\mu\text{m}$) și media aritmetică a observațiilor, o incapacitate categorică a mașinii de a realiza specificația. Mașina devine capabilă să realizeze specificația nominală ($2.5\mu\text{m}$), abia pentru abateri de $\pm 2\mu\text{m}$ ($\pm 80\%$ din specificația nominală).

În aceste condiții operatorul nu poate avea garanția că la un moment dat, prin acționarea butonului de avans transversal prin impulsuri va realiza avansul dorit.

-din analiza statistică a variației în timp a avansului transversal manual prin impulsuri, rezultă apariția periodică la intervale de timp aproximativ egale, variații mari ale acestuia. Explicația variațiilor constă în prezența fenomenului de stick-slip la ghidajele saniei transversale și a tensionării elastice urmată de o destindere a mecanismului de transmitere a mișcării. Mai pot avea contribuții la variațiile avansului: erorile de divizare ale roții de clichet; variațiile de pas ale cuplei șurub-piuliță; și intensitatea comenzii (impulsului) realizate de către operator.

Din analiza avansului transversal automat la capete de cursă, când prelucrarea se realizează cu avans longitudinal s-au constatat următoarele:

-viteza mesei are o influență nesemnificativă asupra mărimii valorii reale a avansului de pătrundere;

-neconcordanță între scara gradată a droselului pentru reglarea mărimii avansului de pătrundere și mărimea valorii reale a pătrunderii.

La prelucrarea pe mașini de rectificat rotund între vârfuri, în scopul măririi posibilităților de obținere a unor precizii dimensionale, de formă și calitate a suprafeței ridicate, se impune lărgirea domeniului de reglare al avansului transversal, prin crearea posibilităților de realizare a avansurilor micrometrice, în condițiile menținerii sau chiar a creșterii rigidității subansamblurilor mașinii.

Cap. 3. SOLUȚIA SISTEMULUI DE DEPLASARE TRANSVERSALĂ MICROMETRICĂ A PIETREI DE RECTIFICAT.

3.1 Ciclurile de lucru pe mașini de rectificat rotund exterior

Mașinile de rectificat rotund exterior sunt destinate prelucrării prin rectificare a suprafețelor exterioare cilindrice, conice (lungi și scurte) precum și frontale.

Adaosul de prelucrare la rectificarea rotundă exterioară este de până la 2 mm pe diametru (valoare proporțională cu mărimea diametrului), din care 80% se îndepărtează la degroșare

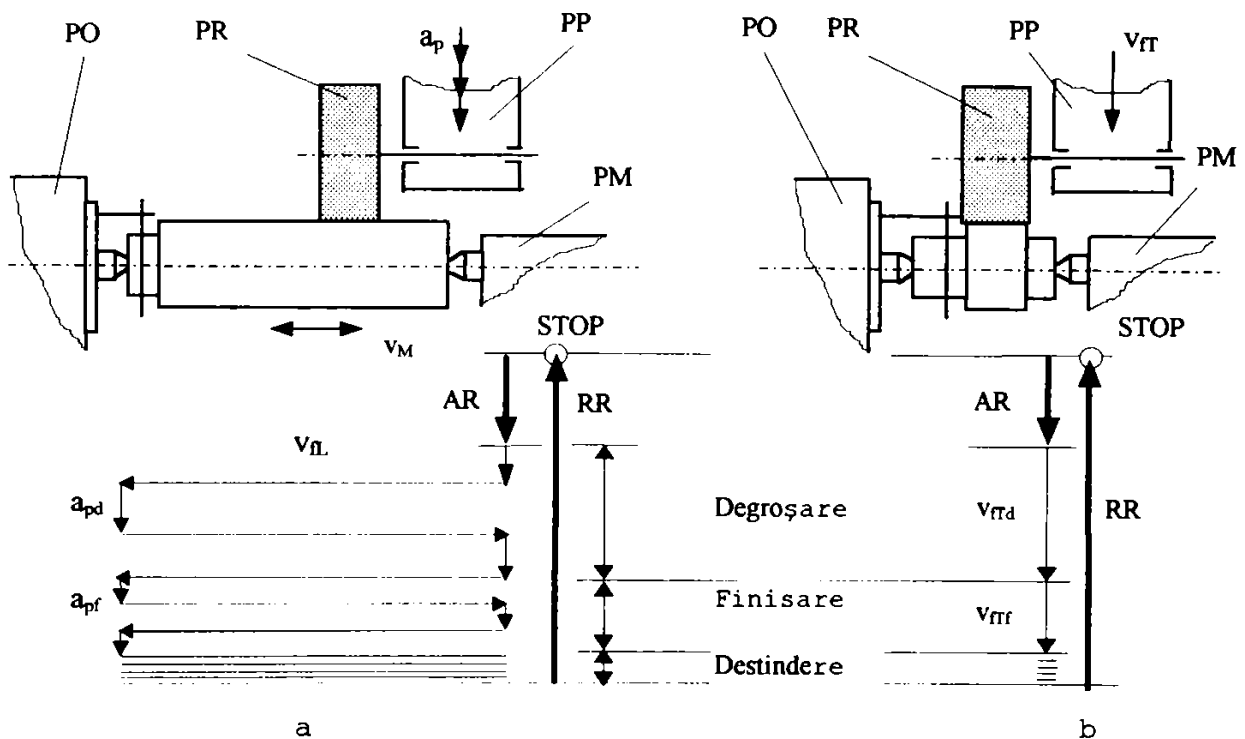


Fig. 3.1 Ciclurile de lucru: a - rectificarea de trecere;
 b - rectificarea de pătrundere.

și 20% la finisare. Rectificarea propriu-zisă se termină cu faza de destindere, în timpul căreia nu se execută avans de pătrundere, mașina continuând să îndepărteze material datorită

tensionării sistemului tehnologic elastic. Când nu mai apar scânteii în faza de destindere, procesul de rectificare se consideră terminat.

La mașinile de rectificat rotund exterior se utilizează în funcție de tipul prelucrării următoarele cicluri de lucru:

- rectificare de trecere - având ciclul de lucru prezentat în figura 3.1 a;

- rectificare de pătrundere - figura 3.1 b.

3.2 Prezentarea comenzilor mașinii de rectificat RE - 350

Structura generală precum și modul de realizare a mișcărilor la mașina de rectificat rotund exterior RE-350 corespund prezentării făcute la punctul 2.1, iar elementele pentru comanda mașinii [*4], sunt redată în figurile 3.2 și 3.3.

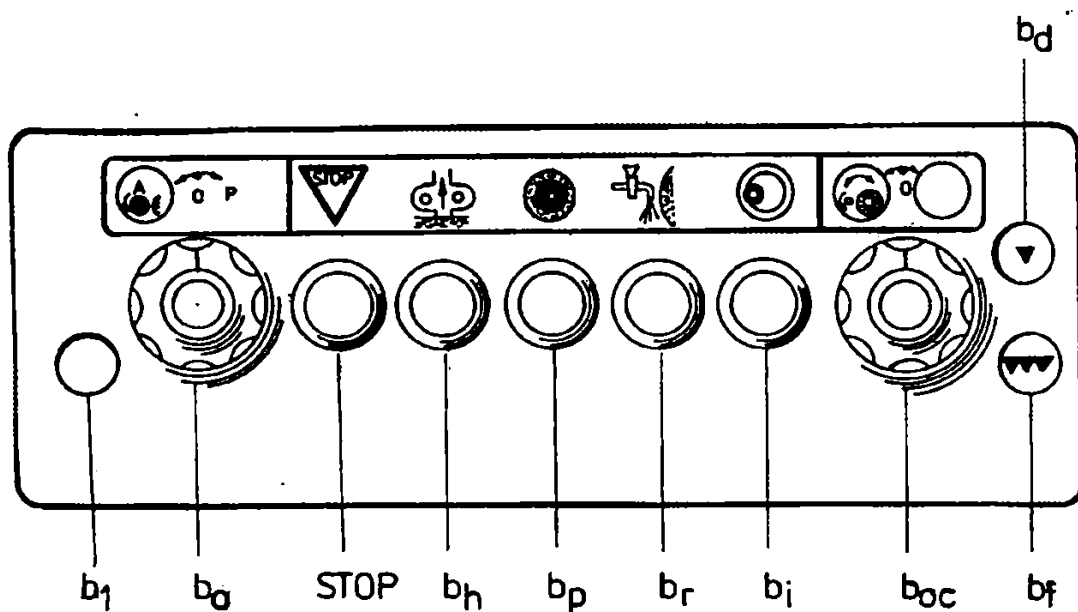


Fig. 3.2 Elementele electrice de comandă

Prin cuplarea comutatorului general, becul b1 (fig. 3.2), prin luminare, indică prezența tensiunii în mașină. Pornirea instalației hidraulice se realizează prin apăsarea butonului b3. Pentru pornirea motorului de antrenare a pietrei de

rectificat se acționează asupra butonului b_p (acționarea acestuia este utilă numai dacă pompa hidraulică a instalației de sustentație este pornită și s-a atins presiunea minimă reglată). Selectarea uneia din cele trei poziții ale butonului b_o pentru rotirea obiectului are următoarea semnificație: O - acționarea piesei decuplată; P - comandă manuală simplă; A - comandă automată. Opțiunea de oprire la cotă fixă a păpușii pietrei de rectificat se selectează prin poziționarea butonului b , adică: stânga - oprire automată cu dispozitivul de oprire la cotă fixă; dreapta - oprire automată cu dispozitiv de control activ; mijloc - fără oprire automată. Becurile b_a și b_f evidențiază desfășurarea în timp a fazelor de degroșare respectiv finisare.

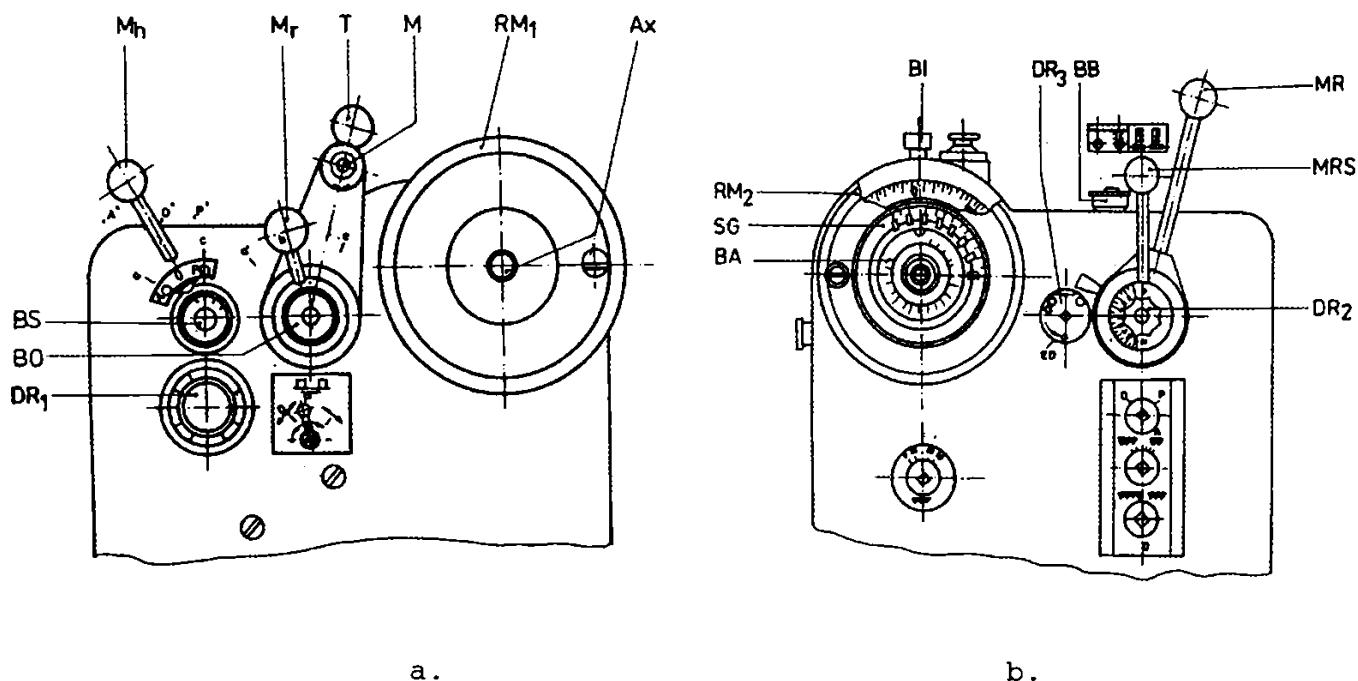


Fig 3.3 Elementele mecano-hidraulice de comandă ale mașinii

Deplasarea manuală a mesei se poate realiza numai când acționarea hidraulică a acesteia este întreruptă, cu ajutorul roții de mână RM_1 (fig. 3.3 a). Prin deplasarea axială a axului Ax se pot realiza două viteze de deplasare manuală a mesei.

Antrenarea hidraulică a mesei se realizează prin poziționarea manetei M_h în poziția b. Viteza de avans longitudinală a mesei, se reglează după necesități cu droselul DR_1 . Poziția și lungimea cursei mesei se modifică prin poziționarea corespunzătoare a bacurilor de inversare, fixate în canalele T pe partea laterală a mesei mașinii. Inversarea sensului de mișcare al mesei se realizează mecanic prin tamponarea de către bacuri a tamponului T, sau manual prin acționarea manetei M. Viteza de reversare a mișcării longitudinale a mesei la capete de cursă se reglează cu manivela M_r și a butonului BO. Pentru selectarea modului de realizare a avansului transversal al pietrei de rectificat se utilizează butonul BO cu patru poziții, având următoarele posibilități: O - prelucrare fără avans transversal; S - avans transversal numai la capătul din stânga al mesei; D - idem, la capătul din dreapta; R - prelucrarea cu avans de pătrundere (continuu).

Elementele de deservire ale saniei pietrei de rectificat permit realizarea următoarelor comenzi și reglaje: deplasarea rapidă înainte a saniei, cu maneta MR, blocarea acesteia în poziție se poate realiza cu butonul BB, iar reglarea vitezei de deplasare rapidă se face cu droselul semireglabil DR_3 ; avansul manual de lucru al saniei, cu roata de mână RM_2 ; avansul manual de lucru al saniei prin impulsuri, prin apăsarea butonului BI (o apăsare determină o deplasare de $0.005 \text{ mm}/\varnothing$); cu droselul DR_2 se reglează viteza saniei de rectificat, iar prin deplasarea pârghiei de accelerare MRS către dreapta se realizează o mărire a vitezei, respectiv către stânga oprirea, deplasării automate a pietrei; mărimea adaosului de rectificare se poate citi pe scara gradată SG și poate fi reglat cu butonul BA.

3.3 Prezentarea comenzii adaptive (CA) a mașinii de rectificat RE-350 CA

Având ca scop creșterea indicilor tehnico-economici la prelucrarea prin rectificare, cum ar fi: precizia dimensională, capacitatea de producție și calitatea suprafeței, mașina RE 350 a fost echipată cu comandă adaptivă. În acest sens concepția comenzii adaptive existente la mașina de rectificat RE 350, se bazează pe modificarea vitezei de avans longitudinal sau a vitezei de avans transversal - în funcție de tipul prelucrării - și modificarea vitezei obiectului de prelucrat, pentru menținerea constantă a deformației sistemului tehnologic elastic. Capacitatea de producție, exprimată în cantitatea de material prelevat în unitatea de timp, crește ca urmare a posibilităților de încărcare mai raționale a mașinii, a creșterii vitezei mesei la capete de cursă și pe porțiunile în care forța pasivă F_p are o valoare mai mică decât cea de referință, fără să existe pericolul de defectare a mașinii.

Schema bloc a comenzii adaptive, cu care este echipată mașina RE 350 este redată în figura 3.4.

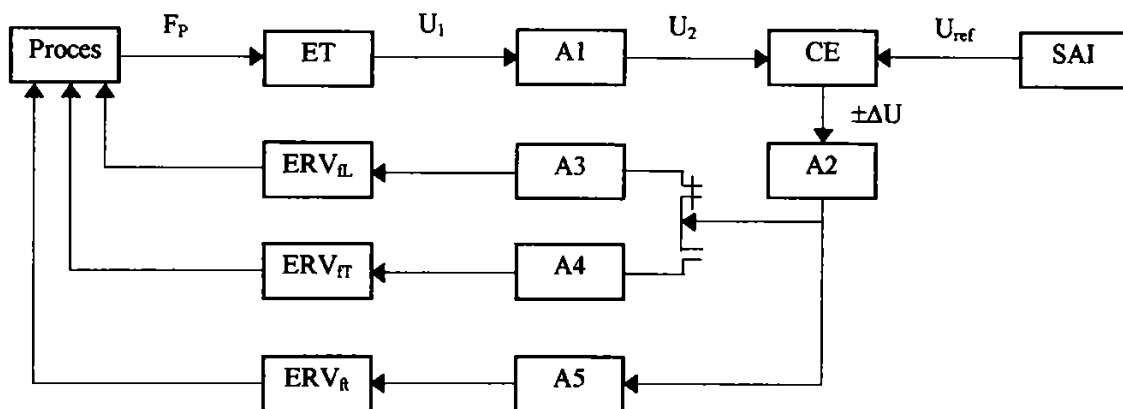


Fig. 3.4 Schema bloc a comenzii adaptive, a mașinii RE-350CA

Forța pasivă F_p este măsurată cu elementul traductor ET care o transformă în tensiunea U_1 , care după amplificare în A_1 ,

sub forma tensiunii U_2 pătrunde în comparatorul electronic CE, unde este comparată cu valoarea programată a forței pasive F_p sub forma tensiunii de referință U_{ref} (stabilită automat de sistemul automat de încărcare SAI). Rezultatul comparării $\pm\Delta U$ se transmite la două din cele trei elemente de reglare a parametrilor, adică:

- la rectificarea de trecere - la elementul de reglare a vitezei mesei ERV_m și elementul de reglare a turației obiectului de prelucrat ERN_o ;

- la rectificarea de pătrundere - la elementul de reglare a vitezei saniei transversale ERS_t și ERN_o ;

determinând modificarea în funcție de $\pm\Delta U$ a valorilor parametrilor de lucru, astfel încât să se mențină valoarea programată a forței pasive F_p . Reacția inversă este realizată prin însăși procesul de lucru.

Avându-se în vedere că la faza de destindere F_p are valori foarte reduse, comanda adaptivă este decuplată, ea funcționând numai în fazele de degroșare și finisare.

Schema de principiu a comenzii adaptive care echează mașina de rectificat RE 350 este redată în figura 3.5 având principiu de funcționare descris în continuare.

Cu ajutorul traductoarelor magneto-elastice T_1, T_2, T_3, T_4 legate în punte, precomprimate inițial, se măsoară forța pasivă F_p a forței de așchiere, care determină încărcarea traductoarelor T_2 și T_4 și descarcarea traductoarelor T_1 și T_3 , obținându-se astfel un semnal dublu la ieșirea din punte.

Semanlul redresat, filtrat și amplificat pătrunde în comparatorul electronic CO1 împreună cu semnalul sub formă de tensiune provenit de la sistemul de încărcare EP, al referinței forței pasive F_p . Prin intermediul elementului de comutație EC, rezultatul comparării este transmis sub formă de tensiune la elementele de reglare a parametrilor, respectiv motoarele electrice M1, M2 și M3. Legătura inversă realizându-se prin intermediul procesului de așchiere.

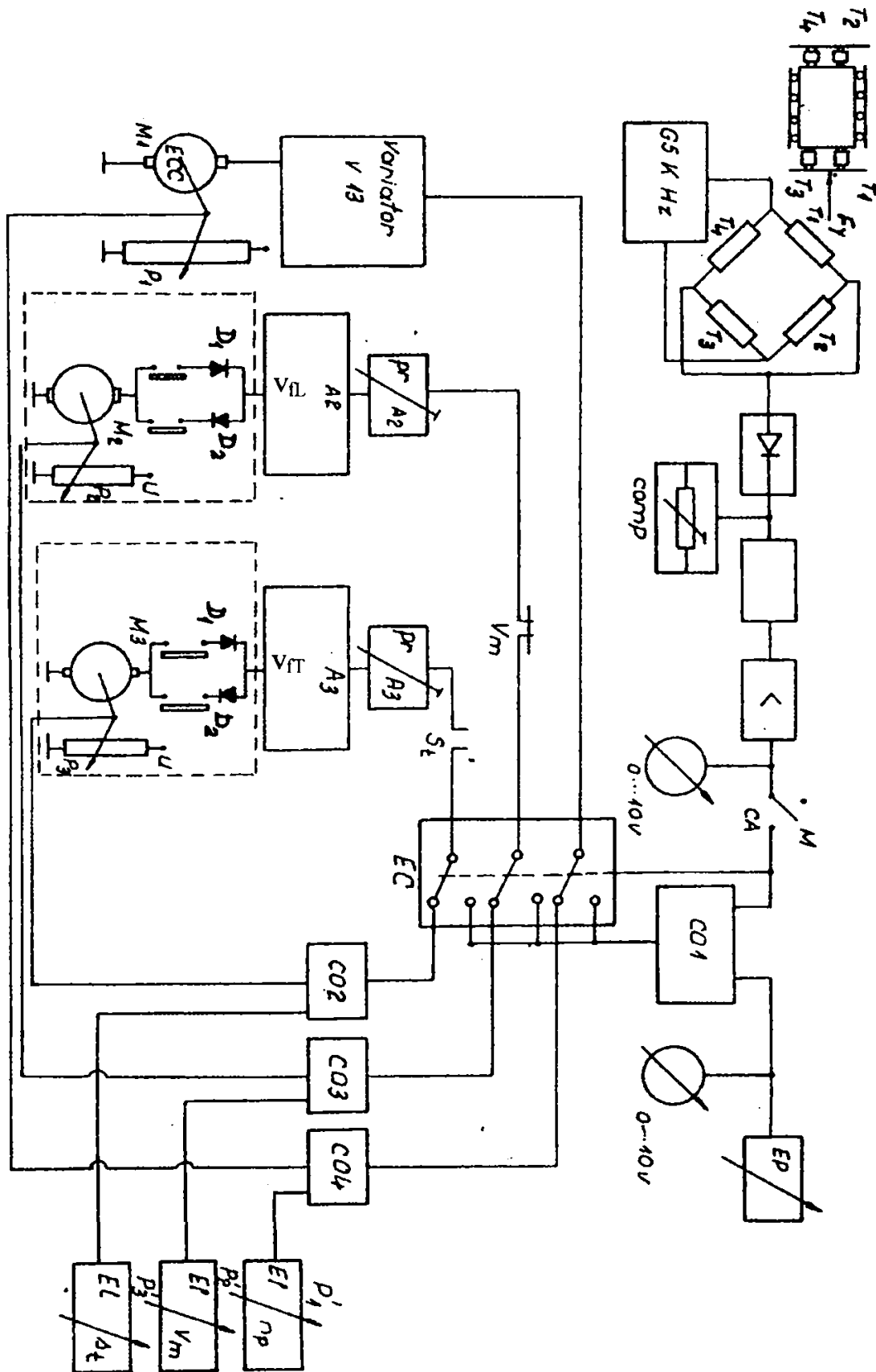


Fig. 3.5 Schema de principiu a CA ce echiipează mașina RE-350CA.

Prin selectarea poziției corespunzătoare a butonului CA-M, se lucrează cu comandă adaptivă sau comandă manuală.

La alegerea comenzii manuale, reglarea mărimii valorilor parametrilor n_o , v_{fa} , v_{fr} se realizează cu ajutorul potențioanelor $P1'$, $P2'$, $P3'$ și a elementelor electronice de comparare $CO2$, $CO3$, $CO4$, în urma comparării cu semnalele pozițiilor reale ale elementelor de reglare primite de la potențioarele $P1$, $P2$, $P3$. Rezultatul comparării determină corectarea corespunzătoare a parametrilor de lucru.

3.3.1 Sistem automat de încărcare

Pentru realizarea unei variații continue a încărcării în funcție de:

- dimensiunile obiectului de prelucrat (L, d);
- materialul prelucrat (oțel, fontă sau alte aliaje);
- poziția curentă a prelucrării (z);
- tipul prelucrării (degroșare sau finisare);
- modul de prindere al obiectului de prelucrat (în mandrina universal sau între vârfuri);

în [U2], se prezintă soluția unui sistem analogic automat de încărcare, figura 3.5', care echipează mașina RE - 350 CA.

Acesta generează curbele de variație ale forței pasive F_p , admisă ca mărime de referință, la rectificarea exterioară cu prinderea obiectului de prelucrat între vârfuri.

Cordonata z , reprezentând poziția pietrei de rectificat în raport cu păpușa fixă (originea), se introduce prin potențioanelul PL în timpul desfășurării rectificării, lungimea L a obiectului de prelucrat, modulul de elasticitate E al materialului care se rectifică și diametrul d al semifabricatului se introduc manual, la începutul procesului, cu ajutorul unor potențioanete de $5 \text{ k}\Omega$. Tot printr-un potențioanetu asemănător se poate trece de la faza de degroșare la faza de finisare. Tensiunea u_r de referință, proporțională

cu valoarea forței pasive F_p , se obține la ieșirea din sistemul de încărcare și se transferă elementului electronic de comparare, rezultând astfel o modificare continuă a mărimii de referință pentru forța pasivă F_p .

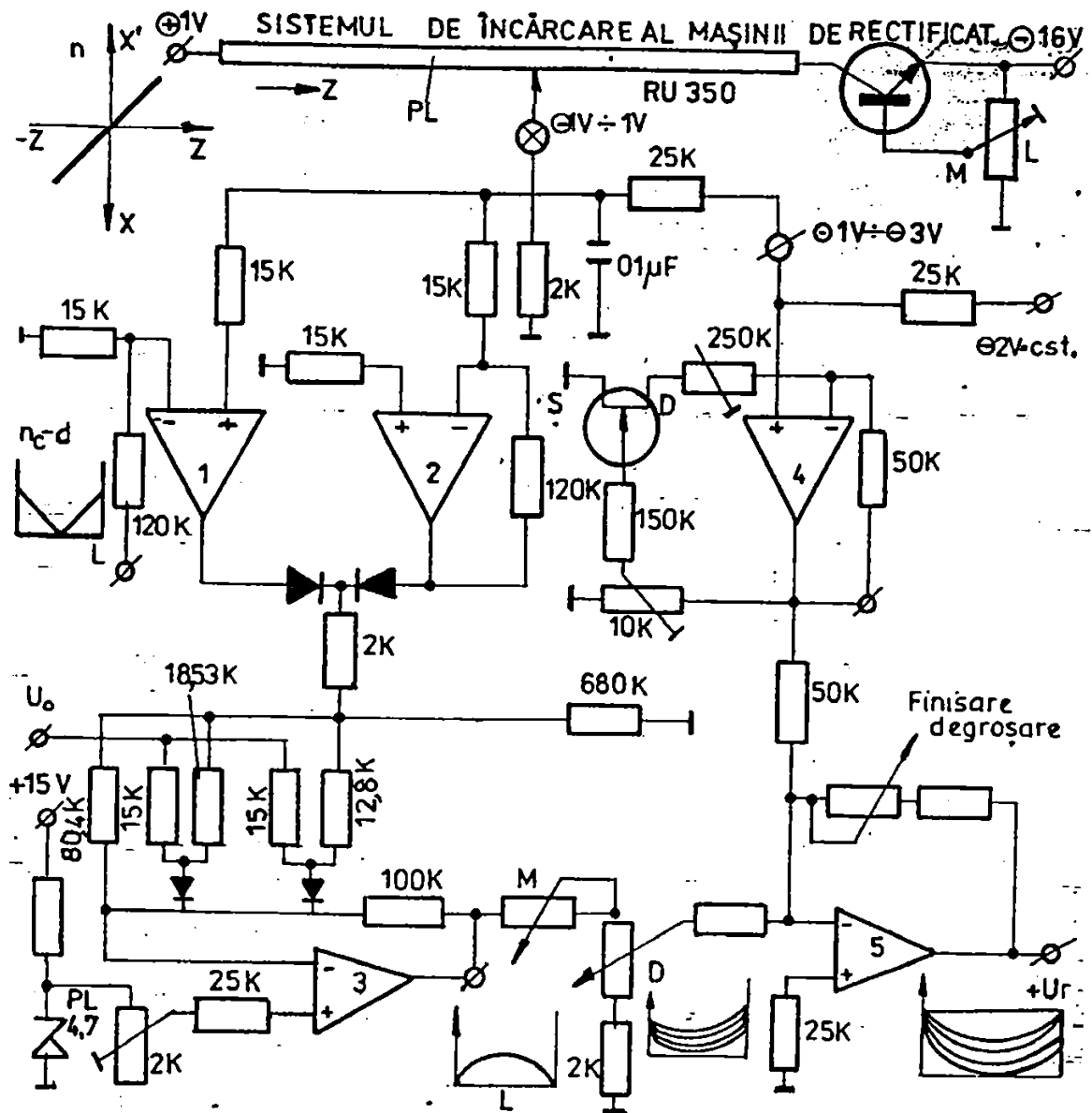


Fig. 3.5' Sistem automat de încărcare a mașinii RE-350 CA.

Încercările cu acest sistem au pus în evidență următoarele avantaje:

- creșterea preciziei de prelucrare de cca. 2 ori;
- creșterea capacității de prelucrare cu 40%;
- îmbunătățirea calității suprafeței de 1,5 ori.

3.4 Prezentarea subansamblului arbore principal (AP) existent.

3.4.1 Prezentarea construcției AP.

Arborele principal AP (figura 3.6), împreună cu lăgărele hidrostactice radiale respectiv lagărul axial sunt montate în două semicarcase, una superioară CS și una inferioară CI, care asamblate formează o secțiune exterioară dreptunghiulară (secțiunea A-A, B-B).

Pentru a fi posibilă măsurarea forței pasive F_p , întregul subansamblu CS-CI se poate roti în plan orizontal (cu unghiuri foarte mici). Prin rotirile posibile ale subansamblului CS-CI se realizează o tensionare, respectiv o detensionare, proporțională cu forța pasivă F_p asupra celor două perechi de traductoare magnetoelastice. În vederea conferirii unei rigidități cât mai ridicate subansamblului AP, se efectuează o pretensionare inițială a traductoarelor cu ajutorul penelor P_{ny} .

Pentru ca erorile de măsurare să fie cât mai mici, iar sistemul să fie sensibil și la valori ale forței pasive F_p foarte mici, carcasa CS-CI este lăgăruită în păpușa pietrei cu doi rulmenți radiali-axiali cu role conice RC (secțiunea X-X) și ghidată în vederea deplasării cu două căi de ghidare cu role CR (secțiunea B-B).

Sistemul de ghidare cu role este astfel conceput încât prin intermediul unor pene și șuruburi P_{nx} , să se poată elimina jocul și să se realizeze o prestrângere a întregului subansamblu după direcția forței de așchiere F_c .

În scopul eliminării influenței tensiunii din curea asupra forței pasive F_p , șaiba de curea SC este astfel lăgăruită încât să transmită numai moment de torsiune la AP. Astfel pe capătul din dreapta al AP este introdusă bucșa B1, fixată axial cu

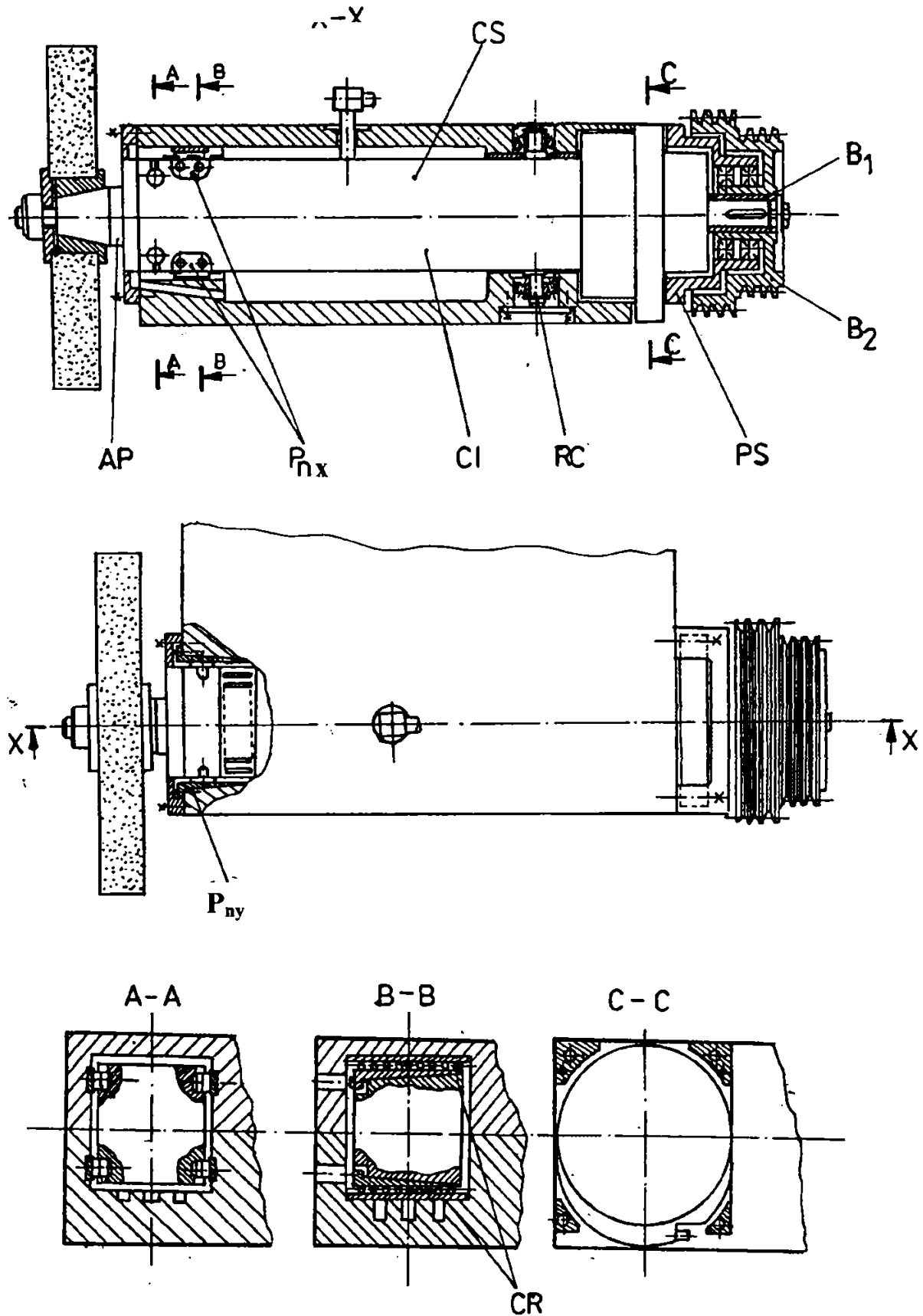


Fig. 3.6 Construcția AP al mașinii RE-350 CA.

șurubul SP, prevăzută cu canale de pană la interior și caneluri la exterior. Bucșa B1 se îmbină prin caneluri cu bucșa B2 (prevăzută la exterior cu șiba de curea SC) care susține doi rulmenți radiali. Inelele exterioare ale rulmenților se sprijină pe alezajul piesei de formă specială PS, care este fixată prin șuruburi de carcasa păpușii pietrei.

Pentru asigurarea unei funcționări corecte a subansamblului traductor este respectat un joc optim între bucșele B1 și B2, respectiv o centrare riguroasă a acestora prin poziționarea corectă a piesei PS pe carcasa păpușii pietrei.

3.4.2 Prezentarea lăgăruirii AP.

Soluția constructivă a subansamblului AP cu sustentație hidrostatică (radială și axială) adoptată în cazul mașinii de rectificat RE-350 CA este redată în figura 3.7, [S17].

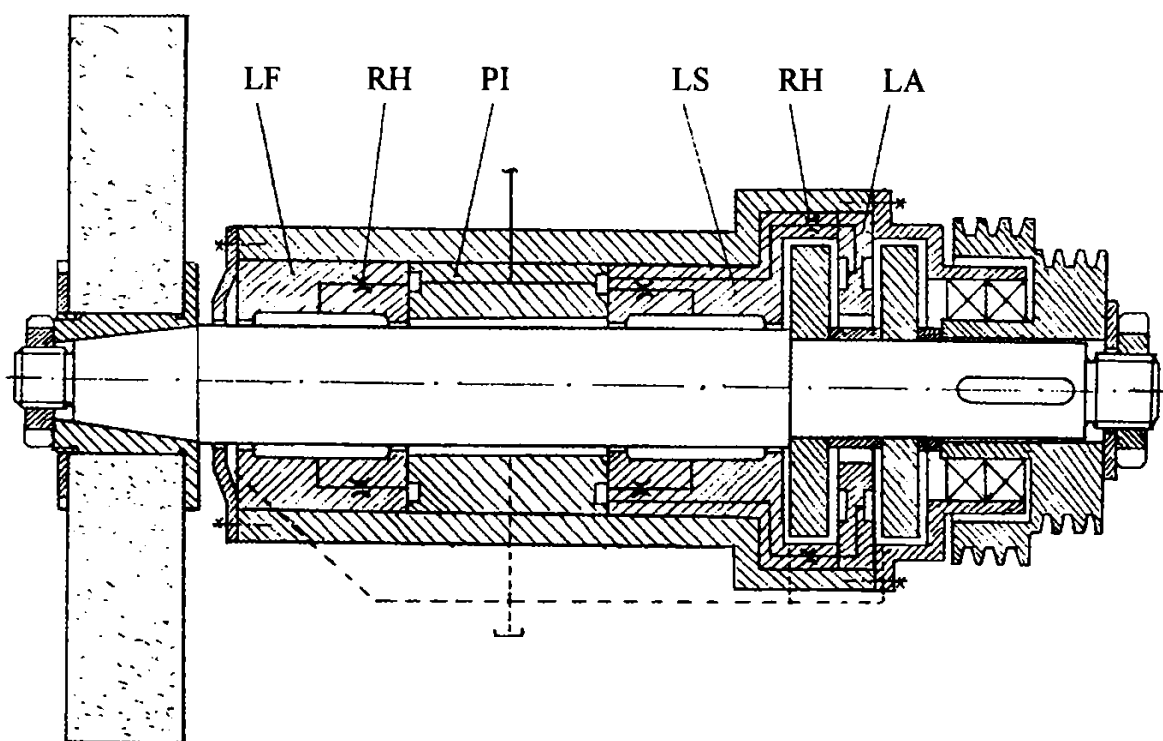


Fig. 3.7 Soluția constructivă de alimentare a lagărelor AP.

Se observă alimentarea întregului subansamblu prin intermediul unei piese intermediare PI intercalate între lagărele radiale față LF, respectiv spate LS, distribuirea lichidului hidrostatic buzunarelor atât lagărelor radiale cât și lagărului axial este realizată prin practicarea unor orificii în corpul acestora.

Rezistențele hidrostactice fixe destinate alimentării buzunarelor lagărelor sunt montate în orificiile de alimentare corespunzătoare fiecărui buzunar.

Pentru respectarea jocului optim între AP și lagărele acestuia, reperele componente sunt executate cu o precizie ridicată atât în ceea ce privește dimensiunile acestora cât și în ceea ce privește poziția reciprocă a suprafețelor, abaterile de formă a acestora și calitatea suprafeței.

3.5 Calculul lagărelor cu sustentatie hidrostatică.

3.5.1 Principii și ipoteze aplicate la calculul sistemelor hidrostactice portante.

Pornind de la cerințele esențiale impuse sistemelor hidrostactice portante, de a se caracteriza prin: siguranță în funcționare; durabilitate; posibilitatea adaptării la condițiile de exploatare; întreținere simplă; prețul întregii instalații și a lichidului hidrostatic redus; se concluzionează că realizarea simultană a acestor deziderate este imposibil de realizat, determinând stabilirea unor criterii de optimizare, cum ar fi: rigiditate maximă; putere de pompare minimă; temperatură redusă; debit consumat minim; presiune de alimentare redusă; joc convenabil din punct de vedere tehnologic.

Ipotezele uzuale folosite la calculul sistemelor hidrostactice [S4], [M3], [G2], [R1], [C2], [C4], sunt:

- fluidul de lucru se consideră absolut incompresibil;
- suprafețele separate de lichidul hidrostatic sunt strict paralele;
- rugozitatea suprafețelor cuplei metalice este neglijabilă în raport cu grosimea filmului portant;
- curgerea lichidului hidrostatic în lagăr este pur laminară;
- valoarea vâscozității lichidului hidrostatic este una medie, corespunzătoare temperaturii de echilibru a sistemului, păstrându-și o valoare constantă la parcurgerea traseului pompă-restrictor-lagăr;
- uzual adâcimea buzunarelor hidrostactice este de cel puțin 10 ori mai mare decât grosimea nominală a filmului portant, putând ajunge la adâcimi de 20 ori mai mari. În cazul sistemelor hidrostactice portante cu pretenții ridicate în ceea ce privește rigiditatea, se folosesc valori mai reduse ale adâncimii buzunarelor, pentru a se evita volumul mare de ulei, care devine în aceste condiții compresibil;
- presiunea este constantă pe toată deschiderea buzunarului hidrostatic;
- efectele intrării-ieșirii în și din drosel respectiv lagăr, se neglijează;
- presiunea de alimentare a resticorilor sau reguletoarelor se consideră constantă.

Ipotezele enumerate pot fi completate în funcție de condițiile concrete, impuse de cerințele de proiectare.

3.5.2 Calculul lagărului radial cu buzunare dependente

Pentru lăgăruirea radială a unui AP există două alternative constructive [S4], [S18], fundamental diferite:

• lagăr cu buzunare independente, prezentat în figura 3.8, cu canale longitudinale deschise între buzunare. Existența canalelor determină o distribuție de presiuni ca cea atașată lagărului amintit anterior. Principalul avantaj al acestui tip de lagăr constă în aceea că asigură o stabilitate superioară în domeniul vitezelor relative moderate. Ca dezavantaje ale acestui tip de lagăr datorate existenței canalelor longitudinale, se amintesc: tehnologie de execuție mai complicată; creșterea debitului pierdut pe la capetele lagărului și implicit a debitului total de alimentare; la viteze ridicate își pierde principalul avantaj, scăzându-i stabilitatea prin aceea că favorizează prin existența canalelor longitudinale, apariția cavitației; de asemenea existența canalelor nu permite dezvoltarea unui câmp de presiuni hidrodinamice, rezultând o portanță mai redusă în acest caz.

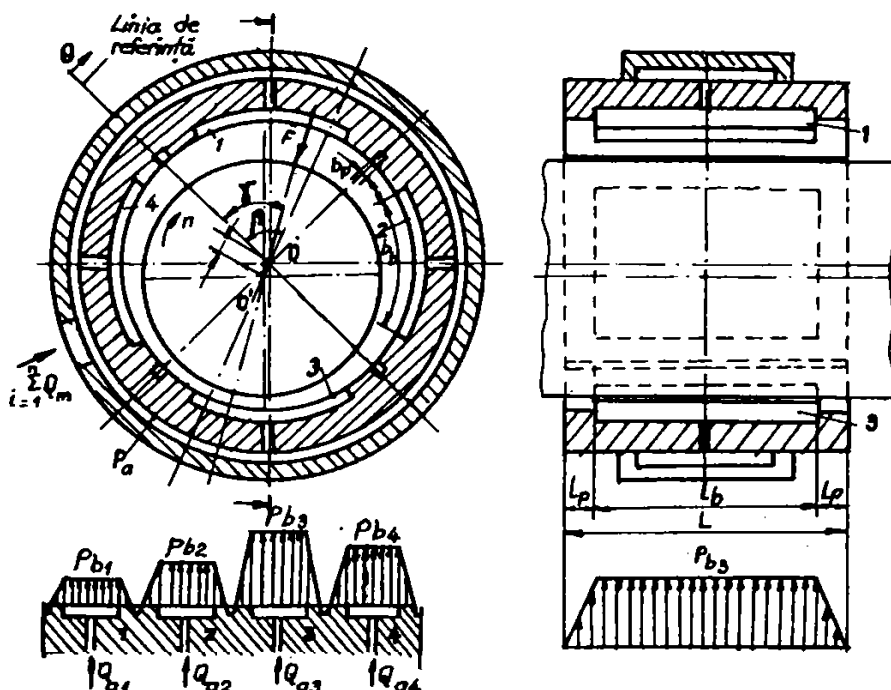


Fig. 3.8 Lagăr hidrostatic cu buzunare independente.

• lagăr cu buzunare dependente, figura 3.9, caracterizat de proprietăți inverse față de cele expuse anterior.

