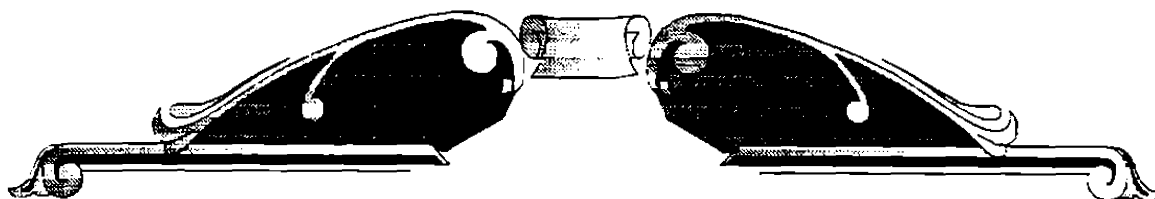


UNIVERSITATEA "POLITEHNICA"
DIN TIMISOARA
FACULTATEA DE MECANICA



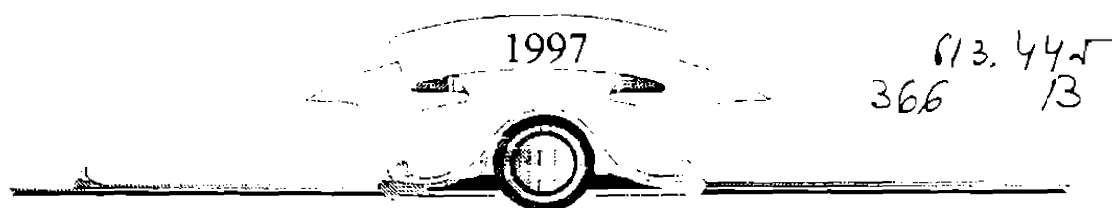
ing. Ion Grozav

TEZA DE DOCTORAT

Comanda adaptivă a avansului la
mașini de frezat orizontale cu consolă

Conducător științific
Prof. dr. ing. Aurel Dreucean

BIBLIOTECA CENTRALĂ
UNIVERSITATEA "POLITEHNICA"
TIMIȘOARA



1. INTRODUCERE

1.1. Necesitatea automatizării proceselor de producție.

Este cunoscut că nivelul de trai al societății este dependent de productivitatea muncii operatorilor umani. Creșterea productivității muncii este posibilă numai prin mecanizarea și automatizarea proceselor de producție.

Preocupări în acest domeniu au fost în permanență și în cadrul centrelor universitare din țară, punându-se accent pe realizarea de utilaje cu un grad de complexitate cât mai ridicat și cu o funcționare cât mai independentă de intervenția operatorului uman, deci cu un grad înalt de automatizare. Dacă comenzile numerice, introduse la mașinile-unelte au dus la automatizarea ciclului cotelor, în fața cercetătorilor s-a ridicat problema automatizării și a alegerii regimurilor de așchiere în strânsă concordanță cu adaosurile de prelucrare reale existente la semifabricate. Astfel au luat ființă colective de cercetare, care în colaborare cu cercetători din colectivele de cercetare specializate în construcția de mașini, din institute de cercetare și din întreprinderi producătoare de mașini-unelte, să desfășoare o vastă activitate de cercetare-proiectare, iar soluțiile proiectate să fie cât mai rapid puse în aplicare. Astfel a fost creat un subcolectiv de cercetare în domeniul mașinilor-unelte, care și-a desfășurat activitatea în cadrul catedrei de T.C.M. a facultății de Mecanică din Timișoara, care a fost condus de prof. dr. ing. E. Dodon, acesta a avut preocupări pentru implementare comenzilor adaptive pe mașinile-unelte de construcție românească.

Prezenta teză de doctorat, înscriindu-se în tematica subcolectivului amintit, caută să aducă o modestă contribuție în realizarea unui sistem de comandă adaptivă pentru mașinile de frezat, experimentările fiind realizate pe mașina de frezat

orizontal cu consolă.

Autorul dorește să mulțumească tuturor colegilor și a celor care au contribuit în diferite forme, la realizarea experimentărilor și definitivarea lucrărilor prezentei teze de doctorat.

1.2. Rolul comenzii adaptive în creșterea capacității de producție a mașinilor-unelte.

Este știut că orice proces tehnologic de prelucrare prin îndepărtare de particole trebuie să fie rațional. Aceasta implică ca să se realizeze minime și maxime. Minimile sunt legate de prețul de cost precum și de efortul fizic și intelectual al operatorului uman, iar maximele se referă la asigurarea unei calități cât mai bune a prelucrării, precum și a unei capacități de producție a mașinilor-unelte cât mai mari. Având în vedere intervenția subiectivă a operatorului uman, în funcție de calitățile individuale ale acestuia, precum și variabilitatea lor în timp, se caută ca prin automatizarea comenzilor mașinilor-unelte să se asigure dezideratele amintite anterior.

Prin comanda adaptivă a mașinilor-unelte [B4] se înțelege realizarea automată în buclă închisă a parametrilor regimului de așchiere pe baza unei strategii stabilite anterior în cadrul unui algoritm și pe baza informațiilor curente primite din procesul de așchiere prin măsurarea unor mărimi caracteristice ale procesului respectiv.

Cum conducerea numerică a mașinilor-unelte a automatizat realizarea ciclului cotelor, comanda adaptivă automatizează alegerea parametrilor regimului de așchiere, transformând mașina-uneltă într-un sistem cu inteligență artificială, care pe viitor poate fi inclusă într-un sistem cibernetizat de conducere a unor unități industriale.

Din avantajele comenzii adaptive se pot enumera:

-stabilirea parametrilor regimului de așchiere în cazurile

când prin calcul nu se pot determina, cum ar fi pătrunderea și ieșirea sculei din așchiere;

- creșterea preciziei de prelucrare prin menținerea constantă a deformațiilor elastice ale STE;

- protejarea sculei și mașinii-unelte la suprasarcini;

- obținerea unor regimuri optime în funcție de criteriul de performanță dorit (cel mai frecvent minimul prețului de cost);

- eliminarea influențelor unor factori perturbatori.

Așa după cum se poate observa, comanda adaptivă nu satisface doar un singur criteriu de performanță și anume acela al creșterii capacității de productive. Ea duce la creșterea capacității de producție a utilajului cu includerea unor cerințe de calitate impuse piesei prin desenul de execuție al acesteia.

1.3. Rolul comenzii adaptive în dezvoltarea și extinderea celulelor și liniilor flexibile.

Având în vedere tendințele actuale de dezvoltare ale întreprinderilor, se constată o cerință majoră a utilajelor de a fi cât mai flexibile, pentru ca într-un timp cât mai scurt producția unei unități industriale să se poată schimba în vederea adaptării ei la cerințele pieței mondiale de desfacere.

Această cerință acută se poate realiza doar prin conceperea unor celule și a unor linii flexibile de fabricație. Aceste utilaje noi sunt avantajoase în cadrul automatizării producției de unicate (individuale) sau a unei producții de serie foarte mică. Ele asigură o schimbare automată a piesei, folosind paletizarea semifabricatelor, schimbarea automată a sculei din magazinul de scule, având automatizat tot ciclul de fabricație. Această automatizare complexă care cuprinde atât livrarea cât și evacuarea din spațiul de lucru a semifabricatului, alimentarea automată cu sculele necesare, realizarea automată a ciclului cotelor prin comanda numerică, nu poate să fie desăvârșită fără introducerea comenzii adaptive, adică automatizarea alegerii regimului optim de

așchiere. Dacă în cazul producției de serie regimurile optime de așchiere pot fi calculate și apoi programate prin sisteme adecvate, la celulele flexibile, când producția este individuală, acest lucru nu mai este rentabil și trebuie ca utilajul să-și aleagă singur regimurile optime, în funcție de condițiile concrete de așchiere, lucru realizat prin sistemele de comandă adaptivă.

Aplicarea comenzii adaptive la celulele și liniile flexibile de fabricație nu elimină ci presupune combinarea ei cu sistemul comenzii numerice. Astfel se elimină calcularea regimurilor de așchiere și se simplifică programarea acestora. Prin introducerea comenzii adaptive crește atât siguranța în funcționare a celulei flexibile, cât și fiabilitatea utilajului. Precizia de prelucrare a reperelor în acest caz va crește ca urmare a existenței posibilității de a se realiza unele compensări pe baza parametrilor mășurați de sistemul de comandă adaptivă. Mai mult, utilizând comenzile adaptive s-a constatat o scădere a consumurilor energetice specifice.

Combinarea sistemelor de comandă adaptivă cu sistemele numerice, în cadrul celulelor și liniilor de fabricație flexibile, crează condiții optime pentru conducerea acestora prin calculatoarele electronice. Acestea permit dezvoltări ulterioare pentru cibernetizarea proceselor de producție, ajungându-se ca în unitățile industriale ale viitorului, prezența operatorului uman în cadrul procesului să fie limitată la minim. Omul având doar sarcini de control, depanare a defecțiunilor, supraveghere și reglare, va putea realiza astfel o productivitate a muncii mult mai ridicată.

2. STADIUL ACTUAL AL COMENZILOR ADAPTIVE LA MASINILE DE FREZAT.

2.1. Stadiul actual al introducerii comenzilor adaptive la mașinile-unelte în România.

Pe plan mondial cercetările în domeniul comenzilor adaptive au început în jurul anilor 1955-1958 [D1], [D3], ele fiind în majoritatea cazurilor sub formă de cercetări experimentale de laborator: [A1], [A3], [A5], [B3], [B5], [B6], [G7], [K1], [K4], [L2], [M1], [M2], [M3], [S6], [S8], [S10], [T1], [*2].

În țara noastră acțiunea de introducere a comenzii adaptive (CA) a început în anul 1957 când prof.dr. ing. Eugen Dodon a realizat două sisteme de reglare automată a avansului la strunguri (CA), sub formă de instalații experimentale [D3]. După această acțiune de pionerat au urmat alte cercetări în acest domeniu, aproape în totalitate acestea fiind realizate în cadrul colectivului de mașini-unelte, din cadrul catedrei de T.C.M., Facultatea de Mecanică din Timișoara, cercetări coordonate de prof. dr. ing. Eugen Dodon. Astfel au fost realizate:

1.-Sistem CA pentru mașina de cojit bare mici, exemplar utilizat de către fosta Întreprindere "Oțelul Roșu" [O3]. Aceasta realizare fiind la acel moment o premieră mondială.

2.-Sistem CA pentru avans la mașina de danturat cu freză-melc, la care a fost realizat modelul FD400-13CA1. Acest sistem de comandă adaptivă a fost asimilat în producție, fiind omologat inclusiv pentru producție de serie la fosta I.M.Cugir.

3.-Sistem CA pentru viteza de așchiere la aceeași mașină de danturat cu freză-melc, soluție realizată ca model experimental apoi realizându-se și prototipul în vederea asimilării ei în producție la I.M. Cugir.

4.-Sistem CA pentru mașina de rectificat rotund exterior, realizat în 1975 [U1], care a fost verificat ca model experimental pe mașina RE350.

5.-Sistem de stabilire automată a încărcării la comanda adaptivă a strungurilor, instalație experimentală realizată în 1975 [V5].

6.-Sistem CA pentru avans la micromașina de găurit, realizată în

1979 [3].

7.-Sistem CA pentru avans la mașina de găurit GP45-NC/AC, model experimental realizat în 1981 [G3], care a fost în exploatare la fosta I.Iv.S. Oradea.

8.-Sistem CA pentru viteza de așchiere la mașina de găurit și centre de prelucrare, exemplare unicate, realizate în 1981 la fosta Intreprindere "Infrățirea " Oradea.

9.-Sistem CA pentru viteza de așchiere la mașina de frezat orizontală cu consolă [B5],[B6].

10.-Sistem pentru scoaterea mașinii cu CA din vibrații, experiment pentru strunguri [S9].

11.-Sistem de protecție împotriva rușierii sculei pentru centrul de prelucrare vertical CPV-2, omologat în 1985 la fosta Intreprindere "Infrățirea " Oradea în colaborare cu ICSIT Titan București, filiala Oradea.

12.-Procedeu și sistem de CA la superfinisare, brevet de invenție Nr.69224-din 1976 [L5].

13.-Sistem CA a avansului la strungurile revolver [R4].

14.-Sistem CA a vitezei la strunguri, model experimental.

2.2 Comenzi adaptive la mașini de frezat.

Din cercetările experimentale efectuate pentru introducerea comenzii adaptive la mașinile de frezat, în cele ce urmează vor fi prezentate cele mai reprezentative.

Una din cercetările efectuate în țară a fost instalația de laborator, realizată și testată de prof. dr. ing. Gh. Boangiu, de la Universitatea din Brașov. Această instalație reglează automat regimul de așchiere la o mașină de frezat cu consolă. Schema bloc a instalației de reglare automată este redată în figura 2.1. Instalația are două bucle de reglare, una pentru avans și una pentru viteza de așchiere. Bucloa pentru reglarea avansului are ca mărime de intrare, componenta tangențială a forței de frezare, măsurată cu traductorul T și ea caută să mențină constantă această forță, prin reglarea în ambele sensuri a mărimii reglate, care este viteza de avans [B6].

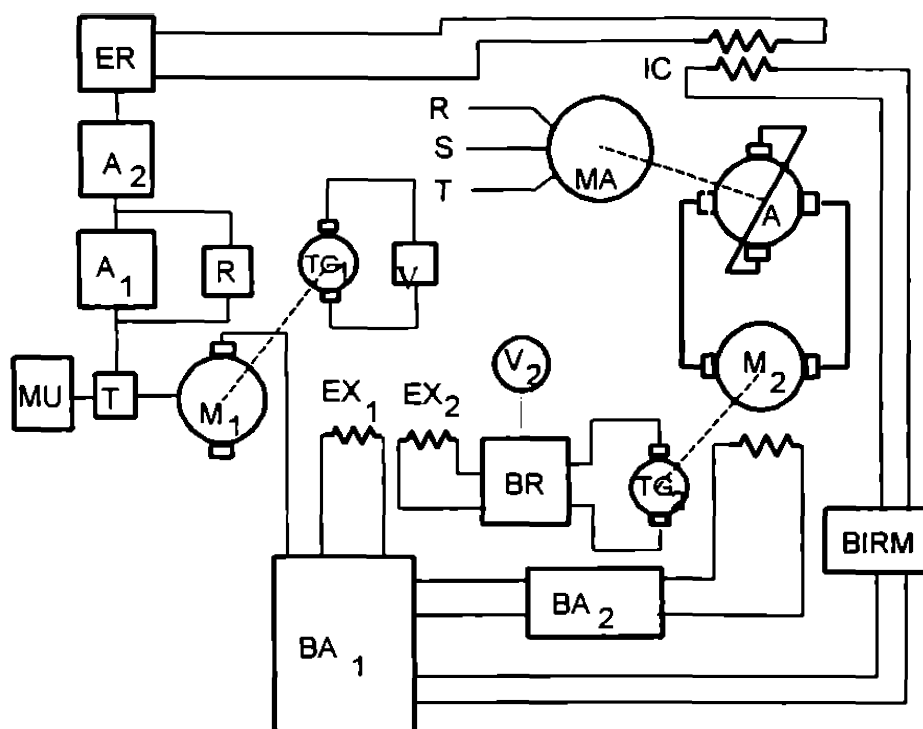


Fig.2.1: Schema bloc a instalației de reglare automată.

Comanda vitezei de avans se face cu amplidina A. În funcție de viteza de avans instalată, măsurată cu tahogeneratorul TG_2 , se reglează într-o buclă deschisă, prin intermediul motorului M_2 , turația arborelui principal, și deci se reglează viteza de așchiere.

Cu ajutorul acestei instalații s-a demonstrat avantajul prelucrării cu forță tangențială constantă, în comparație cu prelucrarea clasică având viteza de avans și viteza principală constantă. Soluția nu tratează însă problemele care privesc stabilirea avansului tehnologic maxim.

Cercetătorul maghiar dr. ing. M. Acs [A3], a efectuat cercetări privind reglarea automată a regimului de așchiere la o mașină de frezat verticală. Schema bloc a instalației realizate este dată în figura 2.2. Adâncimea și viteza de frezare au fost considerate ca parametrii cu variație independentă, iar avansul este reglat permanent prin intermediul buclei de reglare. În vederea mării

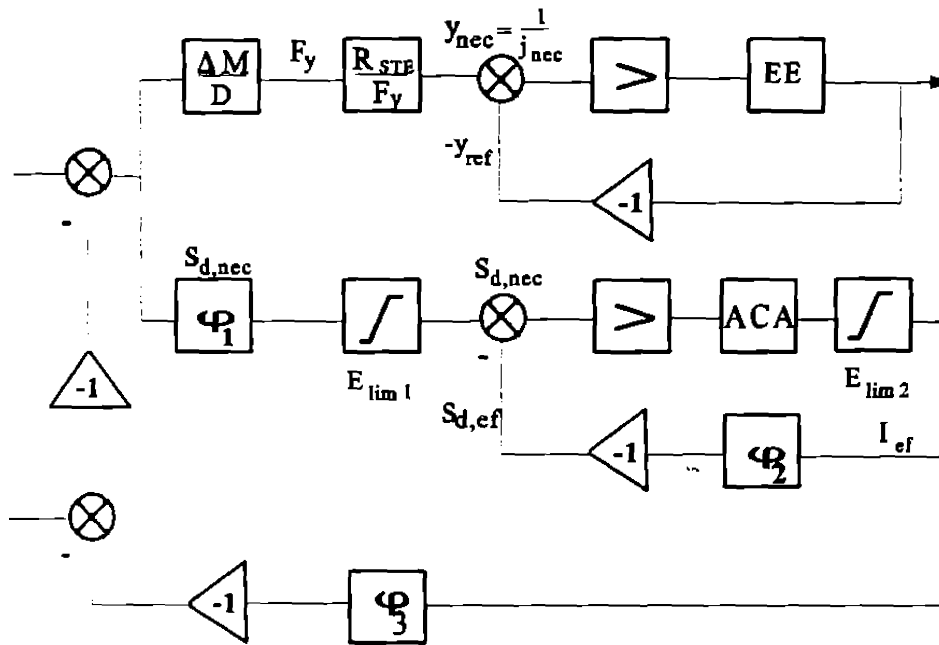


Fig.2.2. Schema bloc

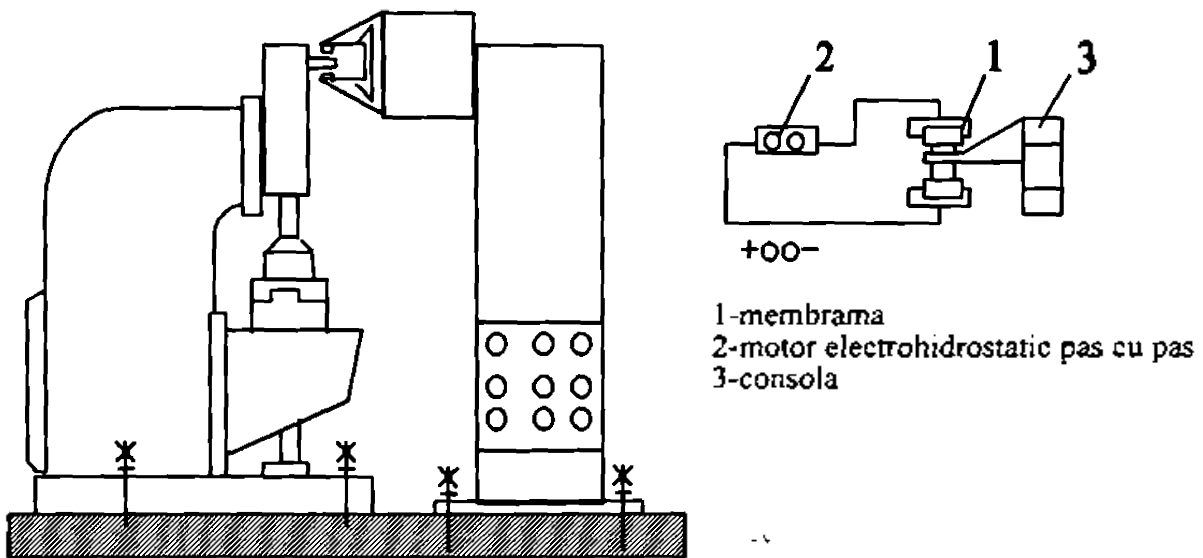


Fig.2.3. Măsurarea deformației capului vertical

preciziei dimensionale s-a folosit și o a doua buclă de reglare care lucrează în paralel cu prima. Parametrii care se măsoară în acest caz sunt momentul la arborele principal M_{ax} , curentul absorbit de motor și deformația capului de frezare după direcția O_y . Deformația capului de frezare se măsoară așa cum se arată în figura 2.3. Deformația

a capului de frezat este măsurată cu o eroare de 10^{-4} mm, iar mărimea de referință a buclei de reglare după această deformație este stabilită la 10^{-3} mm. Deformația este măsurată prin intermediul unui motor electrohidrostatic pas cu pas, pentru a micșora efectul funcționării sacadate.