De reținut că acest lagăr se caracterizează printr-o portanță mai mare, debitul de alimentare mai redus, comportare superioară în domeniul vitezelor mari. În domeniile de utilizare curente un astfel de lagăr realizează o stabilitate, respectiv o rigiditate statică satisfăcătoare pentru domeniile de utilizare curente. Soluția lagărului cu buzunare dependente este în prezent adoptată de majoritatea firmelor producătoare de cuzineți hidrostatici tipizați [S4], [H1], [*2], [*3]. Cu astfel de lagăre este echipată și mașina RE 350 CA.

Pentru calculul unui lagăr radial complet cele mai frecvente metode de calcul sunt: pe baza bilanțului de debite și integrarea ecuației Reynolds.

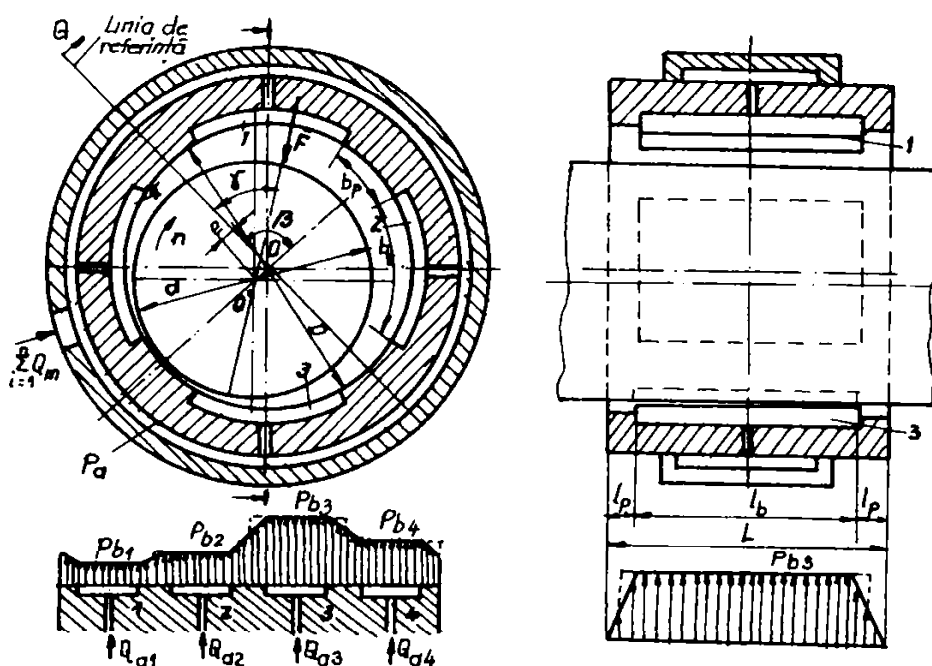


Fig. 3.9 Lagăr hidrostatic cu buzunare dependente.

Considerând o distribuție de presiuni cu variație liniară pe praguri (figura 3.9), metoda de alimentare cu presiune de alimentare constantă cu restrictor laminar, liniar, se poate aplica metoda bilanțului de debite pe fiecare degajare, ceea ce va permite determinarea presiunilor din buzunare p_{bi} . Ipoteza variației liniare a presiunii pe prag este cunoscută în literatură sub numele de "teoria pragului îngust" (subțire), deoarece

consistența acestei ipoteze este condiționată de forma constructivă a lagărului, respectiv cu suprafață mare a buzunarelor. Pentru cazul general, numărul de buzunare z oarecare, curgerea în lagăr și restrictor laminară, condiția de bilanț de debite pentru buzunarul "i" este:

$$Q_{ai} = Q_{zi} + Q_{ci,i+1} + Q_{ci,i-1}, \quad (3.1)$$

în care Q_{ai} reprezintă debitul de alimentare în buzunarul "i":

$$Q_{ai} = k_r \cdot (p_a - p_{bi}) / \mu \quad (3.2)$$

iar Q_{zi} , $Q_{ci,i+1}$, $Q_{ci,i-1}$ sunt debitele care ies din buzunarul "i" în direcție axială, respectiv circumferențială. Numerotarea degajărilor se face în sensul de rotație al fusului. Grosimea filmului de lubrefiant este dată de relația clasică:

$$h = h_0 \cdot [1 + \varepsilon \cdot \cos(\theta - \beta)], \quad (3.3)$$

unde θ este unghiul poziției curente, măsurat în raport cu linia de referință și în sensul rotației arborelui. Unghiul β este unghiul de poziție al liniei centrelor.

Expresia debitului fiind:

$$Q_z = 2 \int_{\frac{2\pi}{z}(i-1)}^{\frac{2\pi}{z}i} [1 + \varepsilon \cos(\theta - \beta)]^3 d\theta = 2 \left\{ 2 \frac{\pi}{z} \left(1 + \frac{3}{2} \varepsilon^2 \right) + 2\varepsilon(3 + \varepsilon^2) \sin \frac{\pi}{z} \cos \left[\frac{\pi}{z} (2i - 1) - \beta \right] + \frac{3}{2} \varepsilon^2 \sin 2 \frac{\pi}{z} \cos 2 \left[\frac{\pi}{z} (2i - 1) - \beta \right] - \frac{\varepsilon^3}{3} \left[\sin^3 \left(\frac{2\pi}{z} i - \beta \right) - \sin^3 \left(\frac{2\pi}{z} (i - 1) - \beta \right) \right] \right\} \quad (3.4)$$

Modul de aproximare a distribuției de presiuni pe buzunar este indicat cu linie întreruptă în figura 3.9. Pentru stabilirea expresiilor de calcul ale debitelor circumferențiale, au fost luate în considerare cele două tipuri de curgere: cu gradient de presiune și prin antrenare. Relațiile de calcul sunt stabilite în secțiunile medii de intrare și ieșire din sectorul buzunarului "i", adoptând convenția că debitul care iese din buzunar este pozitiv, corespunzător relației (3.1). Grosimile medii de film sunt date de relațiile (3.5):

$$h_{m,i-1} = h_o \left\{ 1 + \varepsilon \cos \left[\frac{2\pi}{z} (i-1) - \beta \right] \right\}$$

$$h_{m,i+1} = h_o \left[1 + \varepsilon \cos \left(\frac{2\pi}{z} i - \beta \right) \right] \quad (3.5)$$

iar debitele $Q_{ci,i-1}$ și $Q_{ci,i+1}$ au valorile (3.6):

$$Q_{ci,i+1} = \frac{h_{m,i+1}^3}{12\mu} \cdot \frac{p_{bi} - p_{bi+1}}{b_p} l_b + \frac{V}{2} l_b h_{m,i+1}$$

$$Q_{ci,i-1} = \frac{h_{m,i-1}^3}{12\mu} \cdot \frac{p_{bi} - p_{bi-1}}{b_p} l_b - \frac{V}{2} l_b h_{m,i-1} \quad (3.6)$$

Pentru determinarea completă a câmpului de presiuni în lagăr, conform cu modelul din figura 3.9, se rezolvă sistemul (3.7):

$$A_i \cdot p_{bi-1} + B_i \cdot p_{bi} + C_i \cdot p_{bi+1} = D_i \quad (3.7)$$

în care coeficienții A_i , B_i , C_i , D_i sunt dați de expresiile 3.8:

$$A_i = -\frac{1}{12} \left\{ 1 + \varepsilon \cos \left[\frac{2\pi}{z} (i-1) - \beta \right] \right\}^3 \frac{z}{\pi} \cdot \frac{k k_l}{1 - k_b};$$

$$B_i = \delta + \frac{1}{12} \cdot \frac{Q_{zi}}{k(1-k_l)} + \frac{\left[1 + \varepsilon \cos \left(\frac{2\pi}{z} i - \beta \right) \right]^3}{12} \cdot \frac{z}{\pi} \cdot \frac{k k_l}{1 - k_b} + \quad (3.8)$$

$$+ \frac{\left\{ 1 + \varepsilon \cos \left[\frac{2\pi}{z} (i-1) - \beta \right] \right\}^3}{12} \cdot \frac{z}{\pi} \cdot \frac{k k_l}{1 - k_b};$$

$$C_i = -\frac{1}{12} \left[1 + \varepsilon \cos \left(\frac{2\pi}{z} i - \beta \right) \right]^3 \cdot \frac{z}{\pi} \cdot \frac{k k_l}{1 - k_b};$$

$$D_i = \delta + K_v k k_l \varepsilon \sin \frac{\pi}{z} \sin \left[\frac{\pi}{z} (2i-1) - \beta \right].$$

în care $i \in \{1, 2, \dots, z\}$, cu observația că pentru $i = 1$, se ia $p_{bi-1} = p_{bz}$, respectiv, pentru $i = z$, se ia $p_{bi+1} = p_{b1}$. Scris sub formă matricială, pentru $z = 4$, sistemul (3.7), are forma:

$$A \cdot P = D \quad (3.9)$$

unde matricea coeficienților A , matricea necunoscuțelor (presiunile adimensionale p_b) P și matricea termenilor liberi D sunt următoarele (3.10):

$$A = \begin{bmatrix} B_1 & C_1 & 0 & A_1 \\ A_2 & B_2 & C_2 & 0 \\ 0 & A_3 & B_3 & C_3 \\ C_4 & 0 & A_4 & B_4 \end{bmatrix}; P = \begin{bmatrix} p_{b1} \\ p_{b2} \\ p_{b3} \\ p_{b4} \end{bmatrix}; D = \begin{bmatrix} D_1 \\ D_2 \\ D_3 \\ D_4 \end{bmatrix} \quad (3.10)$$

Calculul parametrilor adimensionali caracteristici se face astfel:

- parametrii adimensionali geometrici:

$$k = L / D; k_1 = l_b / L; k_b = b_b / (b_b + b_p); \quad (3.11)$$

- parametrul adimensional de alimentare:

$$d = k_r / h_o^3 \quad (3.12)$$

- parametrul adimensional de viteză:

$$k_v = \mu \cdot V \cdot d / (p_a \cdot h_o^2). \quad (3.13)$$

Utilizând rezultatele intermediare obținute pe baza relațiilor prezentate până în prezent, se calculează mărimile funcționale caracteristice: debit total de alimentare, capacitate portantă, unghiul de poziție γ al rezultantei câmpului de presiuni, rigi-ditatea filmului de lubrefiant, puterea pierdută prin frecare în sistemul pompă-lagăr, temperatura de funcționare a lagărului. Astfel:

- debitul necesar de alimentare va fi egal cu debitul care este evacuat din lagăr pe la capete, adică:

$$Q_a = \sum_{i=1}^z Q_{zi} = \frac{p_a h_o^3}{12 \mu k (1 - k_1)} \sum_{i=1}^z p_{bi} Q_{zi}. \quad (3.14)$$

Iar sub formă adimensională:

$$\bar{Q}_a = \frac{\mu k(1 - k_1)}{p_a h_o^3} Q_a = \frac{1}{12} \sum_{i=1}^z p_{bi} Q_{zi}; \quad (3.15)$$

- capacitatea portantă a lagărului se obține din condițiile de echilibru pe direcția liniei de referință și perpendicular pe aceasta, obținându-se rezultanta câmpului de presiuni sub formă adimensională dată de relația (3.16):

$$F = \frac{1 + k_1}{2} \sin \frac{\pi}{z} \sqrt{\left[\sum_{i=1}^z p_{bi} \cos \frac{\pi}{z} (2i-1) \right]^2 + \left[\sum_{i=1}^z p_{bi} \sin \frac{\pi}{z} (2i-1) \right]^2} \quad (3.16)$$

respectiv în formă reală (dimensională):

$$F = F \cdot p_a \cdot D \cdot L \quad (3.17)$$

- poziția rezultantei este dată de relația 3.18:

$$\gamma = \arctg \frac{\sum_{i=1}^z p_{bi} \sin \frac{\pi}{z} (2i-1)}{\sum_{i=1}^z p_{bi} \cos \frac{\pi}{z} (2i-1)}; \quad (3.18)$$

- rigiditatea filmului de lubrifianț, este definită de relația:

$$c_s = \frac{dF}{de} = \frac{p_a DL}{h_o} \cdot \frac{dF}{d\varepsilon} \quad (3.19)$$

În calculul rigidității apare o dificultate care provine din faptul că nu există o expresie analitică pentru funcția $F = F(\varepsilon)$, valorile acestei funcții fiind obținute din relația (3.16) pentru seturi de soluții p_{bi} acestea fiind determinate în funcție de ε . Pentru eliminarea acestui inconvenient în [S4] se propune considerarea domeniului uzual de valori pentru excentricitatea relativă ε , între 0,2 și 0,6 (în cazurile cele mai frecvente de aplicație), astfel că:

$$\varepsilon = 0,1 + 0,1 i = 0,1 (1 + i), \quad i \in \{1, 2, 3, 4, 5\} \quad (3.20)$$

considerându-se determinate valorile numerice $F(i) = f_i$. Se deduce funcția $F = F(\varepsilon)$, utilizându-se un polinom de interpolare Lagrange de gradul patru, care trece prin aceste puncte [S9]. Forma polinomului va fi:

$$F(\varepsilon) = \sum_{i=1}^5 f_i L_i(\varepsilon), \quad (3.21)$$

în care coeficienții Lagrange au expresiile:

$$\begin{aligned} L_1(\varepsilon) &= 10^4/24 (\varepsilon^4 - 1,8\varepsilon^3 + 1,19\varepsilon^2 - 0, \varepsilon + 0,036) \\ L_2(\varepsilon) &= -10^4/6 (\varepsilon^4 - 1,7\varepsilon^3 + 1,04\varepsilon^2 - 0,268\varepsilon + 0,024) \\ L_3(\varepsilon) &= 10^4/4 (\varepsilon^4 - 1,6\varepsilon^3 + 0,91\varepsilon^2 - 0,216\varepsilon + 0,018) \\ L_4(\varepsilon) &= -10^4/6 (\varepsilon^4 - 1,5\varepsilon^3 + 0,8\varepsilon^2 - 0,18\varepsilon + 0,0144) \\ L_5(\varepsilon) &= 10^4/24 (\varepsilon^4 - 1,4\varepsilon^3 + 0,71\varepsilon^2 - 0,154\varepsilon + 0,012) \end{aligned} \quad (3.22)$$

rezultând pentru rigiditatea adimensională funcția:

$$c_s(\varepsilon) = t_1\varepsilon^3 + t_2\varepsilon^2 + t_3\varepsilon + t_4 \quad (3.23)$$

coeficienții t_j având următoarele expresii de calcul:

$$\begin{aligned} t_1 &= 10^4/6 (f_1 - 4f_2 + 6f_3 - 4f_4 + f_5) \\ t_2 &= 10^4/8 (-1,8f_1 + 6,8f_2 - 9,6f_3 + 6f_4 - 1,4f_5) \\ t_3 &= 10^4/12 (1,19f_1 - 4,16f_2 + 5,46f_3 - 3,2f_4 + 0,71f_5) \\ t_4 &= 10^4/24 (-0,342f_1 - 1,072f_2 - 1,296f_3 + 0,72f_4 - 0,154f_5) \end{aligned}$$

expresia (3.23) va permite calcularea rigidității în domeniul de valori $\varepsilon = 0,2 \div 0,6$.

Metoda expusă mai sus, cu polinom de interpolare Lagrange, poate fi extinsă pe tot domeniul de valori ale lui ε și eventual îmbunătățită precizia prin utilizarea unor polinoame de grad superior. Metoda acceptată este comodă și se racordează în mod simplu unui program de calcul pe calculator, pentru rezolvarea lagărului;

- puterea consumată prin frecare reprezintă o caracteristică funcțională esențială, care, constituie baza uzuală de optimizare a lagărului. Expresia forței de frecare care apare pe suprafața pragurilor circumferențiale dintre buzunarele "i" și "i+1" este:

$$F_{fi} = \frac{Dh_o l_b}{2b_p} (P_{bi+1} - P_{bi}) \left[\frac{\pi}{z} (1 - k_b) + \varepsilon \sin \frac{\pi}{z} (1 - k_b) \cos \left(\frac{2\pi}{z} i - \beta \right) \right] + \quad (3.24)$$

$$+ \frac{\mu V l_b D}{h_o \sqrt{1 - \varepsilon^2}} \operatorname{arctg} \frac{\sqrt{1 - \varepsilon^2} (1 - k_b) \sin \frac{\pi}{z}}{(1 - k_b) \cos \frac{\pi}{z} + \varepsilon \cos(\frac{2\pi}{z} i - \beta)}$$

în care $V = \pi \cdot D \cdot n$ este viteza relativă dintre suprafețe, iar expresia forței de frecare care apare pe pragul axial (pragul de capăt), este:

$$F'_{fi} = \frac{F_{fi}}{p_a D^2} = \frac{\pi \psi k_v k (1 - k_b)}{2 \sqrt{1 - \varepsilon^2}} \quad (3.25)$$

Forța totală adimensională de frecare din lagăr va fi:

$$\overline{F}_f = \sum_{i=1}^z (F_{fi} + 2 F'_{fi}) \quad (3.26)$$

sau, în formă dimensională, $F_f = p_a \cdot D^2 \cdot \overline{F}_f$, respectiv puterea pierdută prin frecare are expresia de calcul:

$$P_f = F_f \cdot V = F_f \cdot p \cdot D \cdot n. \quad (3.27)$$

Puterea consumată pentru pomparea lubrifiantului în lagăr se exprimă prin relația (3.28):

$$P_p = Q_a p_a = \frac{p_a^2 h_o^3}{12 \mu k (1 - k_l)} \sum_{i=1}^z p_{bi} Q_{zi}. \quad (3.28)$$

Considerând că puterea pierdută prin frecare în sistemul pompă-lagăr se transformă în căldură, iar aceasta este preluată de către lubrifiantul care iese pe la capete, rezultă temperatura lubrifiantului la ieșirea din lagăr dată de relația (3.29):

$$t = t_{in} + \frac{P_f}{\rho c Q_a} \quad (3.29)$$

în care t_{in} este temperatura lubrifiantului la intrarea în lagăr;

c - căldura masică a lubrifiantului [J/(kg·K)];

ρ - densitatea (masa volumică) a lubrifiantului [kg/m³].

Sau introducând în expresia (3.29), raportul $K = P_f / P_p$, atunci aceasta devine:

$$t = t_{in} + p_a \frac{l + K}{\rho c}, \quad (3.30)$$

deci temperatura este direct proporțională cu raportul K . Dacă diferența de temperatură $\Delta t = t - t_{in}$ este mică, deci încălzirea lubrifiantului în lagăr este redusă, atunci se poate considera $\mu \approx \mu(t_{in}) \approx ct.$, ceea ce este deosebit de avantajos în calcul. În caz contrar este necesar un calcul iterativ, care să ia în considerare variația vâscozității cu temperatura. Aceasta este însă posibil numai în cazul calculului bazat pe mărimi de intrare dimensionale.

3.5.3 Calculul lagărului axial închis

Calcululele se realizează în principal cu două metode: metoda coeficienților adimensionali și integrarea ecuației Reynolds.

Prima metodă este adoptată de un număr foarte mare de cercetători în domeniu, cei mai reprezentativi fiind: [R2] - H. C. Rippel, [O1] - J. P. O'Donoghue și W. B. Rowe, [S5] - F.M. Stansfield.

Itinerarul de calcul adoptat este cel propus în [S4], stabilit în urma sintezei unui număr foarte mare de materiale publicate în domeniu, bazat pe cazul uzual al lagărelor axiale închise (figura 3.10), de la arborii principali ai mașinilor de rectificat, cu buzunare de dimensiuni egale, dată fiind încărcarea identică în ambele sensuri, este următorul:

- se consideră valoarea maximă a forței de încărcare F_{max} care trebuie suportată de lagăr și se impune de exemplu raza mică a lagărului r rezultată din calcululele anterioare ale arborelui principal.
- se alege parametrul de suprafață $K = 1$, care are semnificația dată de următoarea relație de calcul:

$$K = \frac{A_2 \cdot a_{f2}}{A_1 \cdot a_{f1}} \quad (3.31)$$

în care A , A_2 reprezintă suprafețele celor două lagăre axiale opuse, ele având relația de calcul (3.32):

$$A_1 = A_2 = \pi \cdot (R^2 - r^2) \quad (3.32)$$

a_{f1} , a_{f2} - parametrii adimensionali de portanță și se calculează cu relația (3.33):

$$a_{f1} = a_{f2} = \frac{1}{2 \cdot (R^2 - r^2)} \cdot \left(\frac{R^2 - r_{b2}^2}{\ln \frac{R}{r_{b2}}} - \frac{r_{b1}^2 - r^2}{\ln \frac{r_{b1}}{r}} \right) \quad (3.33)$$

în care R , r , r_{b1} , r_{b2} sunt razele ce caracterizează dimensiunile lagărului, inclusiv ale buzunarului inelar.

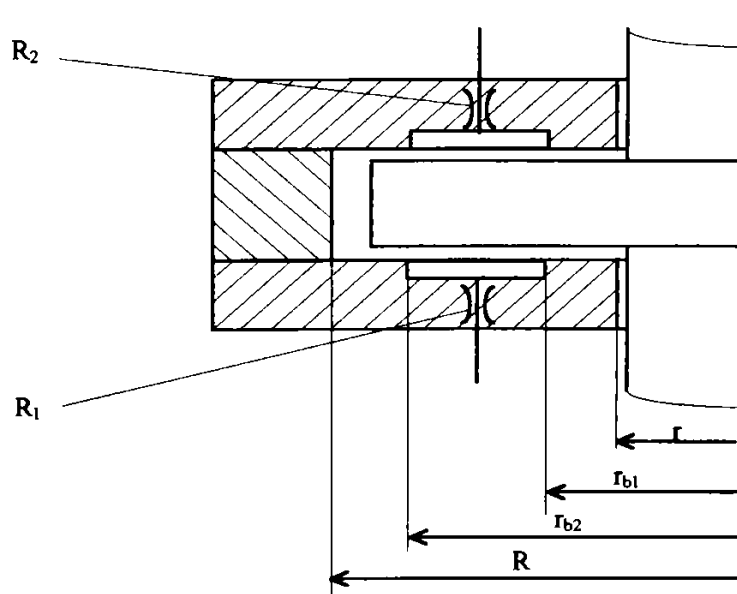


Fig. 3.10 Lagăr axial închis cu buzunare hidrostactice inelare.

• se impune presiunea de pompare p_p și se calculează suprafața necesară a lagărului:

$$A = \frac{F_{\max}}{p_p \cdot a_f} \quad (3.34)$$

rezultând valoarea razei R , dată de relația:

$$R = \sqrt{A / \pi + r^2} \quad (3.35)$$

- pentru a realiza rigiditate maximă este necesar ca h_0 să fie cât mai mic. Cum însă :

$$h_0 = \frac{h_1}{1 - \varepsilon} \quad (3.36)$$

pentru micșorarea lui h_0 trebuie micșorat h_1 până la limite tehnologice de 15...25 μm . În care ε reprezintă un parametru adimensional pentru grosimea filmului de ulei.

- se calculează parametrii droselelor respectiv rezistențele hidraulice $R_1 = R_2 = R$ ale acestora, cu formule tipice tipului de drosel utilizat.

- se calculează debitul total:

$$Q = \frac{P_p}{R} \quad (3.37)$$

- cunoscând viteza medie tangențială a elementelor lagărului $v = 2 \cdot \pi \cdot (r_{b2} - r_{b1}) \cdot n$, aria buzunarului inelar $A_b = \pi \cdot (r_{b2}^2 - r_{b1}^2)$, grosimea filmului de ulei h și vâscozitatea cinematică a uleiului μ se calculează forța de frecare fluidă cu relația (3.38):

$$F_f = \mu \cdot (A - A_b) \cdot \frac{v}{h} \quad (3.38)$$

iar cu relația (3.39) se obține coeficientul de frecare fluidă:

$$f = \frac{F_f}{F} \quad (3.39)$$

3.5.4 Influența rigidității lagărului hidrostatic axial închis, asupra caracteristicilor sale de sarcină

Ipoteza acceptată de obicei la calculul lagărelor axiale (capacitatea portantă F' și rigiditatea j' a sistemului de lubrefiere), consideră reperatele lagărului cu o rigiditate

suficient de mare și nu se deformează sub acțiunea forțelor de solicitare exterioară și a forțelor create de presiunea din buzunare. Adică jocul liber din lagăr se presupune că nu depinde de solicitare și de presiunea din buzunare.

Ipoteza amintită poate fi considerată valabilă doar într-un număr redus de situații, deoarece atât jocul liber din lagăr cât și caracteristicile de lucru ale lubrefiantului se modifică substanțial sub acțiunea forțelor amintite, ca rezultat al deformațiilor elastice și de contact ale elementelor cuplei lagărului (arbore principal și suport).

Considerând exemplul unui arbore principal de la o mașină de rectificat rotund exterior prezentat în figura 3.11, s-a adaptat și dezvoltat un studiu prezentat în [S6], analizându-se pentru lagărul axial (închis) influența rigidității axiale a reperelor cuplei, asupra mărimii capacității portante F și a rigidității j a acestui lagăr.

Studiul este realizat în condițiile:

- lagărul axial (fig. 3.11) este prevăzut cu buzunarele inelare 1 și 2, alimentate cu lubrefiant prin intermediul restrictorilor ficși cu rezistență hidraulică R_{R1} și R_{R2} ;

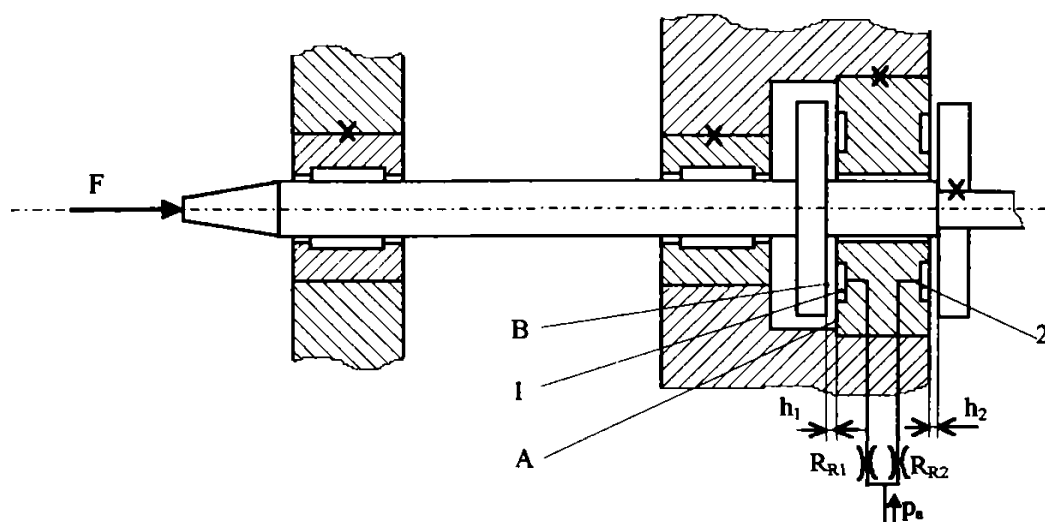


Fig. 3.11 Schema de lăgăruire a unui AP cu sustentație hidrostatică.

- regimul de curgere a lubrefiantului în lagăr se consideră laminar;

- presiunea de pompare (alimentare) are o valoare constantă p_a ;
- sarcina F asupra lagărului este statică;
- ariile eficiente ale buzunarelor opuse sunt identice $A_1=A_2=A$;

Dacă pentru $F = 0$ presiunea din buzunare $p_{i0} = 0$ (indicele 0 desemnează parametrul ce depinde de solicitare, adică când $F=0$), iar jocul total din lagăr este egal cu $2h'$ (exponentul ' indicând valoarea parametrului fără evidențierea deformațiilor reperelor cuplei lagărului), rezultă că după considerarea presiunii $p_a \neq 0$, jocul din lagăr va crește la valoarea $2h_0$, iar creșterea Δ_0 a jocului din cauza deformațiilor generate de acțiunea presiunii $p_{i0} \neq 0$ va fi:

$$\Delta_0 = 2h_0 - 2h' = \frac{p_{i0} \cdot A}{k} \quad (3.40)$$

unde k reprezintă rigiditatea totală a reperelor lagărului și se calculează cu relația (3.41):

$$k = \frac{k_{AP} \cdot k_L}{k_{AP} + k_L} \quad (3.41)$$

în care k_{AP} reprezintă rigiditatea totală a reperelor AP care constituie elemente ale cuplei lagărului axial;

k_L - rigiditatea bușei (inelului) lagărului.

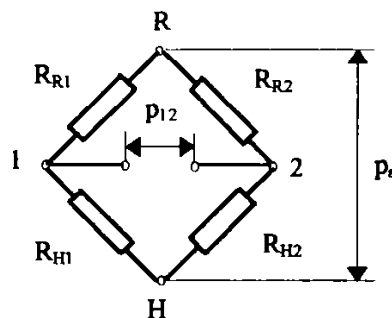


Fig. 3.12 Schema simplificată, echivalentă de alimentare a lagărului axial închis.

Dacă se consideră rezistențele de curgere prin fantele h_1 și h_2 a lubrefiantului ca fiind R_{H1} și R_{H2} , atunci rezultă o schemă de tip punte a alimentării lagărului axial, ca în figura 3.12.

Din schemă rezultând caracteristica adimensională a presiunii:

$$\bar{p}_a = \frac{p_a \cdot A \cdot \sqrt[3]{n'}}{2 \cdot h' \cdot k} = (1 + n) \cdot (\sqrt[3]{n} - \sqrt[3]{n'}) \quad (3.42)$$

în care: n este primul parametru adimensional de rezistență hidrostatică și are relația de calcul (3.43):

$$n = \frac{R_{Ri}}{R_{Hi0}} \quad (3.43)$$

iar R_{Hi0} reprezintă rezistența fantelor la ieșirea din lagărul i , când $p = 0$, prin fanta cu dimensiunea h_{i0} , având valoarea dată de relația (3.44) [S4]:

$$R_{Hi0} = \frac{a}{h_{i0}^3} \quad (3.44)$$

a - fiind un coeficient ce depinde de geometria buzunarelor lagărului și de vâscozitatea dinamică a lubrefiantului.

Sub acțiunea sarcinii F , AP se deplasează până când diferența presiunilor din buzunare $p_{12} = p_1 - p_2$ echilibrează sarcina $F = p_{12} \cdot A$.

În situația echilibrului, presiunea lubrefiantului din buzunarul 1, p_1 va crește cu valoarea $p_1 - p_{10}$, iar presiunea în buzunarul 2, p_2 va scade cu valoarea $p_{20} - p_2$.

Scăderea presiunii p_2 va determina modificarea deformației reperelor lagărului și ca urmare și jocul total $2h$. Relațiile de calcul ale jocului sunt în concordanță cu schema deformațiilor în lagăr, figura 3.13.

Semnificația pozițiilor unor suprafețe consemnate prin litere, ca urmare a deformării sub acțiunea încărcării, este:

A - partea frontală stânga fixă a inelului (bucsei) lagărului;

B și B' - pozițiile părții frontale stânga ale AP, pentru $F \neq 0$, respectiv $F = 0$;

C și C' - același lucru pentru partea frontală dreapta a AP;

D și I D' - același lucru pentru partea frontală dreapta a inelului lagărului;

C'' - poziția părții frontale dreapta a AP când $F \neq 0$, determinată fără evidențierea deformațiilor ca efect al micșorării presiunii lubrefiantului din buzunarul 2.

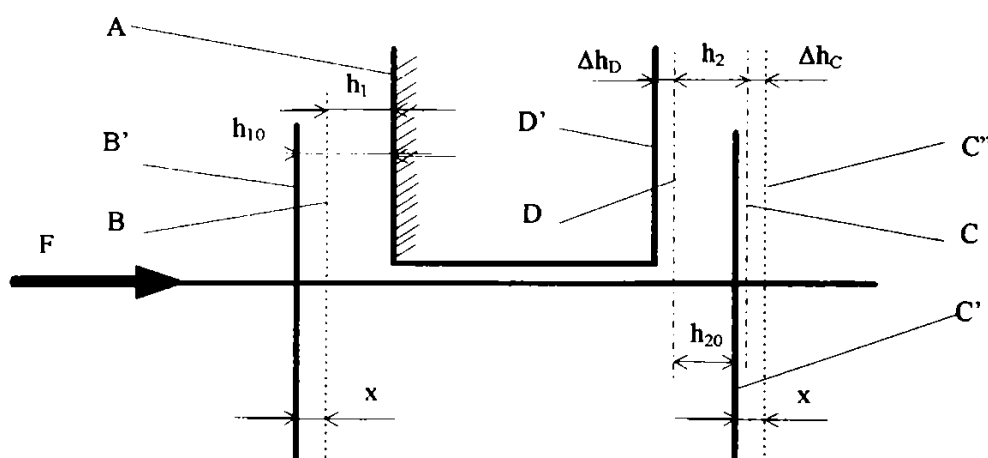


Fig. 3.13 Schema deformațiilor lagărului axial încărcat.

$$\Delta h_C + \Delta h_D = \frac{(p_{20} - p_2) \cdot A}{k_{AP}} + \frac{(p_{20} - p_2) \cdot A}{k_L} = \frac{(p_{20} - p_2) \cdot A}{k} \quad (3.45)$$

și

$$2h = 2h' + \frac{p_a \cdot A}{k \cdot \left[1 + n \cdot \left(1 - \varepsilon \frac{1 + \sqrt[3]{m}}{2\sqrt[3]{m}} \right)^3 \right]} - \frac{F}{k} \quad (3.46)$$

în care m reprezintă al doilea parametru adimensional de rezistență, având valoarea dată de relația (3.47):

$$m = \frac{R_{H20}}{R_{H10}} = \frac{R_{R2}}{R_{R1}} \quad (3.47)$$

x - deplasarea absolută a suprafeței frontale B a AP, din B în B' ;

ε - deplasarea relativă a suprafeței frontale B a AP ($\varepsilon = x/h_0$).

Din relația (3.46) se observă că solicitarea F determină micșorarea jocului total, ca urmare a deformației reperelor lagărului la scăderea presiunii în buzunarul 2. Deplasarea x este invers proporțională, iar capacitatea portantă și rigiditatea sistemului de lubrefiere sunt direct proporționale cu rigiditatea reperelor cuplei lagăr axial.

Relația de calcul a capacității portante adimensionale, în care se ține seama și de deformațiile elementelor cuplei lagăr axial, este:

$$\bar{F} = \frac{F}{p_a \cdot A} = \frac{1}{1+n \cdot \varepsilon_1^3} - \frac{1}{1+n \cdot (\varepsilon_2 + \alpha - \beta \cdot \bar{p}_a)^3} \quad (3.48)$$

în care ε_1 , ε_2 , α , β se calculează cu relațiile redată în continuare:

$$\varepsilon_1 = \left(1 - \varepsilon \frac{1 + \sqrt[3]{m}}{2\sqrt[3]{m}} \right); \varepsilon_2 = \left(1 + \varepsilon \frac{1 + \sqrt[3]{m}}{2} \right) \quad (3.49)$$

$$\beta = \frac{(1 + \sqrt[3]{m})(1+n)(\sqrt[3]{n} - \sqrt[3]{n'})}{\sqrt[3]{n}} \quad (3.50)$$

$$\alpha = \frac{(1 + \sqrt[3]{m})(\sqrt[3]{n} - \sqrt[3]{n'})n}{\sqrt[3]{n}} \cdot \frac{1 - \left(1 - \varepsilon \frac{1 + \sqrt[3]{m}}{2\sqrt[3]{m}} \right)^3}{1 + n \left(1 - \varepsilon \frac{1 + \sqrt[3]{m}}{2\sqrt[3]{m}} \right)^3} \quad (3.51)$$

La mașinile unelte de precizie, caracterizate prin solicitări axiale mici ($F \rightarrow 0$, $\varepsilon \rightarrow 0$), este important să

$$\bar{j}_0 = \frac{j_0}{k} = \frac{2 \cdot \bar{p}_a}{\sqrt[3]{n}} \cdot \bar{j}_0' \cdot \frac{1 + \frac{3n(\sqrt[3]{n} - \sqrt[3]{n'})}{(1+n)\sqrt[3]{n}}}{1 + \frac{3n(\sqrt[3]{n} - \sqrt[3]{n'})}{(1+n)\sqrt[3]{n}} (1 + \sqrt[3]{m})} \quad (3.52)$$

cunoaștem rigiditatea j_0 , determinată prin dependența (3.52), ce evidențiază ajustajul reperelor componente ale cuplei lagăr axial.

În care: j_0' reprezintă caracteristica adimensională a rigidității lagărului fără solicitare $F = 0$, determinată în condițiile unei rigidități infinite a reperelor cuplei lagăr axial ($k = \infty$), calculabilă cu relația (3.53);

$$\bar{j}_0 = \frac{3 \cdot n}{2\sqrt[3]{m}} \cdot \left(\frac{1 + \sqrt[3]{m}}{1 + n} \right)^2 \quad (3.53)$$

Pentru cazul lagărului axial închis, simetric în cazul AP de la mașinile de rectificat și deci $m = 1$ pentru că $R_{R1} = R_{R2} = R_R$, cu scopul evidențierii diferențelor dintre rigiditățile adimensionale ale sistemului de lubrefiere în cele două cazuri considerate, adică rigiditatea elementelor cuplei lagăr axial infinită ($k = \infty$, parametrul n) respectiv finită ($k \neq \infty$, parametrul n'), au fost reprezentate grafic pentru diferite valori ale parametrilor n și n' variațiile rigidității sistemului de lubrefiere în funcție de presiunea de alimentare adimensională (figura 3.14).

Semnul negativ la o parte din valorile parametrului n' ($p_a = 0$), are semnificația unui joc $2h'$ negativ, adică lagărul este realizat cu o prestrângere inițială.

Din analiza graficelor din figura 3.14 se constată că $j_0 < j_0'$, iar diferența este mai pronunțată cu creșterea presiunii de alimentare p_a respectiv scăderea rigidității k a elementelor cuplei lagăr axial.

Simultan cu micșorarea rigidității totale k a cuplei lagăr axial, pentru a menține o anumită valoare a rigidității sistemului de lubrefiere, este necesară creșterea corespunzătoare a presiunii de alimentare p_a , ceea ce are ca efect o creștere a cheltuielilor energetice.

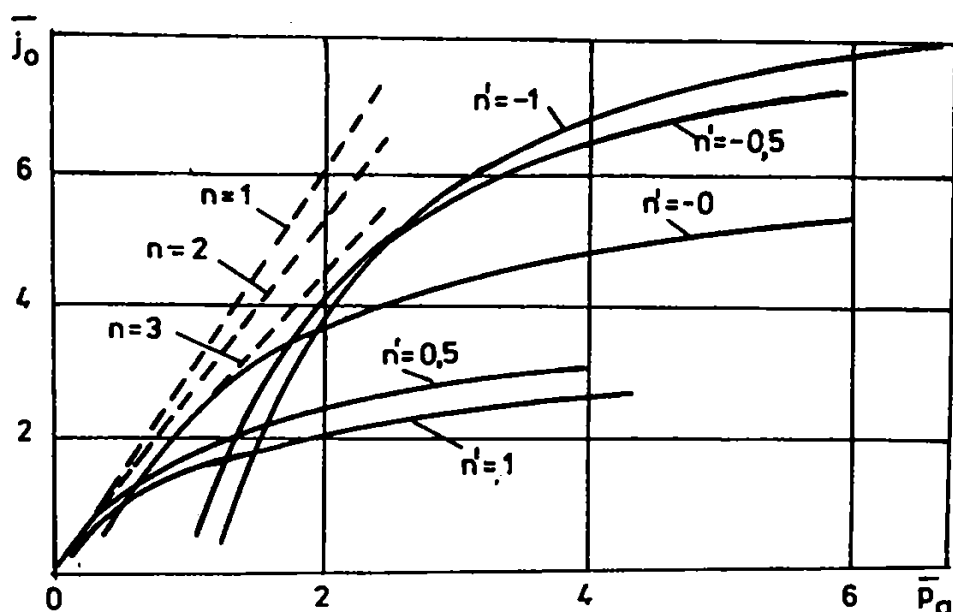


Fig. 3.14 Variația rigidității sistemului de lubrefiere în funcție de presiunea de alimentare adimensională

3.5.5 Program de calculul pentru lagărele radiale cu buzunare dependente

Pe baza algoritmului de calcul prezentat la punctul 3.3.2 a fost întocmit un program de calcul în limbaj qbasic, destinat calculului lagărelor hidrostactice de viteză moderată, capabil să optimizeze jocul dintre arbore și lagăr (h_0), astfel încât creșterea de temperatură a lubrifiantului să fie minimă, în condițiile evidente de respectare atât a capacității portante impuse, cât și a rigidității minime a filmului de lubrifiant [S2]. La întocmirea programului s-au folosit realizări personale anterioare în domeniu, prezentate în [S8], [S9], [S13].

Notățiile utilizate în cadrul programului sunt:

$A(Z, Z)$ - matricea coeficienților din sistemul de calcul a presiunilor din buzunarele lagărului;

- $A_1(Z), B_1(Z), C(Z), D(Z)$ - șirurile coeficienților A_i, B_i, C_i, D_i din ecuația bilanțului în formă adimensională;
- $B(Z, 2Z)$ - matrice de calcul a inversei matricii A ;
- $IA(z, z)$ - inversa matricii A ;
- $PB(Z)$ - matricea coloană a presiunilor adimensionale în buzunare;
- $OZ(Z)$ - matricea coloană a debitelor adimensionale în cele Z buzunare ale lagărului;
- $F(4, 5)$ - matricea capacităților portante pentru cazurile studiate;
- $K(4, 5)$ - matricea rigidității lagărului;
- $P(4, 5)$ - matricea puterilor consumate;
- $QA(4, 5)$ - matricea debitelor de alimentare;
- $T(4, 5)$ - matricea creșterilor de temperatură a lubrefiantului;
- $B = \beta$ - unghiul dintre direcția de referință și axa centrelor [$^\circ$];
- $D_1 = \delta$ - parametru de alimentare [-];
- $D = d$ - diametrul arborelui (lagărului) [m];
- $G = \gamma$ - unghiul dintre direcția de referință și direcția forței [$^\circ$];
- $H = h_o$ - jocul radial, grosimea filmului de ulei în poziție concentrică a arborelui și a lagărului [m];
- $E = \varepsilon$ - excentricitatea relativă [-];
- $FR = F$ - forța dată în lagăr [N];
- $U = \mu$ - vâscozitatea dinamică a lubrefiantului [Pa·s];
- $N = n$ - turația arborelui [rot/min];
- $KM = c_{\min}$ - rigiditatea minimă admisă [N/m];
- $PA = p_a$ - presiunea de alimentare [Pa];
- $PM = p_m$ - presiunea medie în lagăr [Pa];
- $PP = p_p$ - puterea necesară pompării lubrefiantului [W];
- $PF = p_f$ - puterea disipată prin frecare [W];
- $P = p_t$ - puterea totală consumată prin frecare [W];
- $Z = z$ - numărul de buzunare al lagărului [-];

$K=k$, $KL=k_1$, $KB=k_b$ - parametrii geometrici adimensionali ai
lagărului [-];

KR - caracteristica restrictorilor [m^3];

$Kl = K$ - raportul puterilor consumate [-];

$T_{1,2,3,4} = t_{1,2,3,4}$ - notații utilizate pentru expresiile
ce servesc la calculul rigidității filmului (pe-
liculei) de ulei;

I, I1, J, IE, IH - variabile de contorizare;

L = L - lungimea lagărului [mm];

LB = l_b - lungimea buzunarului [mm];

LP = l_p - lungimea punții circulare [mm];

BB = b_b - lățimea buzunarului [mm];

BP = b_p - lățimea punții dintre buzunare [mm];

Schema logică bloc întocmită pe baza algoritmului prezentat anterior, care a stat la baza întocmirii programului de calcul a lagărelor hidrostalice pentru viteze moderate este prezentată în figura 3.15.

Datele de intrare și cele de ieșire din program sunt prezentate în următorul exemplu de calcul, rezultat în urma rulării programului:

Date de intrare:

NUMARUL DE BUZUNARE Z [-] = 4

DIAMETRUL ARBORELUI [mm] = 50

LUNGIMEA LAGARULUI L [MM] = 50

LUNGIMEA PUNTII BUZUNARULUI LP [MM] = 10

LATIMEA BUZUNARULUI BB [MM] = 30

LATIMEA PUNTII DINTRE BUZUNARE BP [MM] = 9

CARACTERISTICA RESTRICTORILOR KR [M3] = 2.3E-14

FORTA DIN LAGAR FR [N] = 5000

UNGHIUUL SUB CARE SE APLICA FORTA GR [GRADE] = 45

PRESIUNEA MEDIE 10^{-5} * [Pa] = 20

ALEGETI PRESIUNEA DE ALIMENTARE (PA) > PRES.MEDIE (PM)

PRESIUNEA DE ALIMENTARE 10^{-5} * [Pa] = 50

TURATIA ARBORELUI [rot/min] = 1500

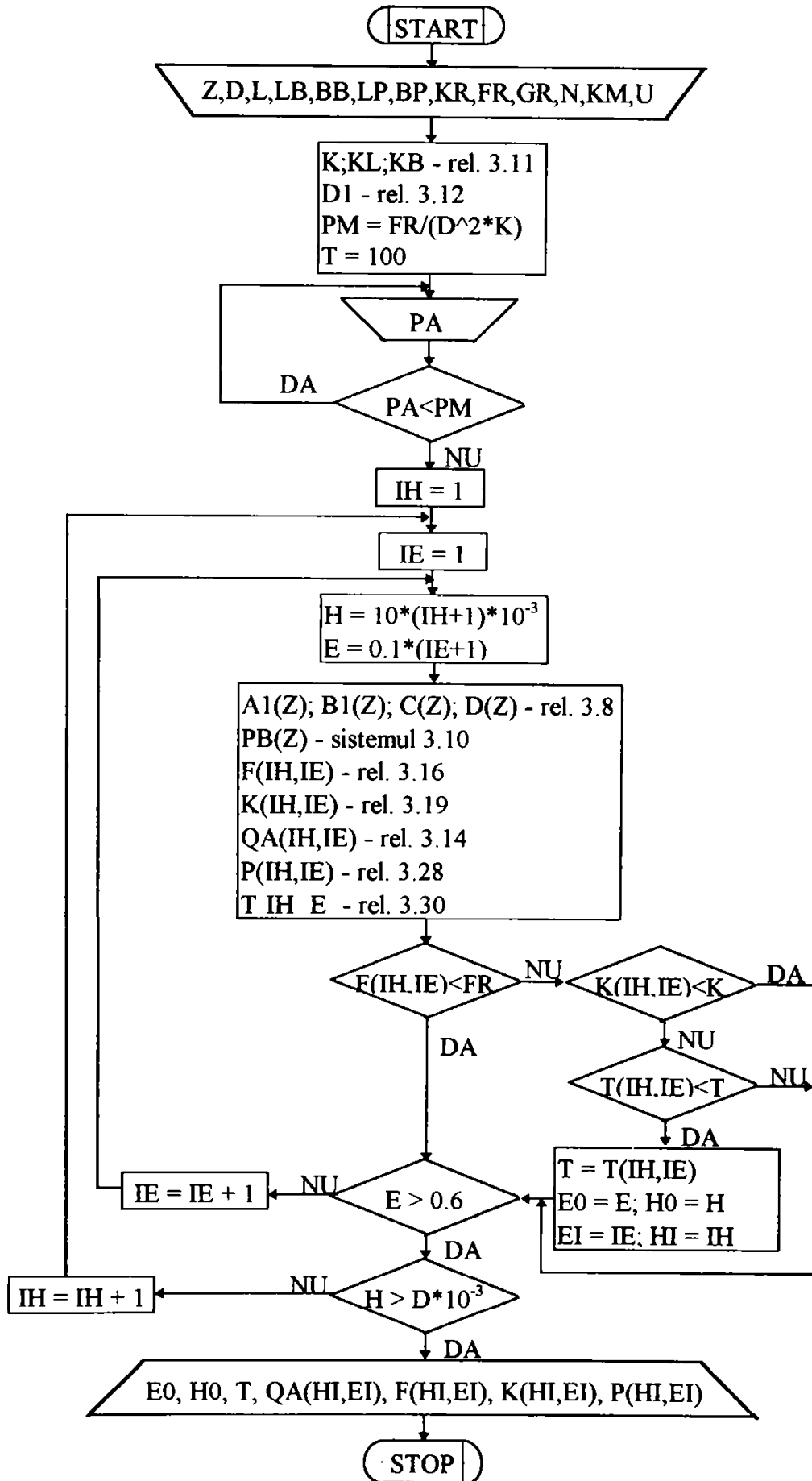


Fig. 3.15 Schema logică bloc, pentru calculul lagărelor hidrostactice radiale.

RIGIDITATEA MINIMA A FILMULUI $[N/m] = 2E8$

VASCOZITATEA DINAMICA A LUBREF $[Pa \cdot s] = 0.065$

Date de ieșire:

LAGARUL OPTIM PREZINTA URMATOARELE CARACTERISTICI:

EXCENTRICITATEA RELATIVA = 0.3 [-]

JOCUL RADIAL = $40 \cdot E-3 [M]$

DEBITUL DE ALIMENTARE = $1.243E-7 [M^3/S]$

CAPACITATEA PORTANTA = 9860 [N]

RIGIDITATEA LAGARULUI = $2.55E-8 [N/M]$

PUTEREA TOTALA PIERDUTA PRIN FRECARA = 207,4 [w]

CREȘTEREA DE TEMPERATURA A LUBREFIANTULUI = 9.3 [x C]

3.5.6 Concluzii asupra calculului lagărelor hidrostatice radiale

În urma rulării programului de calcul, a analizei răspunsului obținut ca urmare a modificării valorilor datelor de intrare în program, au rezultat o serie de concluzii, unele confirmând indicațiile întâlnite în literatura de specialitate [S4], [C1], iar altele noi sau cu o oarecare diferență față de cele cunoscute. Astfel se prezintă în continuare o serie de comentarii suplimentare asupra valorilor unor parametrii, pentru a putea fi corect utilizate în proiectare.

• **parametrul $k = L/D$.**

Creșterea valorii lui k determină:

- scăderea rigidității filmului de lubrefiant c_s , ca urmare a tendinței de egalizare a presiunilor în buzunare provocate de creșterea efectului debitului circumferențial;
- scăderea debitului de alimentare Q_a ;
- creșterea capacității portante F ;
- scăderea puterii totale consumate P_t .

Descreșterea valorii lui k are consecințe inverse decât cele prezentate. Valoarea admisă la majoritatea lagărelor este $k \leq 1$.

• **parametrii geometriei buzunarului k_1 , k_b .**

Creșterea valorii lui k_b determină:

- micșorarea lățimii pragului circumferențial b_p și deci creșterii debitului circumferențial;
- micșorarea puterii pierdute prin frecare P_f ;
- creșterea debitului Q_a ;
- dacă $z = 6$ rigiditatea c_s scade, iar dacă $z = 4$, c_s crește;

Creșterea lui k_1 determină creșterea rigidității. Valoarea lui k_1 este limitată superior datorită problemelor de ordin tehnologic la valoarea 0,8.

• **jocul relativ în lagăr ψ , respectiv jocul radial absolut h_o .**

Creșterea lui h_o determină:

- creșterea debitului de alimentare ($Q_a \approx h_o^3$ în regim laminar, $Q_a \approx h_o^2$ în regim turbulent);
- creșterea puterii consumată prin frecare P_f ;
- scăderea rigidității c_s .

În general în practică $\psi = 0,5 \dots 1,5 \text{ ‰}$ și se recomandă $h_o = 5 \times IT$, valorile uzuale pentru lagărele tipizate fiind $h_o = 25-60 \mu\text{m}$.

• **numărul de buzunare z .**

Creșterea lui z are ca influență:

- creșterea debitului de alimentare Q_a ;
- creșterea importantă a rigidității c_s , când z crește de la 4 la 6 buzunare și o creștere redusă dacă z variază de la 6 la 8 buzunare;
- apariția unor complicații tehnologice de execuție;
- reducerea influenței direcției de încărcare.

Din punct de vedere a tuturor elementelor influențate de variația numărului de buzunare, rezultă foarte convenabil un lagăr cu $z = 4$ sau $z = 6$ buzunare.

- parametrul de proiectare p_{bo} .

În general se consideră ca valoare optimă $p_{bo} \approx 0,5$ și $\varepsilon \approx 0,4 - 0,7$, pentru care rigiditatea c_s este maximă, iar puterea consumată P_t este minimă.

3.6 Soluția de deplasare micrometrică a AP

Pentru înlăturarea inconvenientelor prezentate, întâlnite la mașinile de rectificat rotund exterior între vârfuri analizate (capitolul 2, punctul 2.3), luând în considerare studiile [S4], [B2], [C4], [C1], [M2], [H1], [O2] a fost concepută o soluție originală care permite pe lângă deplasarea arborelui principal în lagărul radial și o menținere în poziție, deci o creștere a rigidității [S18]. Schema de principiu a unui astfel de sistem este prezentată în figura 3.16.

Acest sistem, în cazul unei sarcini constante F , reglează debitele q_1 și q_2 , astfel încât în buzunare să avem presiunile p_1 și p_2 , care determină poziția h a arborelui față de lagăr, poziție dictată de valoarea semnalului de referință. La echilibru, forța F , presiunile p_1 și p_2 și dimensiunile constructive d și L ale lagărului radial trebuie să satisfacă relația (3.54).

$$F = (p_2 - p_1) \cdot L \cdot d \quad (3.54)$$

În momentul apariției unei variații de sarcină crescătoare ΔF , crește grosimea h a filmului de lubrefiant în zona traductorului de poziție. Semnalul transmis de traductorul inductiv de poziție, comparat cu semnalul de referință, determină o modificare a debitelor q_1 respectiv q_2 la valorile $q_1 - \Delta q$ respectiv $q_2 + \Delta q$, ceea ce va avea ca efect modificarea presiunilor p_1 respectiv p_2 , la valorile $p_1 - \Delta p$ respectiv $p_2 + \Delta p$, și deci readucerea arborelui în poziția reglată pentru h .

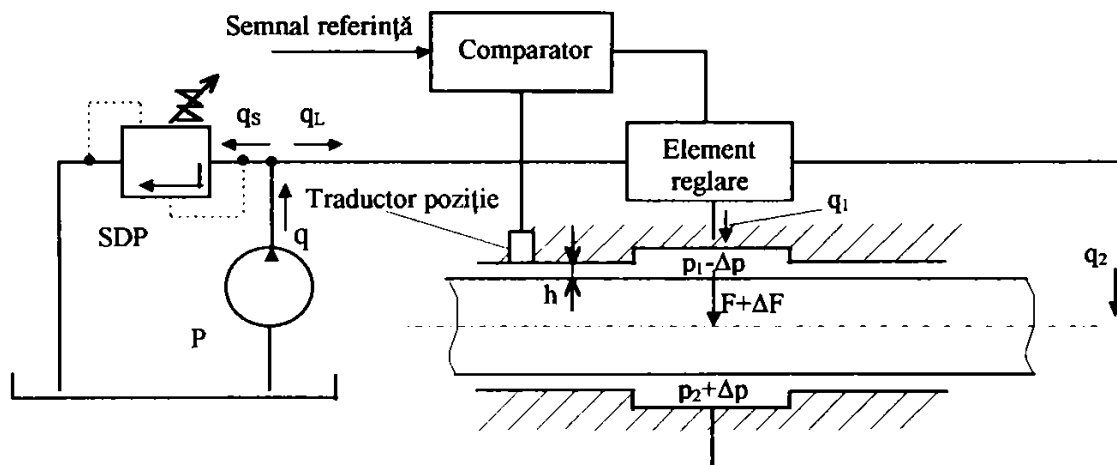


Fig. 3.16 Schema de principiu pentru deplasarea radială și creșterea rigidității AP.

Echilibrul în această situație se obține, înlocuind în relația (3.54) noile mărimi ale forței și presiunilor, adică:

$$F + \Delta F = [(p_2 + \Delta P) - (p_1 - \Delta P)] \cdot L \cdot d \quad (3.55)$$

care după prelucrare permite stabilirea valorii variației de presiune Δp necesară:

$$\Delta p = \frac{\Delta F}{2 \cdot L \cdot d} \quad (3.56)$$

3.7 Concluzii

Mașina de rectificat rotund exterior între vârfuri RE-350 echipată cu comanda adaptivă a: vitezei de avans longitudinal; viteza de avans transversal; și a vitezei de avans tangențial (turației obiectului de prelucrat), pentru menținerea constantă a deformației sistemului tehnologic elastic, determină în comparație cu mașinile de rectificat clasice, o creștere a indicilor tehnico-economici: precizia dimensională, capacitatea de producție și calitatea suprafeței.

La mașinile echipate cu CA, crește capacitatea de producție, exprimată în cantitatea de material prelevat în

unitatea de timp, datorită posibilităților de încărcare în permanență la o valoare a forței pasive, cât mai apropiată de cea de referință, fără să existe pericolul defectării mașinii.

În urma dezvoltării studiului privind influența rigidității lagărului hidrostatic axial închis (cu buzunare inelare), asupra caracteristicilor sale de sarcină, rezultă:

- jocurile în lagărele hidrostactice axiale închise, depind de presiunea din buzunare și rigiditatea pieselor componente. În comparație cu valoarea lor inițială, jocurile sunt mult reduse când lagărul este alimentat cu lichid hidrostatic sub presiune;

- caracteristicile de încărcare depind de rigiditatea pieselor componente și sunt cu atât mai mici cu cât rigiditățile pieselor componente sunt mai mici;

- la proiectarea lagărelor axiale de precizie, trebuie să fie luate în considerare și deformațiile elastice ale pieselor ce alcătuiesc lagărul.

Programul de calcul întocmit pentru calculul lagărelor hidrostactice radiale, este util în activitatea de proiectare, permițând rulări cu date inițiale diferite, pentru alegerea soluției optime.

Concluziile desprinse în urma rulării repetate a programului, benefice în activitatea de proiectare, prin diminuarea domeniilor de variație a parametrilor de proiectare, sunt prezentate în 3.5.6.

Soluția propusă pentru efectuarea deplasării micrometrice a AP, are caracter teoretic și presupune efectuarea în capitolele următoare a unor studii teoretice și practice privind:

- fenomenele hidrodinamice în lagărele radiale cu susținere hidrostatică;

- alegerea unui traductor de poziție, adecvat determinării unei deplasări a AP de ordinul unui μm ;

- alegerea unui element de reglare, care să permită modificarea presiunilor în buzunarele lagărului, astfel încât deplasarea AP să se efectueze cu un μm , pe direcție Ox (radial), în planul xOz (orizontal);

- conceperea și realizarea unui comparator, între semnalul de referință și semnalul dat de traductorul de poziție, în vederea compensării automate a variațiilor forței pasive ΔF_p , și deci a creșterii rigidității cuplei AP - lagăr radial.

Cap. 4. PREZENTAREA SISTEMULUI ELECTRO-HIDRAULIC PENTRU DEPLASAREA MICROMETRICĂ A ARBORELUI PRINCIPAL (AP).

4.1 Posibilități de compensare ale abaterilor geometrice ale mașinii și a celor datorate defor- mațiilor elastice ale sistemului tehnologic.

Obținerea preciziilor dimensionale și de formă, respectiv a preciziei dimensiunii A_A a elementului de închidere al lanțului de dimensiuni (figura 4.1), este posibilă numai prin controlul abaterilor geometrice ale mașinii-unelte și a deformațiilor STE.

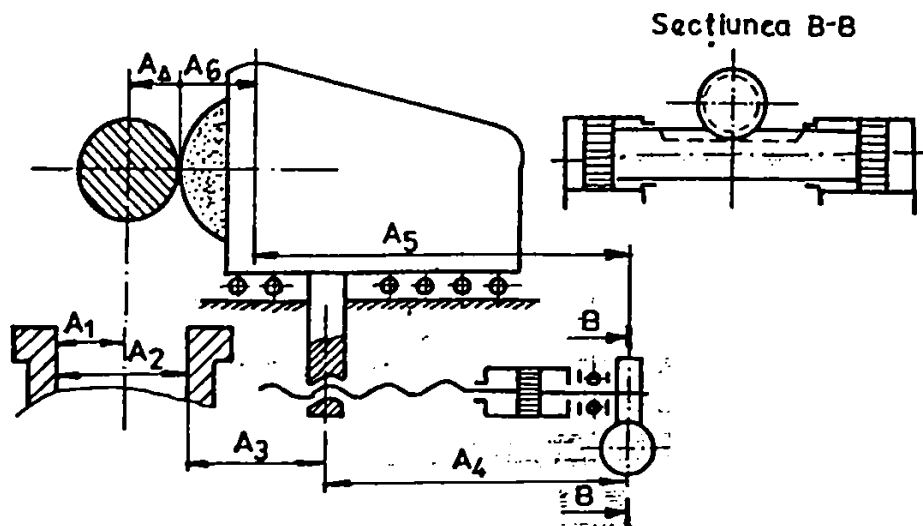


Fig. 4.1 Lanț cinematic pentru realizarea avansului transversal.

Mărimea erorii piesei prelucrate, pe un sistem tehnologic dat, depinde de suprapunerea influențelor tuturor factorilor (întâmplători și sistematici) care participă la proces și de caracterul schimbării lor în timp.

Dintre toți factorii, abaterile geometrice ale mașinii unelte [P3],[V1],[*18],[*19], dar mai ales rigiditatea STE [I5],[S16],[T3],[Z1],[W1], au influența cea mai mare asupra preciziilor dimensionale și de formă ale obiectului prelucrat, asupra cărora se insistă în continuare.

În scopul obținerii cât mai constante a dimensiunii A_d (fig.4.1) pe toată lungimea obiectului prelucrat, sunt necesare:

- anihilarea abaterilor geometrice ale mașinii;
- deformația STE sub acțiunea forței pasive F_p să rămână constantă.

Realizarea practică a celor două condiții este condiționată de cunoașterea variației abaterilor geometrice ale mașinii, respectiv variației rigidității STE în câmpul bidimensional al mașinii și de posibilitățile de avans transversal a saniei pietrei de rectificat astfel încât cota A_d să rămână constantă.

4.1.1 Studiul variației formei obiectului prelucrat ca urmare a deplasării axei vârfurilor

Prinderea obiectului de prelucrat între vârfuri

a.) *deplasarea axei vârfurilor în plan orizontal.*

Considerând schița din figura 4.2 și făcând convenția că o deplasare a vârfurilor păpușii obiectului respectiv păpușii mobile care determină o micșorare a dimensiunii obiectului la căpătul dinspre păpușa mobilă se consideră pozitivă, rezultă modificarea în unele zone ale semifabricatului a adăosului de prelucrare prescris A_p conform relației 4.1 :

$$A_p' = A_p + h_o \quad (4.1)$$

iar modificarea razei obiectului de prelucrat este:

$$r' = r - A_p' \quad (4.2)$$

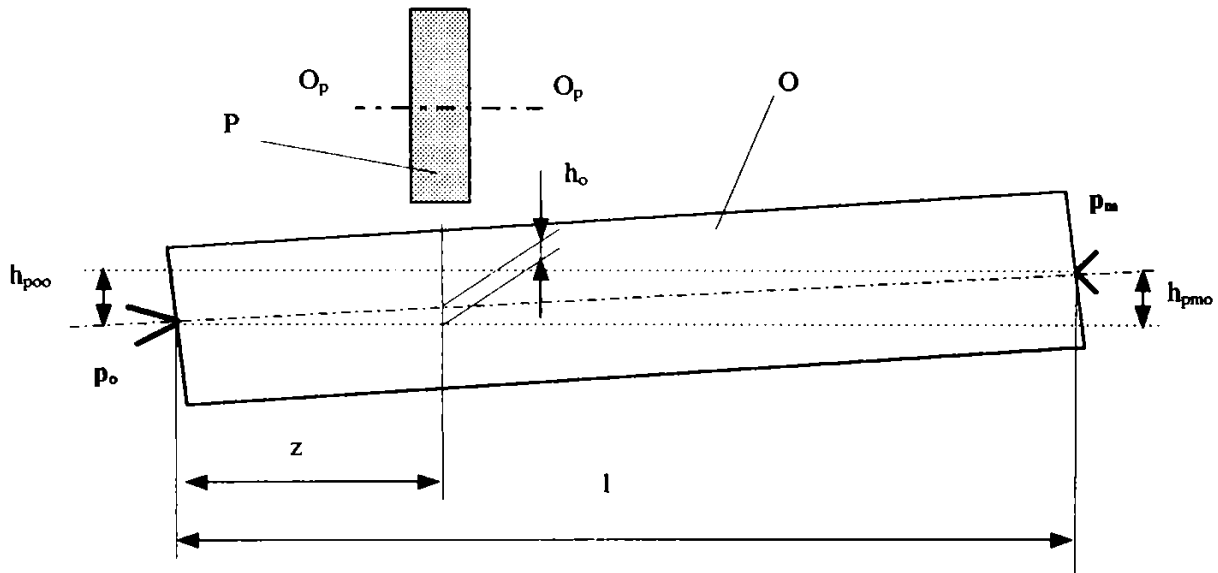


Fig. 4.2 Schița deplasării axei vârfurilor în plan orizontal.

Deplasarea curentă a axei vârfurilor h_o în funcție de poziția z a pietrei de rectificat se poate calcula cu relația (4.3).

$$h_o = h_{p m o} \cdot \frac{z}{l} \quad (4.3)$$

Notațiile utilizate în relațiile de calcul prezentate au următoarea semnificație:

A_p, A_p' reprezintă adaosul de prelucrare prescris, respectiv real [mm];

h_{poo}, h_{pmo} - deplasarea în plan orizontal a vârfului păpușii obiectului, respectiv a vârfului păpușii mobile [mm];

h_o - deplasarea curentă în funcție de poziția pietrei a axei vârfurilor în plan orizontal [mm];

z - poziția curentă a pietrei de rectificat [mm];

r_s - raza semifabricatului [mm];

r, r' - raza prescrisă, respectiv raza reală a obiectului prelucrat [mm];

Valorile mari ale deplasărilor vârfurilor în plan orizontal pot fi eliminate de operator până la limita unei toleranțe admise de clasa de precizie în care a fost construită mașina, deci peste o anumită limită trebuie luate eventuale măsuri pentru anihilarea efectului acestora.

Suprafața obiectului rezultat ca urmare a acestor deplasări este una conică.

b.) *deplasarea axei vârfurilor în plan vertical.*

Schița acestei situații este prezentată în figura 4.3, modificarea adaosului de prelucrare este dat de relația (4.4):

$$A'_p = A_p - \Delta r \quad (4.4)$$

iar variația razei obiectului, utilizând schița din figura 4.4, se calculează cu relația (4.5):

$$\Delta r = \sqrt{(R+r)^2 - h_{pmv}^2 + h_v^2} - (R+r) \quad (4.5)$$

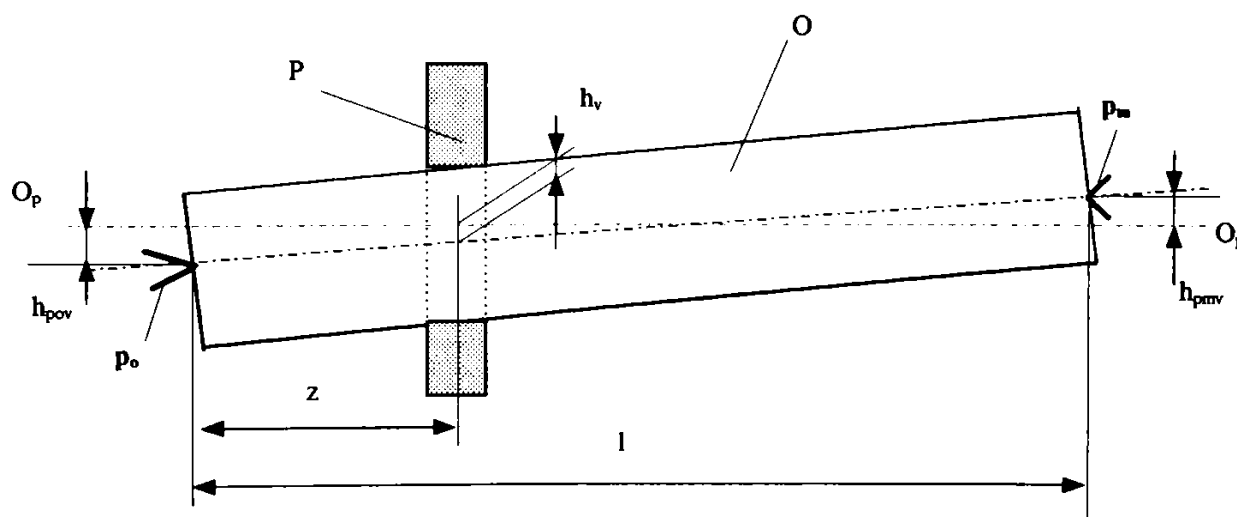


Fig. 4.3 Schița deplasării axei vârfurilor în plan vertical.

calculul razei reale a obiectului se face cu relația (4.2), iar deplasarea curentă h_v a axei vârfurilor se calculează cu relația:

$$h_v = h_{pov} \cdot \frac{l-z}{l} + h_{pmv} \cdot \frac{z}{l} \quad (4.6)$$

La stabilirea relațiilor de calcul s-a avut în vedere convenția că deplasările h_{pov} și h_{pmv} sunt pozitive respectiv negative atunci când axa vârfurilor obiectului este deasupra respectiv sub axa pietrei de rectificat.

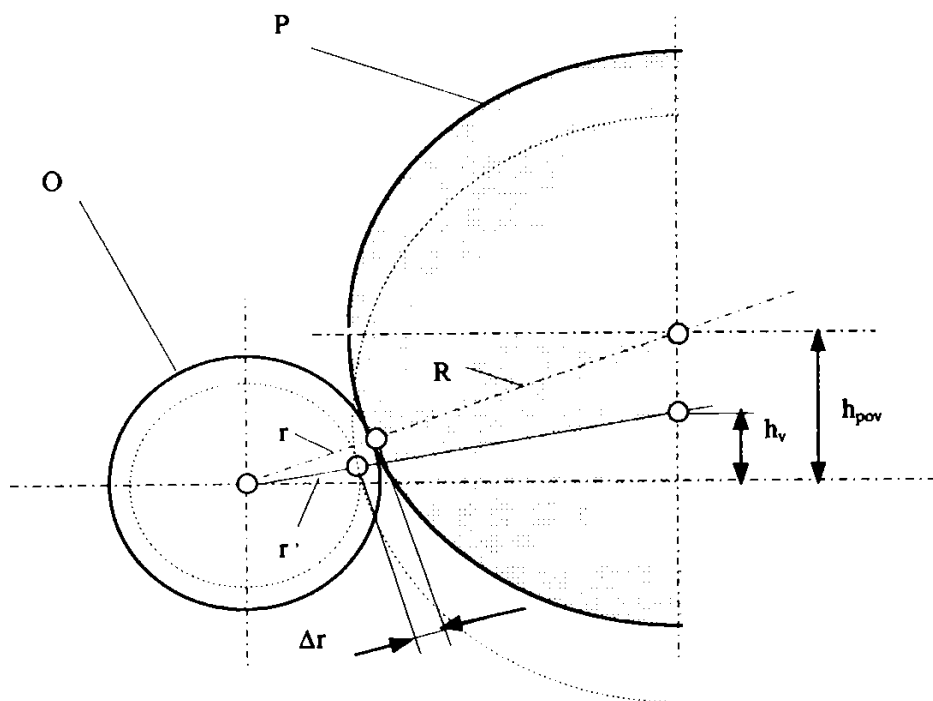


Fig. 4.4 Variația razei obiectului de prelucrat ca urmare a deplasărilor axei vârfurilor.

Așa cum reiese și din reprezentarea grafică din figura 4.5, a formei obiectului prelucrat în situația considerată, suprafața rezultată este un hiperboloid de rotație. De asemenea se constată că eroarea maximă se obține ca urmare a deplasării absolute celei mai mari, dintre cele corespunzătoare celor două vârfuri. Dintre două situații la care diferențele dintre deplasarea la păpușa obiectului h_{pov} și cea la păpușa mobilă h_{pmv} sunt egale, cea mai dezavantajoasă este cea care are una dintre valorile absolute ale deplasărilor mai mare.

Reprezentarea grafică a influenței sumei razei obiectului de prelucrat r și razei pietrei de rectificat R asupra variației razei obiectului Δr (relația 4.5), în condițiile prelucrării capătului obiectului de prelucrat cel mai dezavantajat, și anume cel dinspre păpușa mobilă, aceasta

deoarece reglajul mașinii se presupune că se face la capătul dinspre păpușa obiectului (fixă), este prezentată în figura 4.6.

↓TEZA2.MCD↓

53

0 auto

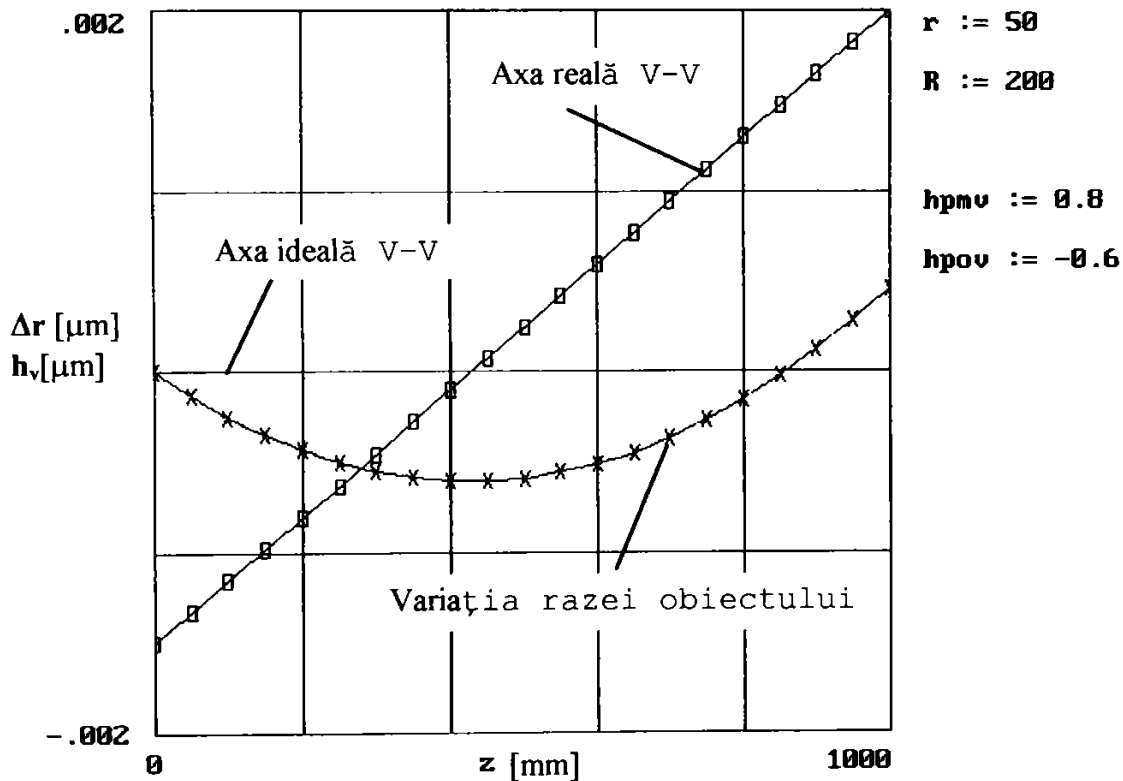


Fig. 4.5 Variația razei obiectului ca urmare a deplasării axei vârfurilor pentru un caz concret de deplasare.

Efectul acestei deplasări este mai evident în cazul razelor mici ale obiectului de prelucrat respectiv ale pietrei de rectificat. Se observă că deplasările mici ale axei vârfurilor au o influență constantă asupra variației razei obiectului Δr , iar deplasările mari sunt mai dezavantajoase în special la sume mici de raze când determină o variație mai mare a lui Δr .

c.) deplasarea axei vârfurilor în ambele planuri.

În această situație adaosul de prelucrare a obiectului prelucrat se calculează cu relația (4.7), obținută din însumarea efectelor influențelor tratate separat anterior:

$$A'_p = A_p + h_o - \Delta r \quad (4.7)$$

iar raza reală a piesei cu relația (4.2).

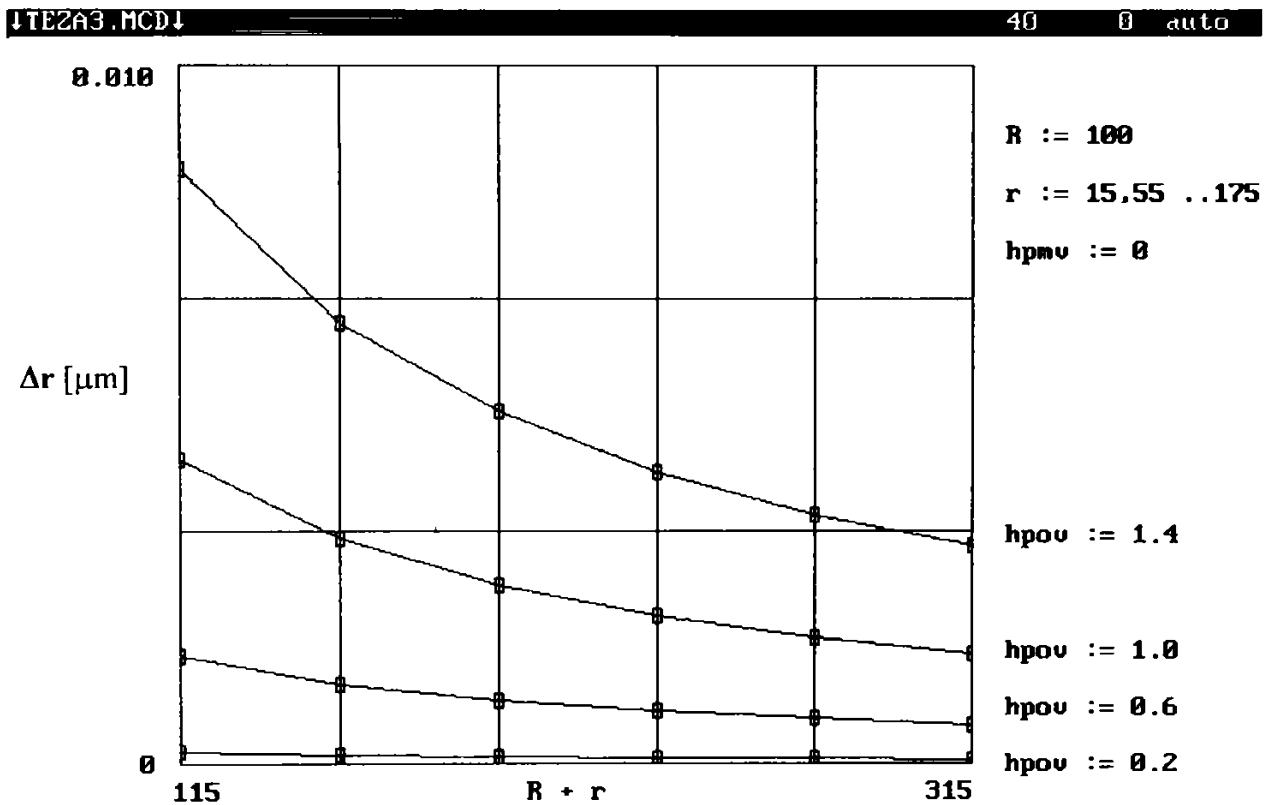


Fig. 4.6 Influența sumei R+r asupra razei obiectului (Δr),
 pentru diverse deplasări ale axei vârfurilor.

Prinderea obiectului de prelucrat în mandrina universal

a.) *Deplasarea axei păpușii obiectului în plan orizontal*

Păstrând convențiile adoptate la cazul prinderii între vârfuri, notând cu h_{p00} deplasarea la capătul dinspre mandrina universal și cu h_{l0} deplasarea la capătul liber al obiectului de prelucrat (lung de 200 mm) în plan orizontal, s-a stabilit pe baza schiței din figura 4.7 relația de calcul a deplasării curente a axei obiectului h_o (4.8):

$$h_o = h_{l0} \cdot \frac{l}{200} \cdot \frac{z}{l} \quad (4.8)$$

modificarea adaosului de prelucrare prescris A_p și a razei r' a obiectului O în funcție de poziția curentă z a pietrei de rectificat P , se calculează cu relațiile (4.1) și (4.2).

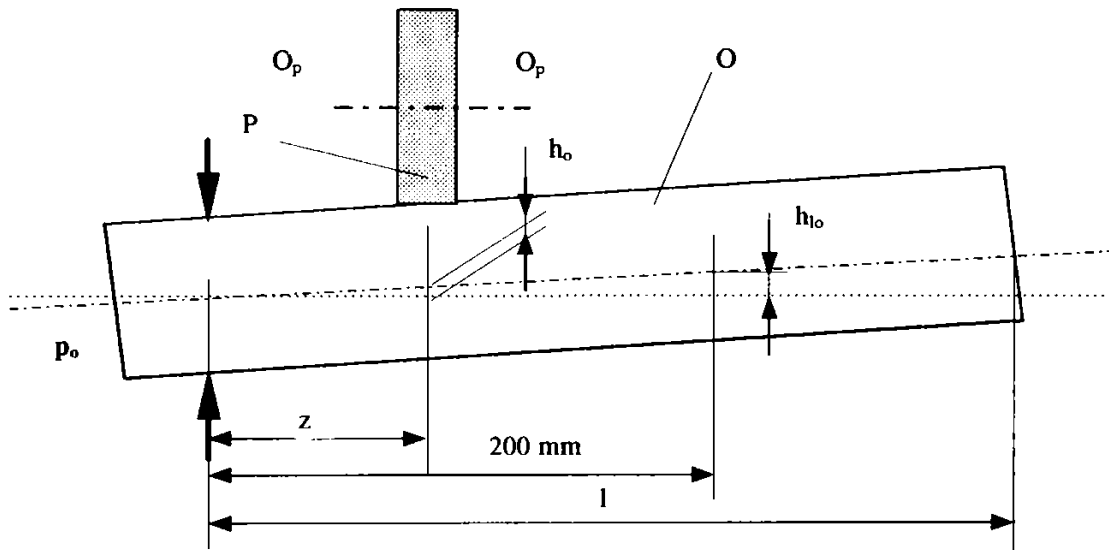


Fig. 4.7 Deplasarea axei păpușii obiectului în plan orizontal.

b.) *Deplasarea axei păpușii obiectului în plan vertical*
 Considerând schița acestei situații cea prezentată în figura 4.8, rezultă pentru calculul deplasării curente h_v a

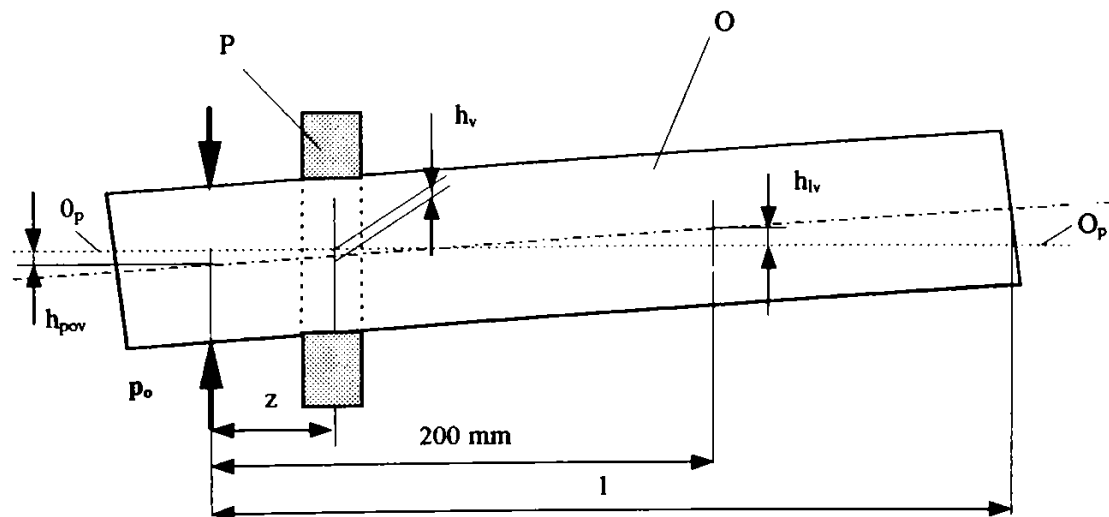


Fig. 4.8 Deplasarea axei păpușii obiectului în plan vertical.

axei obiectului de prelucrat în plan vertical, relația (4.9):

$$h_v = h_{pov} \cdot \frac{l-z}{l} + \left[h_{pov} + (h_{lv} - h_{pov}) \cdot \frac{l}{200} \right] \cdot \frac{z}{l} \quad (4.9)$$

pentru calculul modificării adaosului de prelucrare prescris A_p și a variației razei Δr a obiectului O în plan vertical în funcție de poziția curentă z a pietrei de rectificat P , se utilizează relațiile (4.4) și (4.5).

c.) *Deplasarea axei păpușii obiectului în ambele planuri*

În ceea ce privește relațiile de calcul pentru modificarea adaosului de prelucrare A'_p și a razei obiectului prelucrat r' la prinderea acestuia în mandrina universal, acestea sunt identice cu cele stabilite la prinderea între vârfuri.

4.1.2 Studiul variației formei obiectului prelucrat ca urmare a deformațiilor elastice ale STE

La conceperea unui sistem automat de avans în vederea înlăturării efectelor abaterilor geometrice ale mașinii respectiv ale rigidității finite ale STE [U2], trebuie luați în considerare factorii:

- parametrul din așchiere cu influența cea mai mare asupra indicilor de bază ai procesului;
- criteriul de optimizare a procesului;
- posibilitățile practice de realizare a sistemului automat de avans.

Cu toate că majoritatea cercetătorilor în domeniu [B1], [S1], [U3], au ajuns la concluzia că factorul cu influența cea mai mare asupra indicilor de bază ai rectificării (precizia dimensională și de formă, calitatea suprafeței și capacitatea de producție) este forța pasivă F_p , fără însă a trata modul de variație a forței pasive F_p , în câmpul bidimensional al mașinii

în vederea obținerii unor indici de bază superiori. Soluția cea mai simplă pentru sistemul de încărcare, în care procesul de lucru ar fi condus cu o valoare constantă pentru F_p , nu asigură indici superiori ai procesului de rectificare.