Prima buclă de reglare utilizează ca mărime de intrare această deformație. A doua buclă de reglare caută să mențină constantă puterea absorbită de la motorul de antrenare a acționării principale. Puterea de așchiere se poate exprima cu relația:

$$P_c = U * I * \cos \varphi * \eta_{ACP} = (F_c * D * n_{AP}) / (6120 * 1000) \quad (2.1)$$

în care: $U, I, \cos \varphi$ sunt mărimile electrice tensiune, curent, factor de putere

η_{ACP} - randamentul acționării principale;

n_{AP} - turația arborelui principal.

Componenta medie a forței de așchiere F_c depinde de parametrii regimului de așchiere. $F_c = f(a_e, a_p, f_z, D, z)$, și având în vedere termenii constanți din relația (2.1) se poate obține:

$$I = C_1 * F_c = C_1 * f_1(a_e, a_p, f_z) \quad (2.2)$$

Deci prin măsurarea curentului absorbit, având în vedere că adâncimea de așchiere efectivă a_e și adâncimea de așchiere posterioară a_p variază independent, se poate regla viteza de avans. Pentru fazele de pătrundere și ieșire ale frezei din materialul de prelucrat s-a prevăzut limitarea mărimii vitezei de avans prin intermediul unor elemente de limitare E_{lim} (v. fig. 2.2).

Dezavantajele acestei instalații sunt legate de necesitatea de a prescrie turația pe care trebuie s-o instaleze. De asemenea, se introduc erori prin considerarea randamentului acționării principale constant $\eta_{AP} = ct.$, aceasta în cazul acționărilor cu electromotoare variind în limitele $\eta_{AP} = 0,3 \dots 0,65$ [K3], [M7].

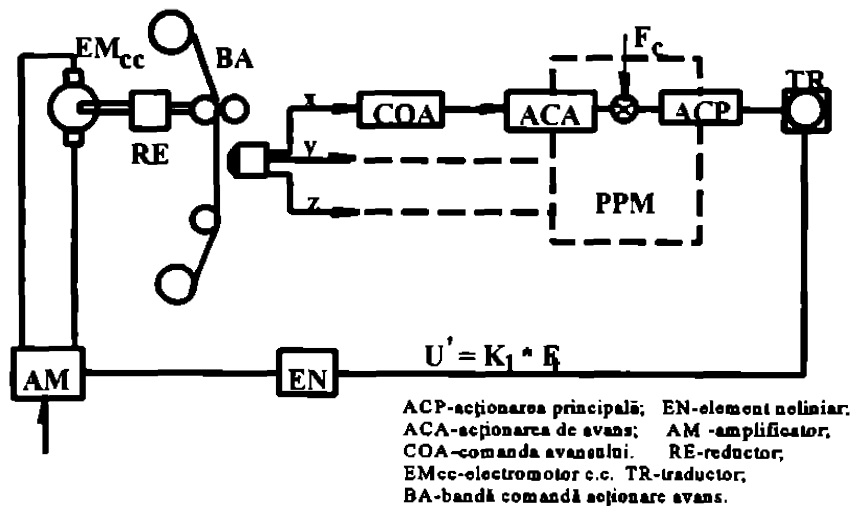


Fig. 2.4. S.C.A. pasiv analitic

Sistemele care se bazează pe măsurarea puterii introduc erori datorită faptului că în expresia puterii sunt mărimi care variază în permanență și în parte în mod necunoscut. Măsurarea puterii poate fi aplicată doar la prelucrările speciale sau specializate unde mărimile care intervin în putere pot fi cunoscute.

Un alt sistem de comandă adaptivă (SCA) este SCA pasiv analitic realizat în fosta URSS, în vederea comandării unei mașini de frezat cu CN de conturare. Schema acestui sistem este prezentată în figura 2.4.

Acest sistem modifică avansul în funcție de măsurarea directă a puterii la acționarea principală și obținerea forței tangențiale în mod indirect, $P_c = f(v, F_c)$.

Modificarea vitezei de avans se face ca urmare a variației turației motorului de curent continuu EM_{cc} , care prin reductorul RE acționează banda BA care comandă acționările de avans ACA, acestea fiind identice pe cele trei axe x, y, z .

Modificarea turației electromotorului EM_{cc} este făcută prin amplificatorul magnetic AM, comandat de un element neliniar EN, acesta fiind construit pe baza relației de dependență a forței tangențiale de avansul pe dinte (f_z).

Deși sistemul este simplu are dezavantajul că necesită totuși un volum mare de date apriorice și se necesită reglaje în cazul schimbării tipului de piesă care se prelucrează. Făcând măsurarea puterii, în vederea determinării forței tangențiale de așchiere,

prezintă erorile care s-au amintit anterior.

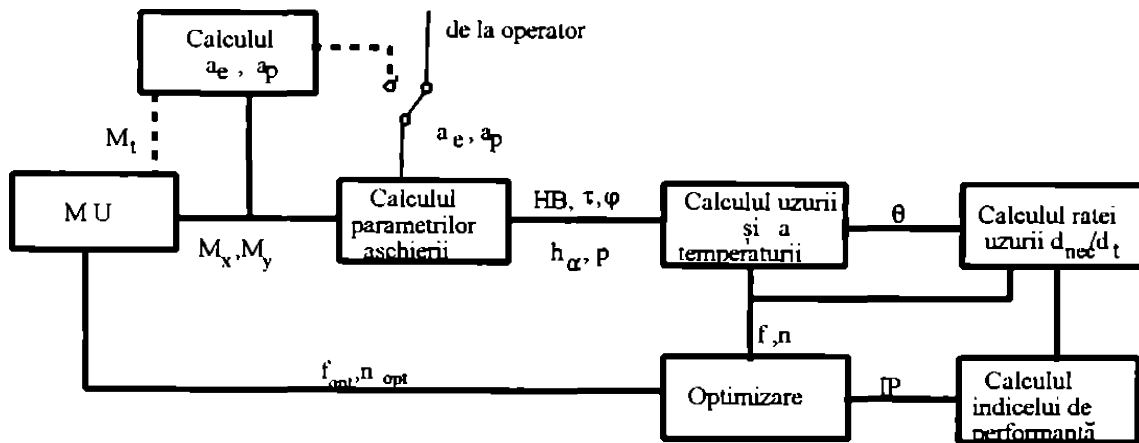


Fig. 2.5. Schema bloc a SCA.

Un sistem adaptiv CNC pentru maşinile de frezat vertical a fost testat şi în Japonia. Schema bloc a acestui sistem este redată în figura 2.5., iar modul de măsurare al momentului de încovoiere al arborelui principal este redat în figura 2.6.

În funcţie de momentele de încovoiere ale arborelui principal măsurate şi în funcţie de momentul de torsiune transmis de acest arbore, precum şi pe baza unor date introduse de operatorul uman, sistemul de comandă adaptivă, pe baza unei modelări matematice a procesului de frezare, îşi calculează parametrii care definesc procesul de aşchiere, stabilind uzura şi temperatura tăişurilor, precum

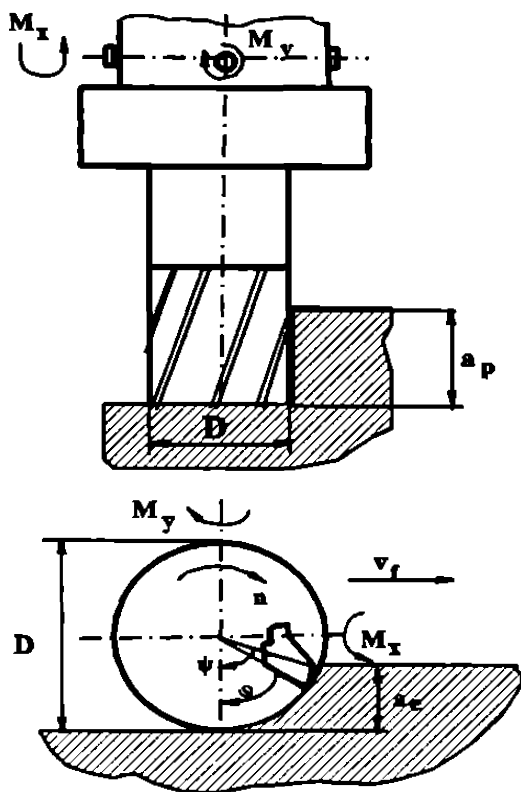


Fig.2.6. Măsurarea momentelor

și rata uzurii care va apărea la freză. Pe baza unui indice de performanță impus, se realizează optimizarea procesului de frezare transmițându-se la mașina-unealtă valorile optime ale avansului și turației. Dezavantajele metodei constau în modelarea matematică a procesului de frezare, care nu poate să includă toate cazurile care pot să apară în practică. De asemenea sistemul este prea complex pentru a deveni o soluție uzuală, fără mijloace specializate de calcul electronic.

Un alt sistem de CA, aplicat la mașinile de frezat vertical de tip KK₅S 500*2000 NC-AC și BFK 110 NC-AC, care au fost fabricate de VEB Karl Marxstadt (în fosta RDG), a fost SCA tip ACEMA. Acest sistem a menținut constantă puterea absorbită de motorul de antrenare a acționării principale, reglând atât viteza de avans cât și adâncimea de așchiere efectivă. Mărimile care se măsoară în acest caz sunt momentul transmis de arborele principal M_{CAP} , deformația elastică a aceluiași arbore principal și vibrațiile mașinii-unelte. Momentul a fost măsurat prin intermediul unor traductoare magnetoelastice. De la moment, prin calcul, ținând cont de diametrul frezei D , se poate determina valoarea forței de așchiere F_c . Vibrațiile care se măsoară limitează mărimea valorii de referință a forței de așchiere F_c . Deformația arborelui principal se măsoară după două direcții x și y , servind pentru determinarea încărcării în ansamblu a MU. Parametrul cu variație independentă este în acest caz viteza de așchiere. Schema bloc a acestui SCA este prezentată în figura 2.7.

În prima trecere scula este poziționată față de semifabricat prin intermediul blocului comenzii numerice de poziționare. Până când scula nu este în contact cu semifabricatul avansul sculei este maxim. În momentul contactului sculei cu semifabricatul, avansul este instalat pe valoare de pătrundere, înlăturând astfel posibilitatea de distrugere a sculei. După pătrundere, SCA corectează continuu valoarea vitezei de avans, adaptând-o la condițiile concrete de așchiere. Dacă se ajunge la o valoare minimă a vitezei de avans și încărcarea mașinii este peste limita admisă,

atunci SCA, prin intermediul elementului de divizare automată a adâncimii de aşchiere EDAS, realizează această împărţire a adâncimii de frezare pentru mai multe treceri. Dezavantajele sistemului ACEMA sunt: necesitatea programării pe bandă perforată a regimurilor de aşchiere aproximative (orientative) şi introducerea erorilor datorate măsurării cu traductoare de curent a puterii. Împărţirea în părţi egale a adâncimii de aşchiere se poate realiza şi la impactul sculei cu semifabricatul, caz în care prin această divizare uniformă a adâncimii

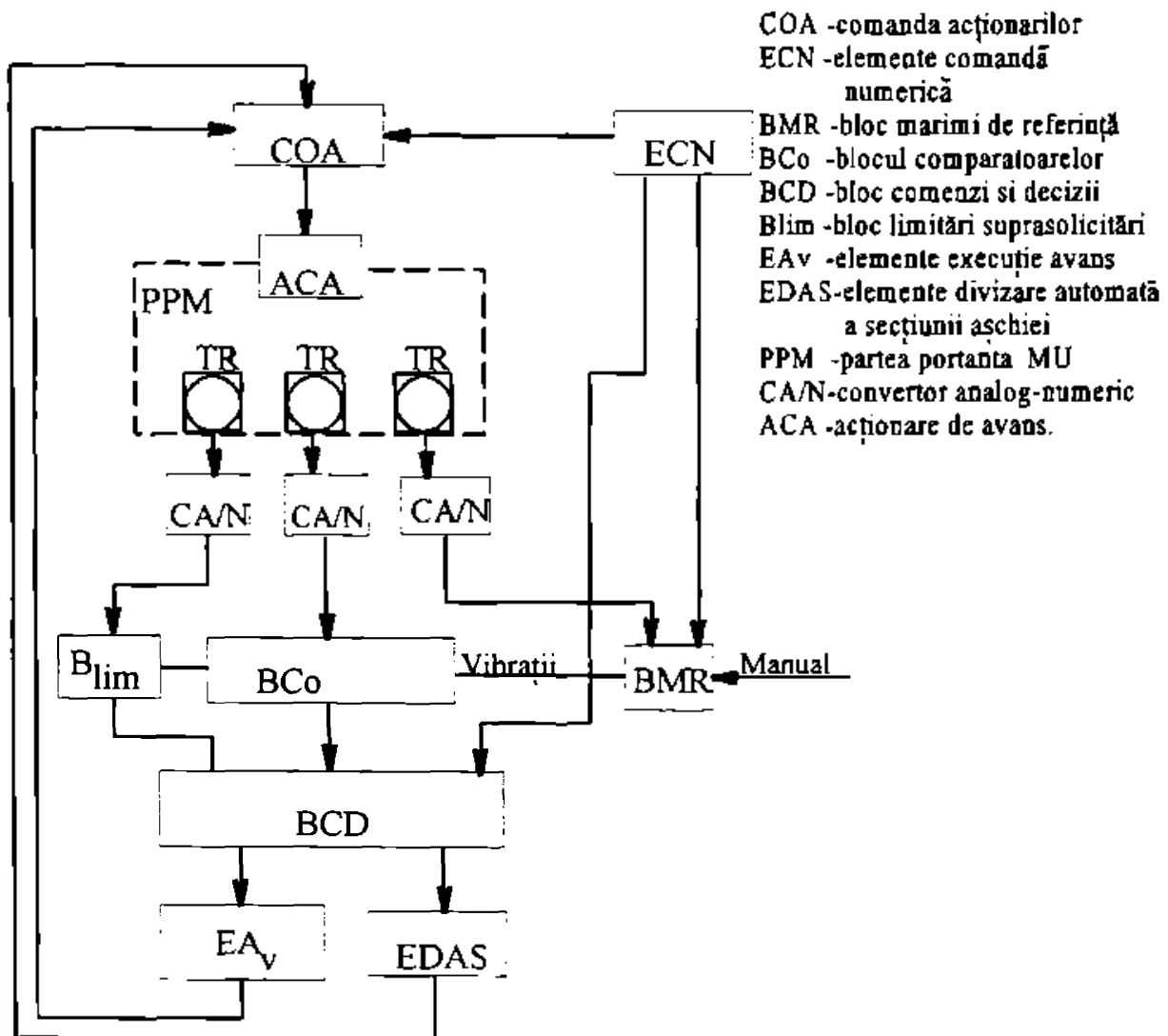


Fig.2.7. Schema bloc SCA-ACEMA.

se poate ajunge la regimuri de aşchiere care în final să cauzeze micşorarea capacităţii de producţie a MU.

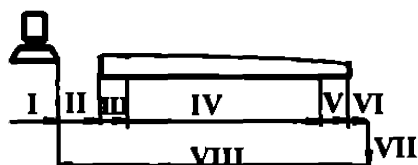
Un alt sistem de comandă adaptivă cu limitarea vibraţiilor maşinii-unelte a fost realizat de [K9], a cărui ciclu de lucru şi algoritmul SCA este redat schematic în figura 2.8. iar schema funcţională a acestuia în figura 2.9.

Acest SCA prin modificarea vitezei de avans, caută să menţină la valoarea prescrisă puterea absorbită de motorul acţionării principale şi în acelaşi timp amplitudinile vibraţiilor să le facă mai mici ca cele prescrise $A < A_0$ (v. fig. 2.8a).

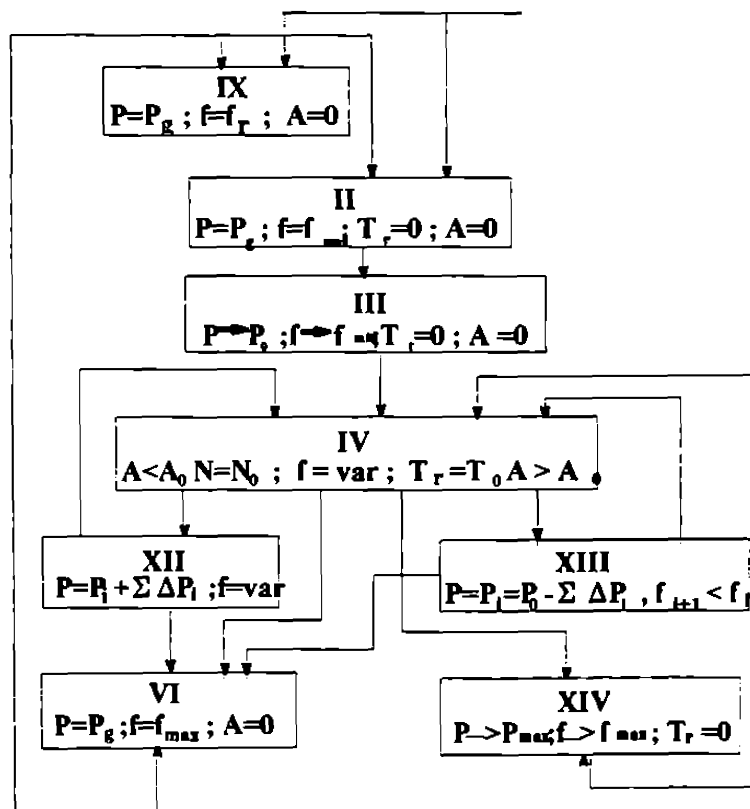
Acest lucru poate fi redat prin relaţiile:

$$P = P_0 = ct ; v = v_0 = ct ; f_{\min} \leq f \leq f_{\max} \text{ pentru } A_0 > A \quad (2.3)$$

pentru aşchiera fără depăşirea restricţiilor, şi:



a)



b)

Fig.2.8. Ciclul și algoritmul SCA

$$P = (P_0 - i * \Delta p_i + j * \Delta p_j) \rightarrow P_0 ; v = v_0 = ct ; f_{\min} \leq f \leq f_{\max} \text{ pentru } A_0 \leq A \rightarrow A_0 \quad (2.4.)$$

SCA prin blocul de compensare la mersul în gol MCMG (v. fig. 2.9.) asigură o apropiere cu avans mare a sculei, care însă revine la avansul de lucru, la contactul sculei cu semifabricatul. SCA prevede mai multe procedee de prelucrare a mașinii PP I...PP IV, transmise prin cele 4 canale de control a puterii absorbite sau ale amplitudinii vibrațiilor. Sunt prevăzute două blocuri de limitare a puterii, la valoarea prescrisă, prin reglarea vitezei de avans și respectiv blocul de limitare a amplitudinilor vibrațiilor care modifică tot viteza de avans.

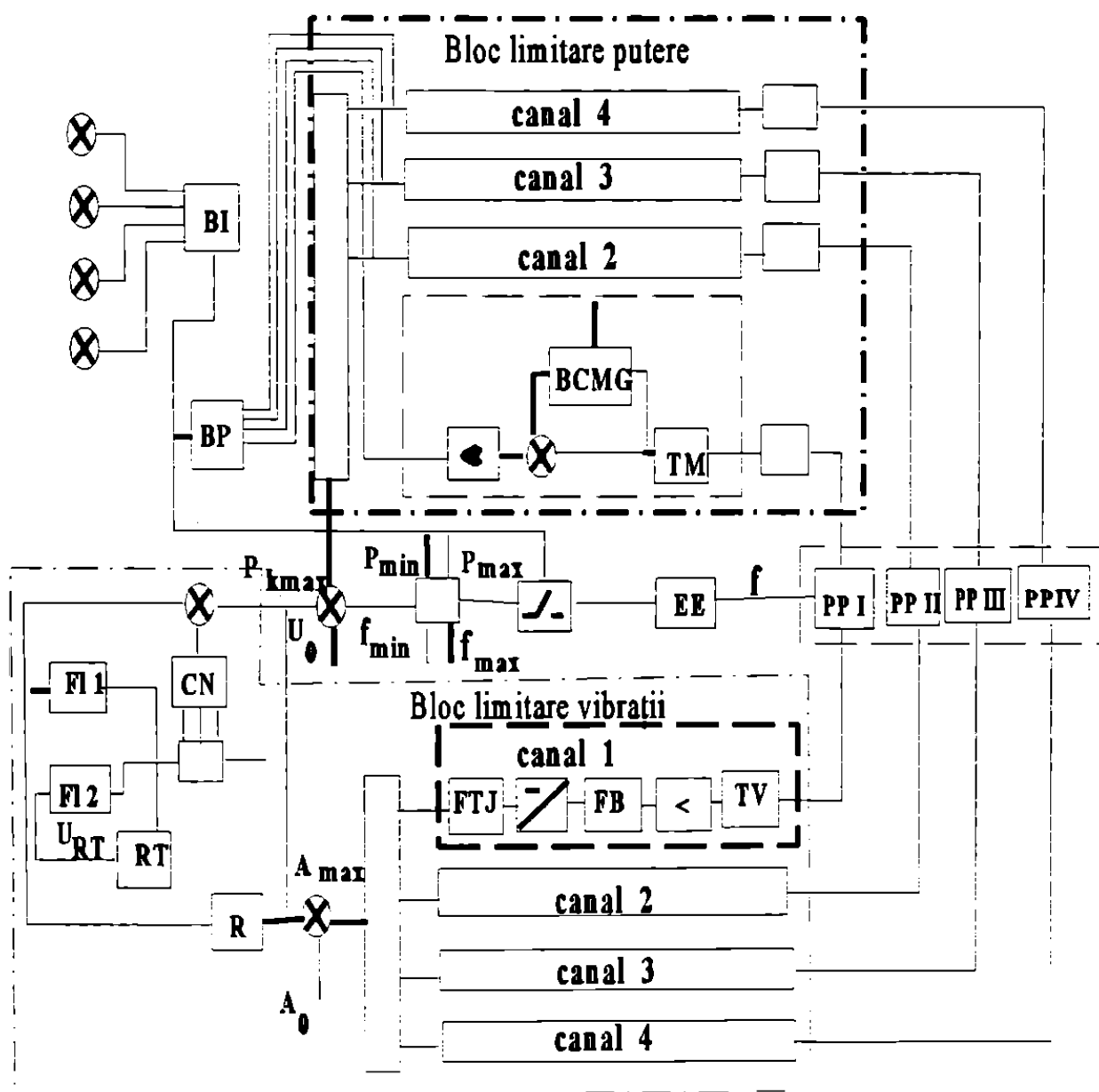


Fig. 2.9. Schema funcțională a SCA.

Dezavantajul sistemului de avans este că reglează doar viteza de avans pentru micșorarea amplitudinii vibrațiilor, fiind știut faptul că o influență importantă asupra vibrațiilor mașinilor-unelte o are viteza de așchiere [S9].

Mașinile de frezat CN și CA care au fost produse de firma Cincinnati Milling Machine Co. au fost echipate cu un SCA de tip Acramitzer, funcționarea sa fiind redată grafic în schema bloc din figura 2.10.

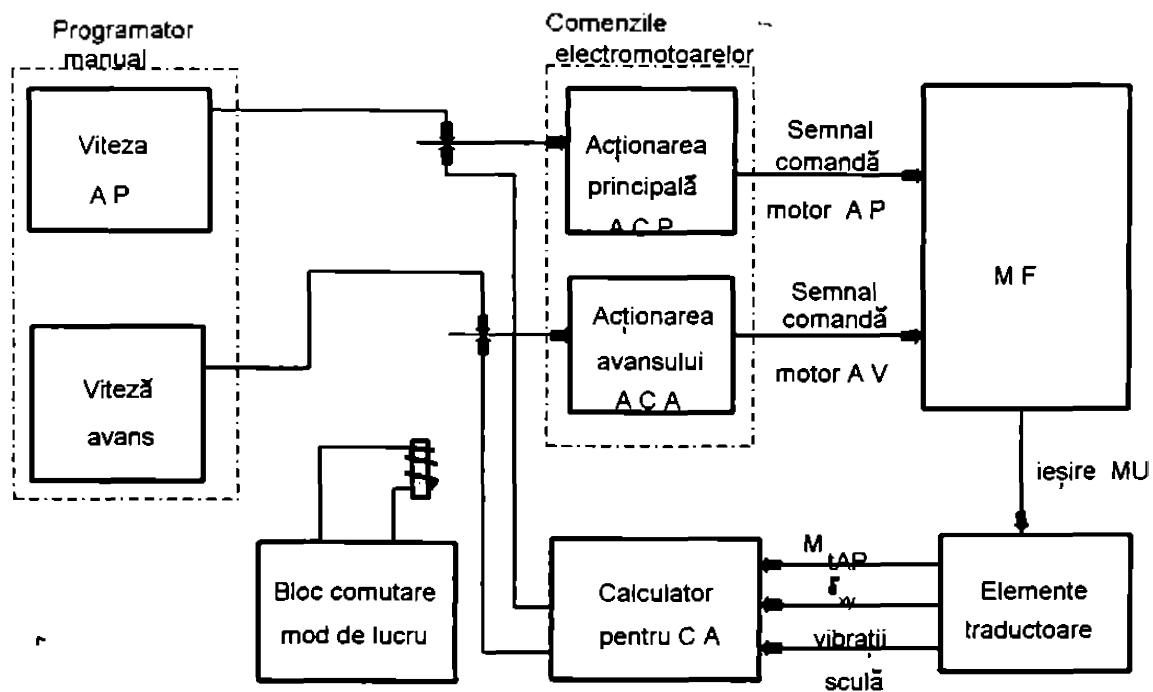


Fig.2.10. Schema bloc SCA tip Acramizer.

Acest SCA urmărește obținerea unui cost minim al prelucrării prin asigurarea unei durabilități constante a sculei. Dezavantajul acestui SCA îl constituie faptul că are 5 factori de influență și astfel devine prea scump.

SCA de tip Acramitzer a fost realizat în tehnica numerică, având interfață pentru prelucrarea mărimilor de intrare care sunt momentul și deformația arborelui principal M_{AP} și respectiv δ_{xy} , oferind la ieșire viteza efectivă de așchiere.

Pentru mașina de frezat FU 35 a fost realizat, de prof.dr.

613.445
366 B. BUPT

ing. Băilă Neagoie Augustin, un SCA a vitezei de aşchiere [B5], în cadrul unei teze de doctorat, al cărei conducător ştiinţific a fost prof. dr. ing. E. Dodon. Schema bloc a acestui SCA a vitezei este dată în figura 2.11.

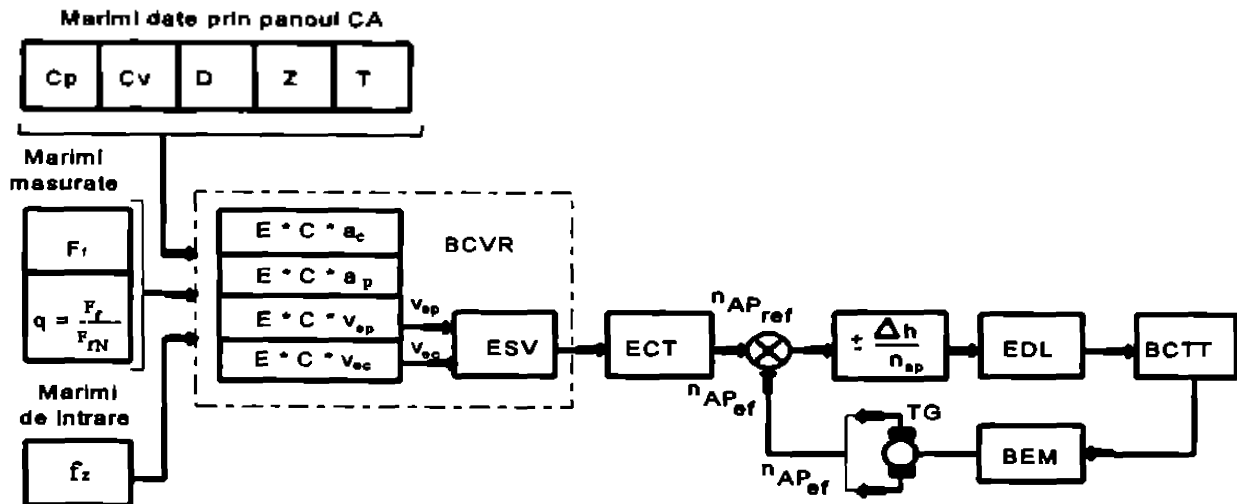


Fig.2.11. Schema comenzii adaptive a vitezei la FU35

În cadrul acestui SCA pe baza unor mărimi prescrise, date prin panoul comenzii adaptive, și pe baza unor date primite de la bucla de reglare a avansului, pe cale analogică se calculează mărimea vitezei de referință, în blocul de calcul al vitezei de referință BCVR. Apoi urmează stabilirea mărimii turației, în cadrul elementului de calcul al turației ECT. În funcție de neconcordanța turației de calcul față de cea instalată anterior, printr-un element de decizie logică EDL, prin intermediul blocului de comandă a treptei de turație BCTT, se va instala turația efectivă a arborelui principal, care corespunde avansului reglat de bucla de avans și de condițiile concrete de aşchiere.

Soluția acestui SCA are singurul dezavantaj că realizează adaptarea vitezei doar prin calcul având avansul real măsurat, fără a măsura o altă mărime necesară calculării vitezei de aşchiere, în timpul procesului de aşchiere, deci stabilește viteza de aşchiere pe baza unor mărimi introduse de operatorul uman, nerealizând

adaptarea vitezei de aşchiere după mărimi reale, măsurate în timpul aşchierii. De altfel acest lucru este foarte greu de realizat, soluțiile încercate pe plan mondial fiind doar de laborator, neputând fi aplicate industrial.

2.3. Concluzii

Aşa cum sa văzut anterior au fost preocupări multiple pentru introducerea comenzii adaptive la maşinile de frezat. Si la noi în țară au fost asemenea preocupări, dar momentan aceste comenzi adaptive nu au fost introduse în producția uzinală.

Necesitatea introducerii CA la MU produse în România este impusă de necesitățile pieței mondiale, de a câștiga piețe de vânzare a unor mașini de frezat, care să fie prevăzute atât cu comenzi numerice performante NC, NCC sau CNC, cât și cu SCA. Deci sistemele numerice de comandă a ciclului cotelor, existente în momentul de față, trebuie să fie completate cu sisteme de comandă adaptivă, care să automatizeze și alegerea parametrilor regimurilor de aşchiere. Bazele științifice pentru introducerea SCA la mașinile care se fabrică în România au fost create de preocupările în acest domeniu a unor cercetători [B6], [B5], dar mai ales de cercetările fostului colectiv de mașini-unelte, din cadrul I.P."Traian Vuia" din Timișoara, actualmente Universitatea "Politehnica" Timișoara, care este specializat în această direcție. Condițiile pentru realizare SCA performante au crescut și ca urmare a producției de componente electronice și de calculatoare, care fie că se produc în țară, fie că se pot acum importa mult mai ușor. Așa cercetătorilor li se oferă o gamă largă de produse electronice sau pentru tehnica de calcul, care pot permite realizarea de SCA adecvate fiecărei mașini-unelte și mai ales pentru mașinile de frezat, la care gradul de universalitate a operațiilor de realizat este suficient de mare.

În sistemele de CA experimentate pe plan mondial, destul de frecvent se utilizează, ca mărime măsurată, momentul de torsiune al AP. Această soluție este ușor de aplicat și este bună pentru mașinile-unelte speciale sau specializate. În cazul unor MU cu grad înalt de universalitate apar însă erori datorită modificărilor pierderilor de

putere, la turații diferite ale AP. Pentru a compensa aceste pierderi se necesită sisteme suplimentare care complică schema generală a CA. Acesta este motivul pentru care în realizarea CA a avansului la mașina de frezat orizontal cu consolă (MFOC), grupa mașinilor FU 35, pe care a fost testat SCA realizat, s-a recurs la măsurarea componentelor forței de frezare, ele redând cel mai fidel starea de încărcare a STE și duce la o reglare optimă a avansului.

În cadrul prezentei teze de doctorat s-a urmărit conceperea și realizarea diferitelor componente de măsurare a forțelor orizontale și verticale, care apar în procesul de așchiere. Semnalele măsurate au fost utilizate pentru a concepe o varianta analogică a CA, iar în varianta numerică a CA, semnalele analogice, care au rezultat în urma măsurătorilor, au fost convertite în mărimi numerice, preferându-se o prelucrare numerică a lor, asigurându-se astfel o prelucrare mai precisă a datelor, având în vedere complexitatea algoritmului CA. De asemenea în varianta numerică a CA influența perturbațiilor electrice externe a fost eliminată, lucru greu de realizat în varianta analogică a CA. Complexitatea mare a algoritmului CA la frezare rezultă din necesitatea stabilirii mărimilor de referință, dependente de mai mulți parametrii, unii dintre aceștia modificându-se în timpul procesului de așchiere, lucru care impune realizarea unor operații de înmulțire, împărțire și de extragere de radical, toate în timpul reglării automate a avansului. Este știut faptul că deși mai puțin costisitoare, realizarea analogică a CA duce la realizarea operațiilor matematice, amintite anterior, cu unele aproximări. Varianta numerică (digitală) a CA nu face aceste erori. În acest caz rezultatele finale numerice, au fost convertite în semnale analogice, care comandă acționarea de avans la MFOC, în vederea adaptării vitezei de avans la condițiile concrete de așchiere.

Continuă micșorarea a prețurilor de fabricație ale microprocesoarelor, concomitent cu îmbunătățirea performanțelor acestora, permite realizarea unor SCA numerice, cu algoritmi evoluți, care vor duce la instalarea adaptivă a unor regimuri de așchiere optime, care vor face mașinile-unelte tot mai performante.

3. STABILIREA INCARCARIII MAXIME ADMISIBILE.

Încărcarea maximă admisă în ceea ce privește forțele de frezare la mașinile de frezat orizontale cu consolă (MFOC), este strâns legată de elementele STE care sunt sollicitate în timpul frezării. În acțiunea de frezare principalele elemente ale STE care sunt sollicitate și mai ales deformate, care limitează încărcarea MU sunt: freza, dornul, MU și mai rar piesa [K6].

3.1. Limitarea încărcării impusă de sculă.

MFOC sunt prevăzute pentru prelucrarea cu o freză sau cu seturi (jocuri) de freze montate pe un dorn, a cărui axă este orizontală.

Frezele standardizate cu alezaj care se pot utiliza la grupa de mașini de frezat FU35, din cadrul MFOC, sunt prezentate în tabelul 3.1, unde sunt arătate și domeniile de variație a principalilor parametri constructivi ai acestora.

Tabelul 3.1.

Tip construcție	Tip freză	Diametru freză D		Diametru dorn d		Lățime freză L		Numărul de dinți		Înălț. dinți H	
		min	max	min	max	min	max	mi	max	mi	ma
		D_m	D_M	d_m	d_M	B_m	B_M	n	z_M	n	H_M
0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
Mono-bloc	Freze disc pt. canale Rp	50	100	16	32	4	8	14	20	-	-
	Fr. disc detalonată pt. canale Rp	50	100	16	32	4	8	14	20	-	-

Fr. disc cu 3 tăişuri cu dinţi în zig-zag	63	125	22	32	6	22	12	18	-	-
Freză cilindr. elucid. Rp.	40	100	16	40	40	160	6	18	4	10
Freză cil. cuplată	63	100	27	40	52	102	-	-	8	13
Fr. semiconcav ă Rp	56	112	22	32	48	32	10	14	5	23
Fr. semirotundă concavă Rp.	56	112	22	32	8	60	10	14	5	28
Fr. semirotundă convexă Rp	50	112	22	32	32	40	10	14	5	22
Fr. unghiulară biconică Rp	40	80	13	22	6	25	16	24	-	-
Fr. unghiulare simetrice Rp	63	100	16	27	10	26	20	24	-	-
Fr. unghiulară pt. canelarea fr. detalon. Rp	63	100	18	30	6	16	18	22	-	-
Fr. fierastrău pt. metale cu dinţi fini	32	250	14	32	25	5	45	125	-	-
idem dinţi normali	50	250	13	32	5	5	32	71	-	-
idem dinţi rari	50	250	13	32	1	5	22	40	-	-
idem dinţi f. rari	63	250	16	32	1	5	14	28	-	-
Fr. cil. elic. pt. aliaje uşoare Rp	50	100	22	40	50	125	5	5	7	14

Cu dinți montați	Fr. disc cu 3 tăișuri în zig- zag Rp	100	315	27	50	14	50	10	22	-	-
	Fr. cil. Rp	80	250	27	60	36	60	8	12	-	-

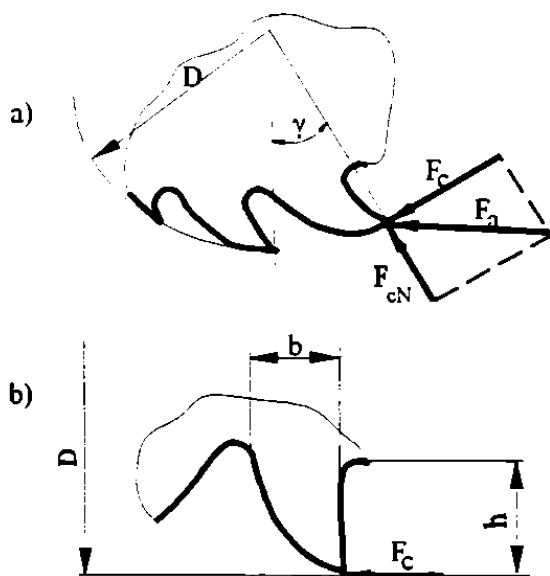


Fig.3.1. Solicitarea dinților.

În procesul de frezare asupra dinților acționează forța de așchiere F_c și forța perpendiculară de așchiere F_{cN} (v. fig. 3.1.) [P5],[P6]. Așa cum se vede în figura 3.1.b. principala solicitare a dintelui este de încovoiere sub acțiunea forței de așchiere F_c . Momentul încovoiător maxim la dinte apare la baza acestuia, având valoarea:

$$M_i = F_c \cdot h, \quad (3.1)$$

știind că:

$$\sigma_i = M_i / W \leq \sigma_{ai}$$

rezultă:

$$F_c \cdot h / W \leq \sigma_{ai} \quad (3.2)$$

adică forța maxim admisă de dinte din punct de vedere al rezistenței la încovoiere a acestuia este:

$$F_c \leq W / h \cdot \sigma_i \quad (3.3)$$

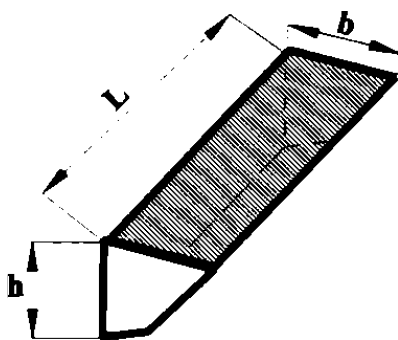


Fig.3.2. Secțiunea bazei dintelui.