În funcție de modul de prindere al obiectului de prelucrat (în universal sau între vârfuri), apar următoarele deformații ale elementelor componente ale STE:

- deformațiile subansamblurilor mașinii;
 - *păpușa port obiect și păpușa mobilă;*

a.) prinderea obiectului de prelucrat între vârfuri

Vârfurile păpușilor se vor deplasa elastic cu valorile X_{po} și X_{pm} , care depind de mărimea, direcția și punctul de aplicație al forțelor de-a lungul obiectului de prelucrat, precum și de rigiditățile păpușilor. Datorită deformațiilor menționate axa vârfurilor se va roti (fig. 4.9), descriind o

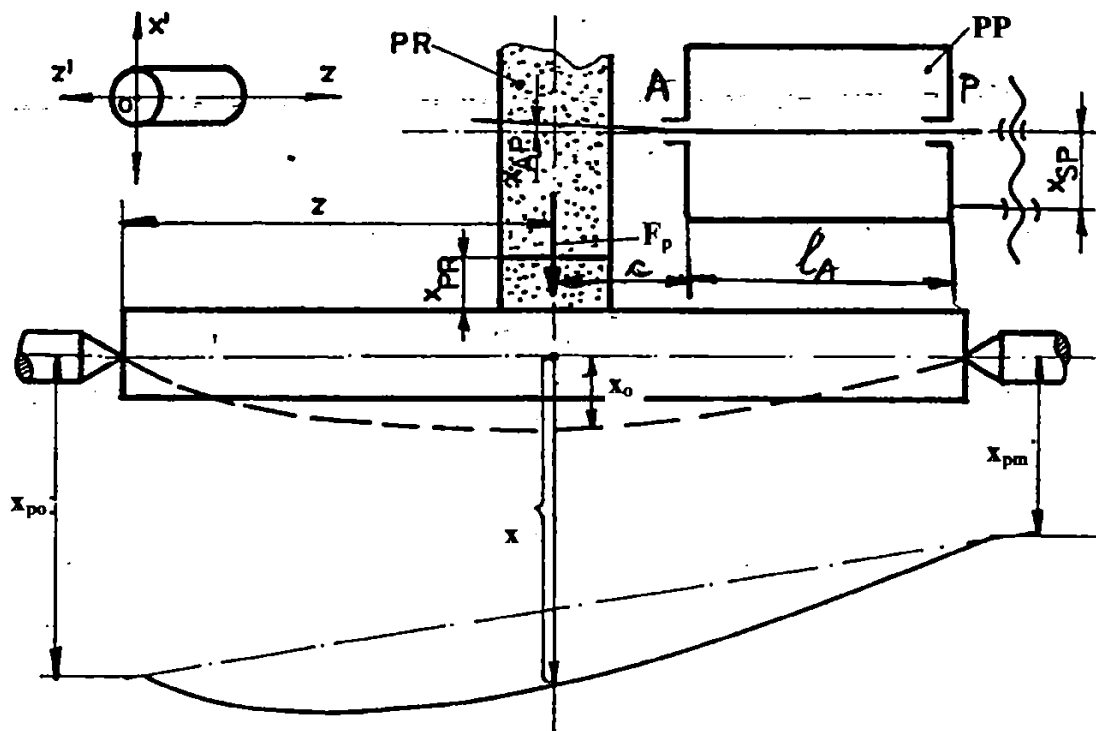


Fig. 4.9 Elementele STE în cazul rectificării între vârfuri.

parabolă a cărei ecuație are forma (4.10) [U3]:

$$x_p = F_p \cdot \left[\left(1 - \frac{z}{l}\right)^2 \cdot \frac{1}{j_{po}} + \left(\frac{z}{l}\right)^2 \cdot \frac{1}{j_{pm}} \right] \quad (4.10)$$

având coordonatele vârfului (z_m, x_m) , date de relațiile (4.11):

$$z_m = l \cdot \frac{x_{po}}{x_{po} + x_{pm}} \quad x_m = \frac{x_{po} \cdot x_{pm}}{x_{po} + x_{pm}} \quad (4.11)$$

în care: l reprezintă lungimea obiectului (distanța dintre vârfuri) [mm];

z - poziția curentă de calcul [mm];

j_{po}, j_{pm} - rigiditatea păpușii obiectului respectiv a păpușii mobile [daN/ μ m];

x_{po}, x_{pm} - deformațiile maxime ale păpușii obiectului respectiv ale păpușii mobile, [μ m];

b.) Prinderea obiectului de prelucrat în mandrina universal

Este evident faptul că deformația păpușii mobile în această situație nu apare. Ca urmare a acțiunii forței pasive F_p , aplicată în consolă (fig. 4.10), deformația păpușii obiec-

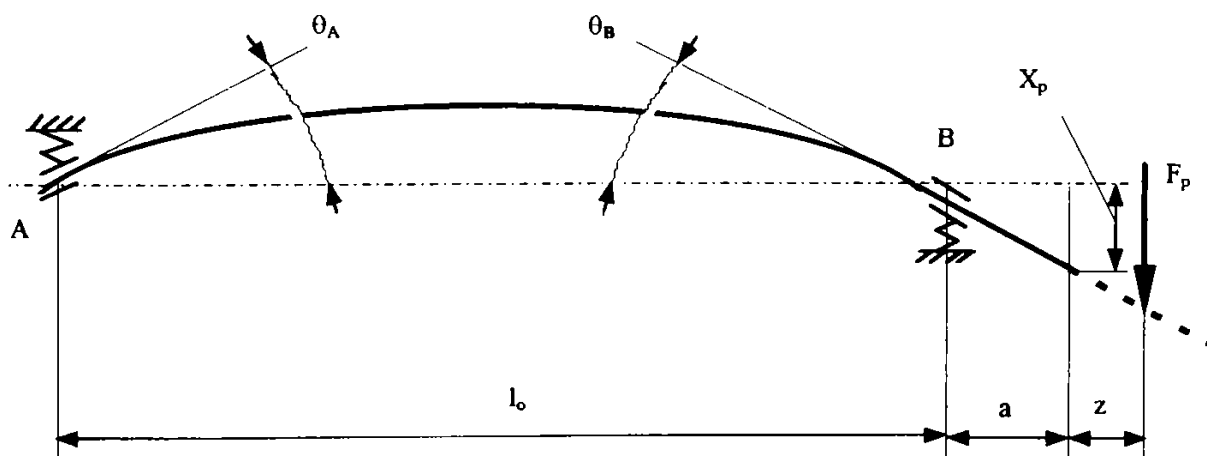


Fig. 4.10 Deformația păpușii obiectului la prinderea în mandrina universal.

tului (4.12) este următoarea:

$$x_p = F_p \cdot \frac{(a+z)}{a} \cdot \left[\frac{a^2}{3 \cdot E} \cdot \left(\frac{l_0}{I_l} + \frac{a}{I_a} \right) + \left(\frac{a}{l_0} \right)^2 \cdot \frac{1}{j_A} + \left(1 + \frac{a}{l_0} \right)^2 \cdot \frac{1}{j_B} \right] \quad (4.12)$$

în care a și l_0 sunt lungimile arborelui păpușii obiectului în consolă respectiv între lagăre [mm];

j_A, j_B - rigiditățile lagărului A respectiv B [daN/ μ m];

I_1, I_a - momentele de inerție ale arborelui între reazeme respectiv în consolă [mm⁴];

• *păpușa pietrei de rectificat;*

Deformațiile elastice considerate în acest caz sunt cele ale lanțului cinematic de transmitere a mișcării pe direcție transversală, adică ale mecanismului șurub-piuliță destinat acestei deplasări. Deformația conform relației (4.13) [U3], se compune din însumarea deformațiilor de compresiune și datorită torsiunii, adică:

$$x_{SP} = \frac{4 \cdot F_p \cdot s \cdot k}{\pi \cdot d_i^2 \cdot E} + \frac{M_t \cdot s^2 \cdot k}{2 \cdot \pi \cdot G \cdot I_p} \quad (4.13)$$

în care d_i reprezintă diametrul interior al filetului șurubului [mm];

E, G - modulul de elasticitate longitudinal, respectiv transversal [daN/mm²];

I_p - momentul de inerție polar [mm⁴];

M_t - momentul de torsiune la care este supus șurubul [daNm];

s - pasul șurubului [mm]

k - numărul de începuturi ale filetului șurubului [-].

• *subansamblu arbore principal (arbore + lagăre);*

Pentru calculul acestei deformații se propune relația (4.14) [M6], corespunzătoare unui AP rezemat pe două lagăre deformabile și ele elastic sub acțiunea în consolă a forței pasive F_p :

$$x_{AP} = F_p \cdot \left[\frac{c^2}{3 \cdot E} \cdot \left(\frac{l_A}{I_1} + \frac{c}{I_c} \right) + \frac{1}{J_{LA}} \cdot \left(1 + \frac{c}{l_A} \right)^2 + \frac{1}{J_{LP}} \cdot \left(\frac{c}{l_A} \right)^2 \right] \quad (4.14)$$

în care J_{LA}, J_{LP} sunt rigiditățile lagărului anterior respectiv posterior a AP în [daN/ μ m];

l_A, c - lungimile arborelui principal între reazeme respectiv în consolă [mm];

I_1, I_c - momentele de inerție ale secțiunilor arborelui între reazeme 1 respectiv în consolă c [mm⁴];

• deformațiile pietrei de rectificat;

Deformația elastică a pietrei de rectificat X_p după [U3] se poate determina cu relația (4.15):

$$X_{PR} = k_1 \cdot F_p \quad (4.15)$$

în care k_1 (cedarea pietrei de rectificat) este un coeficient egal cu deformația porțiunii pietrei sub acțiunea unei forțe de 1 N.

• deformațiile obiectului prelucrat.

a.) *Prinderea obiectului de prelucrat între vârfuri.*

Deformația sub acțiunea componentei F_x este dată de relația cunoscută (4.16):

$$x_o = F_p \cdot \frac{z^2 \cdot (l - z)^2}{3 \cdot E \cdot I \cdot l} \quad (4.16)$$

b.) *Prinderea obiectului de prelucrat în mandrina universal.*

Deformația obiectului în această situație este dată de relația (4.17) [B3]:

$$x_o = F_p \cdot \frac{z^3}{3 \cdot E \cdot I_o} \quad (4.17)$$

Indiferent de modul de prindere a obiectului de prelucrat pe baza celor prezentate mai sus, se poate scrie următoarea relație globală de deformație a STE:

$$X_{STE} = X_p + X_o + X_{PR} + X_{AP} + X_{SP} \quad (4.18)$$

4.1.3 Determinarea abaterilor de precizie geometrică ale elementelor de prindere (fixare) a obiectului de prelucrat

Prescripțiile de precizie atât geometrică cât și de lucru, cu indicarea metodelor, mijloacelor de verificare și toleranțele pentru mașinile de rectificat rotund exterior și universale (mașini de rectificat rotund exterior dotate cu dispozitive de rectificat interior), de precizie normală (simbol N), ridicată (simbol R) și înaltă (simbol I), de uz general, cu lungimea maximă de prelucrare între vârfuri $L=8000$ mm, sunt prezentate în STAS 2672-87 - Mașini de rectificat rotund exterior (Prescripții de precizie) [*18] și în STAS 1670/1-83 - Mașini-unelte (Condiții tehnice generale de calitate) [*19].

Utilizând diverse scheme de verificare prevăzute atât în standardele amintite anterior cât și în Fișa de recepție a mașinii RE 350 au fost efectuate diverse determinări după cum urmează:

a.) prinderea între vârfuri.

Determinarea deplasării în plan orizontal a vârfurilor s-a efectuat conform verificării G3, fixându-se comparatorul pe poziția zero la capătul dinspre păpușa obiect $h_{poo}=0$, s-a determinat deplasarea vârfului păpușii mobile h_{pmo} .

Determinarea deplasării vârfurilor în plan vertical s-a efectuat conform schiței de verificare G18 privind echidistanța AP și a arborelui port obiect față de planul de deplasare a mesei h_{pov} , respectiv a axei pinolei păpușii mobile h_{pmv} .

b.) prinderea în mandrina universal

Pentru determinarea în plan orizontal s-a aplicat aceeași schemă de verificare (G3), dar s-a utilizat un dorn lung de 250 mm fixat în mandrina universal. S-a fixat comparatorul pe

poziția zero la capătul dinspre universal $h_{poo}=0$ și s-a determinat deplasarea la capătul liber al dornului h_{lo} (corespunzătoare lungimii dornului de 200mm).

Aplicând schema de verificare G18, dar utilizând un dorn lung de 250mm, s-au determinat deplasările păpușii obiect în plan vertical h_{pov} lângă mandrina universal, respectiv a capătului liber al arborelui (la 200mm de universal) h_{lv} .

Rezultatele determinărilor sunt prezentate în tabelul 4.1.

Tabelul 4.1

**Abaterile de precizie geometrică ale elementelor
de prindere a obiectului de prelucrat.**

Planul în care se măs.	Simbol deplasare	Prindere între vârfuri	Prindere în universal
orizontal	h_{poo} [mm]	0	0
	h_{pmo} [mm]	0,004	-
	$h_{lo}/200$ [mm]	-	0,002
vertical	h_{pov} [mm]	-0,050	-0,030
	h_{pmv} [mm]	0,100	-
	$h_{lv}/200$ [mm]	-	-0,005

4.1.4 Determinarea rigidităților statice ale subansamblurilor mașinii

Cu instalația experimentală redată în figura 4.11 au fost determinate rigiditățile în cele două situații de prindere a obiectului de prelucrat (între vârfuri și în mandrina universal), prezentate în tabelul 4.2, pentru mașina de rectificat RE 350 cu AP susținut hidrostatic.

De remarcat este faptul că la prinderea în mandrina universal s-a folosit aceeași instalație experimentală după ce

în prealabil a fost înlocuit vârful din păpușa obiectului cu mandrina universal, respectiv sprijinirea obiectului în vârful păpușii mobile a fost eliminată.

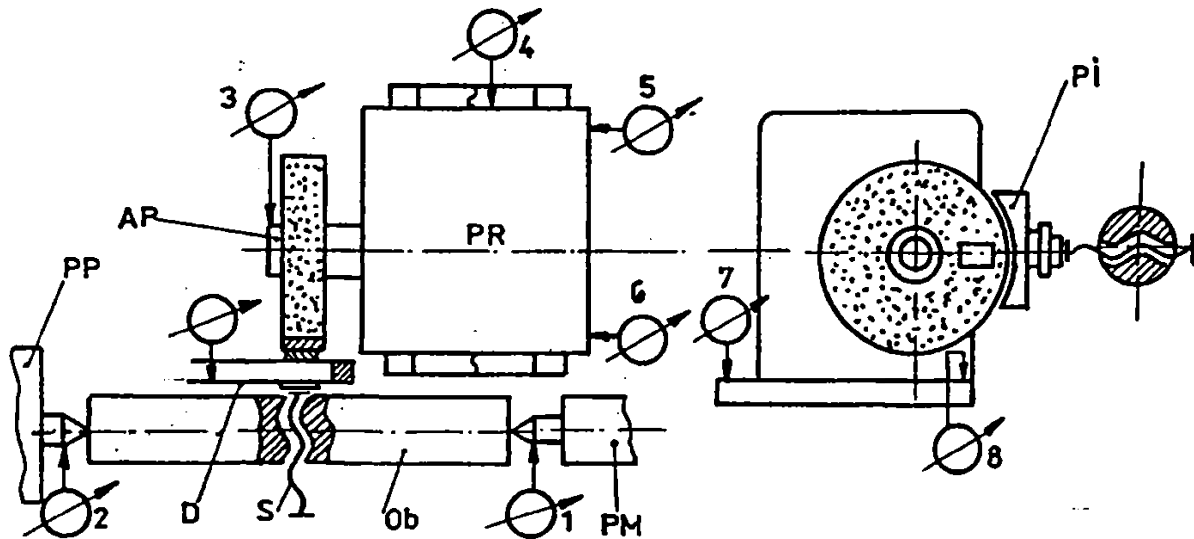


Fig. 4.11 Schema standului de determinare a rigidităților statice ale subansamblurilor mașinii de rectificat

Tabelul 4.2

Rigiditățile statice ale subansamblurilor mașinii RE-350

Rigiditatea \ Prinderea ob.	Prinderea între vârfuri	Prinderea în universal
j_{po} [daN/ μ m]	1,8	2,6
j_{pm} [daN/ μ m]	6,0	-
j_{PR} [daN/ μ m]	2,0	2,0
j_{SP} [daN/ μ m]	18,0	18,0
j_{AP} [daN/ μ m]	21,0	21,0

Considerând relațiile de calcul prezentate anterior, de deformație a subansamblelor mașinii sub acțiunea componentei F_x a forței de așchiere, respectiv rigiditățile determinate experimental, se pot scrie următoarele relații de calcul ale deformațiilor:

- a.) prinderea obiectului de prelucrat între vârfuri:

$$X_{STE} = F_p \cdot \left[\left(1 - \frac{z}{l}\right)^2 \cdot \frac{1}{j_{PO}} + \left(\frac{z}{l}\right)^2 \cdot \frac{1}{j_{PM}} + \frac{z^2 \cdot (l-z)^2}{3 \cdot E \cdot I \cdot l} + \frac{1}{j_{PR}} + \frac{1}{j_{AP}} + \frac{1}{j_{SP}} \right] \quad (4.19)$$

a cărei reprezentare grafică în condițiile concrete ale mașinii RE 350, este redată pentru diverse valori ale diametrului obiectului de prelucrat în figura 4.12.

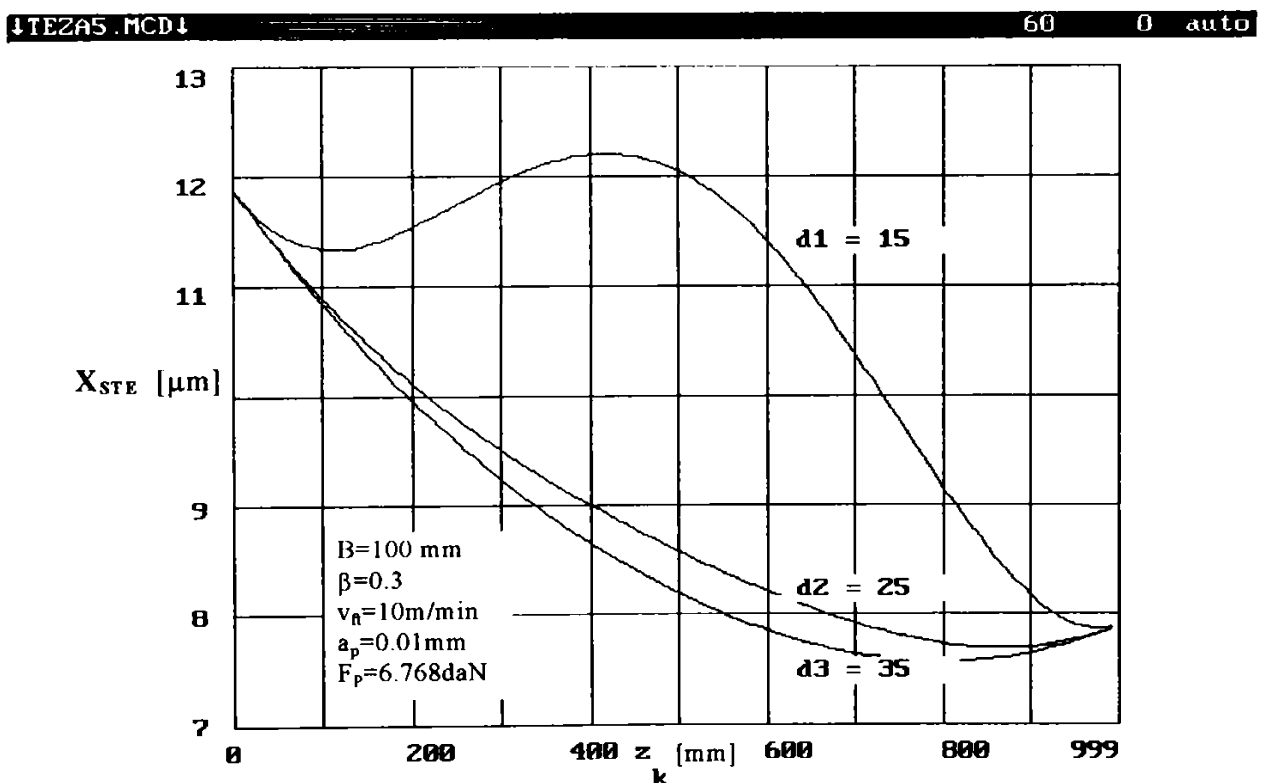


Fig. 4.12 Deformația STE pentru diferite diametre (d) ale obiectului de prelucrat, la prinderea între vârfuri.

b.) prinderea obiectului de prelucrat în mandrina universal:

$$X_{STE} = F_p \cdot \left[\left(1 + \frac{z}{a}\right) \cdot \frac{1}{j_{PO}} + \frac{z^3}{3 \cdot E \cdot I} + \frac{1}{j_{PR}} + \frac{1}{j_{AP}} + \frac{1}{j_{SP}} \right] \quad (4.20)$$

având alura graficului de variație pentru mașina RE 350, prezentată în figura 4.13.

↓TEZA6.MCD↓ 61 0 auto

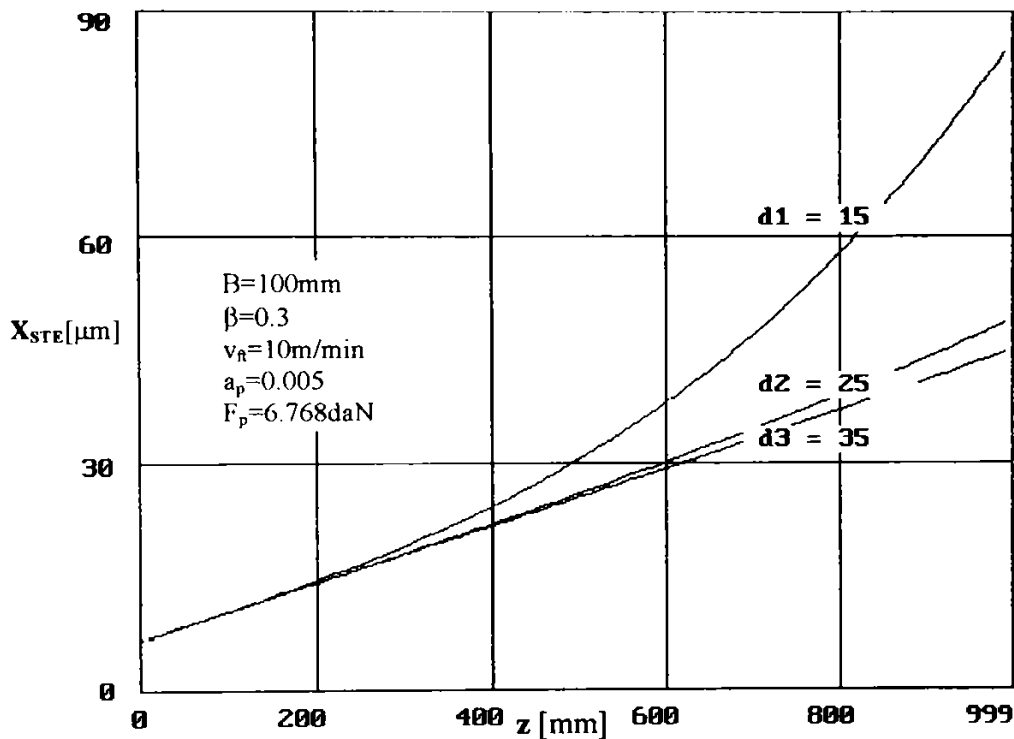


Fig. 4.13 Deformația STE pentru diferite diametre (d) ale obiectului de prelucrat, la prinderea în mandrina universal.

4.2 Elaborarea programului de compensare a erorilor generate de imprecizia geometrică respectiv deformația STE

Pentru rezolvarea problemei propuse trebuie avute în vedere simultan ambele influențe existente. Considerarea numai a unei singure influențe ar fi nejustificată, avându-se în vedere faptul că ambele necesită corecții în același plan (cel orizontal).

4.2.1 Forțele de așchiere la rectificare

Considerând un disc de rectificat cu diametrul de 400 mm și lățimea de 80 mm și admitând următoarele valori extreme:

- diametrul obiectului de prelucrat între 16 și 400 mm;
- viteza de avans longitudinal între 10 și 32 m/min;
- avansul transversal (identic cu adâncimea de așchiere la rectificarea prin metoda avansului longitudinal) de 0,005 la 0,022 mm/cursă respectiv 0,013 la 0,54 mm/cursă, corespunzătoare diametrelor obiectului de 16 mm respectiv 400mm, și utilizând relațiile de calcul oferite de literatura de specialitate [P1], s-au obținut pentru forța de tăiere F_c la degroșare valori cuprinse între 50 și 90 daN, iar la finisare între 3 și 5,5 daN.

În cazul concret al mașinii de rectificat rotund exterior RE-350, la care turațiile discului abraziv corespunzătoare diametrelor de piatră de 280+400mm respectiv 400+500mm sunt de 1230 rot/min respectiv 1535 rot/min, conduc la determinarea unei viteze maxime de 32 m/s. Considerând relația de calcul a puterii [P1] și explicitând din ea forța de așchiere F_c , se obține corespunzător puterii instalate pentru mișcarea principală de 5,5 KW, forța maximă admisă de 18 daN, iar pentru forța pasivă F_p rezultă o valoare maximă de 20+25 daN.

Datorită deformării STE, forța pasivă F_p scade până la realizarea unui echilibru între deformație și forță. Pentru a obține o deformație constantă (dimensiune constantă a obiectului de prelucrat) este necesară o pătrundere suplimentară, ceea ce determină o creștere a forței. Menținerea constantă a forței pasive F_p nu conferă indici superiori procesului de rectificare decât într-o foarte mică măsură. O variantă care are un aport considerabil la îmbunătățirea indicilor rectificării este cea a stabilirii modului de variație a forței pasive astfel încât deformația STE să fie constantă, această soluție înlătură efectul deformației STE.

Soluția optimă din punct de vedere a dimensiunii constante a obiectului prelucrat, este cea care ține cont simultan atât de deformația STE cât și de abaterile geometrice ale mașinii de rectificat.

În concluzie deformațiile STE se pot modifica în lungul obiectului de prelucrat însă dimensiunea acestuia trebuie să rămână constantă. La începutul prelucrării, până la eliminarea modificărilor de adaos de prelucrare ca urmare a erorilor introduse de imprecizia geometrică a mașinii, deformațiile STE vor fi variabile, treptat însă adaosul de prelucrare se va uniformiza și prelucrarea se va desfășura cu deformații ale STE constante.

Pătrunderile suplimentare ale pietrei de rectificat, respectiv reducerea pătrunderii ca urmare a deformațiilor elastice ale STE, vor determina conform relație (4.19) modificări ale forței pasive F_p prezentate în graficul din figura 4.14:

$$F_p = C_{Fp} \cdot v_{fi}^{0,7} \cdot f^{0,7} \cdot (a_p \pm \Delta a_p)^{0,6} \quad [\text{daN}] \quad (4.21)$$

↓TEZA4.MCD↓ 45 0 auto

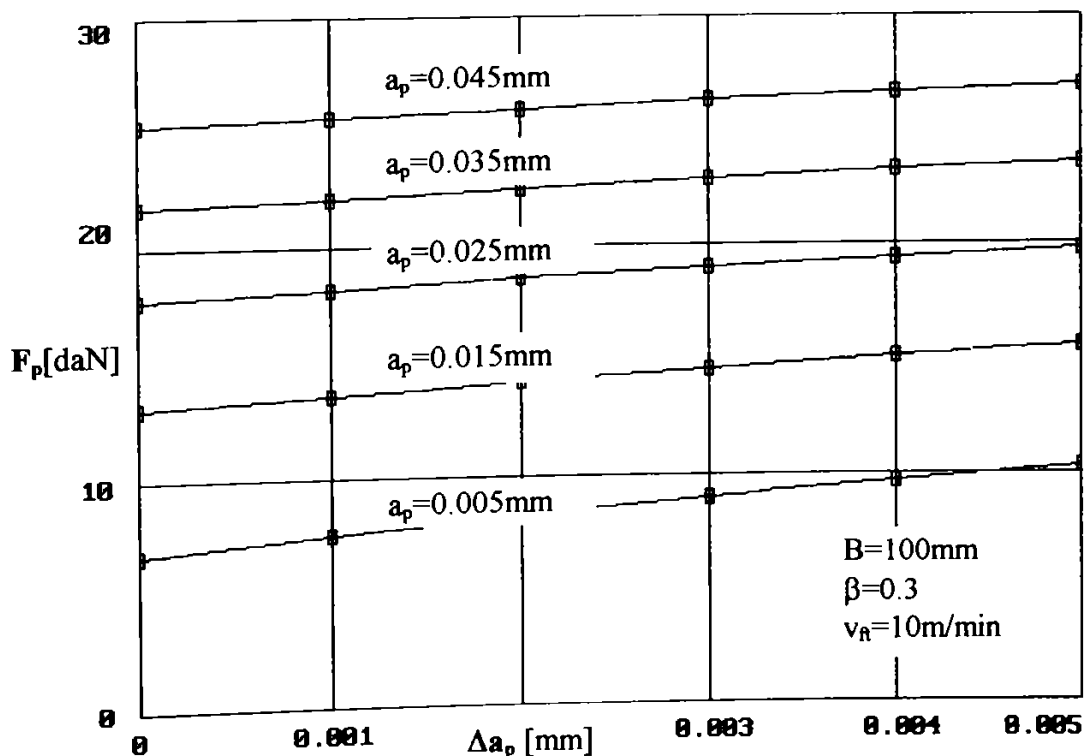


Fig. 4.14 Variația forței pasive (F_p) în funcție de variația diverselor valori ale adâncimii de așchiere (a_p).

Relațiile de calcul ale deformației STE, prezente atât în literatura de specialitate care abordează această problemă, cât și în prezentarea făcută în paragrafele anterioare, nu țin cont de modificarea adâncimii de așchiere o dată cu modificarea deformațiile STE. Utilizarea acestor relații în forma prezentată conduc la o apreciere greșită a valorii deformației STE.

Procentual eroarea este de aproximativ 25 - 40 %, depinzând de mărimea adâncimii de așchiere, valorile mai mici ale erorii respectiv mai mari, corespunzând unei adâncimi de așchiere mai mici respectiv mai mari.

Pentru a pune în evidență această diferență se propune pentru calculul deformației ecuația (4.22):

$$x_{STE} = C_{Fp} \cdot v_{ft}^{0,7} \cdot f^{0,7} \cdot (a_p - x_{STE})^{0,6} \cdot \frac{1}{j_{STE}} \quad (4.22)$$

Pentru determinarea soluției ecuației, într-un caz concret, se propune un program de calcul iterativ în care valoarea lui x_{STE} care modifică adâncimea de așchiere t , este rezultatul mediei ultimelor două valori anterior calculate. Ciclul iterativ se consideră încheiat când diferența dintre ultima și penultima valoare calculată a lui x_{STE} este mai mică decât 0,1%.

Pentru reducerea numărului de iterații s-a considerat din start $x_{STE} = a_p/2$, realizându-se obținerea soluției după maxim 8 - 10 iterații.

Evidențierea diferenței într-un caz concret, dintre relația de calcul cunoscută, prezentă în literatura de specialitate și relația reală propusă, este prezentată în graficele din figura 4.15.

De asemenea o problemă netratată în literatura de specialitate, specifică rectificării rotunde, este și cea a influenței asupra încărcării STE a variației forței totale de

așchiere (deci și a forței pasive F_p) la capete de cursă, când este bine știut că piatra de rectificat așchiază cu lățimi diferite, în funcție de poziția acesteia față de piesă.

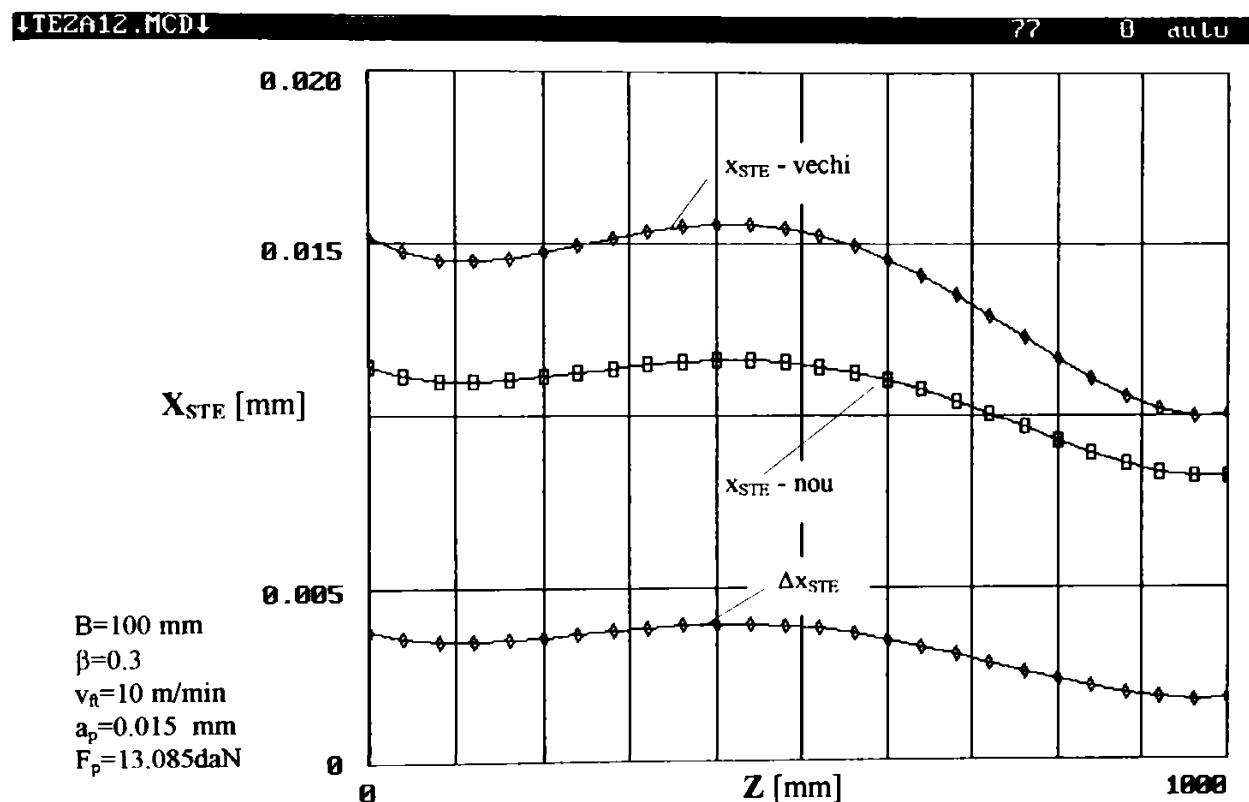


Fig. 4.15 Deformația reală a STE.

Problema ridicată nu este luată în considerare existând justificarea că parțial în faza de finisare și total în faza de destindere, deformațiile acumulate vor fi îndepărtate. La prima vedere această ipoteză poate fi luată în considerare, însă la o analiză practică mai minuțioasă se constată o variație a forței de așchiere în lungul axei z , ca urmare a deformației neuniforme a STE, cu efecte negative asupra stabilității procesului și deci a calității suprafeței și a preciziei dimensionale a obiectului de prelucrat.

La capete de cursă când piatra de rectificat își reduce suprafața de contact cu obiectul de prelucrat, forța de așchiere își modifică valoarea prin modificarea de fapt a vitezei de avans longitudinal.

↓TEZA14.MCD↓

48 0 auto

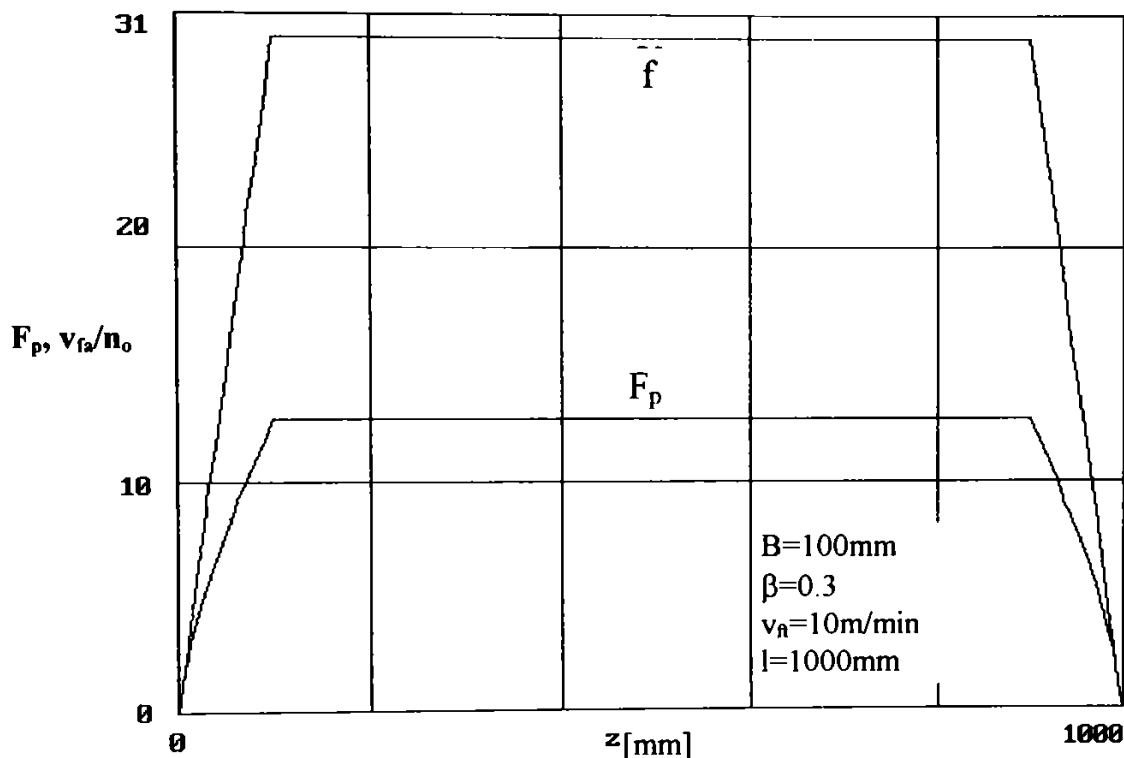


Fig. 4.16 Variația componentei F_p , a forței de așchiere, la rectificarea cu avans longitudinal.

Astfel la o deplasare a obiectului egală cu lățimea B a pietrei de rectificat, centrul suprafeței de contact (considerat ca punct de acționare a forței de așchiere) se deplasează cu $B/2$, aceasta în condițiile în care viteza de deplasare a mesei se păstrează constantă.

Graficele de variație reală a avansului longitudinal f și a forței pasive F_p în lungul obiectului de prelucrat, sunt cele prezentate în figura 4.16.

Datorită modificării poziției de aplicație a forței de așchiere la capete de cursă, poziție diferită de poziția curentă a mesei, pentru calculele privind deformația STE trebuie efectuate corecții. Considerând conform schiței din figura 4.17, originea z' a deplasării mesei ca fiind la cota $B/2$ față de capătul din stânga al obiectului de prelucrat, iar originea z a obiectului de prelucrat, fiind chiar extremitatea

stângă a acestuia, rezultă următoarele relații de corespondență dintre z' și z :

$$\begin{aligned} z &= z' / 2 && \text{dacă } z' \in [0, B] \\ z &= z' - B/2 && \text{dacă } z' \in [B, 1] \\ z &= (1 - B + z') / 2 && \text{dacă } z' \in [1, 1 + B] \end{aligned} \quad (4.16)$$

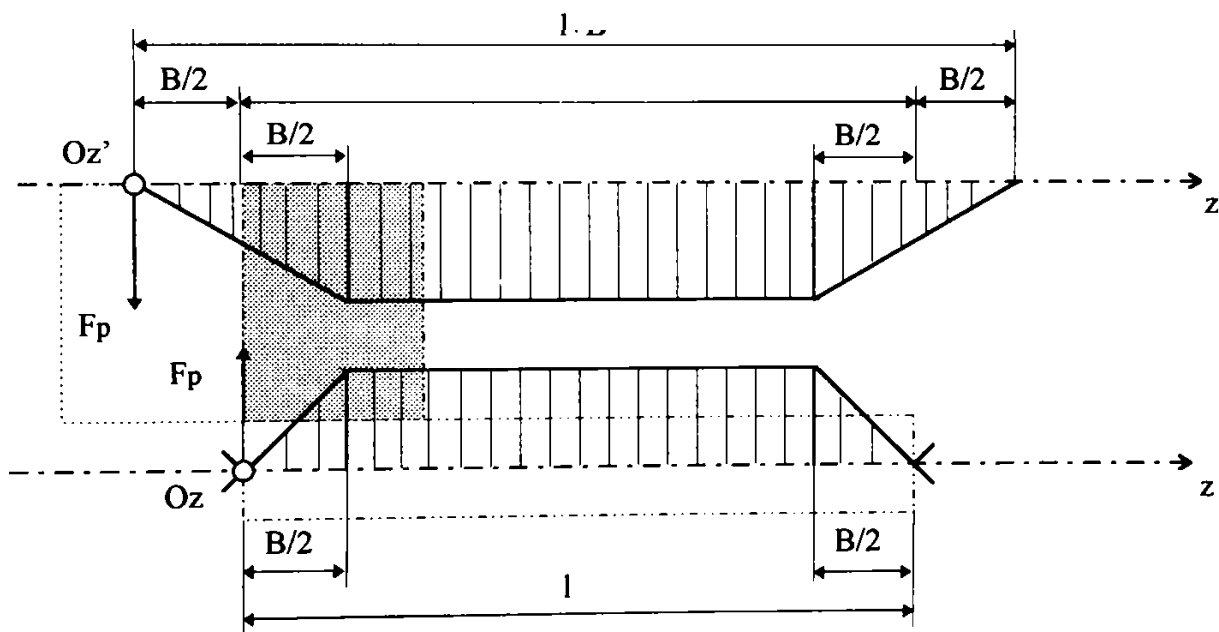


Fig. 4.17 Variația încărcării AP și a obiectului de prelucrat, ca rezultat a forței pasive

Domeniul de variație a lui z' valabil pentru cazul în care piatra de rectificat depășește cu toată lățimea obiectul de prelucrat este $z' \in [0, 1 + B]$, căruia îi corespunde $z \in [0, 1]$.

Dacă însă z' este în afara intervalului amintit, calculul corespondentului z nu își are sens, obiectul de prelucrat ne fiind în contact cu piatra.

Dacă piatra de rectificat nu depășește în întregime capetele obiectului de prelucrat, atunci domeniul de variație a lui z' se reduce, însă originea ($z'=0$) nu se schimbă. Prin aceasta rezultă și o îngustare a domeniului de variație a lui z , în acest caz ne mai fiind atinse limitele extreme.

4.2.2 Compensarea erorilor generate de imprecizia geometrică a mașinii

Abaterile de la precizia geometrică determinate la punctul 4.1.3 au valori care se încadrează în limitele de precizie prescrise în standardele specifice. Toate acestea au efecte negative în special asupra preciziei dimensionale și de formă a obiectului de prelucrat. Abaterile în planul orizontal (xOz) dar și componentele orizontale ale celor din plan vertical (yOz) se copiază integral pe obiectul de prelucrat, modificând cu întreaga lor valoare, valoarea razei acestuia.

O soluție de eliminare a fenomenului de copiere a abaterilor pe obiectul prelucrat este de a realiza o compensare pe direcție transversală, care să determine obținerea unei generatoare a suprafeței corectată prin modificarea adâncimii de așchiere.

Sistemele existente pe majoritatea mașinilor de rectificat rotund exterior între vârfuri, permit deplasarea saniei pietrei de rectificat cu precizie de $1\div 5 \mu\text{m}$, doar într-un singur sens (cel de apropiere de obiectul de prelucrat), la deplasările în sens invers apar inevitabilele jocuri care chiar dacă teoretic pot fi eliminate necesită un reglaj minuțios.

O soluție originală propune pentru compensarea erorilor de precizie geometrică ale mașinii utilizarea jocului din lagărele hidrostactice ale AP, în scopul realizării deplasărilor pe direcție transversală (orizontală) în ambele sensuri ale pietrei de rectificat.

Indiferent de modul de prindere al obiectului de prelucrat este necesară cunoașterea legii de variație a abaterilor în lungul acestuia și realizarea unui avans transversal compensator corespunzător.

Utilizând relațiile de calcul a modificărilor de adaos de prelucrare stabilite la punctul 4.1.1, se poate scrie relația de modificare a adâncimii de așchiere prescrise a_p ca fiind:

$$a_p' = a_p + h_o - \Delta r \quad (4.23)$$

utilizându-se pentru calculul valorilor h_o , h_v , Δr , în cazul prinderii între vârfuri relațiile (4.3), (4.6), (4.5), respectiv la prinderea în mandrina universal relațiile (4.8), (4.9), (4.5).

Legile de variație ale adâncimii de așchiere $\Delta a_p = a_p' - a_p$ în funcție de poziția curentă z a pietrei de rectificat, pentru cele două tipuri de prindere considerate, în cazul concret al mașinii RE 350 din dotarea Catedrei TCM - Laboratorul de M-U, la care au fost determinate valorile abaterilor cuprinse în tabelul 4.2, sunt prezentate în graficele din figura 4.16.

↓TEZA9.MCD↓ 73 0 aut

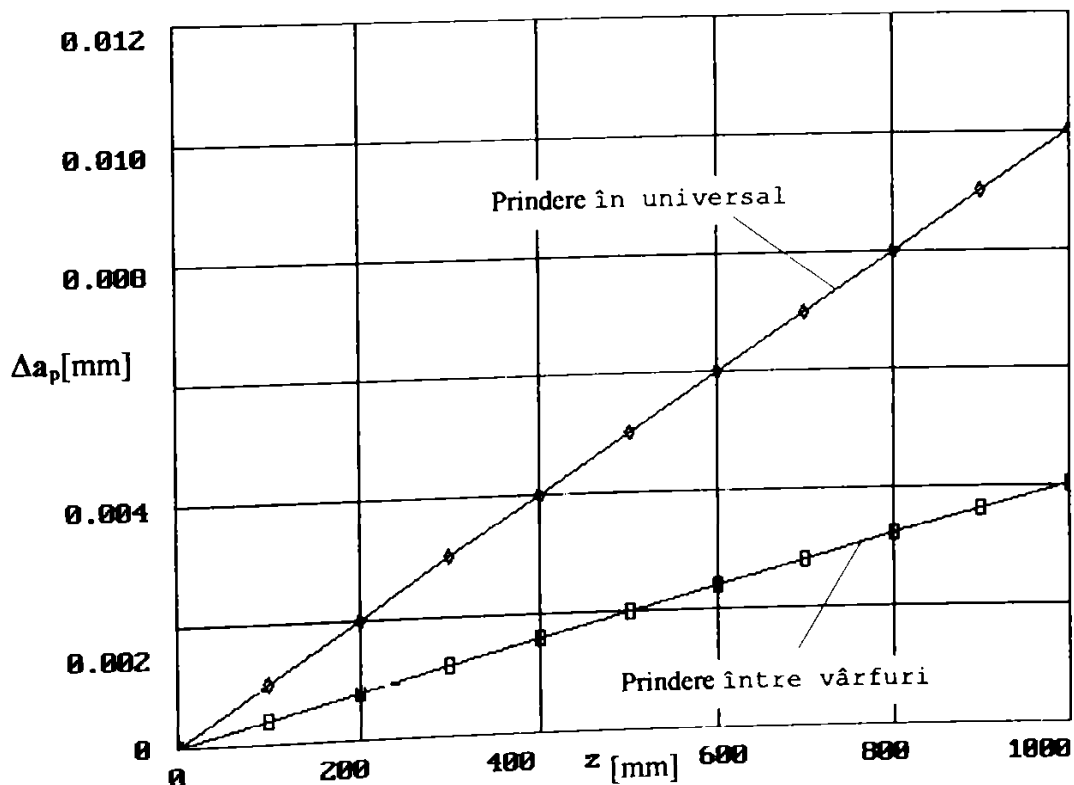


Fig. 4.16 Variația adâncimii de așchiere la mașina RE-350 CA, ca urmare a impreciziilor geometrice ale acesteia.