Deoarece procesul de frezare este un proces în care forțele

variază, apare în plus și sarcina dinamică care face să crească încărcarea pe dinte. Pentru a ține cont de aceasta se introduce un coeficient k_d care ține cont de această sarcină dinamică [K6]. Astfel relația (3.3), înlocuind efortul specific admisibil σ_{ai} , va da forța de așchiere maxim admisibilă $F_{c,ad}$, adică,

$$F_{c,ad} = \frac{W * \sigma_{ai}}{h} * \frac{1}{k_d} \quad (3.4.)$$

Modulul de rezistență W la baza dintelui poate fi stabilit astfel:

- pentru freze cu dinți drepi:

$$W = \frac{b^2 * L}{6} \quad (3.5)$$

în care;

$$b = \frac{\pi * (D - 2 * h)}{z} \quad (3.6.)$$

L este lățimea dintelui;

$L=B$ la frezele cu dinți drepi,

D -diametrul frezei,

B -lățimea frezei,

h -înălțimea dintelui,

b -lățimea la baza dintelui,

k_d - coeficient care ține cont de solicitarea dinamică a dinților frezei ($k_d=1,5$).

Pentru frezele cu dinți înclinați $L= B / \cos \omega$, ω fiind unghiul de inclinare al dinților frezei. Înlocuind relația (3.6.) în relația (3.5.) se obțin ecuațiile (3.7) și (3.8):

$$W = \frac{\pi^2 * (D - 2 * h)^2 * L}{6 * z^2} \quad (3.7.)$$

$$F_c = \frac{\pi^2 * (D - 2 * h)^2 * L * \sigma_{ai}}{6 * z^2 * k_d * h} \quad (3.8.)$$

Înlocuind în relația (3.8.) valorile corespunzătoare din tabelul 3.1. și considerând pentru oțelul rapid $\sigma_{ai}=30 \text{ daN/mm}^2$, vom obține valorile pentru $F_{c,ad}$ redată în tabelul 3.2.

În relația (3.8.) s-a considerat valoarea înălțimii dinților frezei, cea obținută din expresia $h = k \cdot D / z$, în care k este un coeficient al înălțimii dintelui [P9], a cărui valoare este dată în tabelul 3.3.

După cum se vede în tabelul 3.2. forța de așchiere admisă de rezistența dintelui frezei variază într-un domeniu destul de larg

TABELUL 3.2.

Tipul frezei	Forța tangențială admisă $F_{t, adm}$ [daN]	
	minimă	maximă
Freză disc pentru canale	144	491
Freză disc detalonată pentru canale	144	491
Freză disc cu 3 tășuri cu dinți în zig-zag	282	1787
Freză cilindrică elicoidală	2631	18304
Freză cilindrică elicoidală cuplată	5388	11668
Freză semiconcavă	556	1017
Freză semirotondă concavă	1113	1127
Freză semirotondă convexă	336	1411
Freză unghiulară biconică	436	2606
Freză unghiulară simetrică	953	3388
Freză ungh. pt. canelarea frezelor detalonate	683	2631
Freză fierăstrău pt. metale, cu dinți fini	15	355
Freze fierăstrău pt. metale, cu dinți normali	25	611
Freze fierăstrău pt. metale, cu dinți rari	37	929
Freze fierăstrău pt. metale, cu dinți f. rari	45	619
Freză cilindrică elicoidală pt. aliaje ușoare	12182	60909
Freză disc cu 3 tășuri în zig-zag cu dinți demontabili	1048	9152
Freză cilindrică cu dinți demontabili	1990	11194

de 15... 18300 daN, în funcție de tipul frezei care se utilizează. Deoarece valorile mici ale forței $F_{t, adm}$ sunt impuse de frezele

fierăstrău pentru metale, considerând că în cazul MFOC din grupa FU35 nu se vor utiliza frezele de dimensiuni chiar minime, redată în tabelul 3.1., se va putea considera un domeniu de variație al forțelor, admise din punct de vedere al rezistenței dintelui, de valori de 200 ... 10000 daN. Nu au fost considerate valori mai mari ale domeniului admisibil deoarece și așa valorile maxime nu vor fi considerate, fiind limitate de alte elemente ale STE sau din considerente de ordin tehnologic. De asemenea, așa cum se poate observa din tabelul 3.2., în cazul frezelor cilindrice, valorile forței $F_{c,ad}$ sunt suficient de mari, și vor fi limitate din alte considerente.

TABELUL 3.3.

Tipul frezei	k
Cilindrice cu dinți rari	1,2 ... 1,5
Cilindrice cu dinți deși	0,8 ... 0,9
Disc cu 2 tășuri cu dinți înclinați și freze disc cu 3 tășuri cu dinți în zig-zag	1,4 ... 1,8
Freze cilindrice și freze-disc pentru prelucrarea aliajelor ușoare	0,7 ... 0,9

Dacă în cazul frezelor din oțel rapid se pune problema verificării la baza dintelui, aceasta fiind mai solicitată, având în vedere calitățile mecanice superioare ale acestui material, în cazul frezelor armate cu plăcuțe din carburi metalice această verificare nu mai este suficientă. Aceste plăcuțe, deși preiau bine solicitarea la compresiune, nu se comportă bine la șocuri și vibrații, în comparație cu oțelul rapid. Mai mult, în cazul frezelor armate cu plăcuțe din carburi metalice, verificarea părții așchietoare devine mai importantă decât verificarea bazei dintelui.

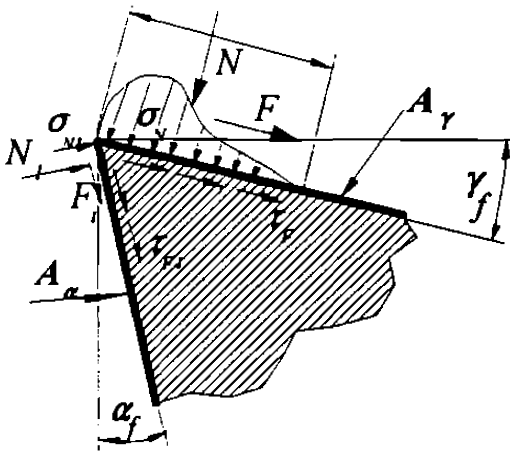
În vederea verificării din punct de vedere al rezistenței părții așchietoare, a frezelor din carburi metalice, trebuie cunoscute următoarele elemente:

- încărcarea exterioară a părții așchietoare a dintelui frezei;
- starea de tensiune în partea așchietoare;
- proprietățile mecanice ale carburii metalice cu care a fost

placat dintele, în condiții cât mai apropiate de cele întâlnite în exploatarea acesteia.

Dacă pentru verificarea la încovoiere a bazei dintelui frezei forțele de frezare au acționat la o anumită distanță de secțiunea solicitată, și nu avea importanță modul de solicitare al acestor forțe (concentrate sau distribuite), la verificarea stării de tensiune a părții așchietoare în imediata vecinătate a aplicării forței de frezare, devine foarte important modul de solicitare al acesteia, deoarece ruperea zonei așchietoare a plăcuței nu depinde numai de mărimea forței ci și de efectele locale de distribuție a acesteia.

Modul de încărcare a părții așchietoare a dintelui frezei este redat în figura 3.3.



Pe fața de degajare A_γ apare o forță normală N și o forță de frecare F , în timp ce pe fața de așezare A_α apare forța normală N_1 și forța de frecare F_1 , aceste forțe rezultând din eforturile unitare normale σ_{N_1} , σ_{N_2} și respectiv cele tangențiale τ_{f_1} , τ_{f_2} . Deși forțele N_1 și F_1 de pe fața de așezare sunt mult mai mici ca cele de pe fața de degajare (5-10%), totuși,

Fig. 3.3. Încărcarea părții așchietoare a dintelui.

datorită lungimilor în contact sculă-semifabricat mult mai mici, pot să apară eforturi unitare de valori mari, care să conducă la apariția unor microexfolieri în apropierea tăișului, pe fața de așezare.

În timpul procesului de așchiere eforturile unitare normale și tangențiale au valori apreciabile, care pot să conducă la ruperi în zona tăișului plăcuței din carburi metalice. Eforturile unitare tangențiale provoacă compresii ale plăcuței, acestea fiind preluate ușor de plăcuță, în timp ce eforturile unitare normale generează solicitări de încovoiere și forfecare care duc la ruperile amintite

in zona părții așchietoare a dintelui frezei. In cazul în care se consideră partea activă a frezei în formă de pană, care execută o așchiere liberă, atunci conform [B12], pentru punctele din imediata vecinătate a tăișului, eforturile radiale și tangențiale, redată în figura 3.4, pot fi approximate astfel:

$$\begin{aligned}\sigma_r &= \tau_f \cdot \tan(\varphi_f + \theta - \gamma_f) \cdot \frac{\beta_f \cdot \tan \beta_f \cdot (\mu \cdot \tan \beta_f - 1) + \mu (\tan \beta_f - \beta_f)}{(\tan \beta_f - \beta_f) \cdot \tan \beta_f}; [daN/mm^2] \\ \sigma_\varphi &= -\tan(\varphi_f + \theta - \gamma_f); [daN/mm^2] \\ \sigma_{r\varphi} &= \mu \cdot \tau_f \cdot \tan(\varphi_f + \theta - \gamma_f); [daN/mm^2]\end{aligned}\quad (3.9)$$

Efortul unitar rezultat, conform ipotezei energetice de rupere, poate fi determinat astfel:

$$\sigma_i = \sqrt{\sigma_r^2 - \sigma_r \cdot \sigma_\varphi + \sigma_\varphi^2 + 3 \cdot \tau_{r\varphi}^2} \quad (3.10)$$

Inlocuind expresiile eforturilor radiale și tangențiale se va obține:

$$\sigma_i = \tan(\varphi_f + \theta - \gamma_f) \cdot \tau_f \cdot \sqrt{\frac{\tan \beta_f \cdot (\mu \cdot \tan \beta_f - 1) - \mu \cdot (\tan \beta_f - \beta_f)^2}{(\tan \beta_f - \beta_f)^2 \cdot \tan \beta_f^2} + \frac{\tan \beta_f \cdot (\mu \cdot \tan \beta_f - 1) - \mu \cdot (\tan \beta_f - \beta_f)}{(\tan \beta_f - \beta_f) \cdot \tan \beta_f}} \quad (3.11)$$

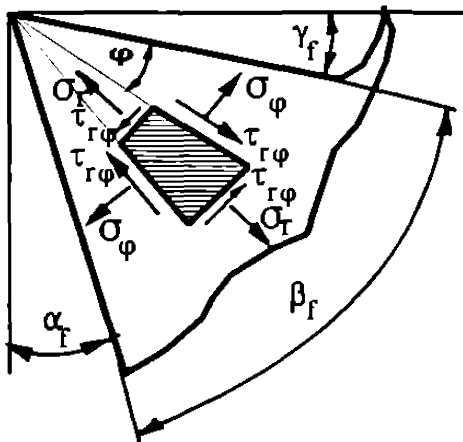


Fig.3.4. Eforturile în vecinătatea tăișului

Pentru ca plăcuța să reziste trebuie satisfăcută relația;

$$\sigma_i \leq \sigma_{ai}$$

In tabelul 3.4 de mai jos se dau rezistențele admise la încovoiere σ_{ai} ale câtorva tipuri de carburi metalice.

Așa cum se vede în relația anterioară, efortul de încovoiere care ia naștere în imediata vecinătate a tăișului depinde doar de efortul necesar forfecării așchiilor din materialul de prelucrat, de unghiul

de forfecare θ , de coeficientul de frecare μ pe fața de degajare și de unghiul β_2 al penei de așchiere.

Relația (3.11) aproximând efortul unitar rezultat în imediata vecinătate a tăișului doar prin elemente specifice materialului de prelucrat și elemente caracteristice sculei, rezultă că pentru a rezista o plăcuță în timpul procesului de așchiere, ea trebuie să fie aleasă corespunzător și să fie prevăzută cu parametrii geometrici adecvați prelucrării de către proiectantul de scule.

Tabelul 3.4.

Tip plăcuță	GOST STAS	VK3 K01	VK6 K10	VK8 K40	VK11	VK15	T60, K 6
Rezist. adm. încov.		100	124	140	200	225	55
Tip plăcuță	GOST STAS	T30K4 P01	T16K6 P10	T14K8 P20	T5K7	T5K10	TM332
Rezist. adm. încov.		90	115,6	123,7	129,9	---	30..4 0

Regimul de așchiere instalat pe MU poate influența mai puțin efortul unitar ce ia naștere în plăcuță, datorită modificărilor frecării, a unghiului θ și a efortului de forfecare a așchiilor. Importantă este alegerea corectă a plăcuței în faza de proiectare a sculei.

3.2. Limitarea încărcării impusă de dornul port-freză.

Un alt element al STE solicitat în timpul frezării, cu scule având alezaj, este dornul de montare al frezei. Acesta fiind montat în arborele principal (AP) al mașinii de frezat și rezemat într-un lagăr la celălalt capăt, poate fi considerat ca fiind încastrat în AP și rezemat la celălalt capăt, în contralagărul mașinii de frezat (CLA).

Forța care solicită dornul este rezultanta componentei tangențiale F_t și radiale F_r , a forței de frezare F_f , adică:

$$F_o = \sqrt{F_c^2 + F_{cN}^2} = F_c * \sqrt{1 + \varepsilon^2} \quad [daM], \quad (3.12)$$

în care $\varepsilon = F_{cN} / F_c = 0,6 \dots 0,8$.

Această solicitare a dornului va provoca o săgeată a acestuia, care nu trebuie să depășească săgeata admisibilă f_{adm} , ale cărei valori sunt cuprinse în domeniul $f_{adm} = 0,05 \dots 0,2$ mm, valorile mici pentru finisare, iar valorile mari pentru degroșare. Aceste limite (în cont atât de evitarea apariției unor deformații plastice ale dornului, lucru care duce la apariția unei bătăi a frezei și ca urmare creșterea solicitărilor dinamice, precum și la înrăutățirea preciziei de prelucrare.

Forța de încărcare admisă pentru ca săgeata dornului să nu depășească valorile admise se obține cu relația;

$$F_{a,adm} = \frac{4 * E * f_{adm} * d^4}{k_d * l_d^3} ; [daM] \quad (3.13)$$

în care; E este modulul de elasticitate al materialului dornului;

d - diametrul dornului, $d = 16 \dots 32$ mm;

l_d - lungimea dornului, $l_d = 150 \dots 700$ mm;

k_d - coeficient care ține cont de solicitarea dinamică a dornului, $k_d = 1,5$.

TABELUL 3.5.

Diame- trul dornului	$F_{a,adm}$ min. finisare pentru $f_{adm} = 0,05$				$F_{a,adm}$ max degroșare pentru $f_{adm} = 0,2$			
	lungimea dornului l_d							
	150	250	400	700	150	250	400	700
16	54	-	-	-	216	-	-	-
22	194	42	-	-	777	168	-	-
27	440	95	23	-	1763	381	93	-
32	870	187	46	9	3480	751	183	34

Având în vedere domeniile în care poate să varieze diametrul și

lungimea dornurilor pe care se montează frezele, precum și domeniile de variație a săgeții admisibile, se obțin valorile din tabelul 3.5.

În acesta s-au pus principalele dimensiuni ale dornurilor întâlnite în practică. La dornurile de diametre mai mari au fost considerate și lungimi mai mici decât lungimea lor dată prin construcție, aceasta deoarece ele pot fi rezemate la capătul opus arborelui principal (AP) și la lungimi mai mici, în strânsă dependență de lățimea piesei care urmează să fie frezată. Se poate aproxima că valoarea forței rezultante admisă de săgeata dornului poate să varieze în domeniul $R_{max} = 50 \dots 2000$ daN.

3.3. Limitarea încărcării impusă de puterea motorului acționării principale.

O altă mărime care limitează încărcarea MFOC este puterea motorului de la acționarea principală. La mașina de freza FU 35 acționarea principală este prevăzută cu un motor având puterea $P_m = 7$ kW. Având în vedere randamentul cutiei de viteze $\eta = 0,6 \dots 0,8$, puterea disponibilă pentru așchiere este $P_c = \eta * P_m = 0,7 * 7 = 4,9$ kW (cca.).

Deoarece puterea necesară așchierii este funcție de forța de așchiere la frezare, relația de legătură fiind $P_c = F_c * v$, în care v este viteza de așchiere, se vede că puterea maximă pentru așchiere va limita o forță tangențială maximă.

Relațiile de calcul a vitezei de așchiere, cu valorile minime și maxime ce pot să apară în cazul prelucrării oțelurilor carbon și aliate având $R_m = 75$ daN / mm² și a fontelor cenușii cu duritatea HB = 150, în cazul degroșărilor (avansul pe dinte $f_z = 0,2$ și lungimea de contact cuprinsă în intervalul $a_s = 2 \dots 8$ mm), sunt redată în tabelul 3.6.

Așa cum se vede în tabelul 3.6, vitezele de așchiere au un domeniu cuprins între $v = 0,25 \dots 3,5$ m / s. Având în vedere că puterea disponibilă pentru așchiere la MFOC, frecvent este de cca. 5 kW, se observă că limita maximă a forței de așchiere la frezare, în funcție de tipul frezei și materialul de așchiat, trebuie să satisfacă relația:

$$F_{c,ad} \leq 2000 \dots 1420 \quad [\text{daN}] \quad (3.13a)$$

Valoarea limită maxime a lui $F_{c,ad}$ este pentru vitezele de aşchiere minime, iar valoarea limită minime a forşi $F_{c,ad}$ este pentru vitezele aşchiere maxime.

Dependent de puterea instalată pe MFOC apare şi momentul maxim care poate să-l realizeze maşina-unealtă.

Tabelul 3.6.

Material de prelucrat	Tipul frezei	Viteza de aşchiere [m / sec]	Val. extreme viteză [m / sec]	
			minimă	maximă
Oţel carbon şi oţel aliat cu $\sigma_c=75$ daN/mm ²	Freză cilindrică din oţel rapid	$v = \frac{35,4 \cdot D^{0,45}}{T^{0,33} \cdot a_p^{0,3} \cdot f_z^{0,4} \cdot a_p^{0,1} \cdot z^{0,1} \cdot 60}$	0,37	0,71
	Freză cilindrică armată cu plăcuţe din carburi metalice	$v = \frac{750 \cdot D^{0,2}}{T^{0,45} \cdot a_p^{0,3} \cdot f_z^{0,33} \cdot a_p^{0,15} \cdot z^{0,1} \cdot 60}$	3,4	3,7
	Freză disc monobloc din oţel rapid	$v = \frac{69,5 \cdot D^{0,25}}{T^{0,2} \cdot a_p^{0,3} \cdot f_z^{0,2} \cdot a_p^{0,1} \cdot z^{0,1} \cdot 60}$	0,57	0,93
	Freză disc cu dinţi demontabili din Rp	$v = \frac{48,5 \cdot D^{0,25}}{T^{0,1} \cdot a_p^{0,3} \cdot f_z^{0,4} \cdot a_p^{0,1} \cdot z^{0,1} \cdot 60}$	1	1,49

	Freză disc cu dinți demontabili cu plăcuțe din carburi metalice	$v = \frac{740 \cdot D^{0,2}}{T^{0,25} \cdot a_p^{0,3} \cdot f_z^{0,4} \cdot a_p^{0,1} \cdot z^{0,1} \cdot 60}$	2,95	3,5
Fontă cenușie	Freză cilindrică din oțel rapid	$v = \frac{27 \cdot D^{0,7}}{T^{0,25} \cdot a_p^{0,5} \cdot f_z^{0,6} \cdot a_p^{0,3} \cdot z^{0,3} \cdot 60}$	0,25	0,69
	Freză disc monobloc din oțel rapid	$v = \frac{72 \cdot D^{0,4}}{T^{0,25} \cdot a_p^{0,3} \cdot f_z^{0,4} \cdot a_p^{0,1} \cdot z^{0,1} \cdot 60}$	0,59	1,15
	Freză disc cu dinți demontabili din Rp	$v = \frac{85 \cdot D^{0,2}}{T^{0,25} \cdot a_p^{0,3} \cdot f_z^{0,4} \cdot a_p^{0,1} \cdot z^{0,1} \cdot 60}$	0,68	1,42
	Freză disc cu dinți demontabili cu plăcuțe din carburi metalice	$v = \frac{750 \cdot D^{0,2}}{T^{0,41} \cdot a_p^{0,3} \cdot f_z^{0,47} \cdot a_p^{0,15} \cdot z^{0,1} \cdot 60}$	1,93	3,38
	Freză cilindrică armată cu plăcuțe din carburi metalice	$v = \frac{670 \cdot D^{0,27}}{T^{0,41} \cdot a_p^{0,4} \cdot f_z^{0,47} \cdot a_p^{0,3} \cdot z^{0,14} \cdot 60}$	1,39	2,32

Deoarece domeniul de reglare al turațiilor la MFOC, grupa FU 35 este cuprins între valorile 12 ... 1600 rot / min, turația care asigură momentul maxim admis la arborele principal al mașinii-unelte este de cca 80 rot/ min. Toate turațiile mai mici ca aceasta lucrează la moment constant.