Se observă că variația adâncimii de așchiere în cazul prinderii în universal trebuie să varieze cu până la 10 μm pentru eliminarea efectului impreciziei geometrice a mașinii. Această valoare este valabilă însă în cazul obiectelor de prelucrat cu lungime de 1000mm, ceea ce în practică la prinderea în universal nu se întâlnește. La lungimi de până la 400 mm, variația adâncimii de așchiere ajunge la maxim 4 μm .

La prinderea între vârfuri înălțimea vârfurilor față de planul mesei se menține aproximativ constantă indiferent de poziția păpușii mobile, astfel că variația adâncimii de așchiere de 4 μm rezultată din grafic, necesară corecției erorilor geometrice ale mașinii este necesară indiferent de lungimea obiectului de prelucrat.

4.2.3 Compensarea erorilor generate de deformațiile STE

Un aport considerabil la îmbunătățirea indicilor rectificării se aduce dacă se stabilește modul de variație a forței astfel încât deformația STE să fie constantă. Această soluție înlătură efectul deformației STE asupra formei obiectului prelucrat, acesta rezultând însă în urma unei treceri intermediare, cu o dimensiune mărită uniform pe toată lungimea, determinând prelucrarea până la destinderea STE cu adâncime de așchiere constantă. Păstrarea constantă a adâncimii de așchiere în faza de destindere este deosebit de favorabilă, determinând o stabilitate mărită a întregului sistem în faza de încheiere a prelucrării.

Pentru menținerea constantă a deformației STE (x_{STE}) s-a explicitat din relația de calcul a deformației (relațiile 4.19

și 4.20), forța pasivă F_p , iar din aceasta s-a explicat adâncimea de așchiere. Pentru a avea siguranța atât a menține-

↓TE2A7.MCD↓ 81 0 auto

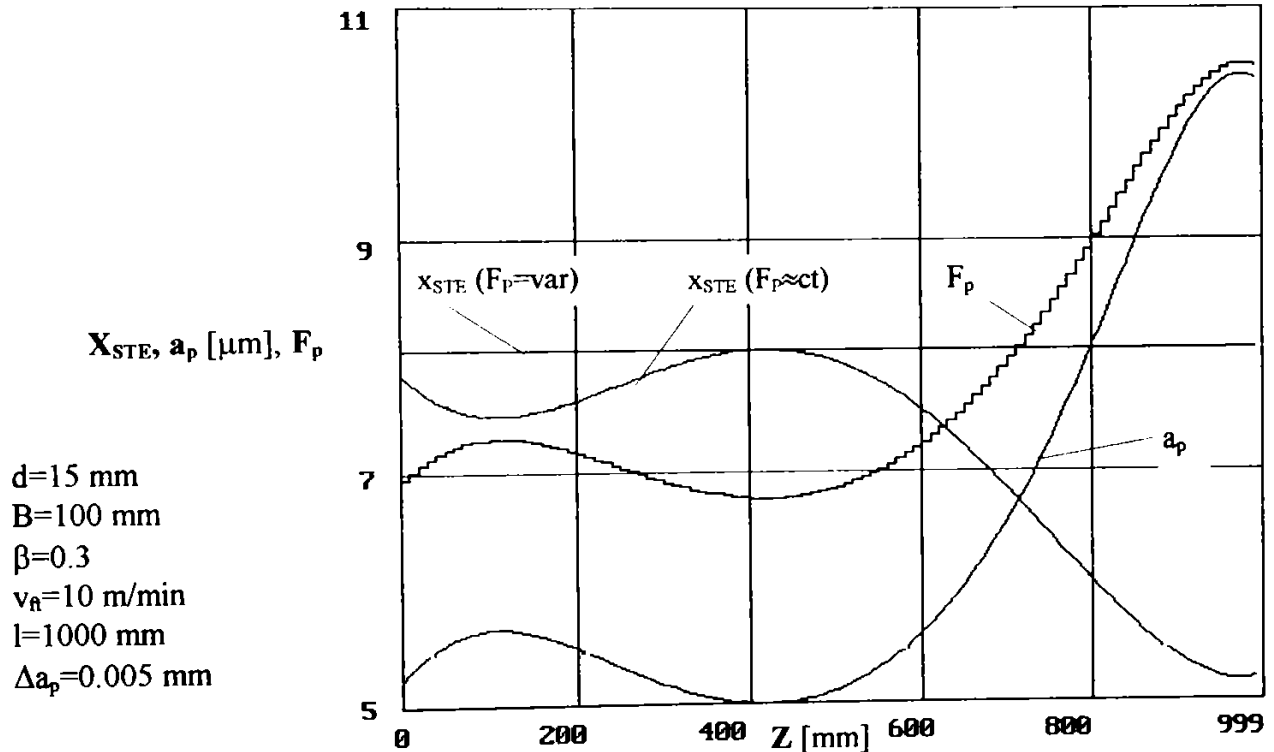


Fig.4.17 Variația F_p și a_p , pentru menținerea constantă a x_{STE} , la prinderea între vârfuri a unui obiect de prelucrat nerigid.

rii constante cât și a nedepășirii valorii maxime atinse în condițiile de prelucrare normale a x_{STE} , s-a admis pentru menținere la o valoare constantă această valoarea maximă a STE.

Pentru exemplificarea menținerii constante a deformației STE sunt prezentate pentru cazul prinderii între vârfuri, graficele din figurile 4.17 și 4.18, corespunzătoare prelucrării unui obiect nerigid, respectiv rigid.

Iar pentru cazul prinderii în universal a obiectului prelucrării, această exemplificare este prezentată în graficul din figura 4.19.

↓TEZAB.MCD↓

81 0 auto

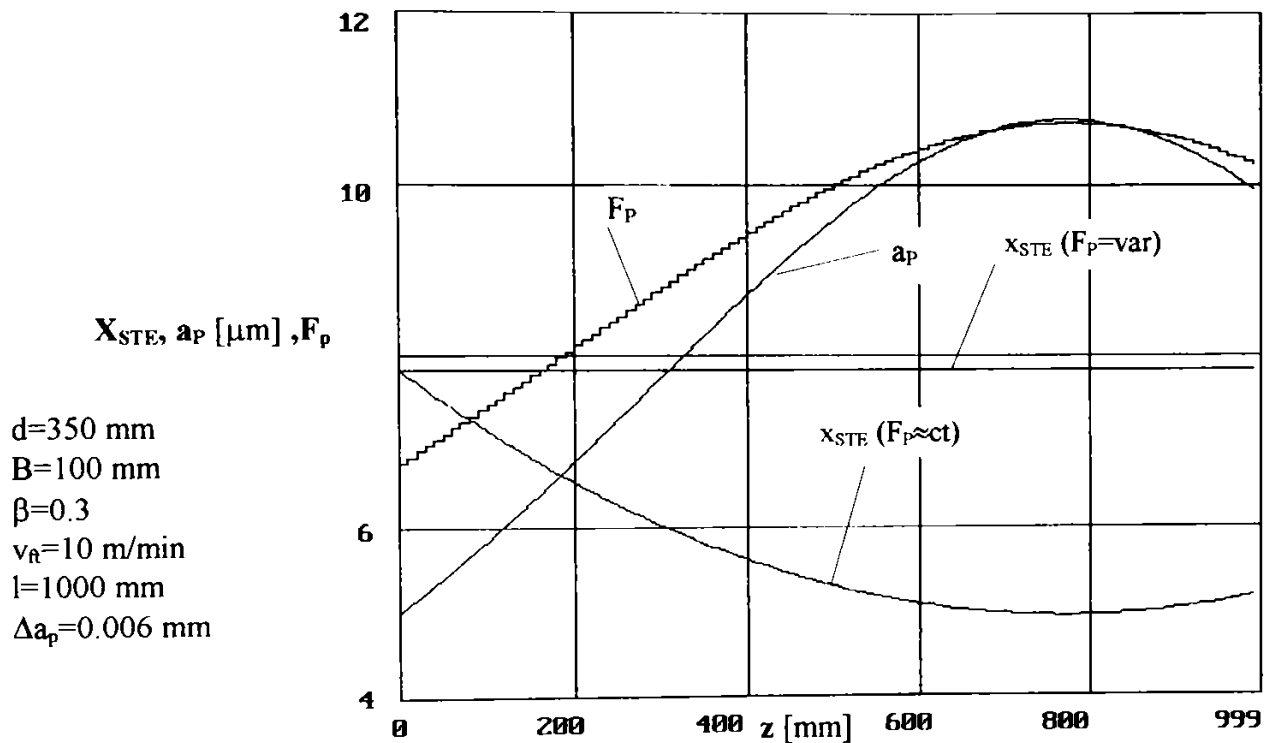


Fig.4.18 Variația F_p și a_p , pentru menținerea constantă a x_{STE} , la prinderea între vârfuri a unui obiect de prelucrat rigid.

↓TEZAT0.MCD↓

82 0 auto

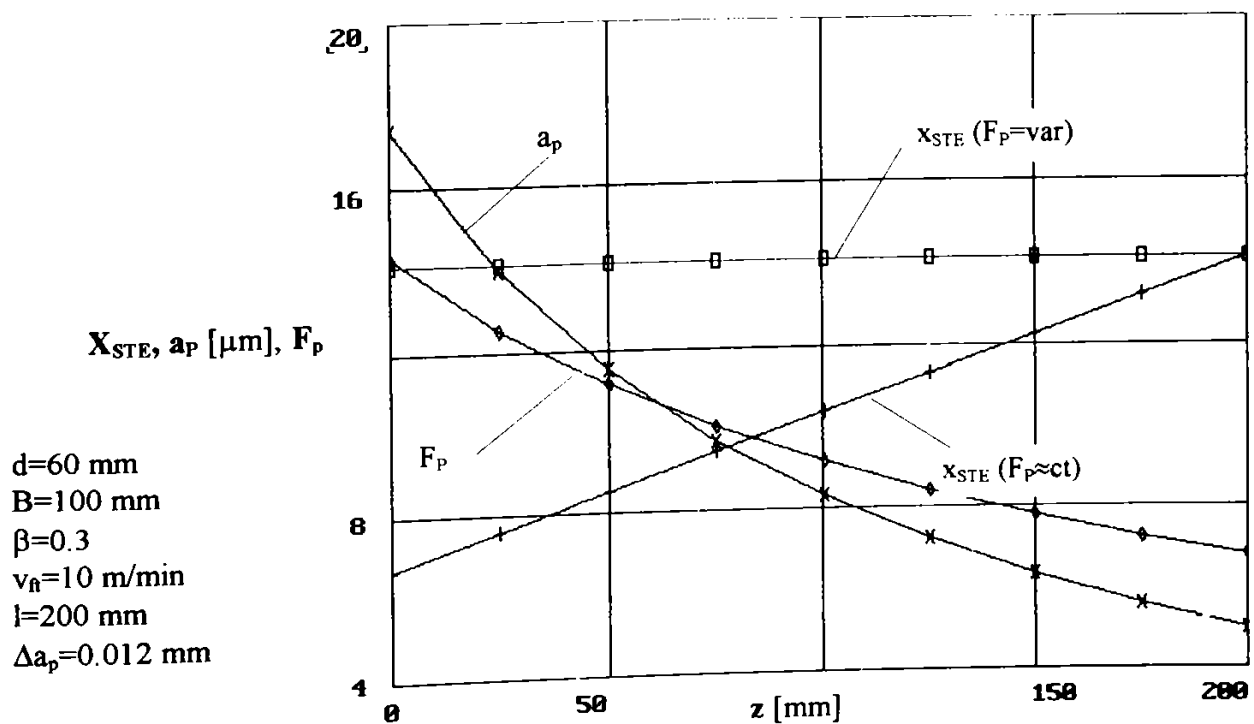
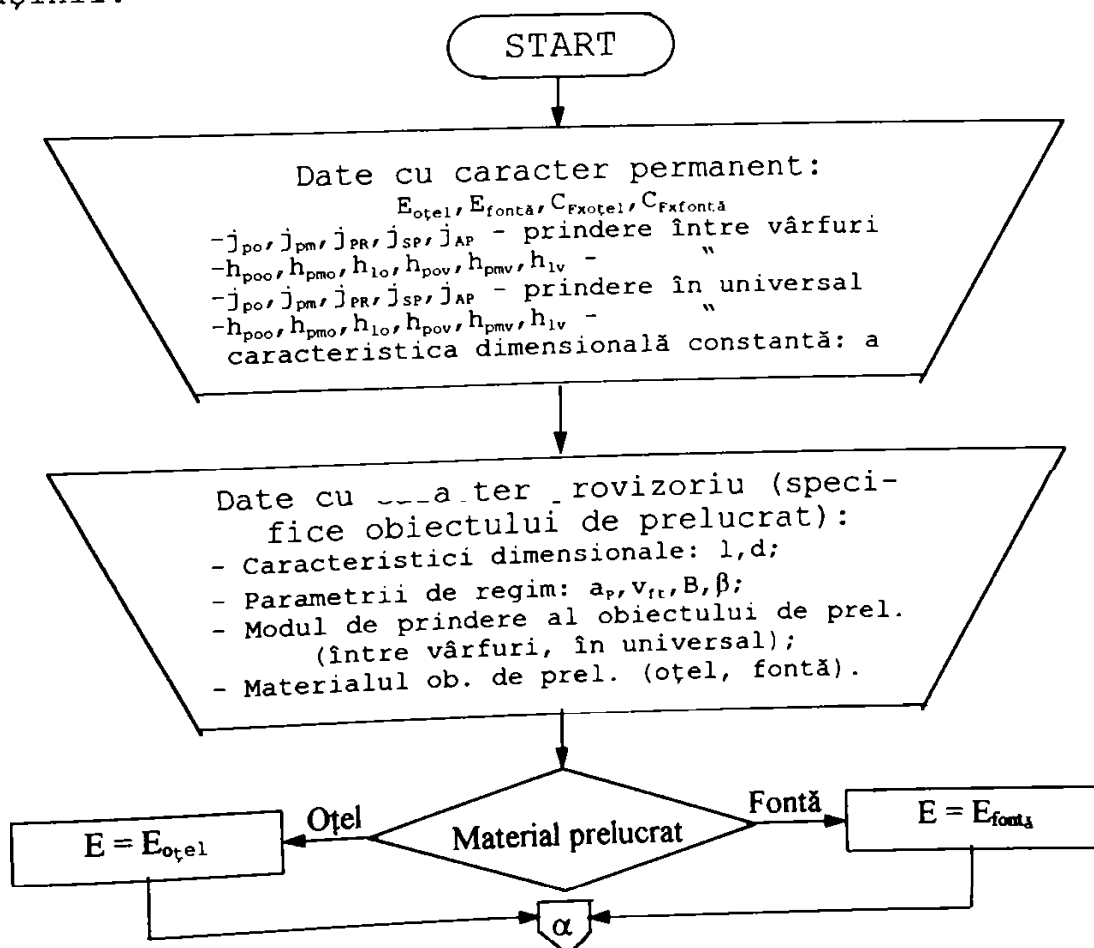
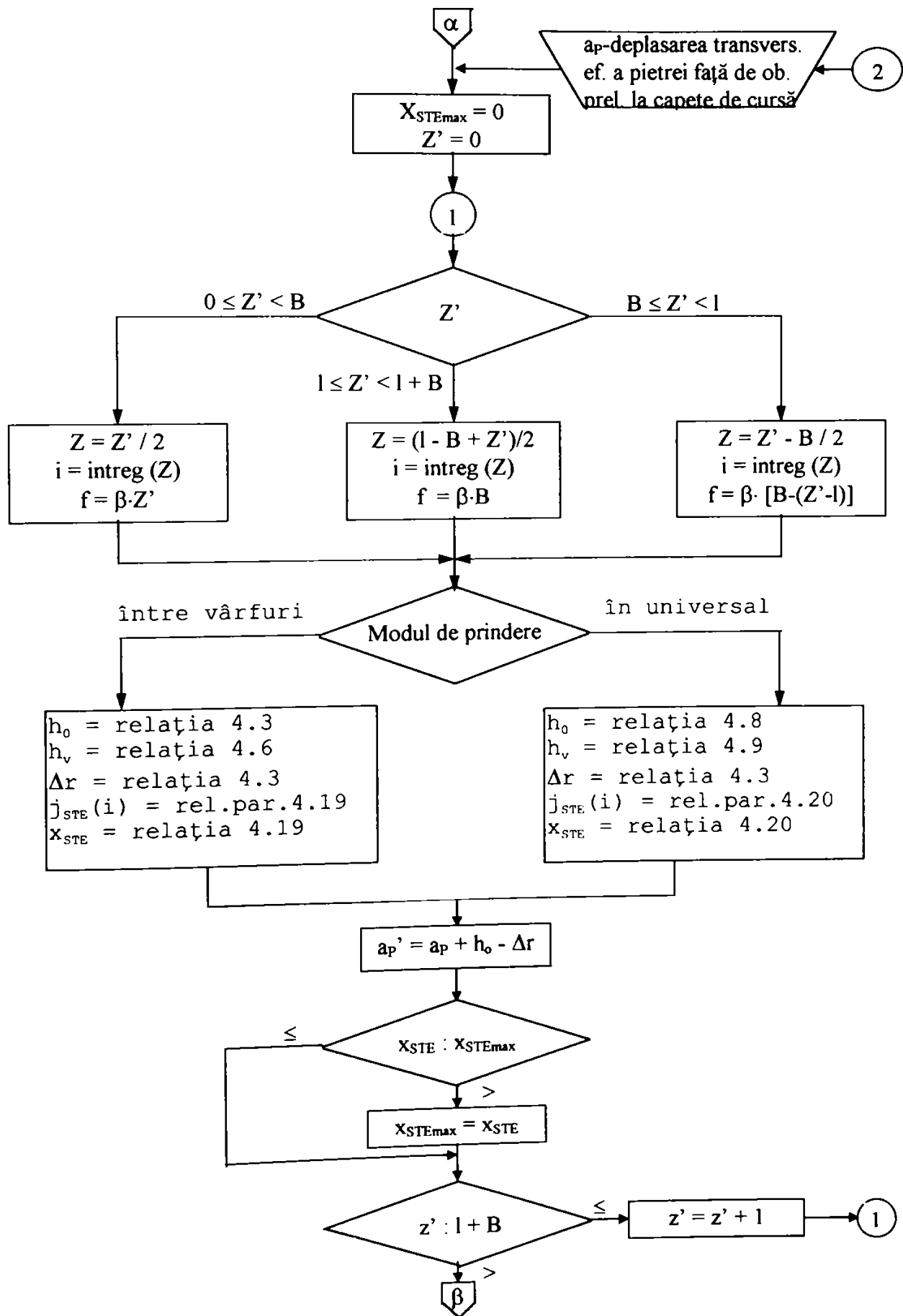


Fig. 4.19 Variația F_p și a_p , pentru menținerea constantă a x_{STE} , la prinderea obiectului de prelucrat în mandrina universală.

4.2.4 Program de calcul a compensării, în vederea comenzii prin calculator a adâncimii de așchiere.

Folosind relațiile de calcul stabilite anterior, graficele de variație ale diferitelor mărimi caracteristice mașinii-unelte pe care se realizează prelucrarea (erori geometrice, rigidități, caracteristici dimensionale, precizia dimensională și de formă ce poate fi obținută), caracteristicile dimensionale ale obiectului supus prelucrării (materialul prelucrat, diametrul și lungimea), soluțiile de compensare (eliminarea) a erorilor de precizie geometrică și deformații ale STE, respectiv concluziile stabilite în faza de studiu a efectelor acestora, s-a stabilit un program de calcul a compensării ce se impune asupra adâncimii de așchiere, pentru eliminarea efectelor erorilor amintite în câmpul bidimensional al mașinii.





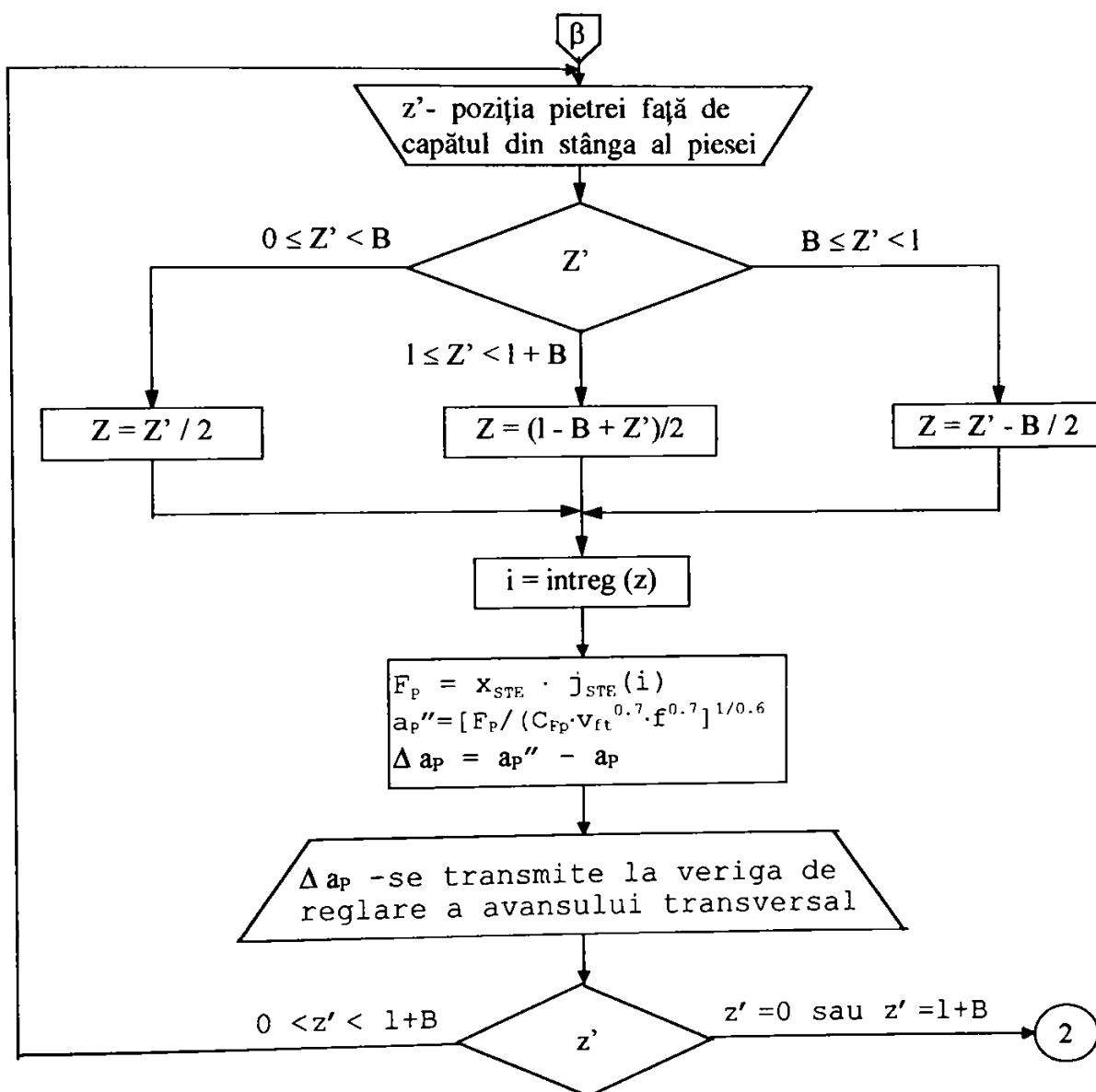


Fig. 4.21 Schema logică simplificată pentru calculul compensării impreciziei geometrice a M-U și a deformațiilor STE, la mașina RE-350.

La baza întocmirii programului de calcul a stat schema logică de principiu prezentată simplificat în figura 4.21.

Avantajele compensării simultane atât a erorilor datorate abaterilor geometrice ale mașinii cât și a celor datorate deformațiilor elastice ale sistemului tehnologic, determină obținerea unei piese perfect cilindrice chiar înainte de definitivarea așchierii. Sigur că în cazul prelucrării clasice fără compensarea propusă, se poate afirma că lipsa așchierii în

faza finală a prelucrării, indică o destindere a STE și prin aceasta se elimină influența deformațiilor elastice. Aceasta însă nu elimină sub nici o formă erorile datorate abaterilor geometrice ale mașinii. De asemenea datorită deformațiilor elastice variabile în funcție de poziția mesei față de piatra de rectificat, în faza de destindere apar variații ale forței de așchiere și deci posibile instabilități ale procesului, chiar în faza cea mai importantă a prelucrării.

4.3 Aspecte teoretice și practice privind fenomenele hidrodinamicii în lagărele radiale ale AP cu posibilități de optimizare pentru menținerea rigidității.

Schema generală de susținere a unui arbore presupune poziționarea acestuia atât pe direcție radială cât și pe direcție axială. În cazul AP sustentați hidrostatic susținerea acestora se realizează prin intermediul unor lagăre radiale și axiale, sau uneori prin combinații ale acestora (lagăre cu suprafețe conice). În cazul mașinilor de rectificat rotund între vârfuri, atât datorită ponderii reduse a prelucrărilor frontale față de cele radiale, cât și datorită unei încărcări axiale mai reduse în comparație cu cele radiale și tangențiale, sunt întâlnite în practică situații în care lagărul axial este cu rostogolire (rulmenți axiali).

Așa cum am mai prezentat în cazul mașinii de rectificat RE-350 CA, menținerea în poziție axială este realizată prin intermediul unui lagăr axial cu sustentație hidrostatică.

Pentru realizarea unei mențineri în poziție a AP, independent de direcția și valoarea rezultantei forței pasive respectiv de așchiere (F_{PC}), este necesară realizarea unei com-

pensări (anihilări) a rezultantei amintite. Acest lucru este posibil prin modificarea presiunilor în buzunarele lagărului radial, și anume prin variația debitului de alimentare (Q_{ai}), astfel încât rezultanta câmpului de presiuni din buzunarele lagărului să determine o forță de aceeași valoare și direcție dar de sens opus cu F_{pc} .

Soluția modificării presiunii în buzunarele lagărelor radiale (prin variația Q_{ai}), permite:

- obținerea unei rigidități mărite (valoarea rigidității fiind limitată de presiunea de alimentare a buzunarelor);
- posibilitatea realizării de microavansuri, prin echilibrarea rezultantei F_{pc} , cu rezultanta câmpului de presiuni din buzunarele lagărului într-o poziție programată a AP.

Această soluție presupune controlul deplasărilor pe direcțiile Ox și Oy ale AP și utilizarea a câte unui servodrosel pentru fiecare buzunar, respectiv un algoritm de comandă a servodroșelelor (figura 4.22). Soluția corespunde situației modernizării unui AP existent, la care se adaugă câte un servodrosel în paralel cu droșelele fixe existente, fără a exclude varianta funcționării clasice (servodroșelele complet închise).

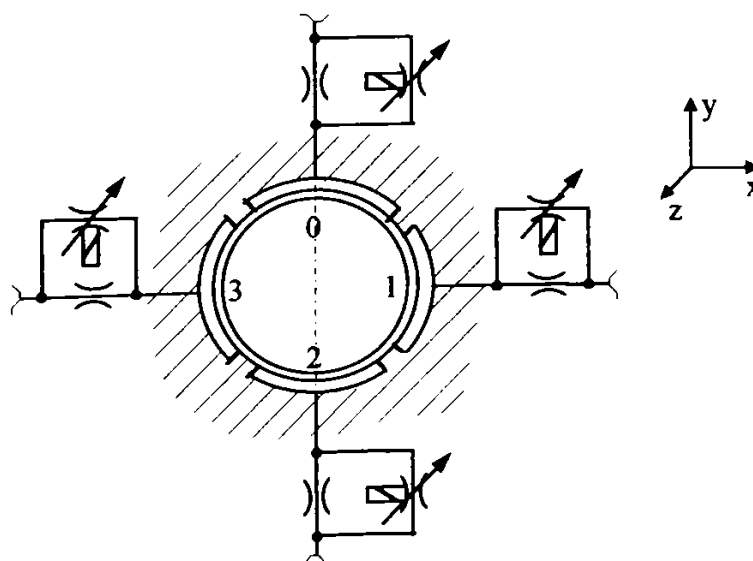


Fig. 4.22 Soluția echipării suplimentare cu câte un servodrosel a fiecărui buzunar al lagărului.

Pentru simplificarea soluției s-a realizat o alimentare suplimentară doar a unui buzunar al lagărului radial, rezultând deplasări ale AP pe cele două direcții Ox și Oy. Analizând influența celor două deplasări asupra razei obiectului de prelucrat, este evidentă modificarea razei obiectului cu întreaga valoare a deplasării AP pe direcția Ox, și o modificare neglijabilă a acesteia ca urmare a deplasării AP pe direcția Oy.

Întrădevăr analizând influența unei deplasări pe direcția Oy (e_y), a AP solidar cu piatra de rectificat de rază R, asupra razei piesei prelucrate (r , r' - raza teoretică respectiv reală a obiectului de prelucrat; Δr - variația razei obiectului de prelucrat) (figura 4.23), se pot scrie relațiile (4.24) și (4.25):

$$r' = r + \Delta r \quad (4.24)$$

$$(R+r)^2 = e_y^2 + (R+r')^2 \quad (4.25)$$

care după prelucrare conduc la relația de calcul a variației razei obiectului (4.26):

$$\Delta r = -(R+r) \pm \sqrt{(R+r)^2 + e_y^2} \quad (4.26)$$

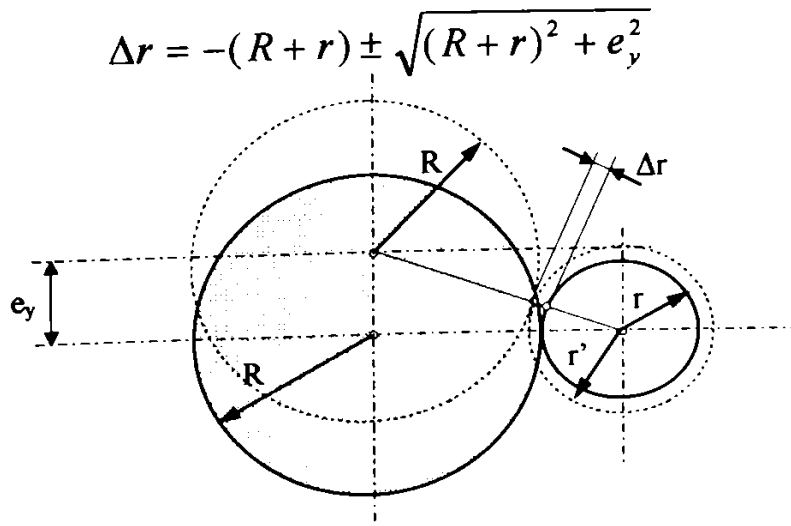


Fig. 4.23 Efectul deplasării în plan vertical a AP asupra razei obiectului de prelucrat.

Considerând cazul cel mai defavorabil, adică raza obiectului de prelucrat $r = 175\text{mm}$, raza pietrei de rectificat $R = 200\text{mm}$ și o deplasare exagerată $e_y = 0,1\text{mm}$ pe direcția Oy,

rezultă o afectare absolută a razei obiectului de prelucrat $\Delta r = 0,00001\text{mm} = 0,01\mu\text{m}$, respectiv o afectare relativă de $3 \cdot 10^{-6}\%$.

Această analiză dovedește că o deplasare pe direcția Oy a AP, de ordinul unităților de micron, va avea un efect total neânsemnat asupra razei piesei prelucrate.

Concluzia anterioară permite simplificarea soluției constructive, cu efecte neglijabile asupra preciziei dimensionale a obiectului de prelucrat, dar cu efecte benefice majore asupra costului modificării soluției anterioare.

Se propune astfel modificarea presiunii într-un singur buzunar al lagărului (figura 4.24), respectiv controlul deplasării AP doar pe direcția Ox , cea pe care se impune obținerea unei rigidități ridicate, respectiv realizarea de micro-avansuri.

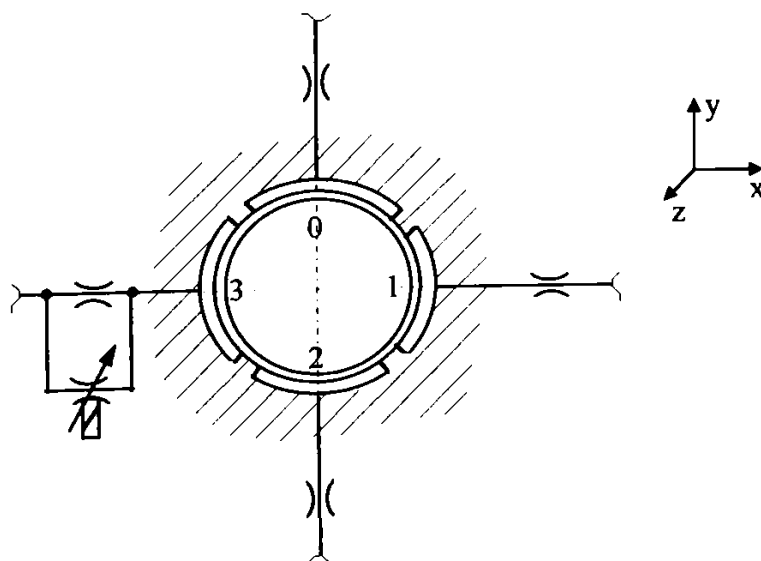


Fig. 4.24 Soluția echipării suplimentare cu un servodrosel a unui singur buzunar al lagărului.

Lipsa unui studiu teoretic privind fenomenele hidrodinamice în lagărele radiale ale AP, a condus la aplicarea tentației inițiale de alimentare suplimentară a buzunarului situat în partea opusă obiectului de prelucrat, de pe direcția Ox . Rezultatele statice (fără rotirea AP) au fost încântătoare, realizându-se deplasări de până la $20\mu\text{m}$ (figura 4.25), ceea ce corespunde cu consumarea în întregime a jocului din cupla AP-lagăr (contact metal pe metal).

Păstrând poziția alimentării suplimentare a buzunarului ca în cazul static, efectul antrenării în mișcare de rotație a AP cu verificarea deplasării doar pe direcția Ox a fost dezarmant, valorile măsurate fiind puțin peste $2\mu\text{m}$. Prima concluzie a fost că la viteza concretă din cupla AP-lagăr de 3,5-4 m/s, dictată de viteza procesului de rectificare de 25-30 m/s, apare un pronunțat efect hidrodinamic ceea ce nu permite realizarea deplasărilor dorite de minim 5-6 μm .

Completarea analizei prin măsurarea simultană a deplasărilor pe direcțiile Ox și Oy a determinat constatarea unei deplasări pe direcția Oy de până la 7 μm , ceea ce conduce la concluzia că pentru stabilirea optimă a buzunarului în care se impune modificarea presiunii (prin modificarea debitului),

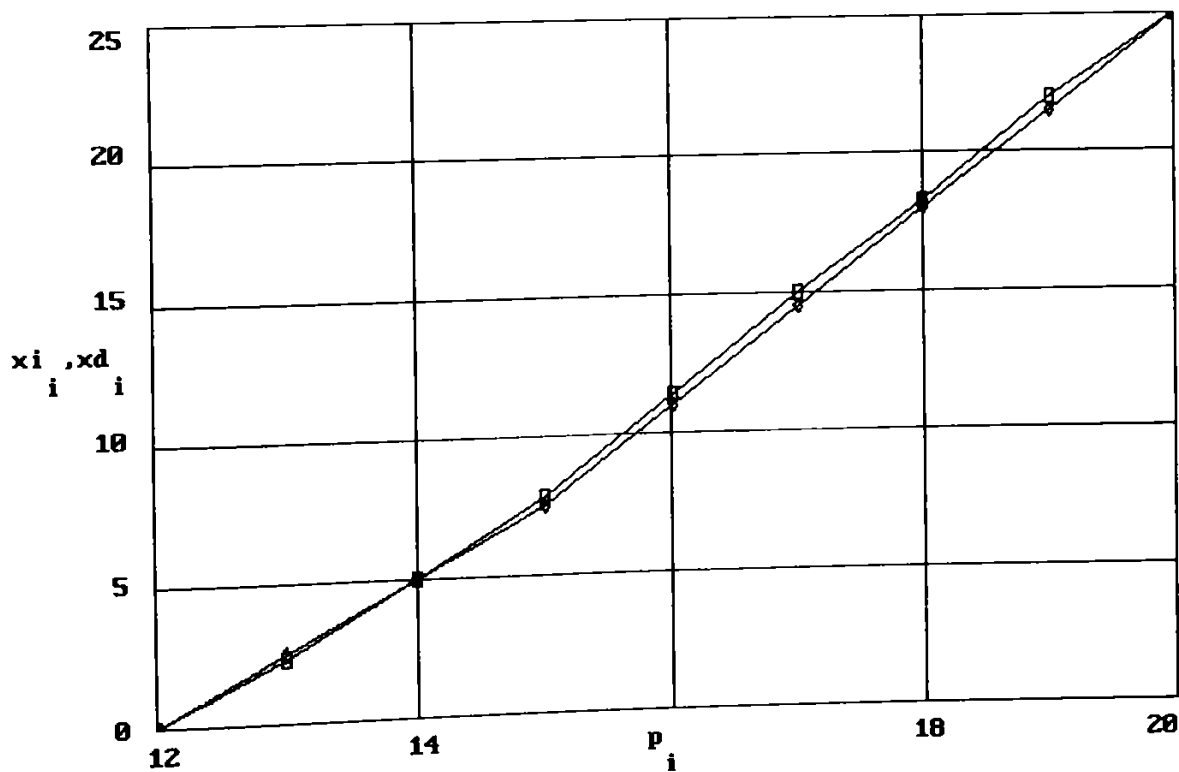


Fig. 4.25 Deplasarea AP (fără rotire), pe direcție orizontală în funcție de presiunea din buzunarul alimentat suplimentar.

trebuie făcut un studiu teoretic privind fenomenele hidrodinamicii, care să țină cont de elementele constructive ale lagărului: număr de buzunare, lungimea și diametrul lagărului, jocul radial, caracteristica droselelor de alimentare a

buzunarelor; respectiv condițiile de funcționare ale acestuia: valoarea și direcția rezultantei componentelor radiale și tangențiale ale forței de așchiere, presiunea de alimentare a droselelor buzunarelor, vâscozitatea cinematică a lichidului hidrostatic, turația AP, etc.

Metoda existentă de calcul a lagărcilor radiale bazată pe bilanțul de debite [S4], prezentată în paragrafele 3.4.2 și 3.4.3, presupune:

- alimentarea buzunarelor prin intermediul unor rezistențe hidraulice fixe, identice pentru fiecare buzunar (parametrul adimensional de alimentare δ constant);

- o anumită poziție de echilibru a arborelui în lagăr, caracterizată prin:

- unghiul dintre linia de referință și linia centrelor arbore-lagăr;
- excentricitatea absolută dintre centrele arborelui și lagărului;

determinând pe baza acestora și a parametrilor caracteristici cuplei arbore-lagăr (parametrii adimensionali geometrici, de viteză, de debit, etc.), câmpul de presiuni în lagăr. Pe baza câmpului de presiuni se determină direcția, sensul și valoarea forței care a determinat această situație.

În concluzie, algoritmul existent de calcul a lagărelor hidrostatice, bazat pe metoda bilanțului de debite, determină pe baza efectului, cauza care la provocat.

Utilizând aceeași metodă a bilanțului de debite și acceptând aceleași principii și ipoteze de calcul ca în cazul algoritmului prezentat în paragrafele 3.4.2 și 3.4.3, beneficiind de avantajele programului utilitar MathCAD [*20], se propune un nou algoritm de calcul.

Noutatea acestu-i algoritm de calcul constă în aceea că, se pornește de la cauză și se determină efectul acesteia.

Deasemenea pentru a fi posibilă analiza efectului alimentării suplimentare a unui buzunar al lagărului, parametrii adimensionali de alimentare (caracteristicile rezistențelor hidraulice înseriate cu buzunarele), pot fi diferiți.

Pașii noului algoritm de calcul (figura 3.9) sunt:

1. Definirea elementelor constructive ale lagărului radial complet:

- număr buzunare, $z[-]$;
- lungimea lagărului, $L[\text{mm}]$;
- diametrul lagărului (arborelui), $D=d [\text{mm}]$;
- jocul radial (înălțimea medie a filmului de lubrefiant, $h_0 [\text{mm}]$;
- caracteristica rezistențelor hidraulice de alimentare a buzunarelor lagărului, $K_r [-]$;

2. Definirea condițiilor de funcționare ale lagărului:

- rezultanta forțelor radială și tangențială de încărcare a arborelui, $F [\text{N}]$;
- unghiul sub care are loc încărcarea, $\gamma [\text{rad}]$;
- deplasarea (excentricitatea) pe direcție orizontală, $e_x [\text{mm}]$;
- presiunea de alimentare a rezistențelor hidrostatice, $p_a [\text{Pa}]$;
- vâscozitatea dinamică a lubrefiantului, $\mu [\text{Pa}\cdot\text{s}]$;
- turația arborelui în lagăr, $n [\text{rot}/\text{min}]$;

3. Calculul parametrilor adimensionali geometrici:

- parametrul adimensional de gabarit al lagărului:

$$k = L / d [-] \quad (4.27)$$

- parametrul adimensional de lungime al buzunarului:

$$k_l = l_b / L [-] \quad (4.28)$$

- parametrul adimensional de lățime al buzunarului:

$$k_b = b_b / (b_b + b_p) [-] \quad (4.29)$$

4. Calculul parametrului adimensional de viteză:

$$k_v = \mu \cdot v \cdot d / (p_a \cdot h_0^2) [-] \quad (4.30)$$

în care $v = \pi \cdot d \cdot n / 1000$ [m/s];

5. Calculul parametrului adimensional de alimentare constant, δ :

$$\delta = k_r / h_0^3 [-] \quad (4.31)$$

6. Definirea funcțiilor parametrice de calcul:

- excentricitatea absolută:

$$e(\beta) = e_x / \sin \beta [mm] \quad (4.32)$$

- excentricitatea relativă:

$$\varepsilon(\beta) = e(\beta) / h_0 [-] \quad (4.33)$$

- debitul axial adimensional:

$$\bar{Q}_{zi}(\beta) = 2 \int_{\frac{2\pi}{z}(i-1)}^{\frac{2\pi}{z}i} [1 + \varepsilon(\beta) \cdot \cos(\theta - \beta)]^3 d\theta [-] \quad (4.34)$$

($i=1, 2, \dots, n$)

- coeficienții sistemului (3.9), pentru determinarea câmpului de presiuni în lagăr:

$$A_i(\beta) = -\frac{1}{12} \left\{ 1 + \varepsilon(\beta) \cdot \cos\left[\frac{2\pi}{z}(i-1) - \beta\right] \right\}^3 \frac{z}{\pi} \cdot \frac{k k_l}{1 - k_b};$$

$$B_i(\beta) = \delta + \frac{1}{12} \cdot \frac{\bar{Q}_{zi}}{k(1 - k_l)} + \frac{[1 + \varepsilon(\beta) \cdot \cos(\frac{2\pi}{z}i - \beta)]^3}{12} \cdot \frac{z}{\pi} \cdot \frac{k k_l}{1 - k_b} +$$

$$+ \frac{\left\{ 1 + \varepsilon(\beta) \cdot \cos\left[\frac{2\pi}{z}(i-1) - \beta\right] \right\}^3}{12} \cdot \frac{z}{\pi} \cdot \frac{k k_l}{1 - k_b}; \quad (4.35)$$

$$C_i(\beta) = -\frac{1}{12} [1 + \varepsilon(\beta) \cdot \cos(\frac{2\pi}{z}i - \beta)]^3 \cdot \frac{z}{\pi} \cdot \frac{k k_l}{1 - k_b};$$

$$D_i(\beta) = \delta + K_v k k_l \cdot \varepsilon(\beta) \cdot \sin \frac{\pi}{z} \cdot \sin \left[\frac{\pi}{z} (2i - 1) - \beta \right].$$

(i=1, 2, ..., n)

Deoarece algoritmul actual presupune cunoscute forța de încărcare a arborelui și unghiul de aplicare a acesteia, pentru un lagăr cu 4 buzunare, numerotate conform figurii 4.26,

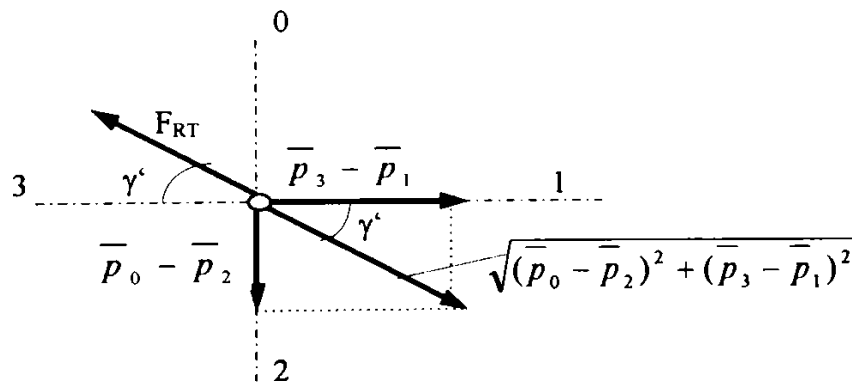


Fig. 4.26 Rezultanta câmpului de presiuni din lagăr.

presiunile din buzunarele lagărului trebuie să satisfacă condițiile:

$$(\bar{p}_0 - \bar{p}_2) / (\bar{p}_3 - \bar{p}_1) = \operatorname{tg} \gamma' \quad (4.36)$$

$$(\bar{p}_0 - \bar{p}_2)^2 + (\bar{p}_3 - \bar{p}_1)^2 = (F_{RT} / c_F)^2 \quad (4.37)$$

în care c_F este un coeficient ce ține cont de caracteristicile constructive ale cuplei lagăr-arbore și se calculează cu relația:

$$c_f = \frac{1 + k_l}{2} \sin \frac{\pi}{2} \cdot d \cdot L \cdot p_a [N] \quad (4.38)$$

prelucrând relațiile (4.36) și (4.37), rezultă relațiile (4.39) și (4.40):

$$\bar{p}_3 = \bar{p}_1 + \frac{F_{RT}}{c_F} \cdot \frac{1}{\sqrt{1 + \operatorname{tg} \gamma'}} [-] \quad (4.39)$$

$$\bar{p}_0 = \bar{p}_2 + \frac{F_{RT}}{c_F} \cdot \frac{\operatorname{tg} \gamma'}{\sqrt{1 + \operatorname{tg} \gamma'}} [-] \quad (4.40)$$

7. Determinarea valorilor lui β și δ_i' , care minimizează eroarea restricțiilor (4.39), (4.40) și (4.41) (rezolvarea sistemului având ca necunoscute pe β și δ_i'):

$$A_i(\beta) \cdot \bar{p}_{bi-1} + [B_i(\beta) + \delta_i'] \cdot \bar{p}_{bi} + C_i(\beta) \cdot \bar{p}_{bi+1} = D_i(\beta) + \delta_i' \quad (4.41)$$

(i=1, 2, ..., n)

în care $\delta_i' = 0$, cu excepția buzunarului în care se dorește o alimentare suplimentară.