Dacă se notează cu n_{35} turația corespunzătoare obținerii momentului maxim M_{max} la AP al MFOC, atunci valoarea lui M_{max} va fi:

$$P_m * \eta = M_{max} * 2 * \pi * n_{ci} ; \text{ deci } - M_{max} = \frac{\eta * P_m}{2 * \pi * n} \quad (3.14)$$

În cazul concret al MFOC din grupa FU 35, având $n_{ci} = 80$ rot/min, $P_m = 7$ kW și $\eta = 0,7$, rezultă $M_{max} = 584$ [Nm].

Deoarece la acest moment maxim pot lucra doar frezele cilindrice elicoidale, al căror diametru este maxim 100 mm, se va determina $F_{c,max}$ din relația;

$$F_{c,max} = \frac{2 * M_{max}}{D} ; [N] \quad (3.15)$$

Făcând particularizarea în cazul concret al MFOC din grupa FU 35 se va obține $F_{c,max} = 11680$ [N].

Cum această forță este mare, ea nu va ajunge să limiteze încărcarea mașinii de frezat, fiind alte elemente ale STE care vor limita această încărcare.

3.4.Limitarea încărcării impusă de rigiditatea mașinii.

3.4.1. Limitarea încărcării de rigiditatea statică a mașinii

Încărcarea mașinii de frezat este limitată și de deformațiile elastice ale STE care conduc la apariția erorilor de prelucrare.

După cum este cunoscut erorile de prelucrare sunt compuse din erorile de instalare a semifabricatului în dispozitivul de prindere utilizat și erorile de prelucrare propriu-zise. Toate aceste erori au o componentă aleatoare notată cu ϵ și o componentă sistematică notată cu s , ultima reprezentând poziția mijlocului câmpului de dispersie ϵ față de poziția prescrisă a acestuia în raport cu un element geometric dat (fie baza de cotare fie baza de prelucrare).

Așa cum se vede din figura 3.5, câmpul de toleranță T a cotei C va fi consumat de erorile de instalare Δ_i , erori datorate prelucrării propriu-zise Δ_{pp} , ultimile fiind compuse din erorile datorate uzurii sculei Δ_{uz} , datorate deformațiilor termice ale subansamblurilor mașinii-unelte, pentru consumarea jocurilor din ghidaje și respectiv a tensiunilor interne din materialul de

prelucrat, toate notate cu Δ_e și respectiv erori datorate deformațiilor elastice ale STE notate cu Δ_s .

În cazul prelucrării prin frezare cu freze montate pe dorn, datorită faptului că subansamblurile STE au o rigiditate limitată, în timpul așchierii sub acțiunea forțelor de așchiere și a momentelor create de acestea, apar deformații elastice ale STE care duc la apariția erorilor de prelucrare. În figura 3.5 este reprezentat schematic modul de apariție al deformațiilor elastice la MFOC grupa mașinilor FU 35 și cum influențează acestea cota de realizat C.

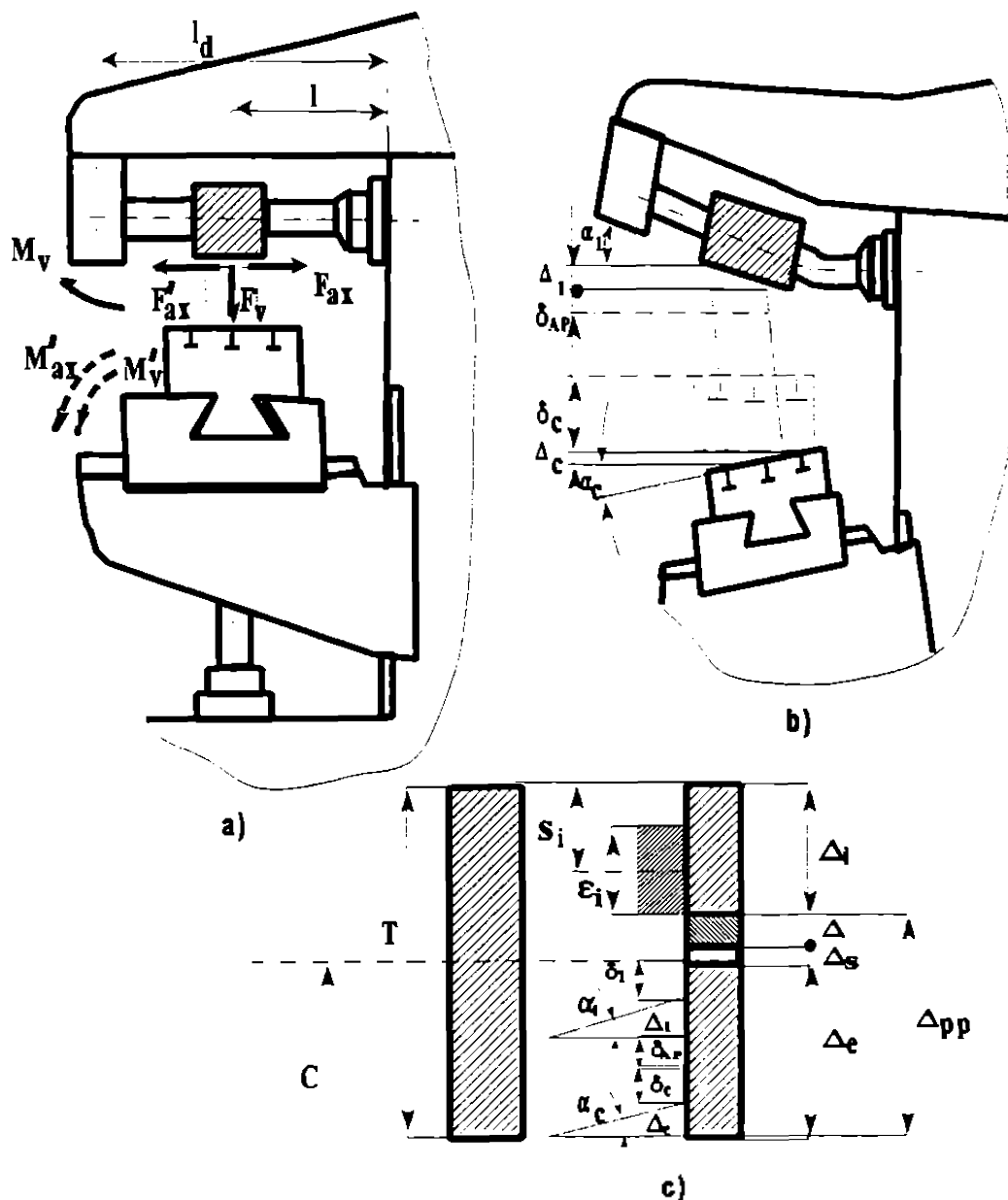


Fig.3.5.- Erori în cazul frezării.

Eroarea statică totală datorată deformațiilor elastice Δ_e apare ca o sumă de deformații;

$$\Delta_e = \delta_d + \delta_{AP} + \delta_c + \Delta_1 + \Delta_c \quad (3.16)$$

în care; δ_d este eroarea datorată deformației elastice a dornului,
 δ_{AP} - eroarea datorată deformației elastice a AP-ului,
 δ_c - eroarea datorată deformației pe verticală a consolei,
 Δ_1 - eroarea datorată diferenței între rigiditatea AP-ului și rigiditatea brațului port-lagăr. Aceasta provoacă rotirea axe sculei în plan vertical (v. fig. 3.5b)
 Δ_c - eroarea datorată rotirii subansamblui consolei sub acțiunea momentelor M'_{xx} și M'_{yy} create de forțele F_{xx} și F_{yy} .

În exprimarea deformațiilor statice de mai sus intră rigiditatea statică a subansamblelor MFOC. Ea a fost determinată experimental, ca exemplu, pe MFOC, grupa mașinilor FU 35.

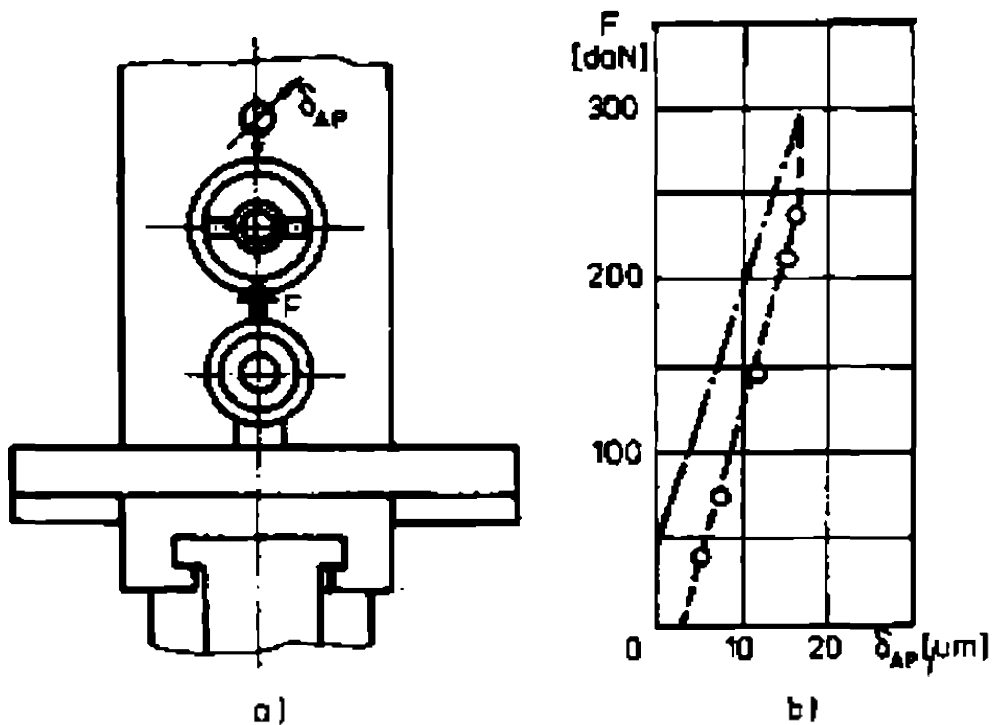


Fig. 3.6. Determinarea rigidității arborelui principal.

Rigiditatea statică a dornului r_d , din determinările experimentale ale autorului, a rezultat că este suficient de bine

aproximată de relația care exprimă săgeata dornului [K6]. Astfel rigiditatea dornului are expresia, pentru forma cilindrică;

$$r_d = \frac{192 * E * I_d}{\beta} ; \text{ unde ; } I_d = \frac{\pi * d^4}{64} \quad (3.17)$$

în care; I_d este momentul de inerție a dornului,
 d - diametrul dornului [mm],
 l_d - lungimea dornului [mm].

Având rigiditate dornului, eroarea statică de prelucrare datorată deformației elastice a dornului va fi;

$$\delta_d = \frac{V}{r_d} = V * c_d \text{ [mm]}. \quad (3.18)$$

în care V este componenta pe verticală a forței de frezare.

Rigiditatea statică a arborelui principal al MFOC grupa mașinilor FU 35, a fost determinată experimental. Modul cum s-a făcut încărcarea statică a arborelui principal se vede în figura 3.6a.

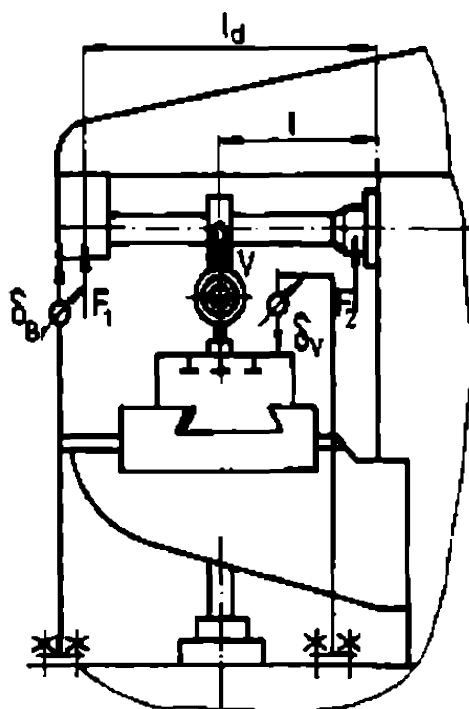


Fig. 3.7. Determinare rigidității brațului suport-lagăr.

Dependența dintre forța aplicată pe verticală și deformația rezultantă este redată în figura 3.6b. Prelucrând datele experimentale s-a obținut o rigiditate medie;

$$r_{sp} = 15 * 10^3 \text{ [daN/mm]} \quad (3.19)$$

Această rigiditate corespunde unei cedări statice a arborelui principal de valoare;

$$c_{sp} = 6,5 * 10^{-5} \text{ [mm/daN]} \quad (3.20)$$

Având cedarea statică a arborelui principal se poate stabili eroarea statică de prelucrare datorită

componentei verticale a forței de frezare V ;

$$\delta_{AP} = \frac{c_{AP} * V * (l_d - l)}{l_d}; \quad [mm] \quad (3.21)$$

Pentru cazul concret al MFOC grupa mașinilor FU 35, rigiditatea brațului suport-lagăr s-a determinat încărcând cu forțe statice pe direcția verticală, așa cum se vede în figura 3.7. Determinările au fost făcute utilizând diferite consolaje ale brațului (l_d), iar forța de încărcare V aplicată asupra dornului a fost redusă la capătul brațului port-lagăr F_1 . Deformația brațului în funcție de forța F_1 aplicată sunt redată grafic în figura 3.8.

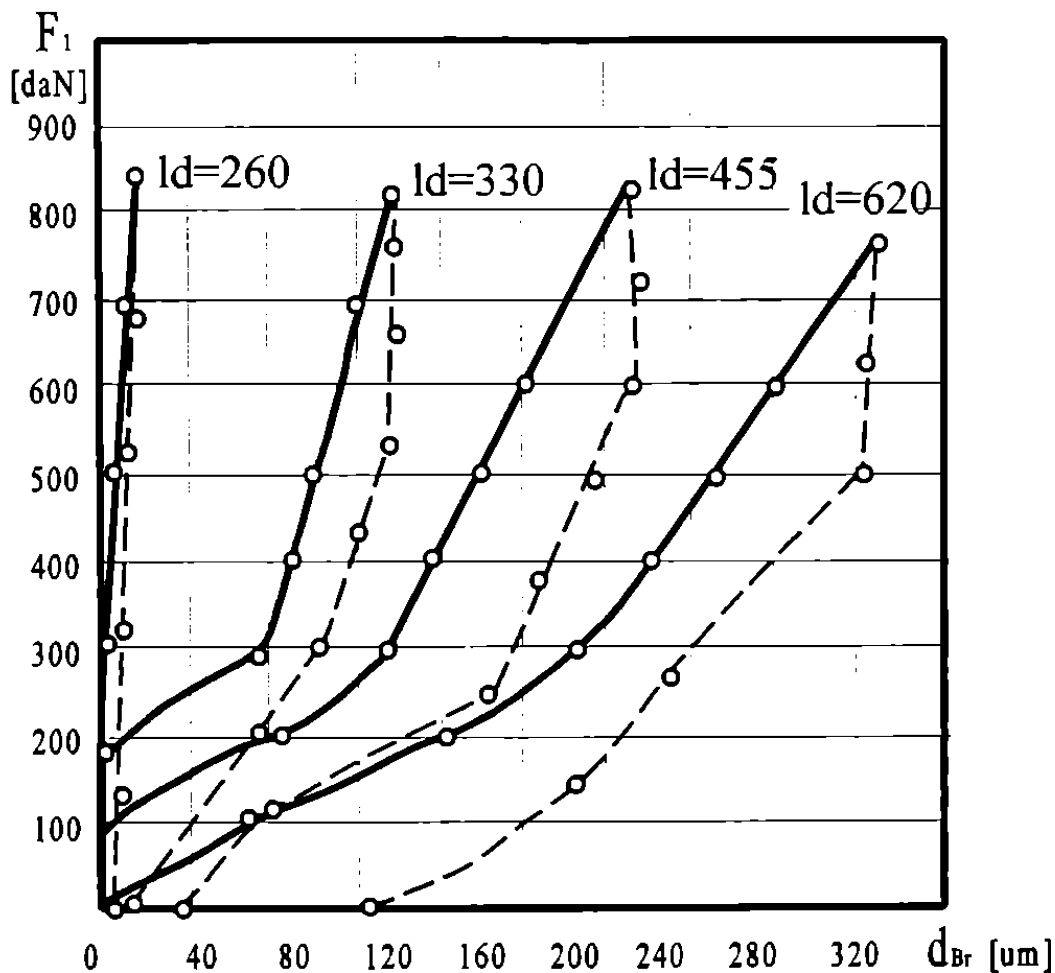


Fig.3.8.Rigiditatea bratului suport-lagar.

Așa cum se poate observa, la diferite consolaje l_d , apar doua zone distincte ale deformațiilor brațului și anume până în jurul unei forțe $F_1=250-300$ daN deformațiile brațului δ_{Br} sunt mai pronunțate cu creșterea forței, pentru ca în jurul valorilor $F_1=250-350$ daN să

apară o racordare a curbelor de deformație, urmând ca peste valorile $F_1 = 300-350$ daN să apară o variație mai mică a deformației δ_{br} cu creșterea forței. Acest lucru poate fi explicat prin aceea că la încărcarea cu sarcini mici apare efectul deformațiilor de contact între braț și ghidajele sale.

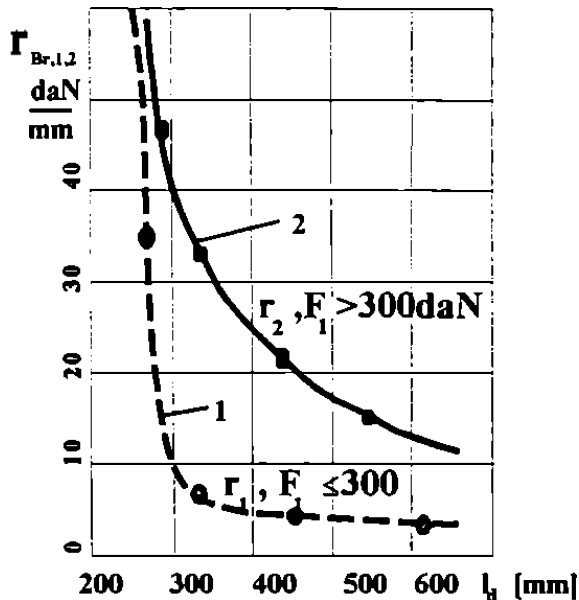


Fig. 3.9. Dependenta rigiditate-consolaj

În această zonă deformațiile sunt mari și nu sunt influențate evident de consolajul brațului. Pe măsură ce încărcarea brațului crește, acesta, solidarizat prin ghidaje cu batiul se va deforma elastic. Din această cauză și alura curbelor, pe măsură ce sunt creșteri ale forței F_1 peste valori de 300 daN, va fi liniară, corespunzătoare deformației elastice a brațului port-

lagăr în continuare. Datorită formelor curbelor de deformație, amintite anterior, apar două rigidități locale notate r_1 pentru forțe $F_1 \leq 300$ daN și r_2 pentru forțe $F_1 > 300$ daN. Aceste rigidități locale, în strânsă dependență cu consolajul l_b a brațului, sunt reprezentate grafic în figura 3.9.

Așa cum se vede din figură, r_1 depinde foarte puțin de consolajul l_b al brațului, rigiditatea în acest domeniu al forțelor F_1 putând fi considerată $r_1 = 5 \cdot 10^3$ daN/mm. Rigiditatea r_2 a brațului însă depinde destul de mult de consolajul l_b al brațului și de forța aplicată.

Rigiditatea globală a brațului r_{br} poate fi exprimată astfel;

$$\text{pentru } V \leq 300 \text{ daN; } r_{br} = r_1 \quad [\text{daN}] \quad (3.22.a)$$

pentru $V > 300$ daN;

$$r_{br} = 101,88 - 0,357868 \cdot l_b + 0,031544 \cdot V - 2,209 \cdot 10^{-3} \cdot l_b \cdot V + 3,136 \cdot 10^{-3} \cdot l_b^2 - 3,571 \cdot 10^{-6} \cdot V^2 \quad [\text{daN}] \quad (3.22.b)$$

Expresia (3.22b) a fost determinată prin aproximarea curbei 2 din fig. 3.9, stabilind coeficienții de regresie cu ajutorul pachetului de programe de calcul statistic STATGRAPHICS al firmei americane MANUGISTIC [* 10].

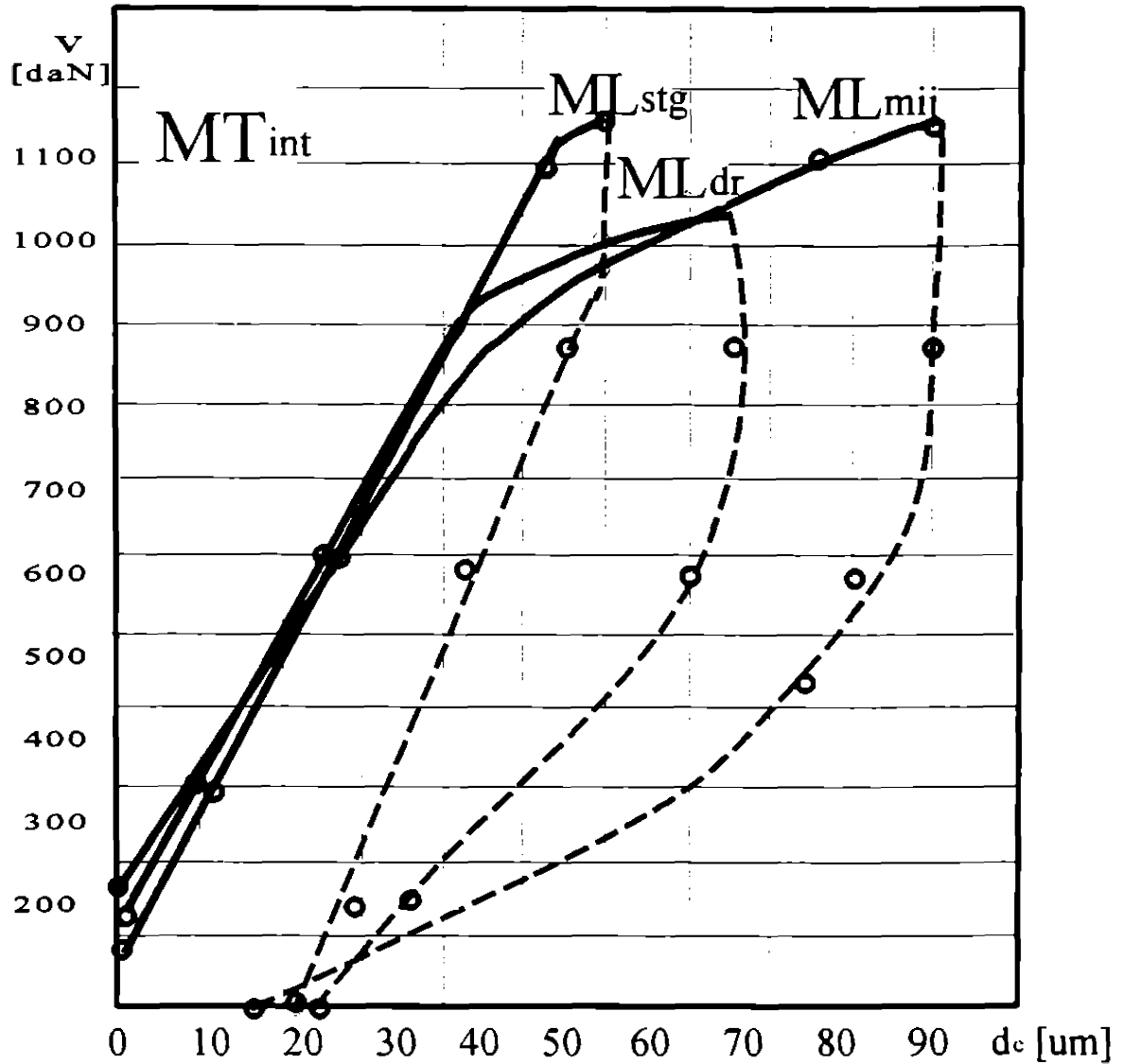


Fig.3.10.a. Rigiditatea consolei mașinii de frezat.

Dacă se exprimă cedarea brațului se va obține;

$$\begin{aligned}
 V < 300 \text{ daN}; & \quad c_{br} = 1 / r_1 \quad [\text{mm/daN}] \\
 V > 300 \text{ daN} & \quad c_{br} = 1 / r_2 \quad [\text{mm/daN}] \quad (3.23)
 \end{aligned}$$

Având rigiditatea globală a brațului port-laçar se poate

determina eroarea statică Δ , ca urmare a deformațiilor elastice neuniforme ale arborelui principal și a brațului port-lagar, sau cu alte cuvinte datorită rotirii axei frezei. Expresia erorii statice Δ , este dată în relația (3.24).

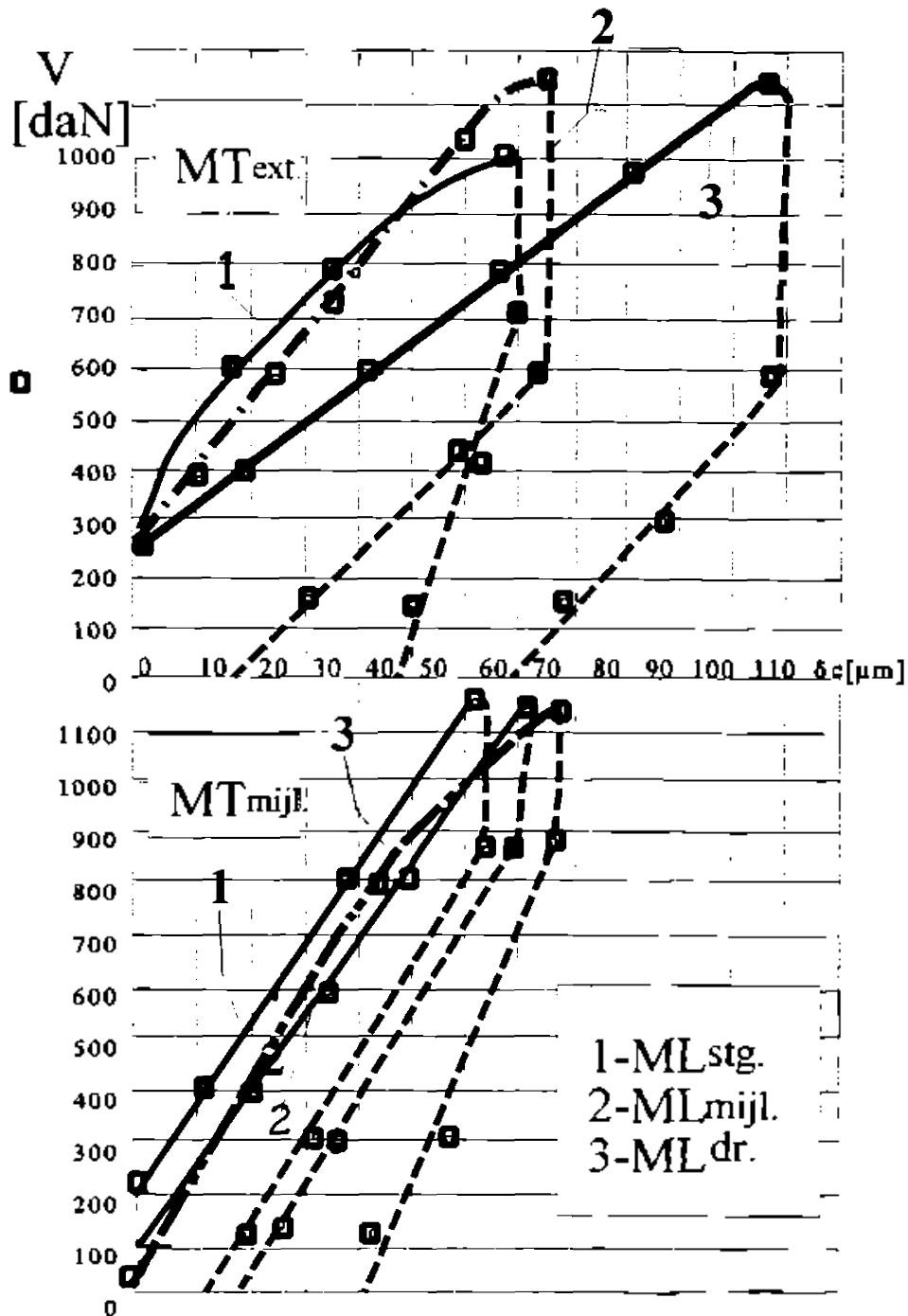


Fig. 3.10,b,c. Rigiditatea consolei mașinii de frezat.

$$\Delta_{l,calc} = \frac{V * l}{l_d^2} * \left(\frac{l_d}{r_{Br}} - \frac{l_d - l}{r_{AP}} \right) ; \quad [mm], \quad (3.24)$$

sau dacă se lucrează cu cedarea statică se obține;

$$\Delta_{l,calc} = \frac{V * l}{l_d^2} * [c_{Br} * l_d - c_{ap} * (l_d - l)] ; \quad [mm]. \quad (3.25)$$

Deformațiile subansamblului consolei MFOC au fost determinate în funcție de poziția relativă a mesei transversale (MT) și a mesei longitudinale (ML). Astfel, au fost luate trei poziții distincte pentru fiecare masă. La masa transversală au fost considerate pozițiile extrem interior (I), când masa este în poziția cea mai apropiată de arborele principal, poziția de mijloc (M) și poziția cea mai exterioară a mesei transversale (E), în acest caz masa se găsește la cursa maximă în poziție opusă AP. De asemenea și pentru masa longitudinală au fost considerate trei poziții, și anume în cazul când operatorul uman privește spre AP, au fost considerate pozițiile extrem stânga, codificată cu cifra 1, poziția de mijloc a mesei longitudinale-cod 2 și poziția extremă dreapta care are codul 3.

TABELUL 3.7.

Poziția mesei transversale	Rigiditatea consolei r, [daN / μm]		
	Poziția mesei longitudinale		
	cod 1, y=30	cod 2, y=700	cod 3, y=1400
I, z=30	19,3	15,5	19,3
M, z=125	15,6	15	18,6
E, z=250	10,6	13,4	8

În aceste poziții, a căror curbe de deformație sunt redată în figurile 3.10,a,b,c, au fost stabilite rigiditățile consolei, valorile medii a acestor rigidități fiind redată în tabelul 3.7.

Pe baza acestor experimente utilizând pachetul de programe de calcul statistic STATGRAPHICS [X 10], luând în considerare toate

valorile măsurate, (au fost realizate trei replici ale experimentului), s-a făcut o analiză a variațiilor (ANOVA), rezultatele acestei analize fiind date în tabelul 3.8.

TABELUL 3.8.

Efectul	Suma patratelor	grade libertate	Media patratelor	Raportul F	Valoarea p
y=long.	0,026666	1	0,20666	0,00	0,9021
z=transv.	81,401666	1	81,40166	8,30	0,030
y*z	1,690	1	1,690	0,17	0,7091
y ²	0,720	1	0,720	0,0	0,80
z ²	8,4050	1	8,4050	0,80	0,4306
Eroare totala	29,216666	3	9.738889		
Total (cor.)	121,40		R ² = 0,76		

Cu ajutorul aceluiași pachet de programe STATGRAPHICS, au fost stabiliți coeficienții de regresie, cu ajutorul cărora a fost stabilit un polinom de aproximare a rigidității consolei. Expresia acestui polinom este redată în (3.26);

$$r_c = 17,0878 - 5,235 \cdot 10^{-4} \cdot y + 0,02 \cdot z - 8,626 \cdot 10^{-6} \cdot y \cdot z + 1,278 \cdot 10^{-6} \cdot y^2 - 1,694 \cdot 10^{-4} \cdot z^2. \quad (3.26)$$

Estimarea rigidității consolei cu funcția polinomială determinată anterior se poate vedea în figura 3.10.d.

Corespunzător rigidității statice a consolei mașinii de frezat, se poate stabili eroarea statică δ_c datorată deformațiilor elastice, ale consolei, pe verticală;

$$\delta_c = \sqrt{r_c}; \quad [mm] \quad (3.26a)$$

în care r_c este rigiditatea consolei mașinii de frezat [daN / mm].

Din determinările experimentale s-a constatat că la încărcări maxime ale consolei, în poziția extremă a MT (cea mai defavorabilă), unghiul de rotire al consolei (unghiul α_c , v fig. 3.5.) a fost de

ordinul a câtorva secunde, lucru care dovedește că practic acesta se poate neglija, stabilindu-se deci $\Delta_e = 0$.

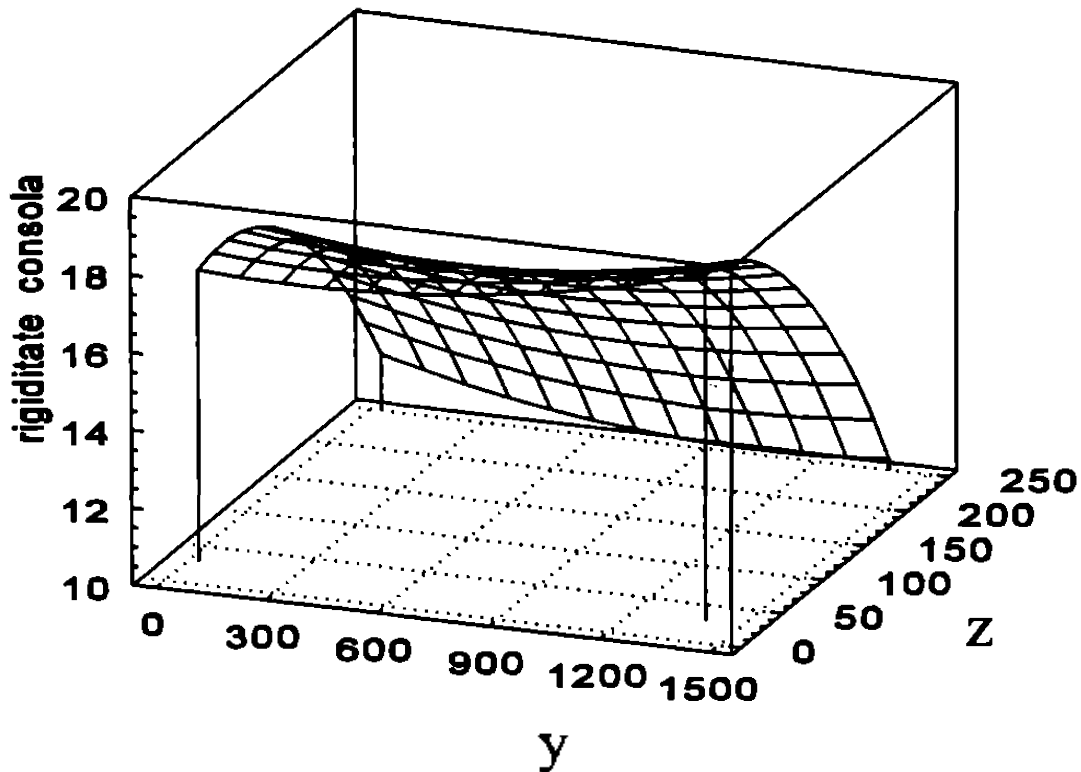


Fig.3.10.d. Rigiditatea consolei

Eroarea de prelucrare datorată deformațiilor elastice, amintite anterior, poate fi exprimată astfel;

$$\Delta_e = V * \left[\frac{1}{r_d} + c_{AP} * \frac{l_d - l}{l_d} + \frac{1}{r_c} + \frac{l}{l_d^2} * \left(\frac{l_d}{r_{Br}} - \frac{l_D - l}{r_{AP}} \right) \right]; \quad [mm] \quad (3.27)$$

Dacă se notează inversul rigidității statice cu cedarea, adică;

- cedarea statică a dornului $c_d = 1 / r_d$;
- cedarea statică a consolei $c_c = 1 / r_c$;
- cedarea statică a brațului $c_{Br} = 1 / r_{Br}$;

se va obține valoarea statică a erorii datorită deformațiilor elastice;

$$\Delta_e = V * \left[c_d + c_{AP} * \frac{l_d - l}{l_d} + c_c + \frac{l}{l_d^2} * [c_{Br} * l_d - c_{AP} * (l_D - l)] \right]; \quad [mn] \quad (3.28)$$

Dacă în cazul concret al MEOC grupa mașinilor FC 35 se consideră valorile extreme ale cedărilor, înlocuind în relația (3.28) se obține;

$$\begin{aligned}\Delta_{e,\min} &= 0,129 * 10^{-3} * V; \quad [mm]; \quad \text{respectiv,} \\ \Delta_{e,\max} &= 0,391 * 10^{-3} * V; \quad [mm]\end{aligned}\quad (3.29)$$

De exemplu, la cerința ca în urma frezării de degroșare să se consume doar o parte din câmpul de toleranță T , cea corespunzătoare erorilor de prelucrare propriu-zise $T_{pp}=0.2$ mm, cealaltă parte fiind consumată de erorile de instalare a semifabricatului, atunci vor rezulta următoarele valori admise pentru componenta verticală a forței de frezare;

$$\begin{aligned}V_{\min} &= 0,2 / 0,391 * 10^{-3} = 512 \quad [daN] \\ V_{\max} &= 0,2 / 0,129 * 10^{-3} = 1550 \quad [daN].\end{aligned}\quad (3.30)$$

Conform relației (3.28) au fost incluse toate deformațiile elastice care au apărut. Unele dintre ele, cum sunt; deformația dornului, la o fixare a frezei pe mijlocul dornului, deformația AP și deformația pe verticală a consolei, fiind doar translații, ar putea să fie eliminate printr-o corecție de reglaj a mașinii-unelte, numai în cazul când adaosul de prelucrare este uniform. Dacă acesta este neuniform va introduce erori în lungul suprafeței frezate. Din acest motiv aceste deformații ar putea fi incluse în relația de calcul prin intermediul unui coeficient de neuniformitate a adaosului de prelucrare k_{na} , acesta putând lua valorile (valori approximate de autor);

$k_{na} = 0$ pentru adaosuri uniforme;

$k_{na} = 0,2$ pentru neuniformități mici ale adaosului;

$k_{na} = 0,5$ pentru neuniformități mari.