8. Calculul debitului de alimentare necesar:

$$Q_a = \sum_{i=1}^z Q_{zi} = \frac{p_a \cdot h_0^3}{12 \cdot \mu \cdot k(1 - k_i)} \cdot \sum_{i=1}^z \bar{p}_{bi} \cdot \bar{Q}_{zi}(\beta) [m^3] \quad (4.42)$$

Aplicând algoritmul prezentat anterior și utilizând programul utilitar MathCAD, pentru cazul subansamblului AP de la mașina RE-350CA, admitând:

- rezultanta F_{PC} , a forței pasive F_p respectiv de așchiere F_c , de 100N;
 - unghiul de aplicare a rezultantei F_{PC} , $\gamma' = 30^\circ$ (figura 4.26);
 - presiunile de alimentare a sustentației $p_a = 25; 30; 35$ bar;
- au fost trasate variațiile teoretice, în funcție de deplasarea AP pe direcție radială e_x , ale:
- * parametrului adimensional de alimentare δ_2 , a buzunarului inferior din planul vertical, figura 4.27;
 - * unghiului β , dintre linia de referință și linia ce unește centrul de simetrie al lagărului, respectiv al AP, figura 4.28;

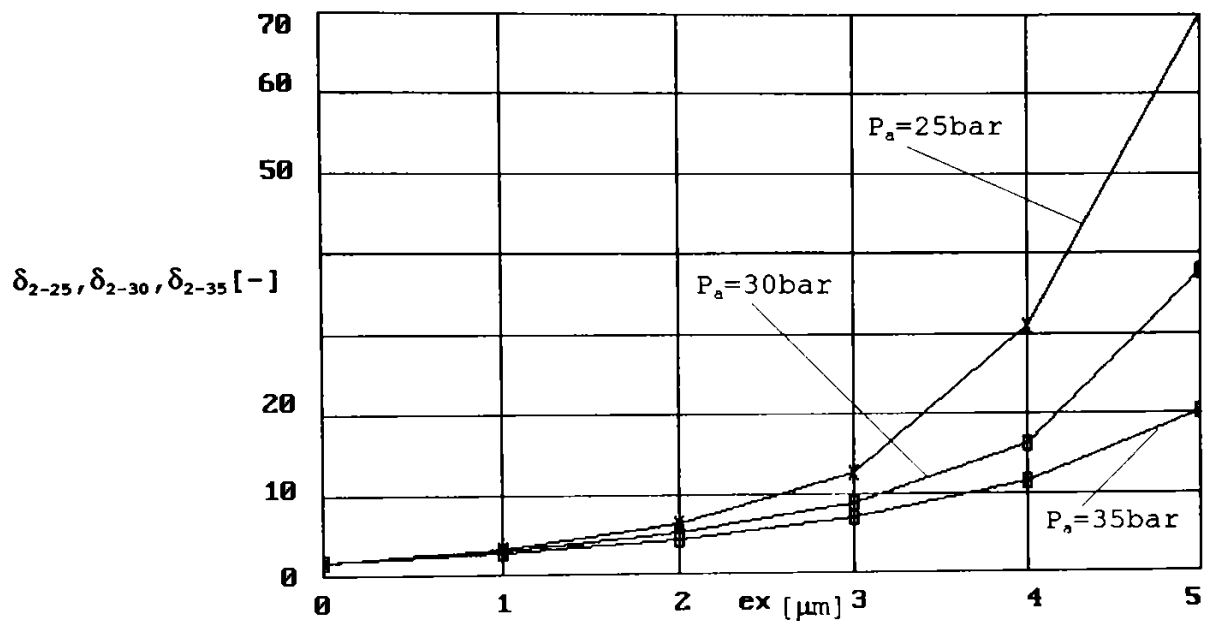


Fig. 4.27 Graficul de variație $\delta_2=f(e_x)$

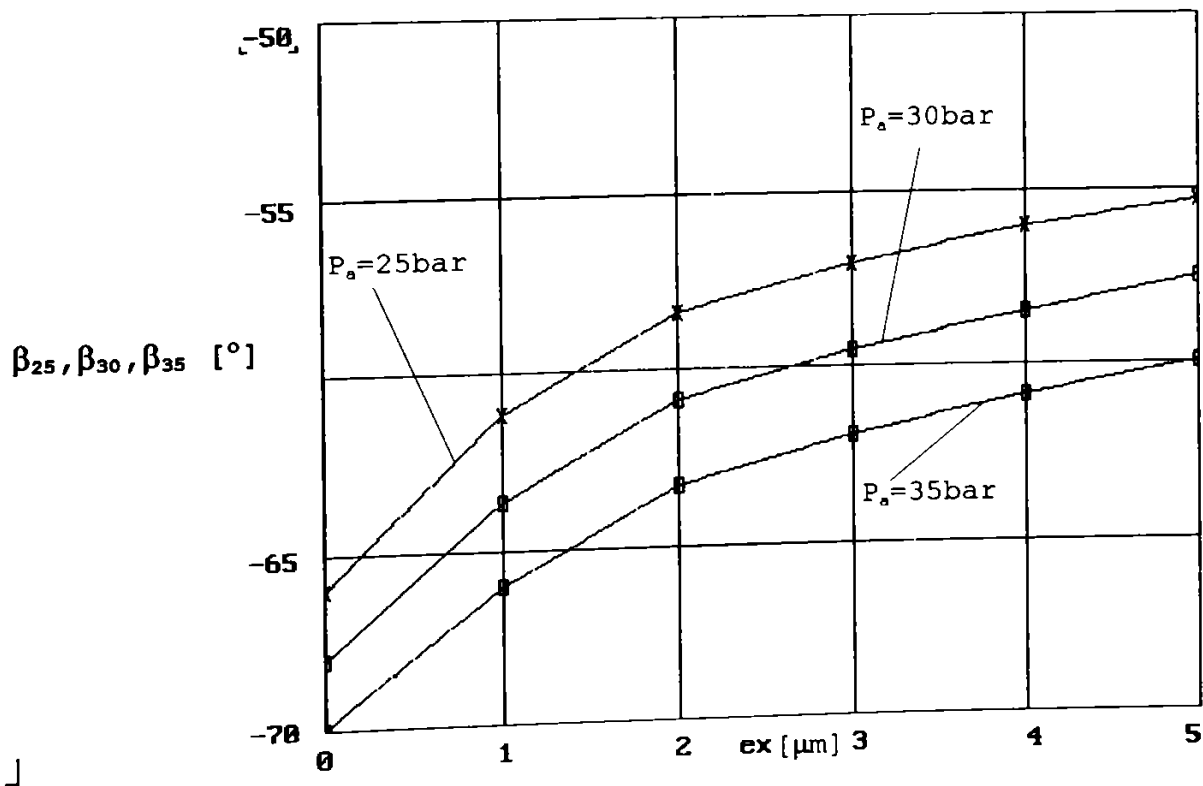


Fig. 4.28 Graficul de variație $\beta=f(e_x)$

și variația deplasărilor AP, pe direcție orizontală e_x , respectiv verticală e_y , în funcție de parametrul adimensional de alimentare δ_2 , figura 4.29 a,b,c.

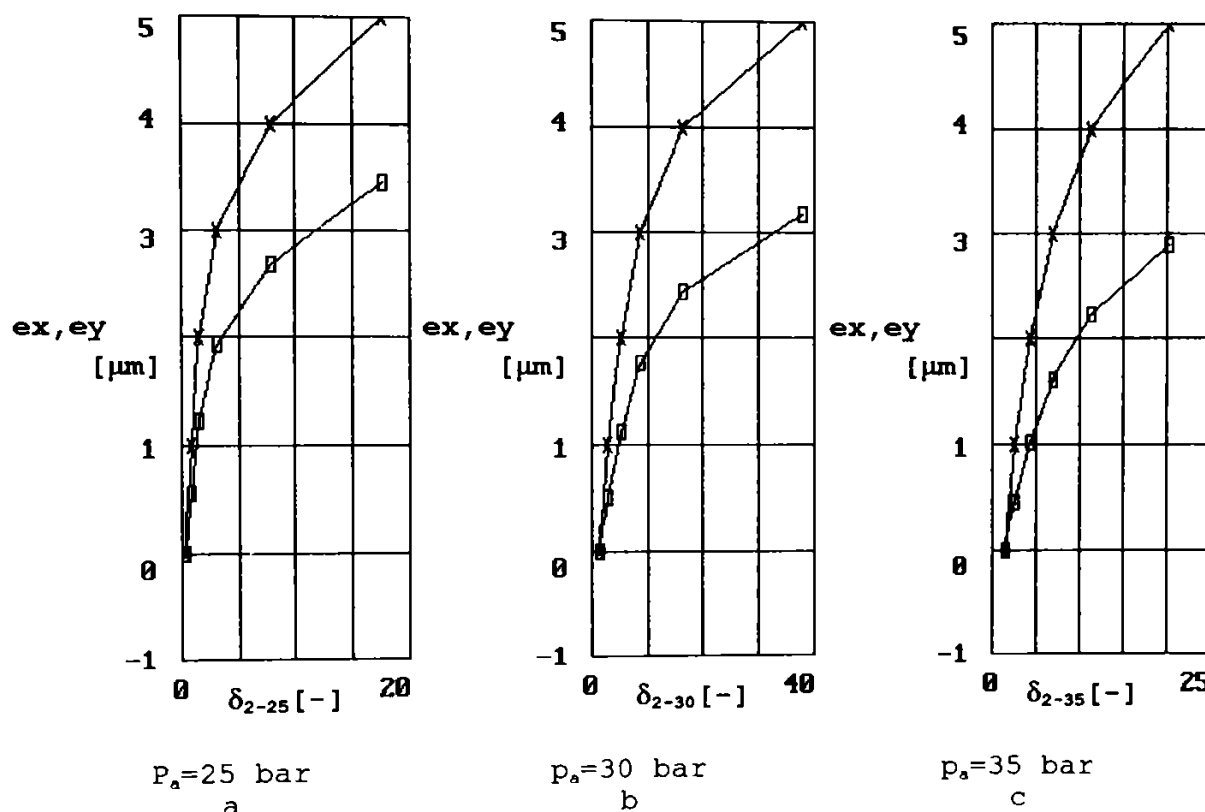


Fig. 4.29 Modificarea deplasărilor e_x și e_y , în funcție de parametrul adimensional

Utilizând concluziile teoretice, desprinse în urma aplicării algoritmului propus, a rezultat ca optimă, modificarea presiunii în buzunarele inferioare din planul vertical al lagărelor radiale.

Ținând cont de cele prezentate anterior schema grupului hidrostatic de alimentare a sustentației unui arbore principal AP, completată cu schema originală de alimentare a buzunarelor lagărelor radiale care să răspundă scopului propus este prezentată în figura 4.30.

În care: 1 este rezervor; 2 - pompă; 3 - motorul pompei; 4 - supapă de descărcare a presiunii (cu rol de protecție la suprasarcini a grupului hidrolic); 5 - filtru grosier (15...70 μm); 6 - releu de presiune; 7 - supapă de sens; 8 - acumulator; 9 - filtru fin (5...10 μm); 10 - manometru; 11 - lagăr radial;

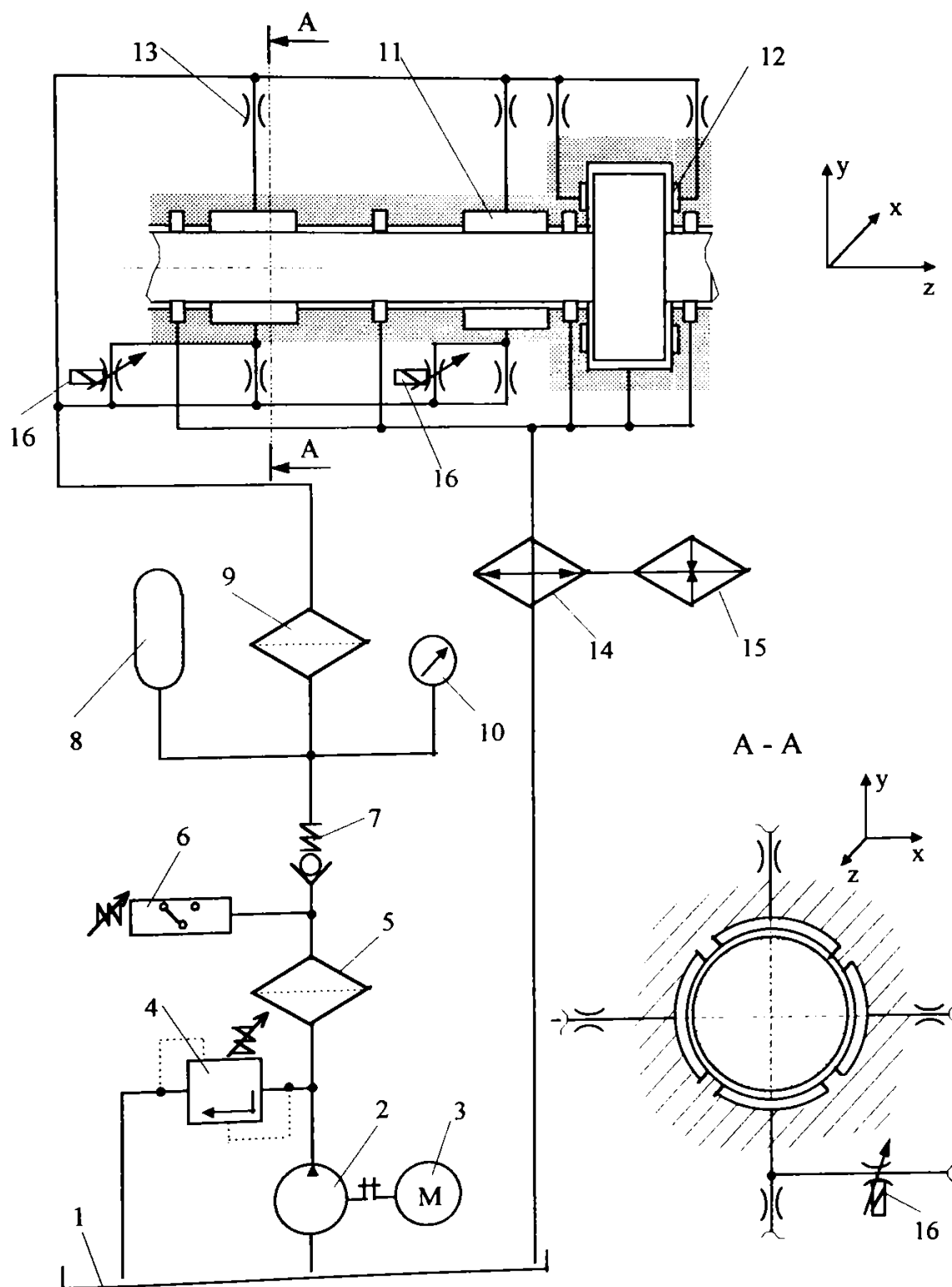


Fig. 4.30 Soluția sustentației arborelui principal.

12 - lagăr axial; 13 - restrictori ficși; 14 - schimbător de
 căldură (răcitor/încălzitor); 15 - termostat; 16 - drosele
 proporționale.

Se observă că nu este permisă rotirea AP până când releul de presiune 6 nu confirmă atingerea presiunii necesare sustentației în buzunarele lagărelor, evitându-se astfel frecarea metal pe metal între bucsă și arbore. În cazul defectării sistemului de alimentare, fapt confirmat de releul de presiune 6, motorul electric de antrenare al discului de rectificat trebuie să fie decuplat, sustentația AP până în momentul opririi rotirii acestuia datorată inerției este asigurată de acumulatorul 8. Pentru ca soluția să poată fi aplicată și la construcțiile existente s-a optat pentru păstrarea modului clasic, existent, de alimentare a buzunarelor lagărelor radiale, la care s-a adăugat alimentarea suplimentară prin intermediul servodroșelelor pe direcția y.

Alimentarea buzunarelor inelare ale lagărului axial se face prin rezistențele hidraulice 13, eventualele deplasări axiale ale arborelui neafectând precizia pe direcție radială.

4.4 Comanda electro-hidraulică pentru realizarea deplasării micrometrice a AP și sporirea rigidității acestuia.

În urma analizei unor soluții destinate compensării automate a unor erori la strunjire [V2], automatizarea sistemelor hidraulice [M4],[U4],[T2],[D3],[P5], a fost concepută schema bloc de comandă, pentru realizarea avansului transversal, prezentată în figura 4.31, [S14]. Acesta se compune din blocul de alimentare cu tensiune stabilizată BAT, blocul de comandă electronică BCE, elementul de comandă a servodroșelului ECS. În schemă mai sunt prezentate elementul de prescriere a deplasării EPD, arborele portpiatră AP,

traductorul de deplasare TD, tensometrul electronic TE și servodroselul SD.

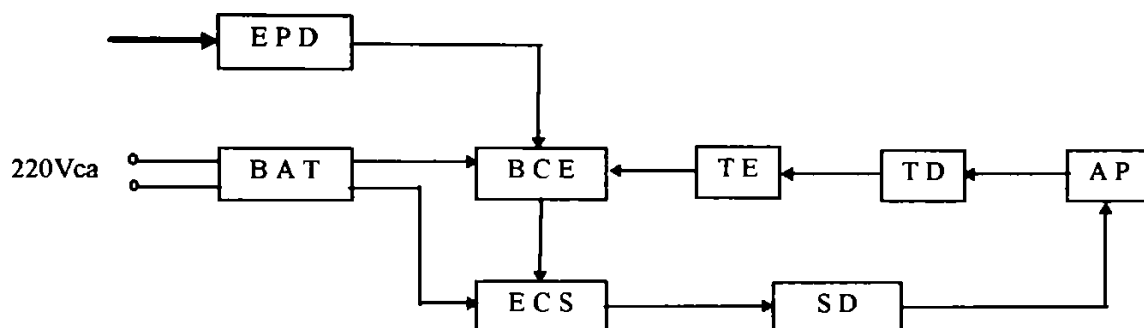


Fig. 4.31 Schema bloc de comandă automată a avansului transversal.

Blocul de alimentare este realizat conform schemei din figura 4.32, [C3], [*14], [*15], folosind circuite integrate specializate (stabilizatoare) și furnizează la ieșire tensiunea de $\pm 15V_{cc}$ la un curent maxim de 1A, și un redresor nestabilizat pentru tensiunea de alimentare a servodroselului.

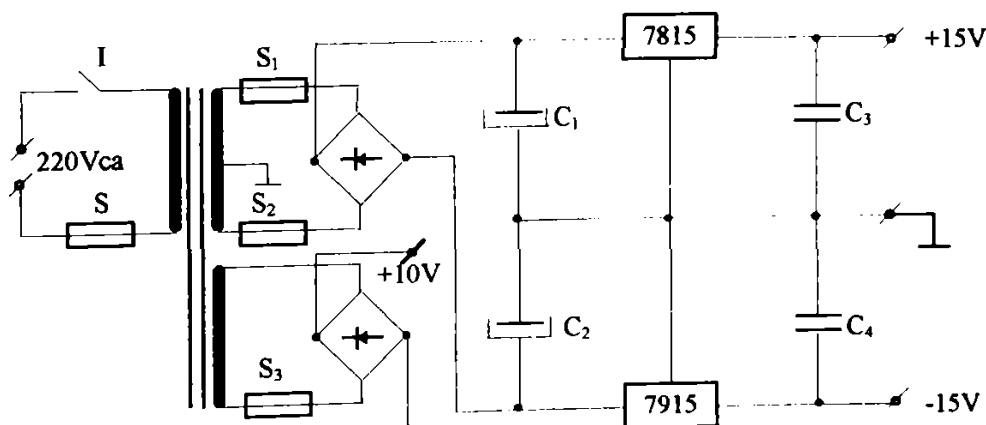


Fig. 4.32 Blocul de alimentare.

Blocul de comandă propriuzisă, inclusiv elementul de prescriere a deplasării EPD reprezintă un circuit comparator realizat cu un circuit integrat amplificator operațional [D1] [C3] [*15] [*16], schema de principiu fiind prezentată în figura 4.33.

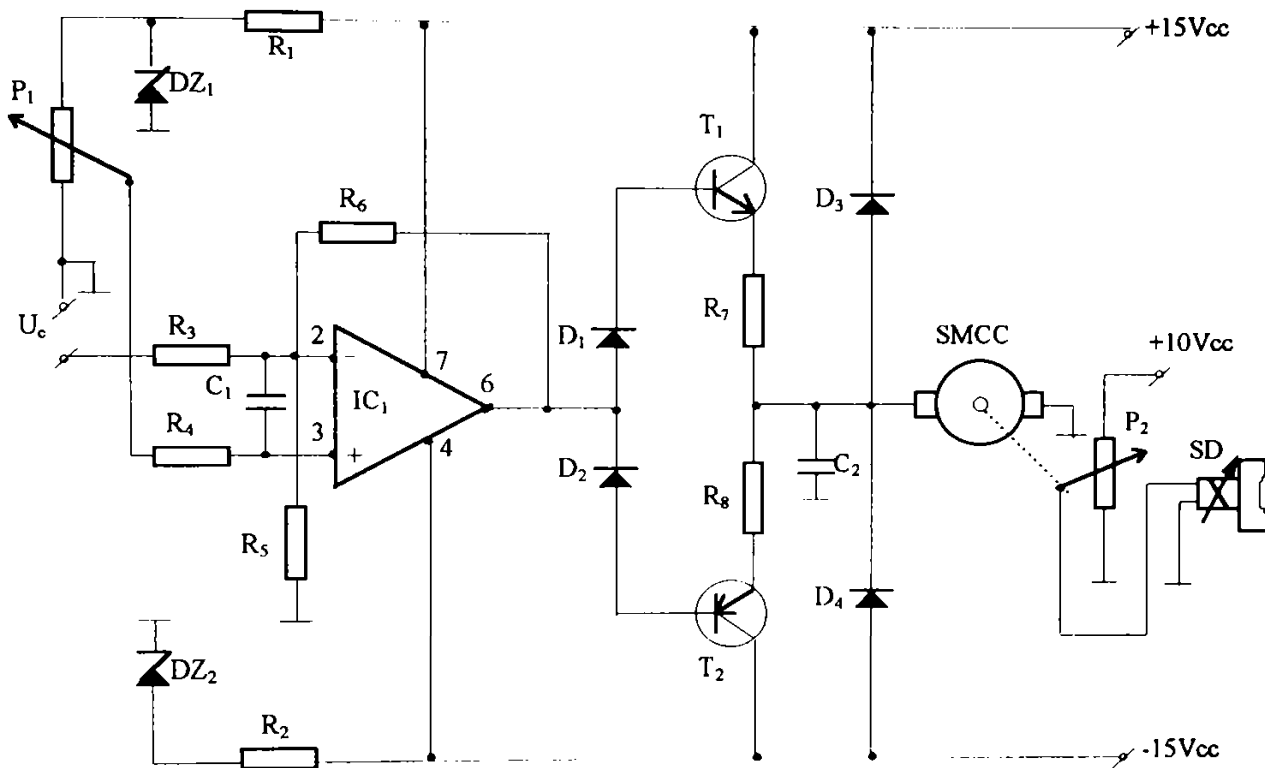


Fig. 4.33 Blocul de comandă propriuzisă.

Semnalul despre poziția reală a AP se obține de la un traductor inductiv diferențial. Semnalul este prelucrat prin intermediul unei punți tensometrice tip 1503 produsă de firma MIKROTECHNA N.U. PRAGA, [*1], astfel că pentru deplasări la AP de la 0 la 10 μm , se obține din punte un semnal electric $U_p = 0 \dots 3 \text{ Vcc}$.

Prin intermediul potențiometrului P_1 se prescrie valoarea dorită a deplasării la AP. Această valoare este comparată cu semnalul corespunzător poziției reale a AP (U_p) cu ajutorul circuitului integrat IC_1 și funcție de rezultatul acestei comparări este comandat servomotorul de curent continuu SMCC prin punerea în conducție a unuia din tranzistorii T_1 sau T_2 și astfel se modifică tensiunea de alimentare a înfășurării servodroselului datorită potențiometrului P_2 .

Având în vedere caracteristicile tehnice generale ale servodroselului SD (cod 0811403110) [*17], dar mai ales caracteristica -debit în funcție de tensiunea de alimentare - prezentată în figura 4.34, partea de alimentare a aceluia este

rezolvată printr-un montaj potențiometric folosind potențiometrul P_2 , având rezistența de 35Ω și puterea de 100 W.

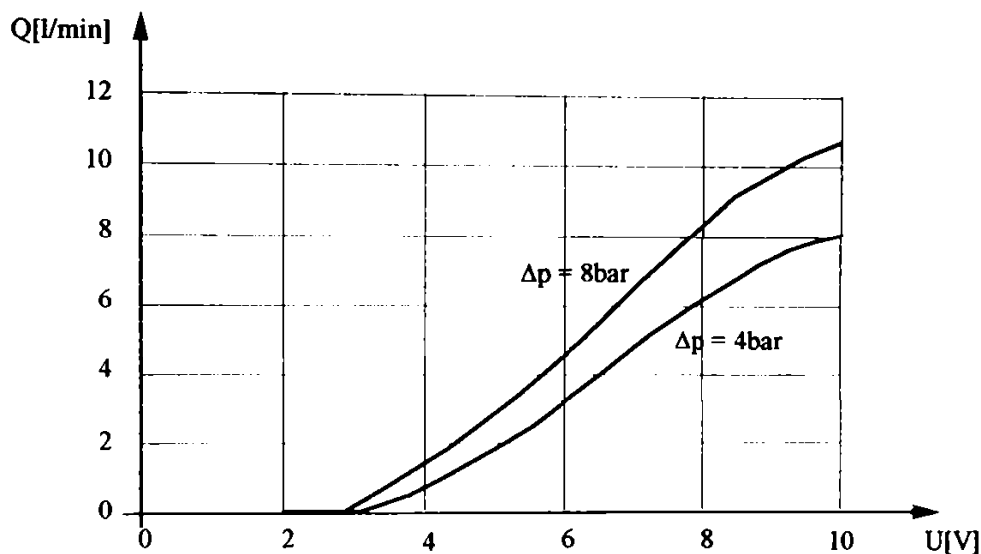


Fig. 4.34 Caracteristica $Q=f(U)$ a servodroselului.

Funcție de poziția cursorului P_2 este stabilită tensiunea de alimentare a bobinei de comandă a servodroselului între 0...10 Vcc (vezi fig. 4.33).

Prin modificarea tensiunii de alimentare a SD se modifică debitul și deci presiunea din buzunarele lagărelor radiale cu sustentație hidrostatică și ca atare AP se deplasează micronic, deplasare care conform celor arătate mai sus se compară cu deplasarea dorită. În cazul egalității celor două semnale, este întreruptă alimentarea servomicromotorului (SMCC), potențiometrul P_2 păstrându-și poziția, adică menține neschimbată tensiunea de alimentare până la apariția unui eventual dezechilibru datorat fie de introducerea prin P_1 a unei noi valori dorite a deplasării (la solicitarea operatorului), fie de modificarea poziției reale a AP ca efect a forțelor de aşchiere rezultate din procesul de prelucrare.

Realizarea practică a subansamblului electronic, pentru comanda electro-hidraulică a deplasării AP, având în componența sa: BAT, BCE, EPD, ECS (figura 4.31), este redată în figura 4.35.

Utilizarea acestui sistem în detrimentul celui simplu de alimentare a SD cu tensiune proporțională cu valoarea dorită a deplasării, permite realizarea unei rigidități sporite a subansamblului AP în general și a cuplei arbore lagăr radial în special. Reacția inversă realizată prin intermediul TD și TE, permite obținerea pozițiilor dorite ale AP în lagărul radial chiar și atunci când lubrefiantul nu este stabilizat termic, menținându-i poziția față de lagăr independent de variația temperaturii și deci a vâscozității lubrefiantului. Păstrarea poziției AP față de lagărul radial este dependentă de valoarea presiunii maxime de alimentare a sustentației și de mărimea componentei radiale a forței de așchiere.

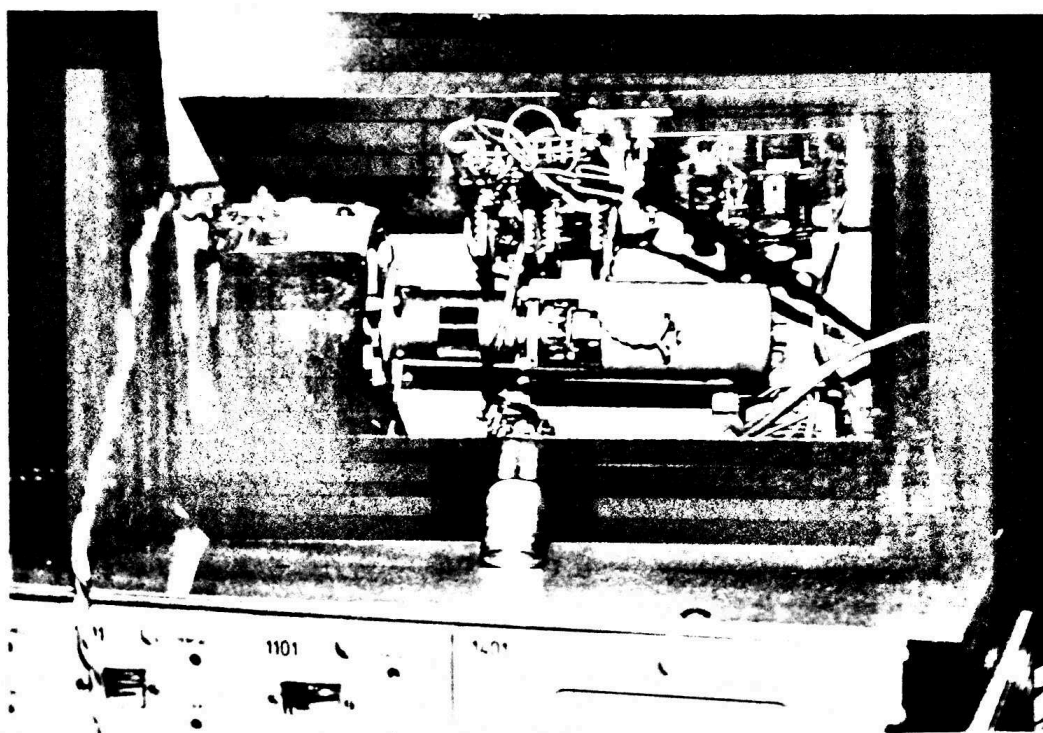


Fig. 4.35 Realizarea practică a subansamblului electronic, pentru comanda electro-hidraulică a deplasării AP.

Sistemul prezentat realizează pe lângă deplasarea micronică a AP în lagărele acestuia și o comandă adaptivă a rigidității subansamblului AP.

4.5 Traductor inductiv pentru măsurarea deplasării AP în lagărul radial hidrostatic

Deplasarea reprezintă mărimea care caracterizează schimbările de poziție ale unui corp sau ale unui punct caracteristic față de un sistem de referință. În cazul deplasării liniare, corpul (punctul caracteristic) efectuează o mișcare de translație reprezentată printr-un vector a cărui direcție rămâne aceeași pe tot timpul mișcării.

Traductoarele pentru deplasări liniare mici sunt destinate în primul rând conversiei intermediare a unor mărimi a căror variație se materializează, prin sisteme mecanice, în deplasări liniare mici. Domeniul acoperit este de ordinul $10^{-2} - 10^7$ mm (rareori peste 100mm), [M5]. Cele mai răspândite traductoare pentru măsurarea deplasărilor în general sunt cele parametrice de tip: inductiv, capacitiv și rezistiv.

Având în vedere condițiile concrete în care urmează să lucreze traductorul ce se va adopta pentru măsurarea deplasării AP în lagărul radial al acestuia (mișcare de rotație a arborelui, spațiu de montare foarte redus, excluderea contactului mecanic cu arborele, etc.), s-a optat în urma unei analize preliminare pentru traductoarele de tip inductiv și cele de tip capacitiv, cele rezistive fiind eliminate datorită în principal a inconvenientului acestora de a necesita contact între elementele a căror deplasare relativă se determină. Ulterior în urma unei analize comparative au fost eliminate și traductoarele capacitive care necesită indiferent de schema utilizată pentru conversia în semnal util a variației capacității elementelor sensibile, a unui etaj de amplificare cu impedanță mare. Aceasta deoarece la modificări de capacitate relativ mici (de ordinul 20...200pF), specifice deplasărilor mici, chiar utilizând frecvențe ridicate (2...20 kHz), rezultă impedanțe de ieșire $Z=1/(\omega \cdot C)$ de ordinul sutelor de kohmi și chiar al megaohmilor. În aceste condiții

etajul de amplificare trebuie să aibă o impedanță de intrare de minimum $20M\Omega$. Acesta este principalul considerent care limitează sfera de utilizare a elementelor sensibile capacitive.

Caracterul pasiv al mărimii de măsurat (deplasare), a condus la opțiunea pentru elemente sensibile parametrice sau modulatora-re, utilizate în general când mărimea de măsurat nu are asociată o putere suficientă, sau fenomenul fizic pe care se bazează conversia nu permite obținerea directă a unui semnal electric.

În cazul traductoarelor parametrice, mărimea de intrare ne-electrică determină modificări ale proprietăților de material, care sunt în general de natura unui parametru electric de circuit, cum ar fi: rezistivitate, inductivitate, capacitate sau combinații ale acestora.

Din cadrul traductoarelor inductive pentru deplasări liniare mici (miez mobil, întrefier variabil, tip transformator), s-a optat pentru cele cu întrefier variabil.

a.) Considerații teoretice

Varianta constructivă de bază (simplă), bazată pe modificarea grosimii întrefierului prin deplasarea unei armături mobile în dreptul unui miez feromagnetic, este prezentată în figura 4.36 [I3], [I4], [S3]. În general, miezul este format din tole pe care

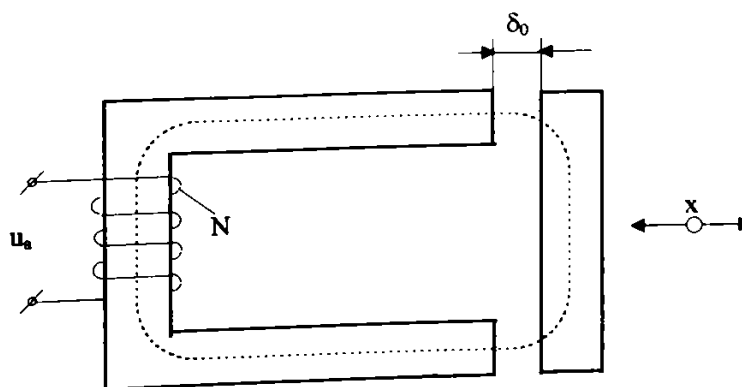


Fig. 4.36 Traductor inductiv cu întrefier variabil
(varianta de bază).

se află un bobinaj alimentat la o tensiune alternativă. O altă variantă constructivă este aceea la care înfășurările se dispun pe miezuri de ferită, iar armătura mobilă este de asemenea din

material feromagnetic. Armătura mobilă este solidară cu elementul a cărui deplasare se determină. Prin variația fluxului magnetic, determinată de variația reluctanței circuitului magnetic, variază și inductanța, conform relației (4.43):

$$L = \frac{N^2}{\sum_{k=1}^m \frac{l_k}{\mu_k \cdot S_k}} \quad (4.43)$$

în care: N este numărul de spire al bobinajului;

l_{Fe} - lungimea circuitelor magnetice;

S_{Fe}, S_a - suprafețele de închidere a fluxurilor magnetice în fier respectiv aer;

μ_r, μ_a - permeabilitatea magnetică relativă (a fierului) respectiv a aerului.

Pentru schema simplă din figura 4.36 se obține:

$$L = \frac{N^2}{\frac{l_m}{\mu_a \cdot \mu_r \cdot S_{Fe}} + \frac{2(\delta_o \pm x)}{\mu_a \cdot S_a}} = \frac{K_1}{k_2 + (\delta_o \pm x)} \quad (4.44)$$

în care x reprezintă creșterea, respectiv micșorarea întrefierului față de cel din poziția de referință δ_o . Reprezentarea gra-

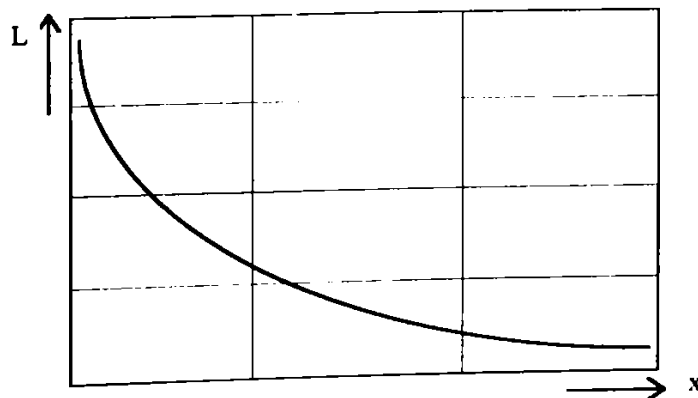


Fig. 4.37 Caracteristica $L=f(\text{deplasare})$, pentru varianta simplă a traductorului inductiv cu întrefier variabil.

fică a variației inductanței L (figura 4.37), evidențiază o variație neliniară, cu atât mai accentuată cu cât domeniul de variație al întrefierului este mai mare.

Pentru măsurarea deplasărilor arborelui principal de la ma-

șinile de rectificat rotund exterior între vârfuri a fost realizat un element sensibil bazat pe principiul prezentat anterior, la care s-au folosit miezuri de ferită de tip E, iar armătura mobilă este chiar arborele principal.

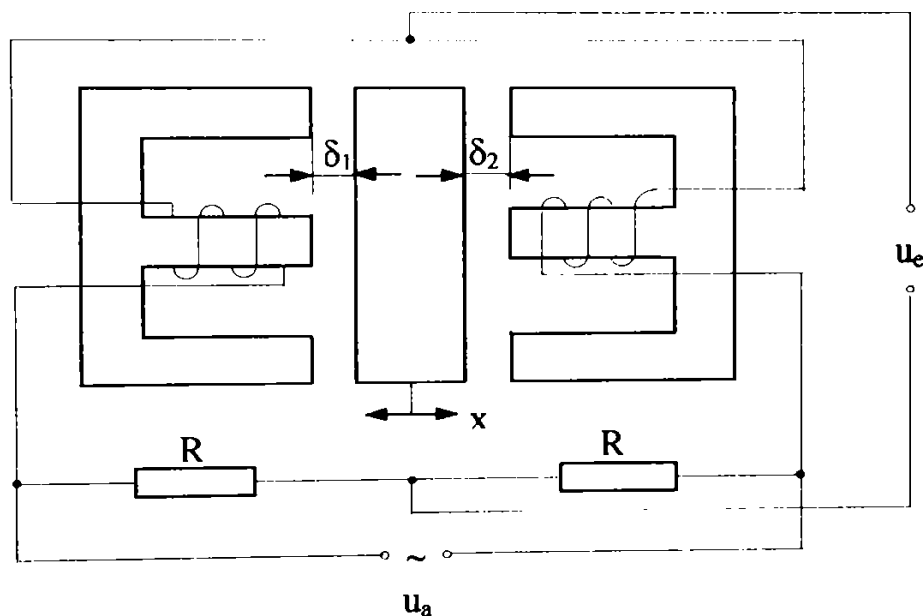


Fig.4.38 Traductor inductiv cu intrefier variabil(montaj diferențial).

Pentru o ameliorare a liniarității, cu sensibilitate sporită, s-a folosit un montaj diferențial ca cel din figura 4.38 [I3],[S15], având o caracteristică de ieșire de tipul celei din figura 4.39.

Într-adevăr, considerând:

$$\delta_1 = \delta_0 - x; \delta_2 = \delta_0 + x \quad (4.45)$$

în montajul în punte cu două brațe active (semipunte) din figura 4.38, se obține tensiunea de dezechilibru:

$$U_{dez} \approx K_p \cdot U_a \cdot R \cdot (L_1 - L_2) \cdot \omega = k \cdot \omega \cdot \Delta L \quad (4.46)$$

din variația de impedanță dată de relația (4.47) rezultă că R trebuie să fie relativ mic, pentru ca variația relativă de induc-

$$|Z + \Delta Z| = \sqrt{R^2 + (L + \Delta L)^2 \omega^2} \quad (4.47)$$

tanță să determine o variație aproximativ egală de impedanță. La aceste elemente sensibile nu pot fi satisfăcute simultan

condițiile de liniaritate și cele de sensibilitate, soluția de compromis fiind: pentru $\Delta L/L = 0,1 \div 0,3$ se recomandă o variație a întrefierului $\Delta d/d_{\max} = 0,3 \div 0,4$ [I4], [M1].

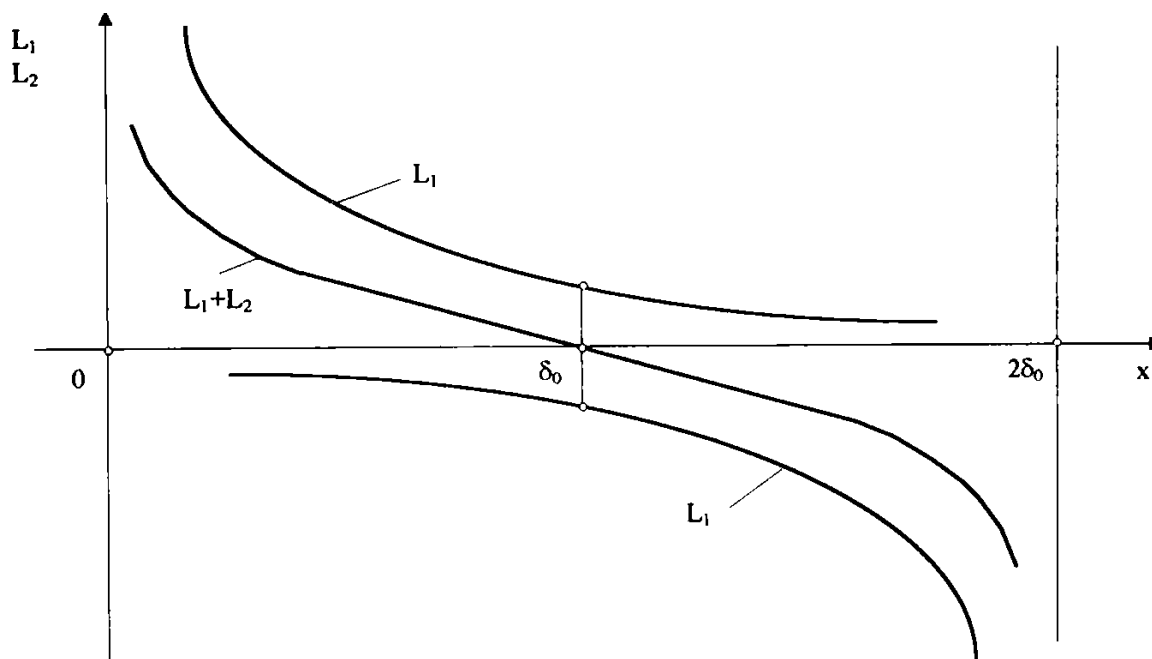


Fig. 4.39 Caracteristica traductorului inductiv în montaj diferențial.