În acest caz relația 3.28 devine;

$$\Delta_e = V * \left[k_{na} * \left(c_d + c_{AP} * \frac{l_d - l}{l_d} + c_c \right) + \frac{l}{l_d^2} * [c_{Br} * l_d - c_{AP} * (l_d - l)] \right]; \quad [mm]. \quad (3.31)$$

Relația anterioară, care ține cont de deformațiile elastice care apar în STE, ne dă posibilitatea ca prin impunerea deformației elastice dorite să se obțină mărimea componentei verticale a forței de referință V_{ref} .

3.4.2. Limitarea încărcării de rigiditatea dinamică.

Deoarece procesul de frezare este prin natura sa un proces discontinuu de aşchiere, o pondere însemnată în solicitarea maşinii-unelte o ocupă solicitarea dinamică. Aşa cum rezultă din literatura de specialitate [R2], [M8], apariţia vibraţiilor în timpul procesului de frezare se datoreşte în principal efectului regenerativ şi al cuplării de poziţie, situaţie în care starea STE este definită de variaţia grosimii aşchii, care duce la variaţia forţei de aşchiere, precum şi de comportarea structurii maşinii-unelte.

Deoarece în cadrul STE, maşina-unealtă ocupă o pondere însemnată, se pune problema "deformării dinamice" a acesteia în timpul procesului de aşchiere cât şi de calitatea suprafeţei prelucrate prin frezare.

Cum forţa de frezare este un vector în spaţiu, având componente pe cele trei axe ale unui sistem de referinţă cartezian, şi deformaţia dintre sculă şi semifabricat va fi un vector spaţial. Pentru a uşura urmărirea comportării dinamice a maşinii de frezat, ea este descrisă prin intermediul matricii deformaţiilor, care conţine nouă funcţii de transfer, acestea generând tot atâtea caracteristici frecvenţiale amplitudine-frecvenţă (CFAF).

$$\begin{aligned}
 G_{xx}(i\omega) &= x(i\omega)/F_x(i\omega) & G_{xy}(i\omega) &= x(i\omega)/F_y(i\omega) & G_{xz}(i\omega) &= x(i\omega)/F_z(i\omega) \\
 G_{yx}(i\omega) &= y(i\omega)/F_x(i\omega) & G_{yy}(i\omega) &= y(i\omega)/F_y(i\omega) & G_{yz}(i\omega) &= y(i\omega)/F_z(i\omega) \\
 G_{zx}(i\omega) &= z(i\omega)/F_x(i\omega) & G_{zy}(i\omega) &= z(i\omega)/F_y(i\omega) & G_{zz}(i\omega) &= z(i\omega)/F_z(i\omega)
 \end{aligned}
 \tag{3.32}$$

În cazul MFOC, nu are sens urmărirea deformaţiilor în sensul axei dornului pe care se montează freza (axa OZ), rezultă că matricia deformaţiilor are doar două coloane şi deci numai şase funcţii de transfer.

Pe baza cercetărilor experimentale [M8] şi conform [R2], elementele matricii 3.32, în cazul concret al MFOC grupa FU 35, sunt date în tabelul 3.8.

În procesul de aşchiere forţa de frezare poate fi exprimată conform [05] cu relaţia (3.33):

$$F_{a_{\max}} = 1 + \epsilon^2 * F_{c_{\max}} = 1 + \epsilon^2 * \frac{2^{1-\mu}}{2-\mu} * K_f * [\sin^{2-\mu} \frac{\psi}{2} - \sin^{2-\mu} (\frac{\psi - \Delta\phi}{2})] + \quad (3.33)$$

$$+ [\sin^{2-\mu} (\frac{\psi - \delta}{2}) - \sin^{2-\mu} (\frac{\psi - \Delta\phi}{2})] + [\sin^{2-\mu} (\frac{\psi - 2*\delta}{2}) - \sin^{2-\mu} (\frac{\psi - 2*\delta - \Delta\phi}{2})] + \dots$$

în care ; $\epsilon = F_{c_{N,\max}} / F_c = 0,6 \dots 0,8$,

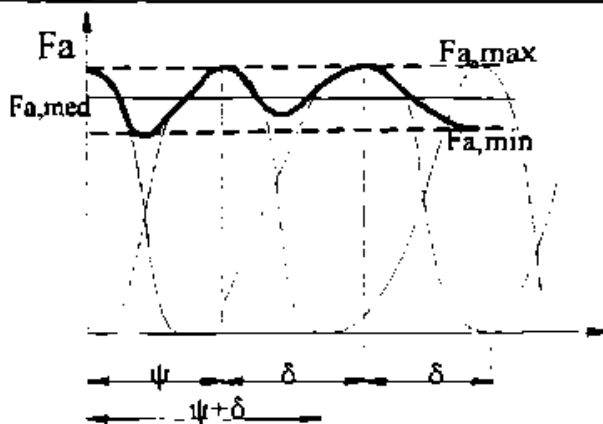
ψ - unghiul maxim de contact,

δ - pasul unghiular al sculei,

$\Delta\phi$ - pasul unghiular între secțiunea transversală a frezei corespunzătoare părții anterioare respectiv posterioare de contact al aceluiași dinte, cu materialul de prelucrat;

TABELUL 3.8.

Funcția de transfer	Modul de vibrație					
	$30F_x$	$66F_x$	$70F_x$	$76F_x+78F_x$	$84F_x$	$94F_x$
	Frecvența f [Hz]					
	1...55	55...68	68...74	74 ... 82	82...87	87-110
G_{xx}	0,18	0,4	0	0,3	0,23	0
G_{yz}	0	0	0	0	0,12	0
G_{zx}	0	0	0	0	0	0,05
G_{xy}	0	0	0	0	0,2	0,25
G_{yy}	0	0	0,35	0,28	0	0,22
G_{zy}	0	0	0	0	0,18	0,22



$$\Delta\phi = 2*B*\text{tg}(\omega/D),$$

B - lățimea de frezare,

ω - unghiul de inclinare al
dinților frezei,

D - diametrul frezei.

Deformațiile datorită solicitărilor dinamice, având în vedere datele din tabelul 3.8, pot fi determinate cu relația;

Fig. 3.11. Forța la frezare.

$$\begin{bmatrix} x \\ y \\ z \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} G_{xx} & G_{xy} & 0 \\ G_{yx} & G_{yy} & 0 \\ G_{zx} & G_{zy} & 0 \end{bmatrix} * \begin{bmatrix} F_{dx} \\ F_{dy} \\ F_{dz} \end{bmatrix} \quad (3.33 \text{ a})$$

în care F_{dx} , F_{dy} , F_{dz} sunt componentele dinamice ale forței de frezare, ele contribuind prin deformațiile dinamice ale STE la creșterea câmpului de dispersie a cotei piesei de realizat.

Conform relației anterioare (3.33 a), forța de frezare fiind o însumare a forțelor de pe fiecare dinte, ea va fi variabilă, așa cum este reprezentat grafic în figura 3.11. Ea va varia între limita maximă $F_{d,max}$ și cea minimă $F_{d,min}$. În practică prin măsurare s-a obținut o valoare medie $F_{d,med}$ a forței care în general este mai mică cu 10-30% decât valoarea maximă a forței de frezare [05]. Deci și componenta dinamică a frezării $F_d = (10-35)\% * F_{d,med}$

Așa cum se vede din tabelul 3.8, valorile funcțiilor de transfer dinamice (cedările dinamice) au ordine de mărime comparabile cu cele statice și cum forțele de solicitare dinamică ajung să fie de până la 35% din valoarea forțelor statice (forța medie de așchiere), pentru simplificarea determinării deformației rezultante (statică și dinamică) din timpul procesului de așchiere, se poate considera doar forța medie de încărcare V (considerată ca o încărcare statică), ea fiind corectată prin coeficientul k_d care ține cont de solicitarea dinamică. Pentru acest coeficient se va lua acoperitor valoarea $k_d = 1,5$ [K6], [05]. Astfel, relația (3.31) devine;

$$\Delta_e = k_d * V * \left[k_{na} * \left(c_d + c_{AP} * \frac{l_d - l}{l_d} + c_c \right) + \frac{b}{l_d^2} * \left[c_{Br} * l_d - c_{AP} * (l_d - l) \right] \right] \quad (3.34)$$

3.5. Limitarea datorită rugozității suprafeței prelucrate.

Un alt element care limitează încărcarea MFOC, îl constituie rugozitatea suprafeței prelucrate. Ea nu limitează încărcarea din

punct de vedere al forței ci limitează mărimea avansului de frezare instalat, conform relațiilor din [L1];

$$R_z = \frac{D}{2} * \sqrt{1 - \frac{\pi^2 * f_z^2}{(a_p * D + z * f_z)^2}} \quad (3.35)$$

sau simplificat;

$$R_z = \frac{f_z^2}{4 * D} \quad (3.36)$$

Relațiile anterioare au fost deduse din considerente geometrice. Experimental însă, neregularitățile sunt mult mai mari, presupunându-se că bătaia frezei și alți factori suplimentari participă la creșterea rugozității. Experimental a fost stabilită o altă relație;

$$R_{y,\max} = \frac{196 * f^{1,2} * a_p^{0,13}}{D^{0,77}}; \quad [\mu m] \quad (3.37)$$

Uzual la frezarea cilindrică se obține $R_z = 3,2 \dots 6,3 \mu m$ la frezarea de finisare, și $R_z = 12,5 \dots 50 \mu m$, la frezarea de degroșare. Cum avem relația aproximativă $R_y = 4,5 * R_z^{0,97}$ și forța de așchiere medie la frezare este;

$$F_c = C_F * a_e^{x_F} * f_z^{y_F} * a_p^{u_F} * z * D^{q_F}, \quad (3.38)$$

in care; a_e este adâncimea de așchiere efectivă [mm],

f_z - avansul pe dinte [mm/dinte],

a_p - adâncimea de așchiere posterioară [mm],

z - numărul de dinți ai frezei,

D - diametrul frezei [mm],

se poate scoate avansul pe dinte din relația (3.37) și să se înlocuiască în relația (3.38) obținându-se;

$$F_T = 23^{y_F} * C_F * a_e^{x_F} * a_p^{u_F - 0,1 * y_F} * z^{1 - y_F} * D^{0,64 * y_F - q_F} * R_z^{0,97 * y_F}; \quad [daN] \quad (3.39)$$

Deoarece conform [P2] exponentul $u_F = 1$ și cum $u_F - 0,1 * y_F = 1$,

se poate stabili o forță raportată la lățimea de așchiere;

$$\frac{F_c}{a_p} = \frac{C_F}{23^{y_F}} * a_e^{y_F} * z^{1-y_F} * D^{0,64*y_F-9_F} * R_a^{0,8*y_F} \quad (3.40)$$

Forța de avans F_c (componenta orizontală), conform [P2] este exprimată funcție de forța de așchiere prin relația;

$$F_f = C_H * F_c \quad (3.41)$$

în care; $C_H = (1 \dots 1,1)$ pentru frezarea contra avansului, iar pentru frezarea în sensul avansului vom avea $C_H = (0,8 \dots 0,9)$. Astfel se va putea limita forța de avans F_f raportată la adâncimea de frezare posterioară, care se mai poate denumi forța de avans specifică, a cărei expresie este;

$$F_{f,sp} = \frac{F_f}{a_p} = C_H * \frac{C_F}{23^{y_F}} * a_e^{y_F} * z^{1-y_F} * D^{0,64*y_F-9_F} * R_a^{0,8*y_F}; \quad [daN] \quad (3.42)$$

În cazurile concrete ale așchierii această forță de avans variază în limitele 12 daN ... 0,2 daN. Valorile mici sunt pentru cazurile frezării de finisare.

Valoarea forței de avans F_f , care va limita încărcarea mașinii de frezat, va fi dată de relația;

$$F_f = a_p * F_{f,sp}; \quad [daN] \quad (3.43)$$

în care; a_p este adâncimea de frezare posterioară în cazul concret de așchiere.

Pentru a nu fi nevoie să se utilizeze introducerea de către operatorul uman a mărimilor a_e și a_p , precum și a exponenților, respectiv a coeficienților dependenți de materialul de așchiat, se poate concepe și un alt algoritm pentru a limita avansul funcție de rugozitatea cerută piesei. Astfel din relația (3.37) înlocuind pe R_a se determină avansul pe rotație astfel;

$$f = \frac{R_a^{0,8} * D^{0,64}}{23 * a_z^{0,1}} \quad (3.44)$$

Măsurând turația AP se poate stabili viteza de avans, de referință, în funcție de rugozitate $v_{f,ref} = n * f$. În timpul așchierii acest avans nu trebuie depășit.

3.6. Limitarea de către mecanismul de avans.

La MFOC grupa mașinilor FU35 printre principalele noduri care limitează încărcarea se numără atât mecanismul șurub-piuliă cât și lagărele de rostogolire montate pe șurubul conducător.

Una din solicitări care limitează încărcarea mecanismului șurub-piuliă este solicitarea de strivire. Condiția de rezistență pentru solicitarea filetelui la strivire este , conform [G8];

$$\sigma_s = \frac{4 * F_f}{(d^2 - D_1^2) * z} \leq \sigma_{as} \quad (3.45)$$

în care; F_f este forța de avans,

d - diametrul exterior al șurubului,

D_1 - diametrul interior al piuliței,

z - numărul de spire al piuliței,

σ_{as} - efortul unitar admisibil, $\sigma_{as} = 1$ [daN/mm²].

Rezultă că valoarea maximă a lui F_f va fi;

$$F_{f,max} = \sigma_{as} * \pi * (d^2 - D_1^2) * z / 4 \quad [daN] \quad (3.46)$$

În cazul concret al MFOC grupa mașinilor FU35, care au valorile constructive $d = 40$ mm, $D = 30$ mm, și $z = 6$ spire, se obține $F_{f,max} = 3297$ daN.

În ceea ce privește solicitarea admisă de lagărele de rostogolire, aceasta este suficient de mare și nu constituie un element restrictiv, de aceea nici nu se ia în considerare în

algoritmul comenzii adaptive.

O altă limitare impusă de mecanismul de avans este cea corespunzătoare mărimii maxime a momentului asigurat de motorul acționării de avans. În funcție de momentul motorului de avans, valoarea maximă a forței de avans poate fi exprimată;

$$F_f = \eta_a * \frac{i * M_m}{r_m * \operatorname{tg} \alpha} \quad [\text{daN}] \quad (3.47)$$

în care M_m este momentul motorului de antrenare,

r_m - raza medie a șurubului conducător ($r_m = 20 \text{ mm}$),

α - unghiul de ridicare al spirei șurubului conducător
($\alpha = 2,74^\circ$),

η_a - randamentul acționării de avans, realizate de motorul electric și cele două angrenaje cilindrice în serie
($\eta_a = 0,9$),

i - raportul de transmitere a mișcării de la motor la șurubul conducător ($i = 10$).

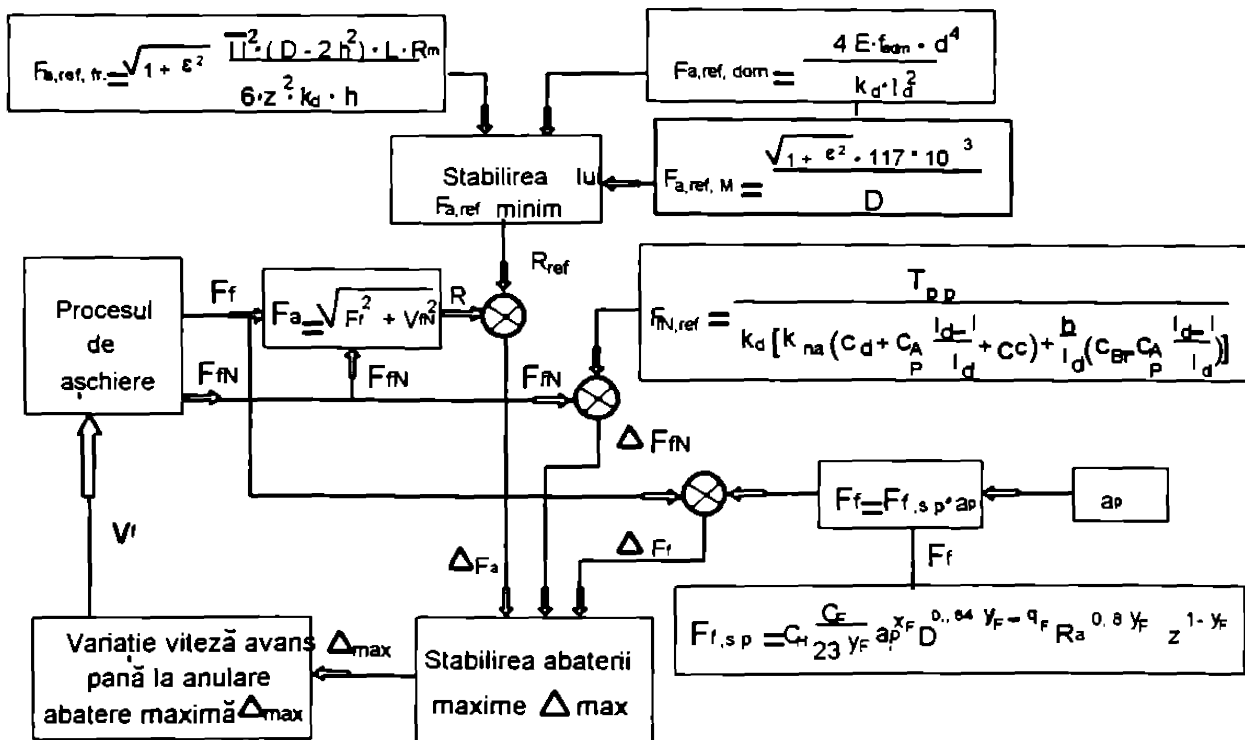


Fig. 3.12. Restricțiile impuse încărcării MFOC.

Deoarece în toate cazurile restricțiile impuse de mecanismul de avans al mașinii de frezat sunt mai mari ca cele impuse de rugozitatea suprafeței prelucrate, aceste nu au fost luate în considerare în schema generală a restricțiilor concentrată în figura 3.12.

În cazul în care se dorește limitarea avansului în funcție de rugozitate, nu prin intermediul forței orizontale F_c , ci pe baza relației (3.44), atunci schema bloc a restricțiilor va fi cea din figura 3.13.

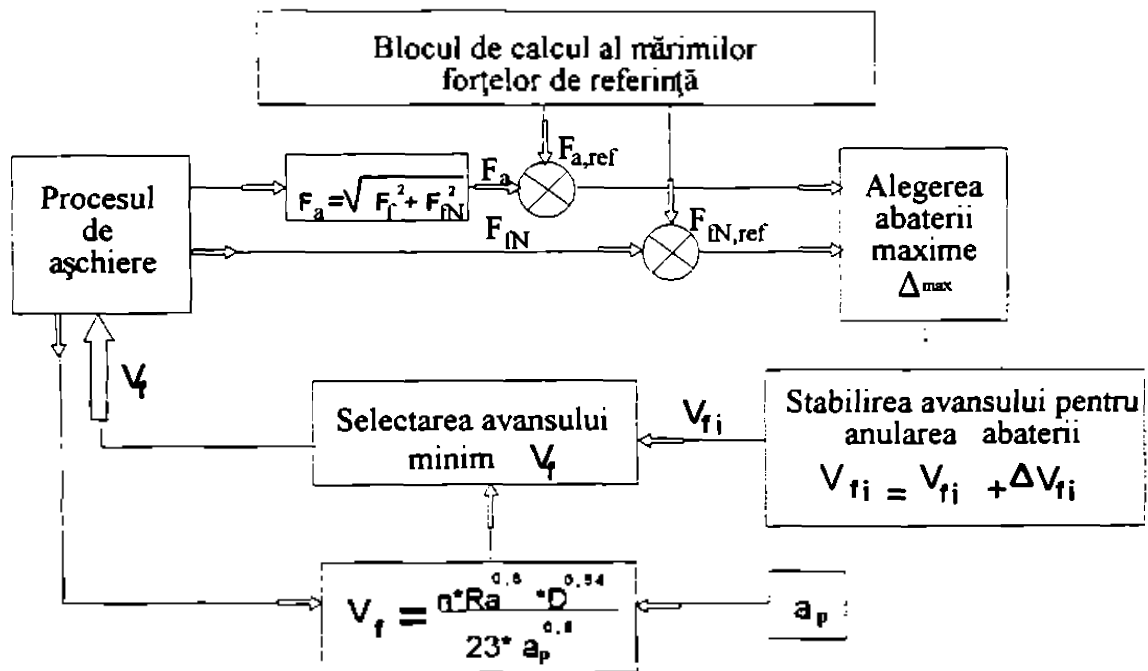


Fig. 3.13. Variantă de realizare a restricției avansului funcție de rugozitate.