Admițând în cazul nostru o deplasare maximă $\Delta d = 0,05$ mm, rezultă un $d_{\max} = 0,2$ mm, fapt ce nu constituie un inconvenient pentru scopul propus.

b.) Determinări experimentale

Utilizând schema electrică de montaj din figura 4.38, a fost determinată caracteristica statică a traductorului cu elemente sensibile inductive proiectat în scopul determinării deplasării radiale a unui arbore prevăzut cu lagăre cu sustentație hidrostatică, peste limitele oferite de jocul acestuia și înălțimea minimă permisă a filmului de lubrefiant. Pentru aceasta s-a folosit un arbore A rectificat cilindric exterior (figura 4.40), [S15], fixat în alezajul conic al arborelui principal al unui strung, suportul elementelor sensibile SES a fost fixat în portcuțitul strungului PC, poziționat simetric față de planul de simetrie vertical V-V al arborelui A și cu elementele sensibile ES conținute în planul orizontal O-O de simetrie al arborelui.

Pentru determinarea deplasării relative dintre arborele A și suportul elementelor sensibile SES, s-a utilizat un comparator CO cu diviziunea de 1 μm , fixat prin intermediul unui suport magne-

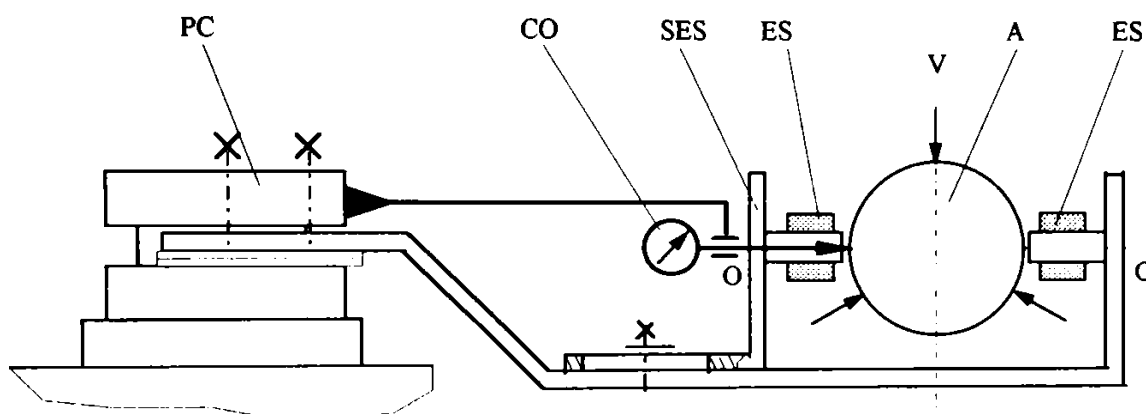


Fig. 4.40 Schema standului de determinare a caracteristicii statice a traductorului realizat.

tic pe batiul strungului astfel încât tija palpatoare a acestuia să palpeze o suprafață a portcuțitului PC, perpendiculară pe direcția de deplasare transversală a acestuia.

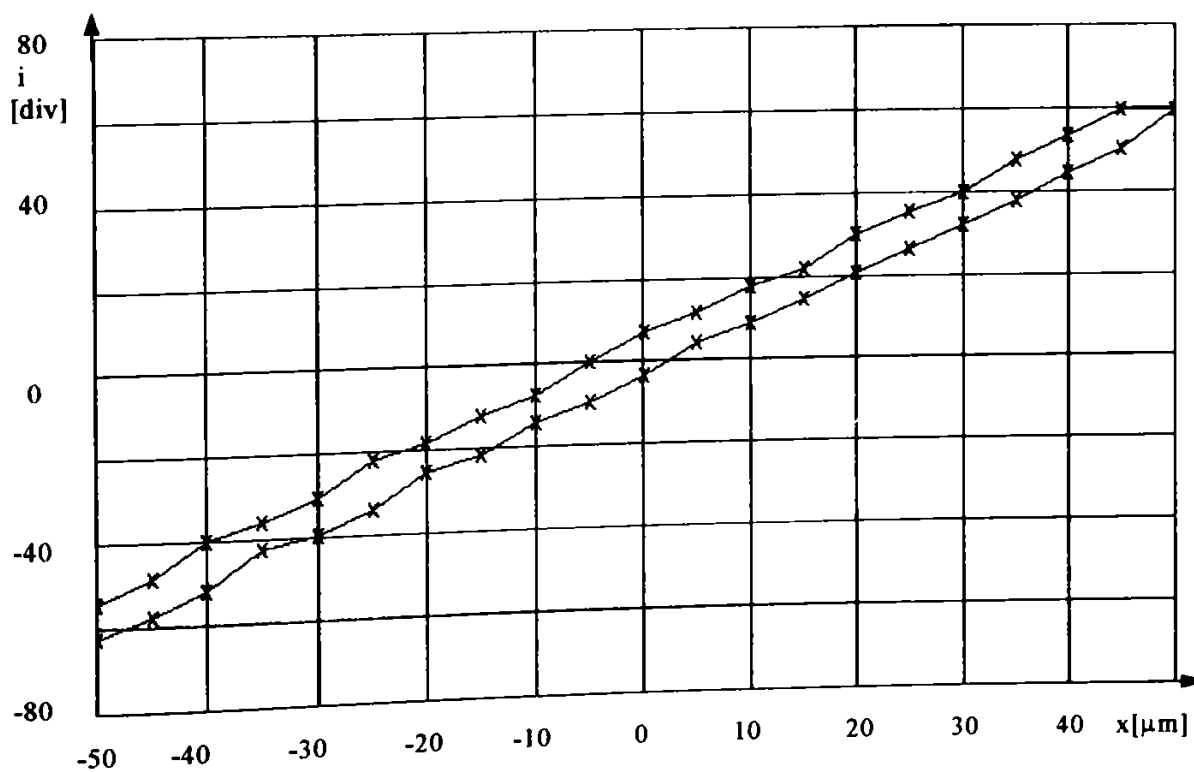


Fig. 4.41 Caracteristica statică a traductorului proiectat și realizat.

Puntea tensiometrică utilizată este de tipul 1503 produsă de firma MIKROTECHNA N.U. PRAGA [*1], înaintea determinărilor efective au fost efectuate circa zece cicluri de încărcare în domeniul de deplasări $\pm 50\mu\text{m}$, stabilindu-se totodată și sensibilitatea astfel încât să nu se depășească capetele de scară (sensibilitatea 10 mV/V) [M1], [M5]. Operația de încărcare descărcare a fost repetată de cinci ori efectuându-se media citirilor corespunzătoare aceleleași deplasări. Nu a fost necesară reechilibrarea semipunții după fiecare ciclu, aceasta menținându-se constant echilibrată.

Caracteristica statică a traductorului, trasată pe baza rezultatelor experimentale este prezentată în figura 4.41.

Eroarea de histerezis determinată pe baza diferenței maxime a semnalului de ieșire, pentru aceeași valoare a mărimii de intrare dar la sensuri diferite de deplasare, este în valoare absolută de 3,3 div., iar în valoare relativă este de 1,4 %.

Abaterea de la liniaritate sau eroarea de neliniaritate, determinată pe baza diferenței maxime dintre graficul curbei reale și al dreptei ideale, se constată ca având valoarea maximă în valoare absolută de 1,84 diviziuni, iar în valoare relativă determinată prin raportarea la întreg domeniul de referință, este de 1,55 %.

4.6 Concluzii.

În cazul mașinilor-unelte în general, dar mai ales în cazul mașinilor cu pretenții ridicate privind precizia obiectelor prelucrate, studiul referitor la influența abaterilor geometrice ale mașinii și rigiditatea STE asupra mărimii erorilor obiectelor prelucrate, a scos în evidență necesitatea:

- anihilării prin diverse metode a abaterilor geometrice ale mașinii;

- păstrării constante a deformației STE sub acțiunea forței pasive .

În general la prelucrările pe mașini-unelte, dar în special la prelucrările prin rectificare, în cazul cărora apare o pondere mare a deformației elastice raportată la adâncimea de așchiere reglată, pentru o apreciere corectă prin calcul a mărimii deformației STE, trebuie luată în considerare modificarea adâncimii de așchiere, ca urmare a deformației STE. Eroarea care se produce în cazul rectificării, neconsiderând reducerea adâncimii de așchiere ca urmare a deformației STE, este de aproximativ 25-40%, dependentă de mărimea adâncimii de așchiere reglată și de rigiditatea STE (din cadrul rigidității STE, cea mai mare influență o are rigiditatea obiectului prelucrat).

Pentru un lagăr radial cu patru buzunare, dispuse două câte două după direcțiile O_x respectiv O_y , la viteze uzuale de 3.5...4 m/s în lagăr, la un diametru de 60mm a arborelui, o lungime de 90mm a lagărului și o presiune de alimentare de 25-35 bar, datorită efectului hidrodinamic, de antrenare de către arbore a lichidului hidrostatic, transportându-l dintr-un buzunar în altul, s-a constatat că:

- modificarea debitului de alimentare pe o anumită direcție, nu corespunde cu direcția de deplasare a arborelui;

- unghiul de echilibru format între linia de referință și linia care unește centrul de simetrie al lagărului radial, respectiv al arborelui (figura 3.9), depinde de presiunea de alimentare a sustentației și de viteza relativă dintre arbore și lagăr.

Utilizarea sistemului automat electro-hidraulic în detrimentul unui sistem simplu de alimentare a SD cu tensiune proporțională cu valoarea dorită a deplasării AP în lagărul radial, permite obținerea unei rigidități sporite a cuplei arbore-lagăr radial. Reacția inversă realizată prin intermediul

trductoarelor de deplasare, permite obținerea pozițiilor dorite ale arborelui în lagărul radial chiar și atunci când lubrefiantul nu este stabilizat termic, menținându-i poziția față de lagăr independent de variația temperaturii și deci a vâscozității lubrifiantului. Păstrarea poziției arborelui față de lagărul radial este dependentă de valoarea presiunii de alimentare a sustentației și de mărimea și orientarea rezultantei forței pasive respectiv de tăiere.

Încercările experimentale efectuate cu traductorul inductiv în montaj diferențial, prin caracteristicile dovedite:

- pragul de sensibilitate sub $0.1\mu\text{m}$;
- rezoluția de $\approx 0.02\%$ (raportată la un domeniu de măsurare de $5\mu\text{m}$);
- liniaritatea bună a caracteristicii statice (eroare maximă de 1.4%);
- eroarea de histerezis redusă (1.55%);

au validat utilizarea acestuia în cadrul sistemului automat electro-hidraulic, de deplasare și menținere a poziției AP în lagărul radial.

Cap. 5. PREZENTAREA STANDULUI DE LUCRU ȘI ÎNCERCĂRI EXPERIMENTALE.

5.1 Prezentarea generală a standului

O vedere generală a standului pe care s-au efectuat cercetările experimentale, este redată în figura 5.1.

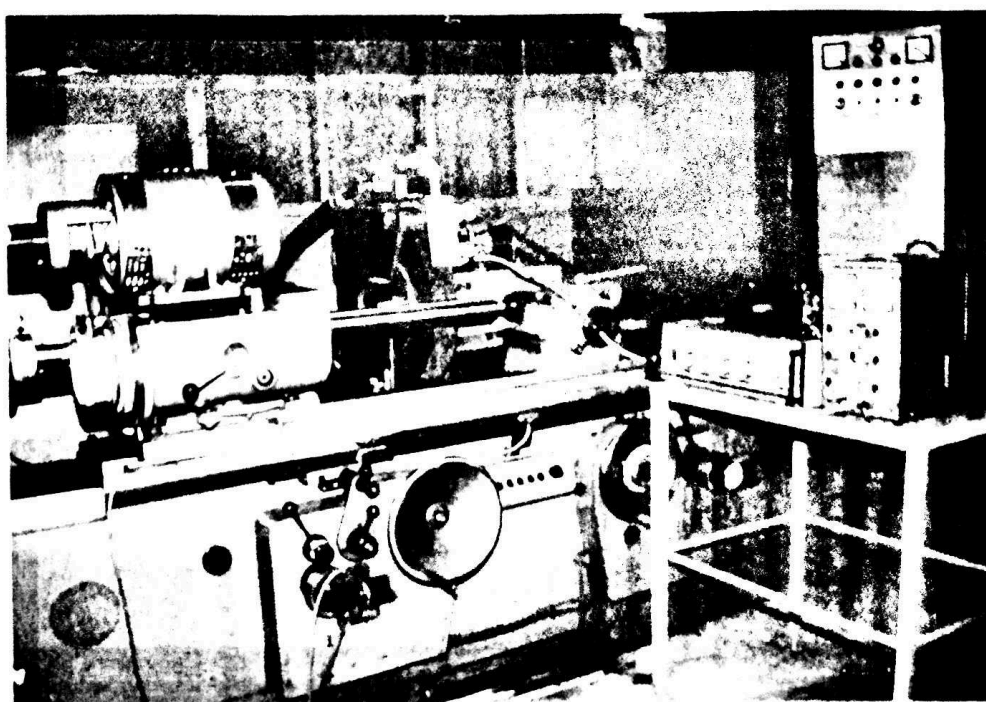


Fig. 5.1 Vedere generală a standului pentru încercări.

Schema principală a standului utilizat este prezentată în figura 5.1.

În această schemă, în cadrul subansamblului arbore principal SAP, este prezentat atât modul clasic de alimentare a lagărelor hidrostactice radiale și axiale (de la grupul hidraulic pentru sustentație GHP, prin conducta 1), cât și modul de alimentare suplimentară, prin intermediul conductei 2. Alimentarea suplimentară cu debit controlat, se realizează cu sistemul automat electro-hidraulic SAEH. SAEH are în componența

sa: blocul de alimentare cu tensiune stabilizată BAT, blocul electronic BE, semipuntea de traductoare de deplasare TD, tensiometrul electronic TE și servodroselul SD. Grupul alcătuit din BAT, TE și BE, a fost așezat pe un suport separat de mașină, ca în figura 5.3.

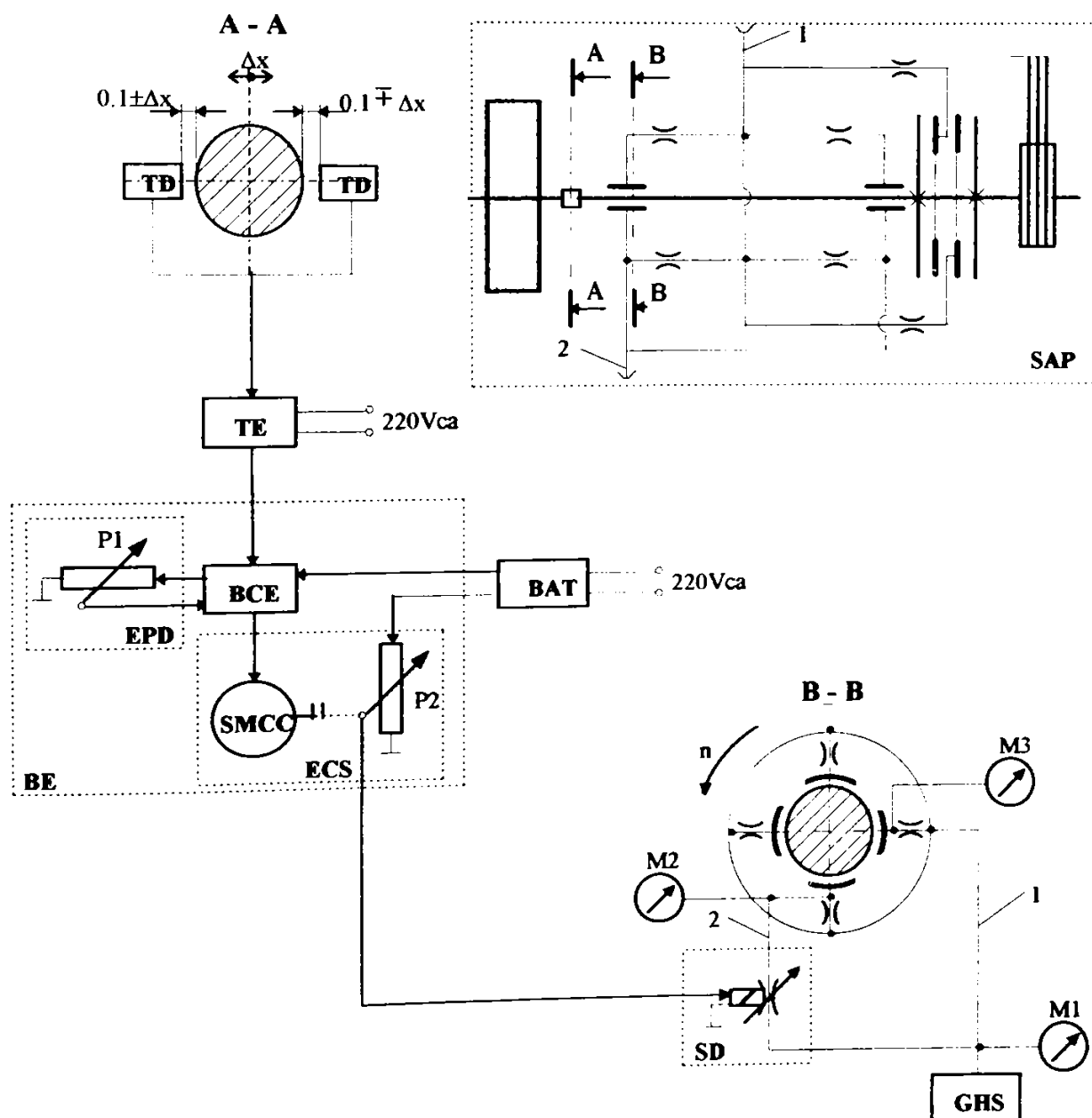


Fig. 5.2 Schema principială a standului de încercări.

Din cadrul BE (figura 4.35), fac parte: blocul de comandă electronică BCE (figura 4.33), elementul de prescriere a

deplasării EPD (P1), și elementul de comandă a servodroscelului ECS. Acesta din urmă având în componența sa, un servomotor de curent continuu SMCC, cuplat cu un potențiomtru de putere P2, prin intermediul unui cuplaj cu fricțiune.

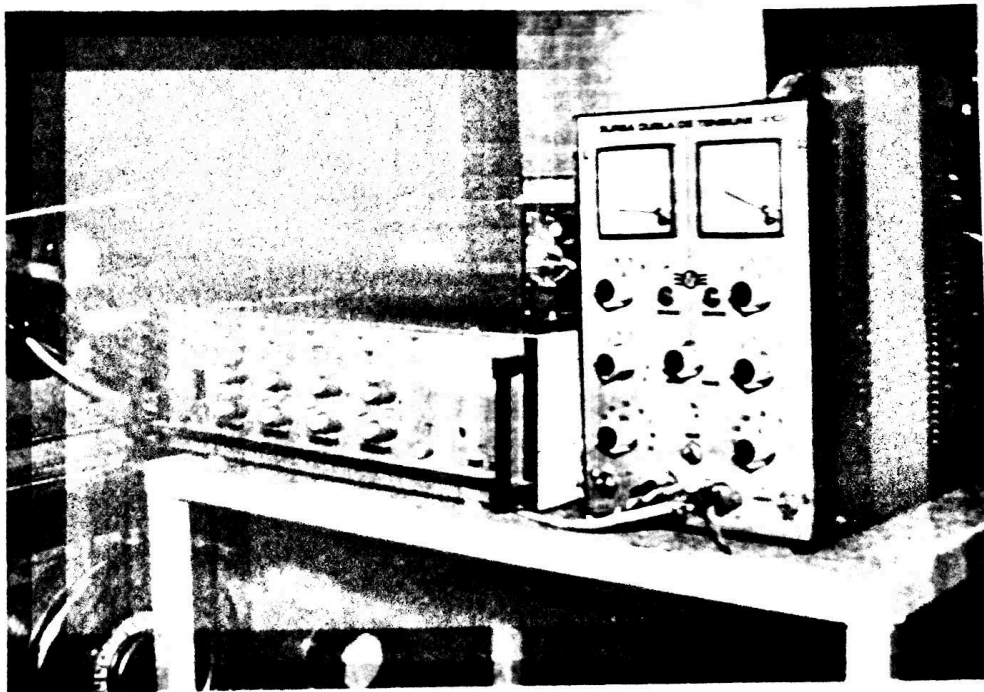


Fig. 5.3 Poziționarea BAI, P1 și P2.

Citirea presiunilor, la intrarea în SAP, în buzunarul inferior din planul vertical și în buzunarul posterior din planul orizontal al lagărului radial, se realizează cu manometrele M1, M2, respectiv M3. Pentru a scurta cât mai mult legătura dintre SD și cupla AP-lagăr radial, SD a fost montat pe sania pietrei de rectificat, ca în figura 5.4.

Așa cum am mai arătat, rolul TD este de a sesiza modificările poziției relative a AP față de lagărul radial, pe direcția Ox. În acest scop, cele două TD ale semipunții, au fost montate pe carcasa saniei port-piatră diametral opuse față de AP în planul xOz, la o distanță de acesta de 0.1 mm. Orice modificare Δx , a poziției AP față de lagărul radial, va avea ca efect modificarea întrefierului dintre AP și cele două TD la valorile $0.1 \pm \Delta x$, respectiv $0.1 \mp \Delta x$. Modul efectiv de montare a celor două TD este prezentat în figura 5.5.

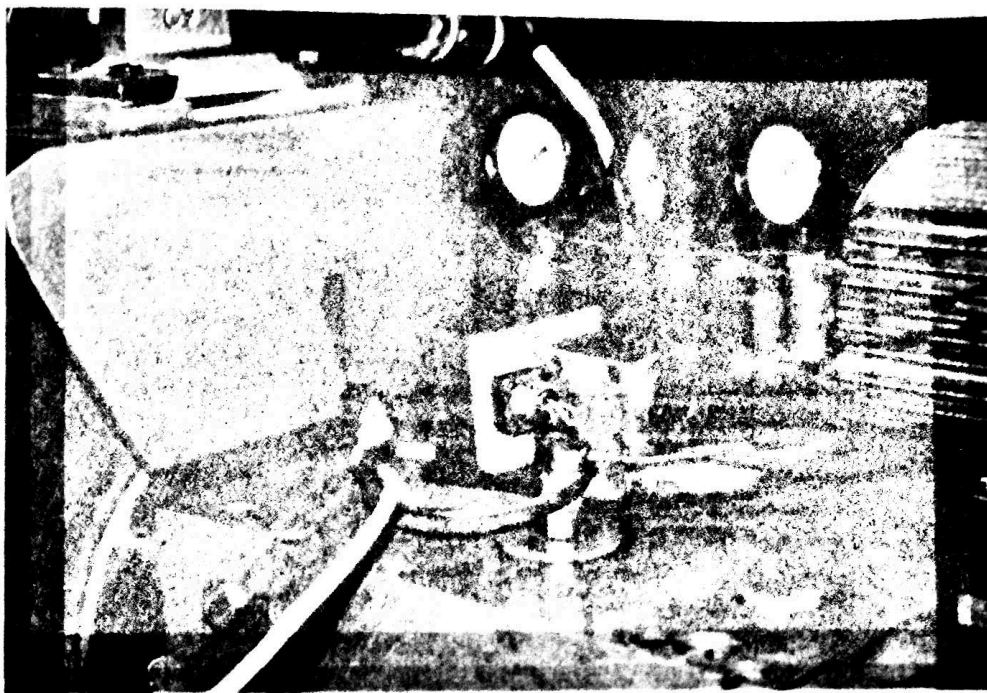


Fig. 5.4 Montajul SD și al M1, M2, M3.

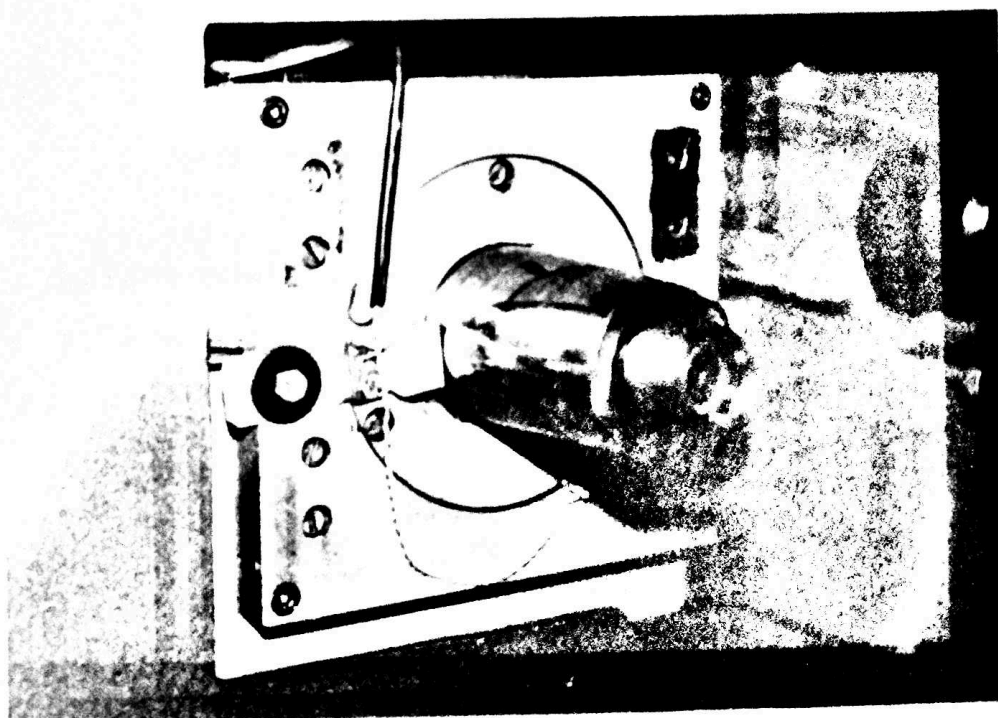


Fig. 5.5 Montajul efectiv al semipunții de TD.

La conceperea și realizarea standului s-au avut în vedere următoarele caracteristici tehnice ale mașinii de rectificat cilindric exterior între vârfuri, **RE-350 CA**:

a.) Piatra de rectificare:

- diametrul exterior 280÷400 mm; 400÷500 mm;
 - diametrul interior 203 mm;
 - lățimea normală a pietrei simple 80 mm;
 - lățimea maximă a pietrei simple 100 mm;
 - lățimea maximă a pietrei compuse 125 mm;
 - turația pietrei de rectificare-1535 rot/min; 1230 rot/min;
- b.) Piesa de rectificat:
- diametrul maxim al piesei 350 mm;
 - lungimea maximă de rectificare, a piesei 1000 mm;
 - greutatea maximă a piesei între vârfuri 300 Kg;
 - turația - reglabilă în 11 trepte: 28÷280 rot/min;
 - reglabilă *manual continuu* cu variator electric, în cadrul celor 10 intervale determinate de cele 11 trepte de turație;
 - reglabilă *adaptiv continuu* cu variator electric, în cadrul celor 10 intervale determinate de cele 11 trepte de turație;
- c.) Masa:
- rotirea mesei: 7°;
 - viteza mesei, reglabilă *manual și adaptiv continuu* (hidraulic)-0,05÷6m/min;
 - cursa minimă la mișcarea hidraulică a mesei 2 mm;
- d.) Sania pietrei de rectificare:
- cursa rapidă a saniei 50 mm;
 - cursa maximă a avansului transversal mecanic 2 mm/Ø;
 - valoarea unei gradații pe tamburul gradat al avansului transversal (manual) 0,01 mm/Ø;
 - valoarea avansului transversal prin impulsuri manuale (rotirea cu un dinte) 0,005 mm/Ø;
 - valoarea avansului transversal în cazul utilizării limitatorului micrometric (numai

manual)	0,001 mm/Ø;
e.) Motoare, pentru:	
- antrenarea discului de rectificare	5,5kW;
- antrenarea piesei	1,1kW;
- antrenarea pompei destinată realizării deplasărilor mesei și a saniei transversale	1,5kW;
- antrenarea pompei destinată sustentației arborelui principal (port-piatră de rectificat)	1,47kW;
- antrenarea pompei de răcire	0,15kW;
f.) Greutatea netă a mașinii:	4550kg;
g.) Dimensiuni de gabarit:	
- lungime	2984mm;
- gabarit de funcționare (în lungime)	4442mm;
- lățime	1880mm;
- înălțime	1880mm;
- înălțimea vârfurilor	175mm.

5.2 Metodologia de încercare.

Încercări experimentale care s-au impus a fi efectuate, se referă la:

- verificarea modelului matematic propus pentru calculul lagărelor hidrostactice radiale, în cazul utilizării unei rezistențe variabile de alimentare, la un buzunar al lagărului;

- verificarea realizării avansului transversal micrometric în sarcină, utilizând modificarea presiunii într-un buzunar al lagărului hidrostatic radial;

- verificarea creșterii rigidității cuplei AP - lagăr radial, ca urmare a utilizării sistemului automat electrohidraulic de deplasare și menținere a AP în poziția prescrisă, față de lagărul radial;

- determinarea efectului microavansurilor asupra calității suprafeței.

Pentru determinarea presiunii de alimentare a lagărelor și a presiunilor din buzunarele lagărelor radiale, au fost utilizate manometre cu domeniu de măsurare mai mare cu peste 10%, decât valoarea maximă posibilă.

Pentru măsurarea deplasărilor AP pe direcție Ox și Oy s-au utilizat:

- traductoare inductive **HOTTINGER tip W1T/2**, cu domeniu de măsurare de ± 1 mm;

- tensometru electronic **MIKROTECHNA tip 1503 PRAGA**, cu caracteristicile:

- număr de canale 6;
- frecvența purtătoare 5 kHz;
- domeniu de măsură 0,1...20 mV/V;
- tensiunea de alimentare a traductoarelor- 1;2;4V;
- precizia de măsurare 1,5%;
- domenii de sensibilitate 1:1, 5:1;
- alimentarea 220V, 50Hz.

- comparatoare cu diviziunea cadranului de 1 μ m.

Fixarea în poziția dorită, atât a traductoarelor inductive cât și a comparatoarelor s-a realizat cu suporti magnetici.

Măsurarea rugozității suprafeței prelucrate s-a efectuat cu **Profilometru electronic tip 2801**, produs de Mecanică Fină București, cu următoarele caracteristici:

- trepte de viteză 2; 6mm/s;
- domenii de măsurare $R_a=0.08, 0.25, 0.8$ pentru 2 mm/s;
 $R_a=0.25, 0.8, 2.5$ pentru 6 mm/s;
- precizie de măsurare 1,5 %;
- tipul traductorului utilizat 2801 T;
- alimentare 220V, 50Hz.

Pentru o măsurare corespunzătoare, profilometrul a fost inițial verificat și etalonat cu o cală etalon ($R_a=0.8 \mu$ m), din

trusa de Cale de rugozitate, produsă de **MASSI** - Germaia, conform DIN 4763.

Înainte de efectuarea experimentărilor s-a procedat la efectuarea reglajelor mașinii, conform indicațiilor din cartea tehnică a acesteia.

O importanță mai mare s-a acordat realizării unui paralelism de precizie între axa vârfurilor și axa AP.

Pentru aceasta:

- s-au adus în prelungire marcajele corespunzătoare unei rotiri nule a păpușii pietrei pe placa intermediară;

- masa superioară a fost fixată pe masa inferioară corespunzător poziției "zero" (conicitate nulă);

- s-a instalat între vârfuri un obiect de prelucrat cu dimensiunile $\varnothing=77$ mm, $l=500$ mm, și s-a realizat prelucrarea acestuia;

- s-au măsurat dimensiunile capetelor, d - la capătul dinspre păpușa fixă, respectiv D - la capătul dinspre păpușa mobilă;

- s-a calculat conicitatea obiectului prelucrat corespunzătoare lungimii l , cu relația:

$$\operatorname{tg}(\alpha) = \frac{D-d}{2 \cdot l} \quad (5.1)$$

iar, valoarea deplasării datorată rotirii mesei cu relația:

$$x = L \cdot \operatorname{tg}(\alpha) = L \cdot \frac{D-d}{2 \cdot l} \quad (5.2)$$

în care L reprezintă o constantă a mașinii (pentru RE-350CA cu distanța între vârfuri de 1000 mm, $L=1040$ mm);

- s-a realizat o rotire a mesei corespunzătoare unei deplasări a capătului mobil al acesteia, cu valoarea x calculată anterior. Pentru a avea certitudinea deplasării cât mai exacte s-a utilizat un comparator de sutime.

- ulterior piatra de rectificat a fost corectată cu un vârf de diamant, utilizând dispozitivul destinat acestui scop.

5.3 Încercări experimentale și prelucrarea rezultatelor.

Așa cum am arătat în paragraful 4.3, în cazul concret al unei cuple arbore-lagăr cu caracteristicile: $L/D=1.5$, $D=60\text{mm}$, 4 buzunare, alimentarea suplimentară (prin modificarea caracteristicii de debit a rezistenței hidraulice) a unui buzunar al lagărului, are ca rezultat o deplasare a arborelui în lagăr pe direcția alimentării, proporțională cu variația presiunii, doar în cazul când arborele nu se rotește (viteza relativă arbore-lagăr, nulă). Teoretic, o dată cu rotirea arborelui în lagăr cu o viteză de $3.5\div 4\text{ m/s}$, se preconizează o deplasare atât în plan orizontal cât și în plan vertical. Modelul matematic propus a indicat în urma rulării pe calculator, alimentarea suplimentară a buzunarului inferior din planul yOz , în vederea obținerii unei deplasări mai pronunțate în plan xOz , direcția Ox .

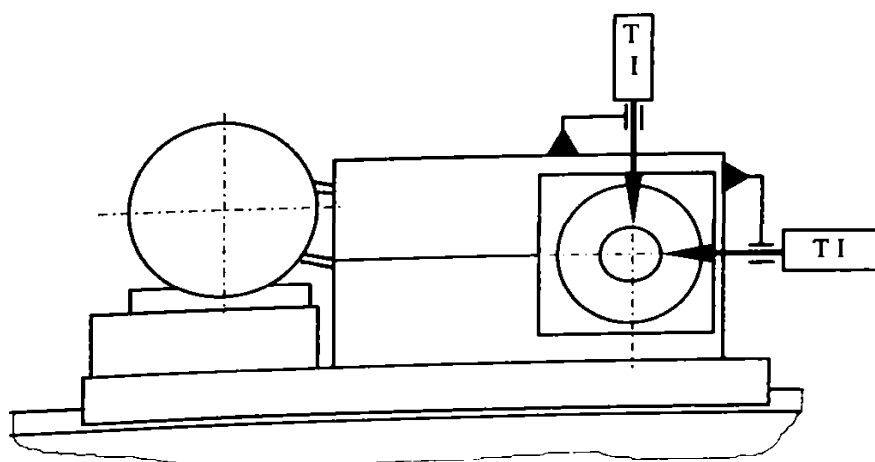


Fig. 5.6 Schema de măsurare a deplasărilor în plan orizontal, respectiv vertical

Pentru confirmarea s-au infirmarea valabilității concluziilor teoretice s-a procedat la măsurarea deplasărilor, utilizând schema de instalare a traductoarelor inductive TI

prezentată în figura 5.6, iar la tensometrul electronic MIKROTECHNA tip 1503, a fost ales domeniul de 1 mV/V, tensiunea de alimentare a traductoarelor de 1 V, iar la instrumentul indicator s-a optat pentru o sensibilitate mărită de 5:1.

Valorile măsurate sunt redate pentru trei presiuni de alimentare a lagărelor, în tabelul 5.1.

Încercările au fost efectuate atât în sensul creșterii presiunii cât și în sensul descreșterii acesteia, dar datorită unui histerezis neglijabil, valorile corespunzătoare sensului descrescător, nu au fost prezentate și nici reprezentate grafic.

Tabelul 5.1

Valorile măsurate ale deplasărilor, pe direcțiile O_x și O_y .

P_a [bar]	P_2 [bar]	x [μm]						y [μm]					
		1	2	3	4	5	Med.	1	2	3	4	5	Med.
25	14	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.00	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.00
	16	1.0	0.9	0.9	0.8	0.9	0.90	0.6	0.7	0.7	0.6	0.7	0.66
	18	2.0	1.9	2.0	2.0	1.9	1.96	1.3	1.4	1.3	1.3	1.4	1.34
	20	3.0	2.9	2.9	2.8	2.9	2.90	2.0	2.1	2.0	2.0	2.1	2.04
	22	4.0	4.0	3.9	3.8	3.8	3.90	2.7	2.8	2.8	2.8	2.7	2.76
	24	5.0	5.1	5.0	4.9	4.9	4.98	3.5	3.6	3.6	3.7	3.6	3.60
30	16	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.00	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.00
	18	1.0	1.0	0.9	0.8	0.8	0.90	0.5	0.5	0.6	0.6	0.5	0.54
	20	1.9	1.8	1.7	1.8	1.7	1.80	1.0	1.1	1.1	1.1	1.2	1.10
	23	3.0	3.0	3.1	3.0	2.9	3.00	1.9	2.0	1.9	2.0	1.8	1.90
	25	3.9	3.8	3.9	3.9	3.8	3.86	2.5	2.6	2.5	2.5	2.4	2.50
	28	5.0	5.0	5.1	5.0	4.9	5.00	3.3	3.3	3.4	3.3	3.2	3.30
35	18	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.00	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.00
	21	1.1	1.1	1.2	1.1	1.2	1.14	0.6	0.7	0.6	0.7	0.6	0.64
	23	2.0	2.0	2.1	2.0	1.9	2.00	1.1	1.1	1.1	1.0	1.1	1.08
	25	2.8	2.8	2.7	2.9	2.8	2.80	1.6	1.6	1.7	1.5	1.6	1.60
	28	4.0	4.1	4.0	4.2	4.1	4.10	2.3	2.3	2.4	2.4	2.3	2.34
	30	5.1	5.0	5.0	5.1	5.0	5.04	2.9	2.8	2.8	2.9	2.9	2.86

Reprezentarea grafică a valorilor măsurate este prezentată în graficele din figura 5.7 a,b,c.

Se constată o concordanță aproape perfectă între valorile teoretice și cele practice. Diferențele care apar se datorează în totalitate atât erorilor de citire, cât și variațiilor determinate de palparea suprafeței cilindrice a AP.

Analizând graficele din figura 5.7 a,b,c, se observă o scădere a valorii deplasării pe direcția Oy, pentru aceeași valoare a deplasării pe direcția Ox, o dată cu creșterea presiunii reglate la grupul hidraulic destinat sustentației AP.

Pentru a avea o imagine mai clară asupra diferenței amintite, s-a procedat la reprezentarea grafică a dependențelor $y=f(x)$ (figura 5.8), pentru presiunile de alimentare de 25, 30 respectiv 35 bar.

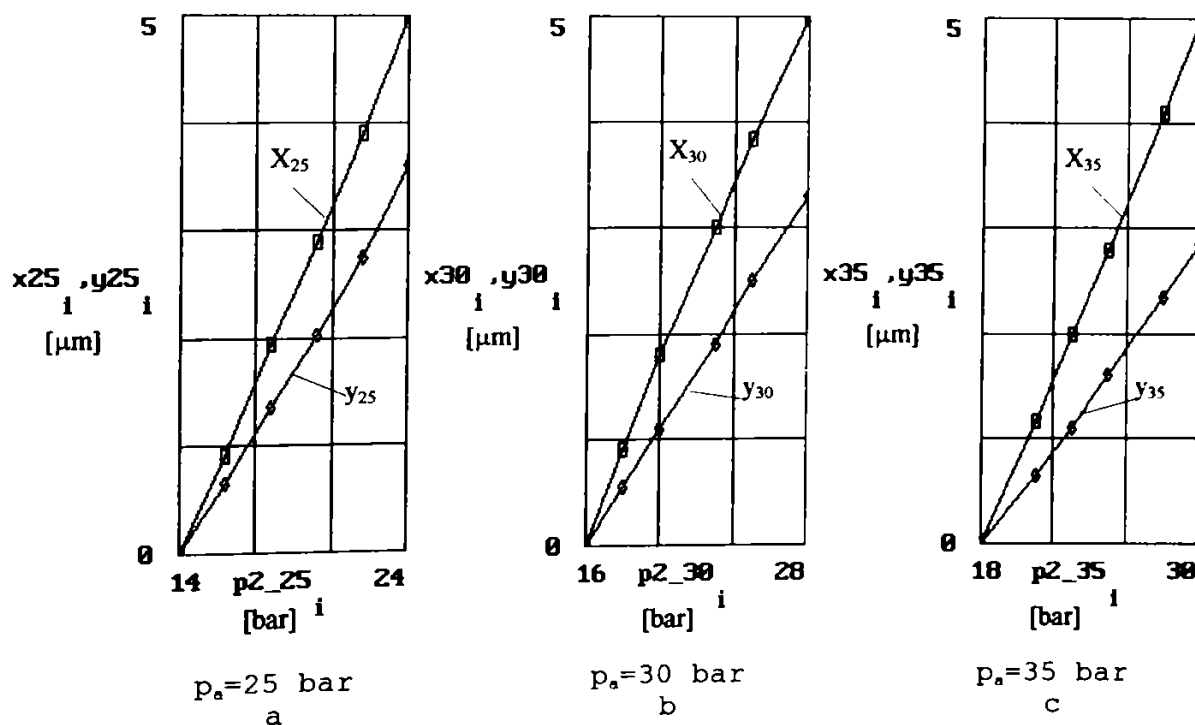


Fig. 5.5 Graficele de variație a deplasărilor pe axele x și y, în funcție de presiunea de alimentare și cea reglată în buzunarul 2.

Reprezentarea grafică din figura 5.8, evidențiază pentru condițiile concrete considerate, o scădere a deplasării pe direcția Oy, o dată cu creșterea presiunii de alimentare a lagărului radial.

Pentru verificarea realizării în sarcină a avansului transversal micrometric, utilizând modificarea presiunii în buzuna-

rul inferior din planul yOz al lagărului hidrostatic radial, s-au parcurs următorii pași:

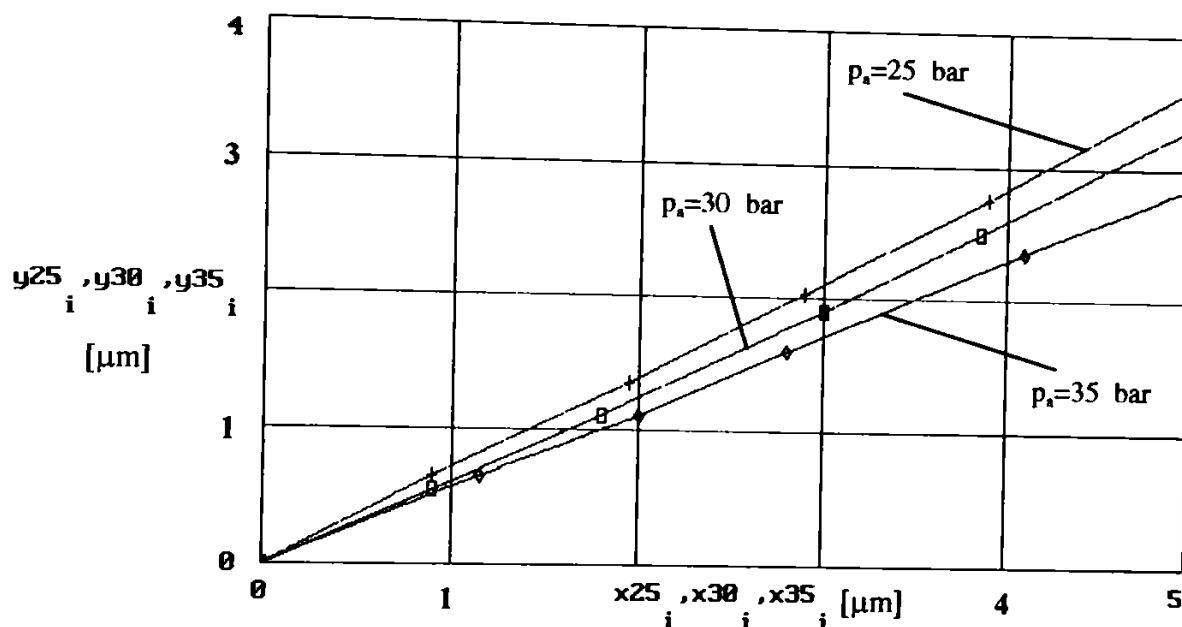


Fig. 5.8 Dependența $y=f(x)$, pentru presiunile de alimentare $p_s=25; 30; 35$ bar.

- obiectul de prelucrat a fost rectificat cu avans longitudinal, până când scânteile generate de așchiere au dispărut complet;

- s-au rectificat cu avans transversal, comandat prin sistemul de avans electro-hidraulic proiectat și realizat, tronsoane distincte de pe suprafața obiectului de prelucrat.

La capătul dinspre păpușa fixă s-a lăsat un tronson de aproximativ 30 mm, ca dimensiune etalon.

Ciclul realizat în continuare a constat în:

- instalarea unei adâncimi de prelucrare de $1 \mu\text{m}$;
- prelucrarea până la dispariția scânteilor;
- retragere prin comanda electro-hidraulică a pietrei de rectificat;
- deplasare longitudinală manuală cu aproximativ o lățime de piatră (aproximativ 80 mm);
- repetarea ciclului cu adâncimi de așchiere de 2, 3, 4, $5 \mu\text{m}$.

- s-a efectuat pe obiectul prelucrat anterior, măsurarea față de tronsonul etalon, a diferenței de rază, folosind schema de măsurare prezentată în figura 5.9, respectiv măsurarea efectivă în figura 5.10.

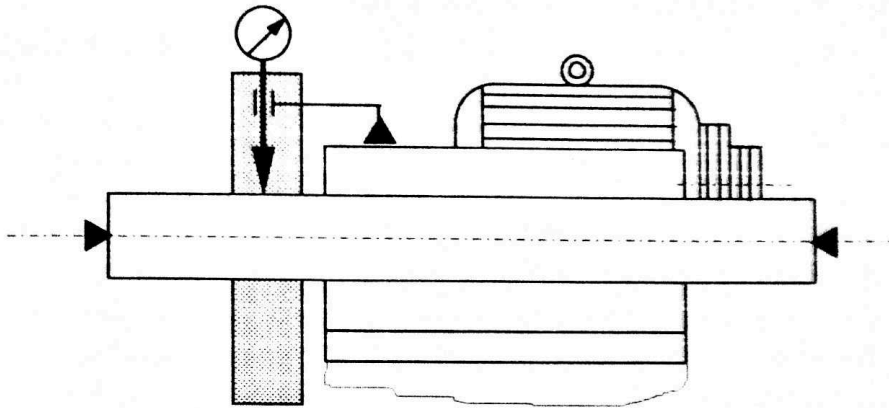


Fig. 5.9 Schema de măsurare a variației razei obiectului prelucrat

Înainte de efectuarea măsurării, s-a procedat la așezarea palpatorului comparatorului (respectiv a palpatorului traductorului inductiv), pe generatoarea superioară a obiectului de prelucrat, prin deplasarea transversală a saniei pietrei de rectificat, până în momentul obținerii unei indicații maxime.

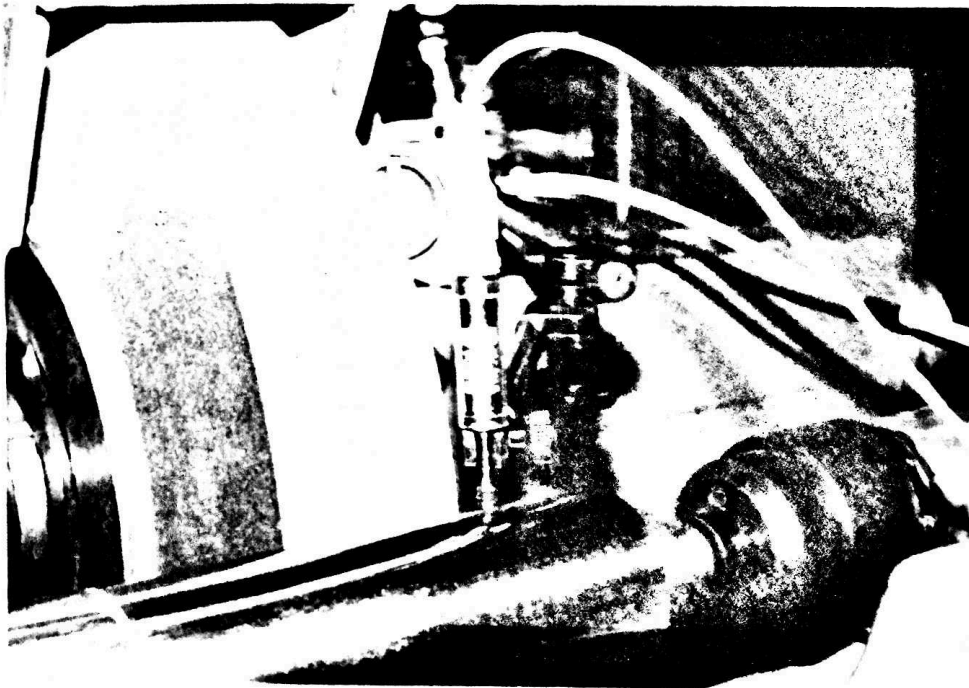


Fig. 5.10 Măsurarea efectivă a variației razei obiectului, utilizând un traductor inductiv de deplasare, Hotinger.

Această poziție a servit pentru reglarea originii de măsurare (cota "zero"), la aparatul de măsură utilizat.

Valorile determinate experimental sunt prezentate în tabelul 5.2, iar graficul variației razei în funcție de adâncimea de așchiere instalată a_{p1} (diviziuni la tensometrul electronic/10), este redat în figura 5.11.

Tabelul 5.2

Variația razei obiectului de prelucrat în funcție de adâncimea de așchiere instalată.

i_r [div]	a_{p1} [μm]	Δr [μm]					Media
		1	2	3	4	5	
0	0	0	0	0	0	0	0
10	1	1	1.1	1	1.1	0.9	1.02
20	2	2.1	2.2	2	2	1.9	2.04
30	3	2.9	2.9	3.1	3	3	2.98
40	4	4	4.2	4	4.1	3.9	4.04
50	5	5	5	5.1	5	5.1	5.04

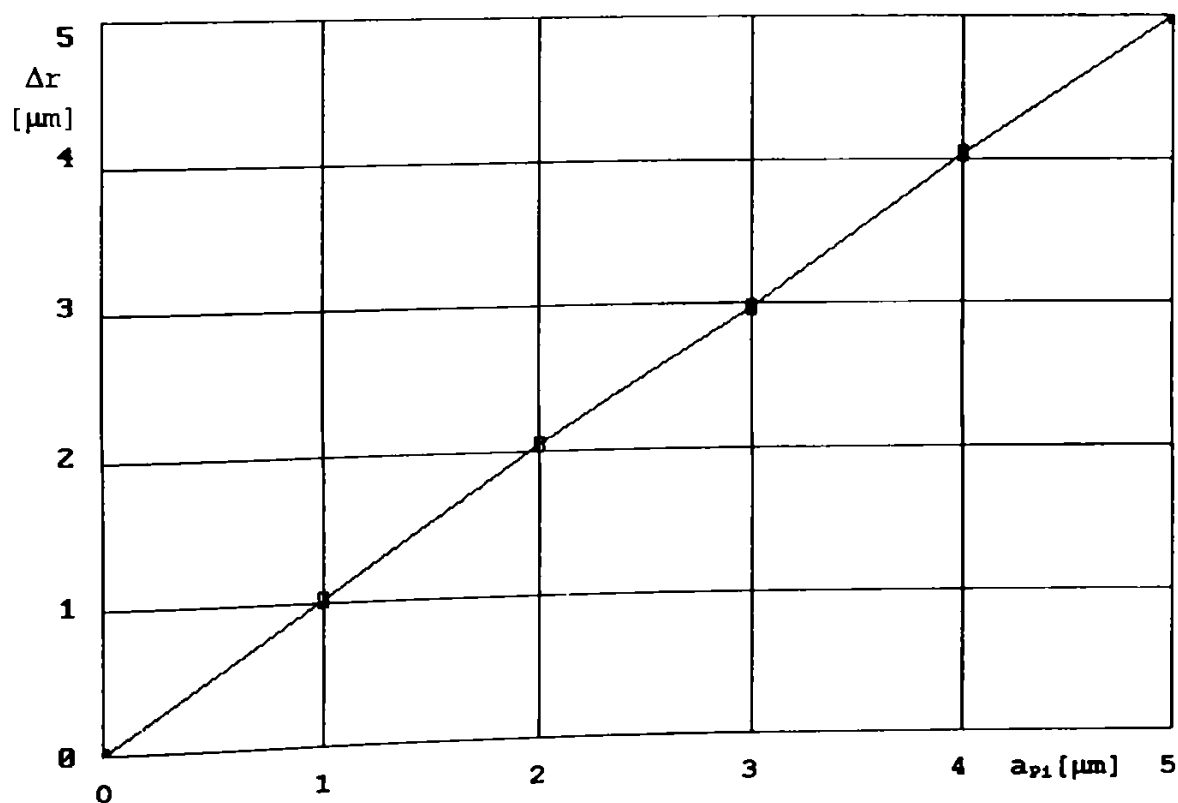


Fig. 5.11 Graficul variației razei obiectului de prelucrat în funcție de adâncimea de așchiere instalată

Pentru confirmarea creșterii rigidității cuplei AP - lagăr radial, ca urmare a utilizării sistemului automat electrohidraulic de deplasare și menținere a poziției prescrise a AP în raport cu lagărul radial, s-a determinat experimental rigiditatea, cu și fără utilizarea sistemului automat, pentru diverse poziții reglate.

În această scop s-a utilizat pentru măsurarea forței pasive, voltmetrul de pe panoul de comandă adaptivă al mașinii RE-350 CA (figura 5.12), cunoscând din caracteristica statică a punții de traductoare magnetoelastice a mașinii, că la o încărcare radială de 8 daN îi corespunde o variație de 1 volt. Din considerente de protecție, valoarea maximă a încărcării radiale a fost sub 50 daN.

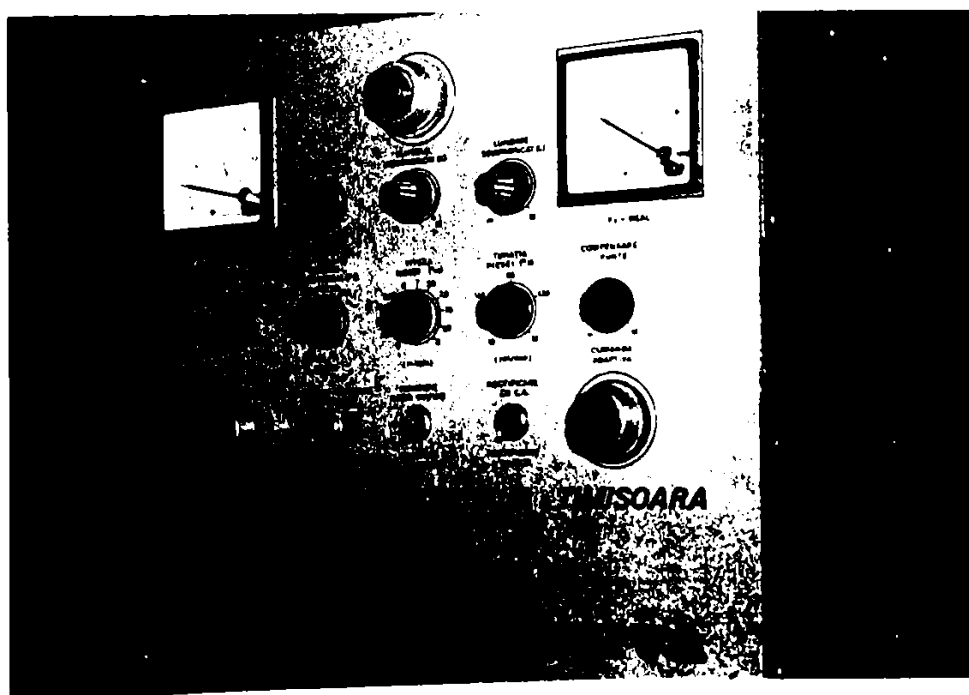


Fig. 5.12 Panoul de comandă al mașinii RE-350 CA.

Iar măsurarea deplasării AP față de lagăr, pe direcția Ox, s-a efectuat cu semipuntea de traductoare inductive (figura 5.4) din cadrul sistemului automat electrohidraulic, urmărind variațiile indicațiilor aparatului de măsură tip 1401, a tensiometrului electronic Mikrotechna 1503. S-a utilizat din

caracteristica statică a semipunții de traductoare inductive, constanta de proporționalitate de $0,1 \mu\text{m}/\text{div}$.

Determinările experimentale au fost efectuate pentru presiunea de alimentare $p_a=25\text{bar}$, reglată la grupul hidraulic destinat sustentației AP.

Pentru realizarea încărcării dorite, s-a optat pentru prelucrarea cu avans de pătrundere. Viteza de avans a fost astfel reglată încât, la voltmetrul de pe panoul CA al mașinii, să se citească valoarea dorită.

Încercările au fost efectuate pentru cazurile:

- fără sistemul automat electro-hidraulic, SAEH;
- cu SAEH, cu pătrundere zero;
- cu SAEH, cu pătrundere de $2.5\mu\text{m}$;

valorile deplasărilor AP în lagăr, corespunzătoare fiecărei încărcări stabilite, fiind consemnate în tabelul 5.3.

Tabelul 5.3

Deformațiile corespunzătoare diverselor încărcări radiale ale AP.

Nr. crt.	i_v [div]	F_p [daN]	Fără SAEH		Cu SAEH, $a_p=0\mu\text{m}$		Cu SAEH, $a_p=2.5\mu\text{m}$	
			i_T [div]	x [μm]	i_T [div]	x' [μm]	i_T [div]	x'' [μm]
1	0	0	0	0	0	0	0	0
2	0.5	4	8	0.8	0.5	0.05	0.5	0.05
3	1	8	13	1.3	0.5	0.05	0.5	0.05
4	2	16	23	2.3	1.5	0.15	1.5	0.15
5	3	24	32.5	3.25	2	0.2	8	0.8
6	4	32	42.5	4.25	3	0.3	18	1.8
7	5	40	53.5	5.35	5	0.5	33	3.3
8	6	48	66	6.6	20	2	50.5	5.05

Din reprezentarea grafică a rigidității în cazurile analizate (figura 5.13), rezultă ca urmare a utilizării SAEH, o evidentă creștere a rigidității cuplei AP-lagăr radial. Creșterea este mai evidentă când, din "energia" lichidului hidrostatic, nu s-a folosit nimic pentru deplasarea AP în lagăr.

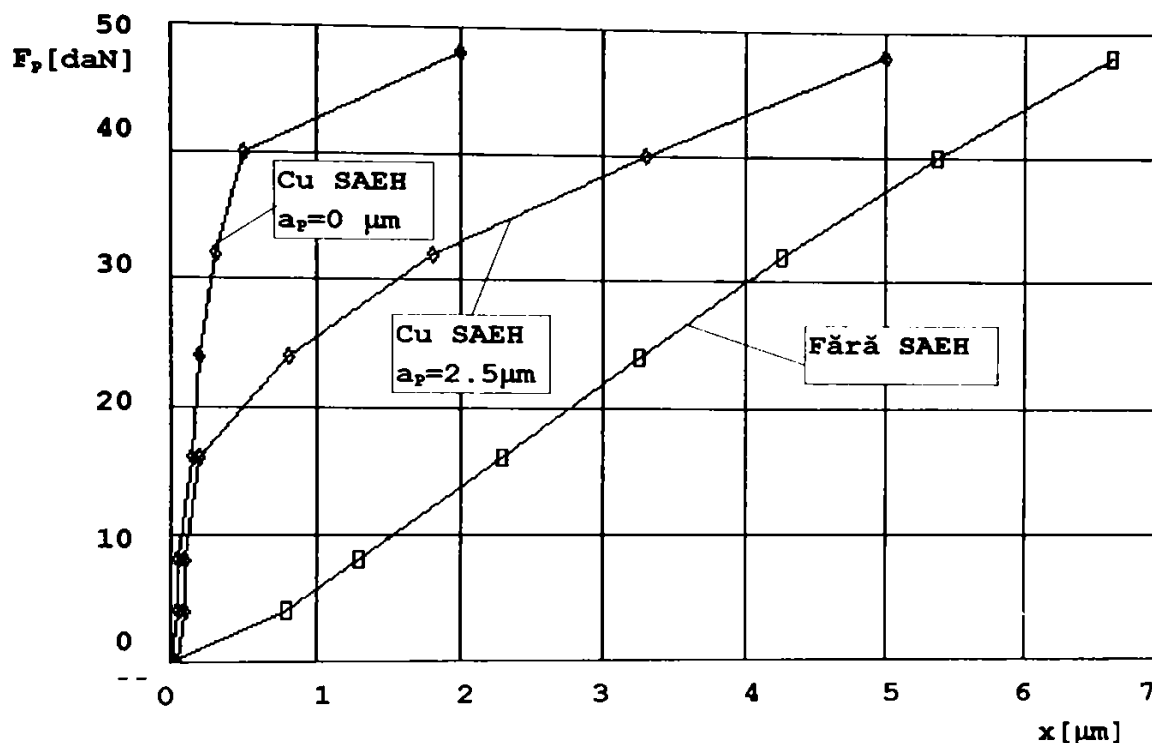


Fig. 5.13 Rigiditatea cuplei AP-lağăr radial, cu și fără SAEH.

Folosind obiectul prelucrat anterior (OLC45 îmbunătățit), în scopul stabilirii concordanței dintre pătrunderea radială, instalată cu sistemul automat electro-hidraulic, și modificarea razei acestuia ca efect a pătrunderii, s-a verificat cu Profilometrul electronic (prezentat în 5.2) rugozitatea fiecărui tronson prelucrat, rezultând situația prezentată în tabelul 5.4 și graficul din figura 5.14.

Tabelul 5.4

Rugozitatea suprafeței pentru diverse adâncimi de așchiere

Nr. crt	i_T [div.]	a_{pi} [μm]	R_a [μm]
1	10	1.0	0.65
2	20	2.0	0.90
3	30	3.0	1.10
4	40	4.0	1.25
5	50	5.0	1.40
6	-	10.0	2.05
7	-	15.0	2.50
8	-	30.0	3.30

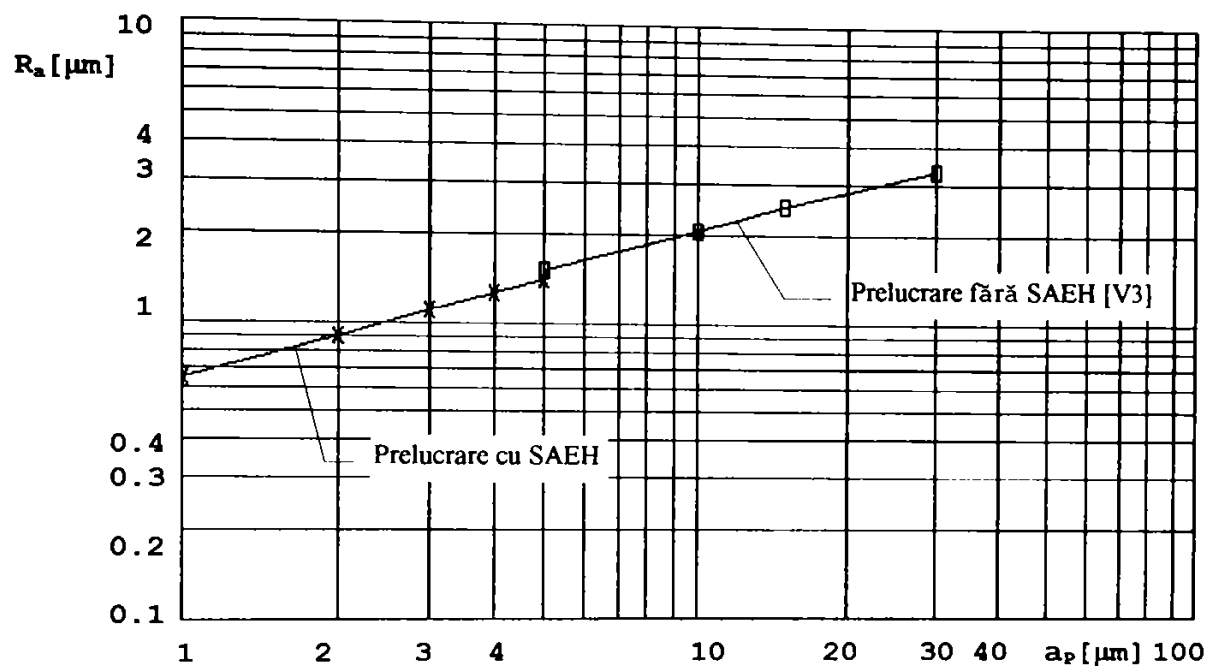


Fig. 5.14 Variația rugozității R_a , în funcție de mărimea adâcimii de așchiere.

Din analiza graficului din figura 5.14, se poate desprinde concluzia, că în faza de finisare, cu cât prelucrarea finală se efectuează cu adâcimi de așchiere mai mici, cu atât calitatea suprafeței se îmbunătățește (rugozitatea scade). Concluzie confirmată și prin cercetările detaliate din [V3].

5.4 Concluzii.

Rezultatele încercărilor experimentale au scos în evidență următoarele aspecte:

- valabilitatea modelului matematic propus pentru calculul lagărului hidrostatic radial, în cazul utilizării unei rezistențe variabile de alimentare, la un buzunar al lagărului, a fost confirmată;

- datorită utilizării buclei de reacție în cadrul sistemului automat electro-hidraulic, s-a constatat o corespondență aproape perfectă, în cazul încercărilor în sarcină,

între avansul transversal micrometric reglat și variația dimensiunii obiectului prelucrat;

- utilizarea sistemului automat electro-hidraulic de deplasare și menținere a AP în poziția prescrisă, are ca efect creșterea rigidității cuplei AP - lagăr radial. Creșterea rigidității este limitată de presiunea de alimentare reglată la grupul hidraulic destinat sustentației AP. Creșterea de rigiditate este mai mare în cazul utilizării sistemului automat electro-hidraulic numai pentru menținerea poziției, fără o deplasare a AP față de lagărul radial, comparativ cu situația în care se realizează și o deplasare relativă a acestora pe direcția Ox;

- efectul benefic al pătrunderilor transversale foarte mici asupra rugozității suprafeței prelucrate prin rectificare, a fost confirmat de încercările efectuate cu sistemul automat electro-hidraulic pentru realizarea microavansurilor;

- în cazul realizării de microavansuri, utilizând sistemul automat electro-hidraulic, creșterea presiunii de alimentare a sustentației subansamblului AP, determină o reducere a deplasării pe direcția Oy, în condițiile păstrării mărimii deplasării pe direcția Ox.

Cap. 6 Concluzii și contribuții originale.

În scopul elaborării prezentei lucrări s-au impus cercetări importante, atât în domeniul teoretic cât și în domeniul practic, evidențiindu-se astfel următoarele contribuții:

1. Prezentarea detaliată a tuturor posibilităților de realizare a avansului transversal automat, mecanic și hidraulic, la mașinile de rectificat rotund tip RE și RU, produse de IMUA București, cu utilitate reală în secțiile de întreținere, pentru înțelegerea corectă a funcționării acestora și deci a ușurării depanării eventualelor defecțiuni.

2. Elaborarea și aplicarea unei metodici de analiză a capabilității mașinilor din grupa RE și RU, dar nu numai a acestora, privind realizarea avansurilor transversale (manual prin impulsuri și automat la capete de cursă), la valorile prescrise în documentația tehnică.

3. În urma utilizării programului utilitar STATGRAPHICS [*9], [*10], atât pentru programarea experimentelor cât și pentru analiza ulterioară a observațiilor, a rezultat că mecanismele de avans ce echipează mașinile de tip RE și RU, nu sunt capabile să realizeze valoarea nominală de $2.5\mu\text{m}$ a avansului transversal manual minim prin impulsuri decât pentru abateri admise de $\pm 2\mu\text{m}$.

4. Comanda adaptivă a vitezei de avans longitudinal sau a vitezei de avans transversal și a vitezei de avans tangențial, determină menținerea constantă a deformațiilor STE și deci creșterea preciziei dimensionale, simultan cu o neuniformitate a calității suprafeței (prin modificarea parametrilor de regim). Se impune decuplarea comenzii adaptive în faza de

destindere pentru uniformizarea calității suprafeței prelucrate.

5. Programul de calcul elaborat pentru calculul lagărelor radiale cu sustentație hidrostatică de viteză moderată, bazat pe metoda bilanțului de debite [S4], util în activitatea de proiectare, este capabil să optimizeze jocul dintre arbore și lagăr (h_0), astfel încât creșterea de temperatură a lubrifiantului să fie minimă, în condițiile evidente de respectare atât a capacității portante impuse, cât și a rigidității minime a filmului de lubrifiant.

6. Stabilirea domeniilor optime de variație ale parametrilor de proiectare, rezultate în urma rulării repetate a programului pentru calculul lagărelor hidrostatice radiale (prezentate în paragraful 3.5.6).

7. Aprofundarea unui studiu privind influența reperelor componente ale unui lagăr axial închis (cu buzunare inelare), asupra caracteristicilor sale de sarcină, a scos în evidență că jocurile axiale depind de presiunea de alimentare și rigiditatea pieselor componente. La proiectarea lagărelor axiale de precizie se impune luarea în considerare și a deformațiilor elastice ale reperelor ce alcătuiesc lagărul.

8. Efectuarea unui studiu teoretic, privind efectele abaterilor geometrice ale mașinii-unelte și deformațiilor STE, asupra preciziei dimensionale și de formă ale obiectului prelucrat. La efectuarea studiului au fost luate în considerare: din punct de vedere al abaterilor geometrice, deplasarea axei vârfurilor (vârfurile păpușii obiectului respectiv păpușii mobile), în planul orizontal xOz respectiv vertical yOz al obiectului de prelucrat, iar din punct de vedere al deformațiilor STE, deformațiile: păpușilor vârfurilor, obiectului de prelucrat, pietrei de rectificat, arborelui principal împreună cu lagărele acestuia, șurubului piuliță a mecanismului de avans transversal.

9. Stabilirea legilor de variație ale adâncimii de aşchiere în funcție de poziția mesei, pentru eliminarea abaterilor geometrice ale mașinii și menținerea constantă a deformației STE.

10. Determinarea rigidităților statice ale subansamblurilor mașinii RE-350 CA, la prinderea între vârfuri respectiv în mandrina universal, folosind un stand original de măsurare, utilizabil la orice mașină de rectificat rotund exterior între vârfuri.

11. Elaborarea unei noi relații de calcul a deformației STE, care ține cont de modificarea adâncimii de aşchiere o dată cu modificarea deformațiilor STE. Utilizarea acestei relații este utilă în special în cazul rectificării, pentru că ponderea deformației este de 25-40% din adâncimea de aşchiere teoretică.

12. Elaborarea unui program de calcul pentru modificarea continuă a adâncimii de aşchiere, în vederea compensării simultane atât a abaterilor de precizie geometrică ale mașinii cât și a deformațiilor elastice ale STE.

13. Elaborarea și verificarea practică a unui algoritm de calcul a lagărelor hidrostactice radiale, având ca noutate originală, posibilitatea modificării parametrilor adimensionali de alimentare (caracteristicile rezistențelor hidraulice înseriate cu buzunarele), la unul sau mai multe buzunare ale lagărului.

14. Confirmarea prin încercări experimentale a concluziei teoretice, că poziția buzunarului lagărului care trebuie alimentat suplimentar, pentru obținerea unei componente maxime pe direcție Ox, este dependentă de condițiile funcționale și caracteristicile constructive ale cuplei arbore-lagăr.

15. Elaborarea și aplicarea soluției sustentației arborelui principal, capabil să realizeze deplasări pe direcția avansului transversal (Ox) în limita $1 \pm 5 \mu\text{m}/\varnothing$ și creșterea

rigidității pe această direcție, modificând debitul de alimentare cu lichid hidrostatic într-un singur buzunar al lagărului radial.

16. Proiectarea, realizarea și încercarea unui traductor inductiv de precizie, pentru măsurarea deplasării arborelui principal în lagărul radial hidrostatic (fără contact mecanic).

17. Determinarea caracteristicii statice a semipunții de traductoare inductive (montaj diferențial), utilizând un stand experimental original.

18. Proiectarea, realizarea și încercarea unui sistem automat electro-hidraulic cu reacție, pentru comanda deplasării microme-trice și menținerea în poziție (creșterea rigidității cuplei arbore principal-lagăr radial), a arborelui principal sustentat hidrostatic, de la mașini de rectificat rotund exterior între vârfuri.

19. Proiectarea și execuția standului pentru încercările experimentale, privind: verificarea modelului matematic propus pentru calculul lagărelor hidrostactice radiale; verificarea realizării avansului transversal micrometric în sarcină, prin deplasarea arborelui principal în lagărul radial; verificarea creșterii rigidității cuplei arbore principal-lagăr radial; determinarea efectului microavansurilor asupra calității suprafeței.

20. Între avansul transversal reglat la sistemul automat electro-hidraulic și modificarea dimensiunii obiectului de prelucrat, există o corespondență aproape perfectă, aceasta datorită utilizării unei bucle de reacție pentru poziția relativă dintre arborele principal și lagărul radial.

21. Creșterea rigidității cuplei arbore-lagăr, în cazul utilizării sistemului automat electro-hidraulic, este proporțională cu creșterea presiunii reglate la grupul hidraulic destinat sustentației.

22. Creșterea rigidității este mai pronunțată în cazul utilizării sistemului automat electro-hidraulic doar pentru menținerea poziției (fără o deplasare relativă arbore lagăr). Creșterea rigidității este diminuată dacă, o parte din energia lichidului hidrostatic este utilizată pentru deplasarea arborelui în lagăr.

23. Calitatea suprafeței prelucrate se îmbunătățește o dată cu micșorarea pătrunderilor transversale.

Prin prezenta lucrare, autorul consideră că și-a adus contribuția la elucidarea unor aspecte teoretico-experimentale, referitoare la optimizarea construcției subansamblului arbore principal de la mașinile de rectificat rotund exterior între vârfuri și la îmbunătățirea indicilor tehnico-economici ai procesului de rectificare.

7. BIBLIOGRAFIE

- B1. Balacsin, B.S. **Samopodnastrai vaiusceisia stanki**, Izdatelstvo "Mașinostroenie", Moskva, 1980, Izdanie 4-e.
- B2. Barbu, Ș., ș.a., **Mecanisme de avans utilizând sisteme cu elemente de rulare având pretensionarea controlată**, TEHNO' 98 - A VIII-a Conf. de Inginerie Managerială și Tehnologică, Timișoara 28-30 Mai 1998.
- B3. Buzdugan, Gh., **Rezistența materialelor**, Editura tehnică, București, 1980.
- C1. Cameron, A. **Basic Lubrication Theory**, Londra, Longman, 1971.
- C2. Carafoli, E., ș.a., **Dinamica lichidelor incompresibile**, Ed. Academiei Române, București, 1981.
- C3. Ceangă, E., ș.a., **Electronică industrială**. Editura Didactică și Pedagogică, București 1981.
- C4. Constantinescu, V.N., **Dinamica fluidelor vâscoase în regim laminar**, Ed. Academiei Române, București, 1987.
- C5. Constantinescu I., ș.a. **Prelucrarea datelor experimentale cu calculatoare numerice**. Editura Tehnică. București 1980.
- C6. Constantinescu, V.N., ș.a. **Lagăre cu alunecare** - Editura Tehnică, București, 1980.
- D1. Dascălu, D., ș.a., **Circuite electronice**. Editura Didactică și Pedagogică, București 1981.
- D2. Drăghici, G., Șoșdean, D., ș.a. **Elaborarea algoritmului pentru stabilirea corelației dintre parametrii și indicii unui proces tehnologic**, Sesiunea de comunicări Electrotimiș, Timișoara, 1988.
- D3. Dumitrache, I. **Tehnica reglării automate**. Editura Didactică și Pedagogică, București, 1980.
- G1. Grozav, I., Șoșdean, D., **Software for calculating gear belt pulley hobs**, Conf. a V-a PUPR, Timișoara, 1986.
- G2. Guibert, Ph., **Hydraulique Industrielle Appliquee**, Université de Metz, 1991.
- G3. Guttman, I., Wilks, S.S., and Hunter, J.S. **Introductory Engineering Statistics**, third edition. New York: Wiley 1982.

- H1.Hâncu, A.,ș.a., **Contribuții la aplicarea lubrificației hidrostatice la arborii principali ai mașinilor unelte.** Conf. Tribotehnica, 1980, Hunedoara, vol.1 p. 249-260.
- I1.Ignatyv, N.,ș.a., **Machine-tool design**, General editor N.D. Acherkan, Vol. 4, Moskva, 1986.
- I2.Ilici, C., **Probleme de optimizare și algoritmi de aproximare a soluțiilor**, Ed. Academiei Române, București, 1990.
- I3.Ionescu, G.,ș.a., **Traductoare pentru automatizări industriale**, Vol.I, Editura Tehnică, București, 1985.
- I4.Ionescu, G.,ș.a., **Traductoare. Principii și metode de proiectare.** Lit. IP București, 1980.
- I5.Ispas, C.,ș.a., **Simularea comportării statice și dinamice a unor elemente de structură de bază ale mașinilor-unelte**, Construcția de Mașini Nr. 4-5, Edit. Of. de Inf. Docum. pt. Ind. Constr. de Maș., București, 1994.
- I6.Ispas, C.,ș.a., **Metode moderne de cercetare a mașinilor-unelte**, I.P.B., București, 1992.
- L1.Law, A.M. and Kelton, W.D. **Simulation Modeling and Analysis.** New York: McGraw-Hill.
- L2.Lurie, G.B., ș.a. **Шлифовальные станки и их наладка**, Висшаia škola, Moskva, 1976.
- M1.Manolescu, P.,ș.a., **Măsurări electrice și electronice**, Ed. Did. și Ped., București, 1980.
- M2.Marin, V.,ș.a., **Sisteme hidraulice de acționare și reglare automată. Probleme practice: proiectare, execuție, exploatare.** București, Editura Tehnică, 1981.
- M3.Matieșan, D.,ș.a., **Lagăre cu alunecare (Elemente de proiectare)**, At. de multiplicare I.P. Cluj, 1985.
- M4.Mazilu, I.,ș.a. **Sisteme hidraulice automate**, Editura Academiei Române, București, 1982.
- M5.Milea, A., **Măsurări electrice-principii și metode**, Editura Tehnică, București, 1980.
- M6.Moraru, V., **Teoria și proiectarea mașinilor-unelte**, Editura Tehnică, București, 1986.

- N1.Nicolae, D.,ș.a., **Măsurarea parametrilor fluidelor - echipamente și sisteme**, Ed. Scrisul Românesc, Craiova, 1986.
- O1.O' Donoghue, J.P., Rowe, W.B. **Hydrostatic bearing design**. În: *Tribology*, 1969, 2, Nr. 1, p. 25-71.
- O2.Oprean, A., **Hidraulica Mașinilor-unelte**, Ed. Didactică și Pedagogică, București, 1983.
- P1.Picoș, C., ș.a., **Proiectarea tehnologiilor de prelucrare mecanică prin așchiere**, Manual de proiectare, Vol. I și II, Editura UNIVERSITAS, Chișinău, 1992.
- P2.Pop, I., Micșa, I., Cojerean, P., Șoșdean, D., **Dispozitiv de rulat interior**, Brevet de invenție nr. 95751, OSIM, România, 1988.
- P3.Predincea, N.,ș.a., **Aspecte privind precizia geometrică a mașinilor-unelte**, A VIII-a Conferință Națională de M-U, București,1991.
- P4.Putz, V., Șoșdean, D., **Contribuții la formularea relațiilor de calcul pentru viteza de așchiere în regim tranzitoriu la danturarea cu freza melc cilindrică**, Sesiunea de Comunicări Electromotor, Timișoara, 19-20 Mai 1989.
- P5.Pop, E., ș.a., **Tehnici moderne de măsurare**, Editura Facla, Timișoara, 1983.
- R1.Reynolds, A., **Curgeri turbulente în tehnică**, Ed. Tehnică, București, 1982.
- R2.Rippel, H.C., **Cast bronze hydrostatic bearing design manual**. 1969, Cast Bronze Bearing Institute Inc.
- S1.Salje, E., **Strategien zur Prozessoptimierung beim Aussen-rundeinsteschschleifen**, *Industrie Anzeiger*, nr. 51, 19.06.1973.
- S2.Sima, V.,ș.a. **Practica optimizării asistate de calculator**, Editura Tehnică, București, 1986.
- S3.Sriberner, L.A., **Točnosti inductivnâh preobrazovatelei peremesćenii**. Mosckva, Mașinostroenie, 1975.
- S4.Stanciu, Ș., ș.a. **Sisteme hidrostatice portante**. Editura Tehnică, București, 1985.
- S5.Stansfield, F.M., **The design of hydrostatic journal bearings**.8th Int. MTDR Conf., sept. 1967, M.S. No.413, p. 27.

- S6. Șimanoviț, M.A., ș.a., **Vlinie podatlivosti detalei gidrostaticeskoii oporbi na ee nagruzoșnie harakteristiki**, Stanki i Instrument no.9, Moskva 1972.
- S7. Șoșdean, D., ș.a., **Creșterea preciziei mașinilor de rectificat prin realizarea de microavansuri de pătrundere**, TEHNO' 98 - A VIII-a Conf. de Inginerie Managerială și Tehnologică, Timișoara 28-30 Mai 1998.
- S8. Șoșdean, D., **Program pentru discuția și rezolvarea sistemelor de M ecuații liniare cu N necunoscute pe calculator**. Sesiunea tinerilor absolvenți, IP Timișoara, nov. 1985.
- S9. Șoșdean, D., ș.a., **Program pentru determinarea coeficienților de interpolare Lagrange**, Ses. de comunicări Electromotor, Timișoara, 3-4 iunie 1988.
- S10. Șoșdean, D., ș.a. **Program pentru stabilirea corelației dintre parametrii și indicii unui proces tehnologic**, Sesiunea de comunicări Electrotimiș, Timișoara, 1988.
- S11. Șoșdean, D., ș.a. **Rektifizierung Kugelformiger Oberflächen mit Tiegelformiger Scheibearbeitsweise und Berechnungsverfahren**, Bul. Științific și Tehnic, IPT, Tom 31(45), 1986.
- S12. Șoșdean, D., ș.a., **Dispozitiv de alimentare automată cu semifabricate cilindrice**, Brevet de invenție nr. 97304, OSIM, România, 1988.
- S13. Șoșdean, D., Popescu, H., **Considerații asupra posibilităților de aproximare prin funcții a datelor experimentale**, Sesiunea de Comunicări Electromotor, Timișoara, 3-4 iunie 1988.
- S14. Șoșdean, D., ș.a., **Sistem automat pentru deplasarea radială a arborelui principal**, TEHNO' 98 - A VIII-a Conf. de Inginerie Managerială și Tehnologică, Timișoara 28-30 Mai 1998.
- S15. Șoșdean, D., ș.a., **Traductor inductiv pentru controlul deplasării arborelui principal în lagărul hidrostatic**, TEHNO' 98 - A VIII-a Conf. de Inginerie Managerială și Tehnologică, Timișoara 28-30 Mai 1998.
- S16. Șoșdean, Dănuț., **Studiul influenței subansamblului arbore principal, asupra preciziei și calității suprafeței la rectificare**, Referat doctorat nr.1, Catedra TCM, Timișoara.
- S17. Șoșdean, Dănuț., **Stadiul actual al soluțiilor constructive a subansamblului arbore principal pentru mașini de rectificat**, Referat doctorat nr.2, Catedra TCM, Timișoara.

- S18.Șoșdean, Dănuț., **Soluție optimizată de subansamblu arbore principal pentru mașini de rectificat rotund exterior între vârfuri**, Referat doctorat nr.1, Catedra TCM, Timișoara.
- T1.Tache, V., ș.a., **Elemente de proiectare a dispozitivelor pentru mașini-unelte**, Editura Tehnică, București, 1985.
- T2.Tchouprakov, Y., **Comande hydraulique et automatismes hydrauliques**, Editions mir Moscou, 1982.
- T3.Țura, L., **Cercetări privind influența deformațiilor elastice asupra dimensiunilor și formei geometrice a pieselor prelucrate prin rectificare cu control activ**, Constr. de Mașini Nr. 4-5, Edit. Of. de Inf. Docum. pt. Ind. Constr. de Maș., București, 1996.
- U1.Urdea, G., **Mașini - Unelte**, Lito. U.P.Timișoara, 1995.
- U2.Urdea, G.,ș.a., **Sistem automat de încărcare a mașinii de rectificat rotund exterior între vârfuri cu comandă adaptivă**, Conferința de Mașini-Unelte București, 1994.
- U3.Urdea, G., **Comanda adaptivă la mașini de rectificat rotund exterior între vârfuri**, Teză de doctorat, Institutul Politehnic "Traian Vuia" Timișoara, 1976.
- U4.Urdea, G., Grosu, F., Șoșdean, D., **Supapă pilotată cu comandă electromagnetă**, Conf. a V-a PUPR, Timișoara, 1986.
- V1.Vaida, A.,ș.a., **Proiectarea mașinilor-unelte**, Editura Didactică și Pedagogică, București, 1980.
- V2.Vătafu, M., **Element de execuție pentru compensarea automată a unor erori de prelucrare la strunjire**, TEHNO' 98 - A VIII-a Conf. de Inginerie Managerială și Tehnologică, Timișoara 28-30 Mai 1998.
- V3.Voia, I., **Cercetări analitice și experimentale asupra preciziei geometrice la rectificarea cilindrică exterioară**, Teză de doctorat, Institutul Politehnic "Traian Vuia" Timișoara, 1987.
- W1.Weck, M.,ș.a., **An examination technique to determine static weakpoints of machine tools**, Annals of the CIRP, Vol.36/1/1987.

Zl.Zapciu, M.,ș.a., **Metode de determinare experimentală a rigidității statice a mașinilor-unelte**, Construcția de Mașini Nr. 4-5, Edit. Of. de Inf. Docum. pt. Ind. Constr. de Maș., București, 1994.

- *1. * * * - Manual de utilizare **MIKROTECHNA N.U.**, Praga, 1988.
- *2. * * * **KONINGS-Hydrostatische machinenelemente**, catalog 1974.
- *3. * * * **SKF - Genauigkeitslager**, Suedia, 1988.
- *4. * * * **Mașină de rectificat exterior RE 350-1**. Intreprinderea de mașini unelte și agregate. București.
- *5. * * * **SARTORIUS - Catalog produse**.Gottingen, Germania,1994.
- *6. * * * **FAG - Die Arbeitsspindel und ihre Lagerung**, Publ. Nr. 02113DA, Schweinfurt, Germania, 1985.
- *7. * * * **FAG Spindle - Units with Hidrodynamic Sliding Bearings**, Schweinfurt, Germania, 1986.
- *8. * * * **OVERBECK - Schleifmaschinen**, Herborn, Germania, 1992.
- *9. * * * **Statgraphics. Reference Manual**. Manugistics - Rockville, USA, 1992.
- *10. * * * **Statgraphics. Examplex Manual**. Manugistics - Rockville, USA, 1992.
- *11. * * * **DataMyte Handbook**, third edition. - Minnetonka, Minnesota: DataMyte Corporation 1987.
- *12. * * * **REINECKER - Automatic internal grinding machines**, Ulm-Einsingen, Germania, 1993.
- *13. * * * **FORTUNA - Roundschleifmaschinen** (Catalog produse), Stuttgart, Germania, 1993
- *14. * * * - Catalog **Conrad Electronic**. Hirschau 1997.
- *15. * * * - Catalog **RS Components**. Mörfelden-Walldorf 1997.
- *16. * * * - Catalog **RIM electronic**. München 1997.
- *17. * * * - Catalog **Bosch Für Hydraulik**. Stuttgart 1986.
- *18. * * * **STAS 2672 - 87, Mașini de rectificat rotund exterior (Prescripții de precizie)**, Colecția STAS, Editura Tehnică, București, 1987.
- *19. * * * **STAS 1670/1 - 83, Mașini - unelte (Condiții tehnice generale de calitate)** , Colecția STAS, Editura Tehnică, București, 1987.