3.7. Concluzii privind încărcarea admisă.

Din multitudinea subansamblelor MFOC care sunt solicitate, ca urmare a forțelor rezultate din procesul de așchiere, nu toate vor fi solicitate la limita admisă de funcționarea MU. Cum însă MFOC

pot realiza prelucrări cu diferite tipuri constructive de scule, pentru a nu micșora universalitatea mașinii-unelte, trebuie luate în considerare, pentru toate cazurile de prelucrare posibile, mărimile restrictive impuse de elementele solicitate. Astfel au rezultat, ca limitări ale încărcării, valorile impuse de: frezele cu dimensiuni mici, dornul port-freză, puterea motorului acționării principale și precizia impusă piesei prin desenul de execuție.

Dacă toate restricțiile privind forța de așchiere au fost determinate analitic cu destulă precizie, în cazul restricției impuse de rugozitatea rezultată în urma procesului de așchiere, trebuie introdusă, cu aproximație de către operatorul uman, a mărimei adâncimii efective de așchiere a_e și adâncimii posterioare de așchiere a_p , pentru cazul algoritmului din figura 3.12, sau în cazul când se măsoară turația AP, trebuie introdusă de către operator doar a mărimei a_p , conform figurii 3.13. Aceasta numai în cazul MFOC care nu sunt prevăzute cu CNC.

În cazul MFOC cu CNC se poate obține mărimea a_e de la sistemul numeric, care poate da informații asupra mărimei cât pătrunde freza în semifabricat. Valoarea a_p se poate introduce manual de operator sau se poate obține utilizând un sistem automat cu traductoare optice.

Având în vedere complexitatea relațiilor de stabilire a mărimilor de referință, se necesită rezolvarea acestora pe cale numerică. Soluția de obținere a mărimilor de referință pe cale analogică, duce la obținerea unui sistem de CA destul de complex.

4. OPTIMIZAREA REGIMURILOR DE ASCHIERE LA FREZARE.

4.1. Considerații generale.

Frecvent în practica uzinală regimurile de aşchiere la frezare se aleg din tabele pe bază aproximării de către tehnolog a condițiilor de aşchiere. Domeniile de alegere a avansului sunt suficient de largi, astfel încât asigurarea unui regim de aşchiere optim este aleatoare.

Stabilirea regimului adecvat de aşchiere se face pe baza unui criteriu de optimizare [B14], [B15], [D9], [E1], [G6], [H1], [K1],

[K4], [K9], [L2], [L3], [M4], [T1]. Din numeroasele criterii de optimizare, în figura 4.1 sunt redate: criteriul capacității de producție maximă care stabilește limita superioară a alegerii parametrilor regimului de aşchiere (V_{CP}), criteriul durabilității maxime a sculei aşchietoare, care stabilește limita inferioară de alegere a parametrilor regimului de aşchiere (V_e) și criteriul costului minim al operației

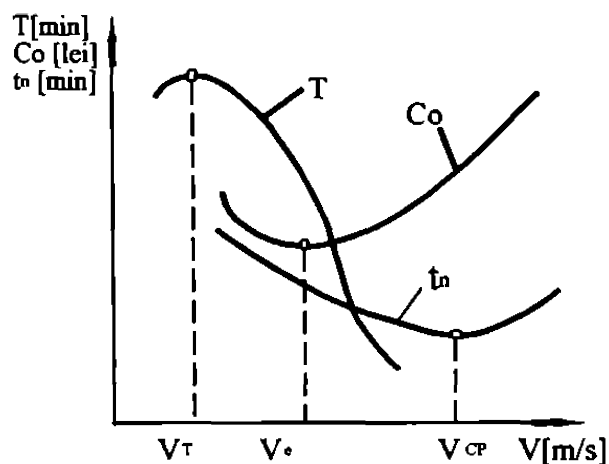


Fig. 4.1. Criterii de optimizare.

tehnologice, care duce la alegerea unei viteze economice de aşchiere (V_e).

În practică este utilizat cel mai frecvent criteriul prețului de cost minim al operației, dar se cere și satisfacerea unor criterii auxiliare, desigur neoptimizate, dar care să se încadreze în condițiile tehnice impuse piesei prin desenul de execuție. Ca urmare, în acest capitol, se va urmări îndeosebi optimizarea pe criteriul prețului de cost minim, și în parte, pe baza durabilității maxime a sculei, considerându-se în principal frezarea cilindrică.

4.2. Criteriul pe baza durabilității dimensionale a sculei.

Acest criteriu duce la obținerea unor uzuri relative minime ale sculei, stabilitate dimensională maximă a acesteia, și deci o durată de serviciu maximă a ei. Domeniul de aplicare a acestui criteriu de optimizare corespunde cazului unor scule scumpe și deficitare, cum sunt frezele profilate.

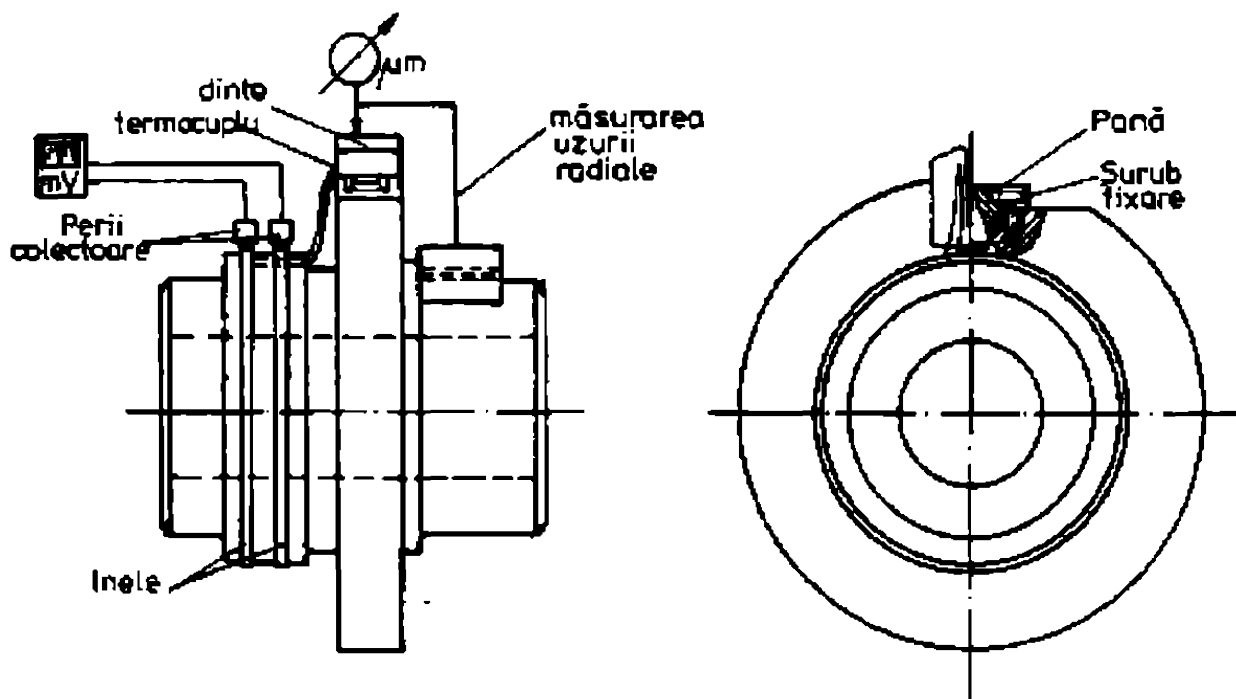


Fig. 4.2. Freză specială cu un dinte.

Pentru a stabili cât mai rapid regimurile de așchiere care duc la uzuri relative minime, au fost făcute, de autor, încercări experimentale cu o freză specială (v. fig. 4.2.) prevăzută cu un dinte, care avea posibilitatea de a se măsura temperatura în vecinătatea tăișului principal, prin intermediul unui termocuplu. Construcția utilizată a permis și măsurarea, în același timp, a uzurii radiale a dintelui sculei.

Dintele sculei a fost realizat din Rp3, și respectiv prin intermediul unei plăcuțe din carburi metalice de tip P20. Materialele

supuse prelucrării prin aşchiere au fost un oţel OLC45 având caracteristicile $R_m = 66 \text{ daN/mm}^2$, iar duritatea de 197 HB şi respectiv pentru cazul dintelui frezei realizat dintr-o plăcuţă P20, s-a aşchiat oţelul OL50, care avea duritatea de 138 HB.

Criteriul de uzură considerat a fost cel al uzurii radiale- h_r , acest criteriu având o stabilitate în timp mai bună decât alte criterii de uzură.

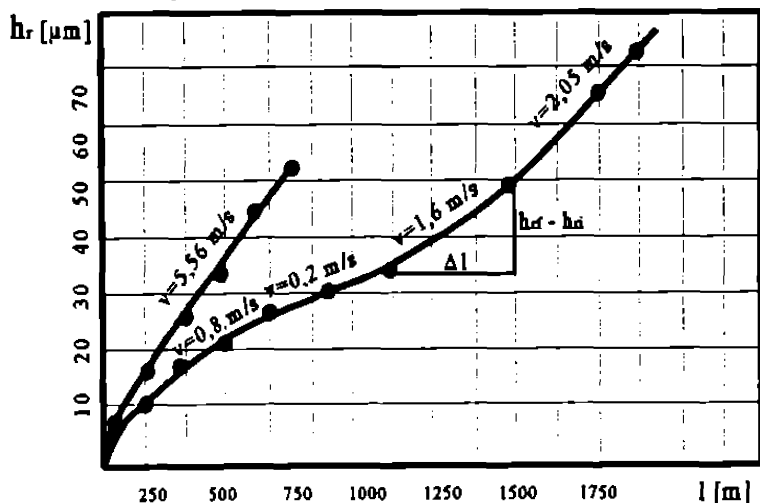
Pentru determinarea uzurii sculei aşchietoare, în vederea micşorării duratei experimentărilor, s-a făcut determinarea uzurii radiale până când trei puncte de pe curbă, care exprimă dependenţa $h_r = f(v)$, au fost coliniare, acest lucru aproximând că punctele, ce definesc uzura radială, se găsesc pe aceeaşi curbă de uzură [M4]. Valorile regimului de aşchiere utilizat, în cazul dintelui din Rp3, precum şi mărimile rezultate în urma experimentărilor sunt date în tabelul 4.1.

Prelucrarea rezultatelor experimentale a dus la construcţia curbelor de variaţie a uzurii radiale pentru diferite viteze de aşchiere, redată în figura 4.3.

Lungimea drumului parcurs de tăişul frezei în aşchiere s-a determinat din:

$$l = \frac{\pi * D * n}{10^3} * \frac{l_p}{s_m}; [m] \quad (4.1)$$

Rp3 - OLC45



în care: D
este diametrul
frezei (D=130
mm),

n - turaţia
frezei
[rot/min],

l_p - lungimea
prelucrată

($l_p = 113 \text{ mm}$),

v_c - viteza
de avans
[mm/min].

Fig. 4.3. Dependenţa uzurii radiale de lungimea de aşchiere şi de viteza de aşchiere.

Tabelul 4.1.

Regimul de aşchiere				Tens. thermo- electr. [mV]	Uzura sculei		Lungime drum parcurs Δl [m]	Uzură radială rela- tivă $h_{r,r} \times 10^{-2}$ [μm]	
a_p mm	a_s mm	v m/s	f_c mm/d		iniția $h_{r,i}$ [μm]	final $h_{r,f}$ [μm]			
10	1	0,8	0,15	0,65	4	4	196	1,64	
				0,6	7	11	196		
				0,5	5	16	196		
				0,5	5	21	286		
				0,5	6	26	286		
		1,02	0,15	0,85	2	28	286	1,4	
				0,9	2	30	295		
		1,6	0,16	0,15	0,9	3	33	295	2,1
					1,1	5	38	295	
					1,1	6	44	290	
		2,05	0,16	0,16	1,6	6	50	290	2,45
					1,6	7	57	290	
					1,6	7	64	292	
		2,56	0,16	0,16	1,7	8	72	292	3,5
					2,1	8	8	292	
					2,2	9	17	190	
2,2	10				27	190			
				2,15	11	38	190		
				2,2	10	48	288		

A fost determinată uzura radială relativă, conform [M4], pentru fiecare viteză de aşchiere utilizată, cu relația:

$$h_{rr} = \frac{h_{r,f} - h_{r,i}}{\Delta l}; \quad [\mu\text{m}/\text{m}] \quad (4.2)$$

in care; $h_{r,i}$, $h_{r,f}$ este uzura la începutul, respectiv la sfârșitul intervalului în care s-a menținut constant avansul și viteza de așchiere;

Δl - este drumul parcurs de tăișul sculei la menținerea constantă a vitezei de așchiere și a avansului.

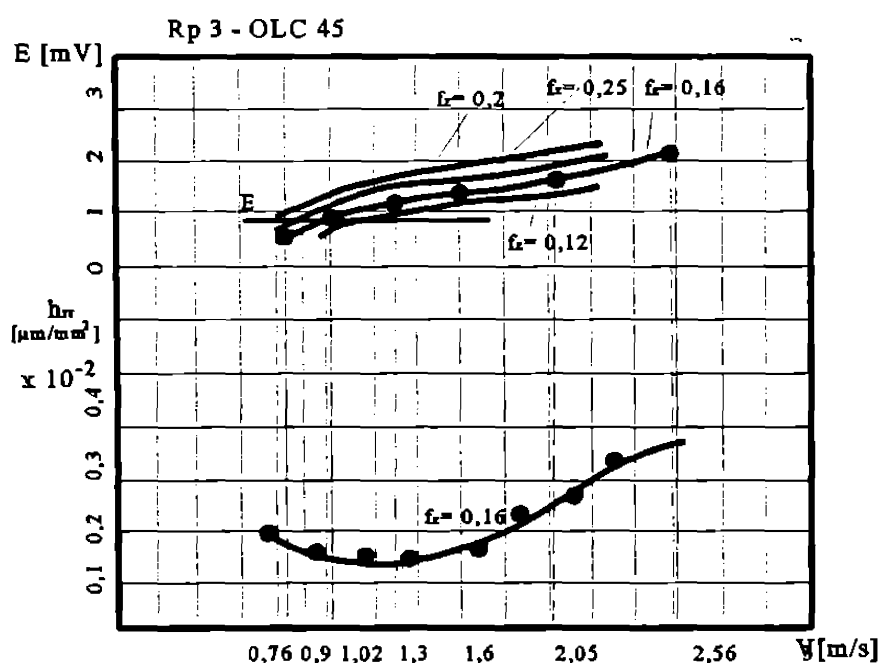


Fig. 4.4. Stabilirea combinației optime avans-viteză.

Dependența uzurii radiale relative funcție de viteza de așchiere $h_{r,r} = f(v)$, se vede în figura 4.4, iar tensiunea termoelectrică înregistrată pentru diferite viteze de așchiere și avansuri de lucru $E=f(v)$,

se poate vedea în figura 4.4. Din figura 4.4 și din tabelul 4.1 se observă că uzura radială relativă minimă, pentru avansul $f_z = 0,16$ mm/dinte corespunde vitezei de așchiere $v=1,02$ m/s, aceasta corespunzând unei tensiuni termoelectrice, numită optimă, $E_o=0,9$ mV. Ridicând curbele tensiunii termoelectrice funcție de viteză $E=f(v)$ pentru diferite valori ale avansului pe dinte, cu menținerea constantă a celorlalți parametri ai așchierii, a_1 -adâncimea de așchiere efectivă și a_2 -adâncimea de așchiere posterioară, prin intersectarea acestor curbe cu o paralelă la abscisă, se vor determina punctele care definesc combinația "avans pe dinte - viteză de așchiere" optimă din punct de vedere al uzurii minime a sculei,

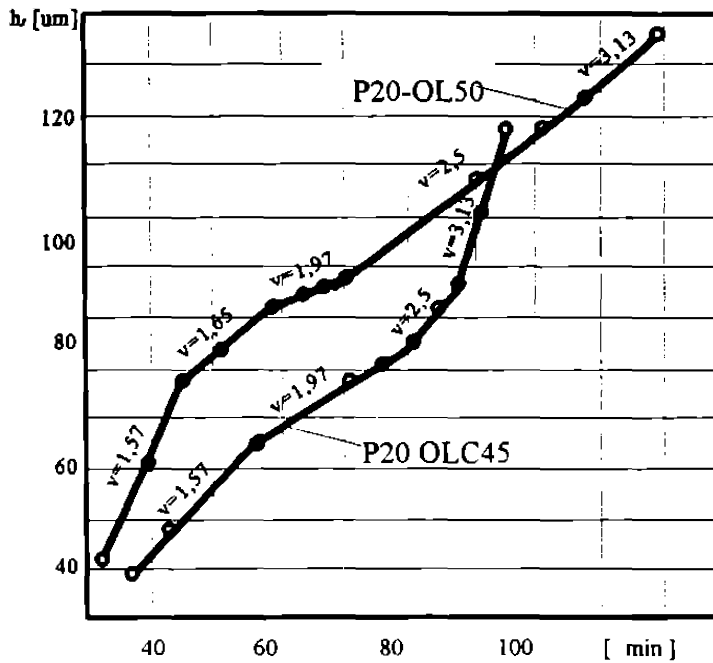


Fig.4.5. Dependenta uzurii radiale de viteza.

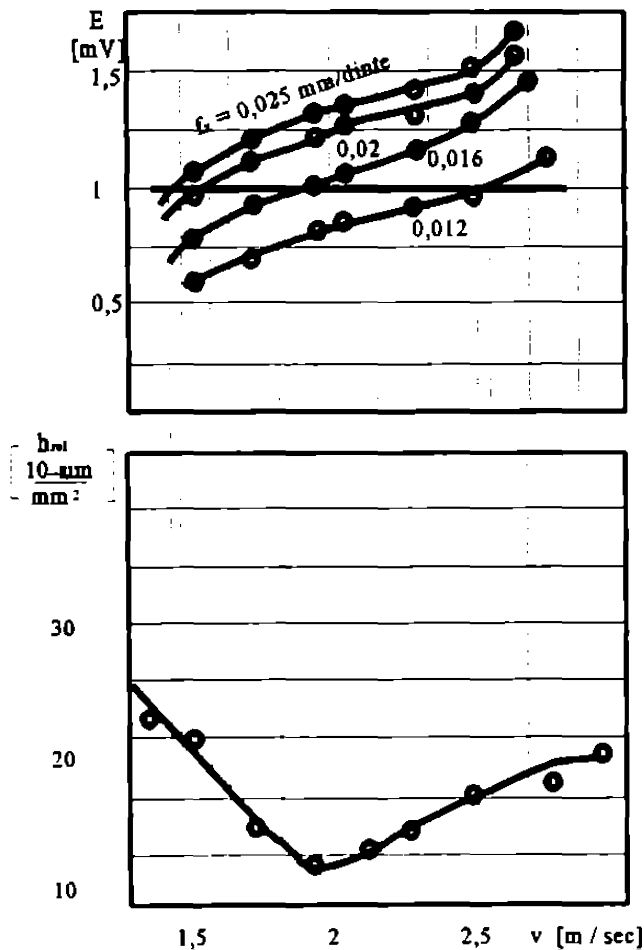


Fig.4.6.a. Regimul optim in cazul asociatiei P20-OL50.

respectiv conform criteriului durabilității maxime a sculei. Experimentările au scos în evidență, așa cum se specifică în [M4], că temperatura tăișului sculei, corespunzătoare uzurii minime, rămâne constantă, pentru o asociere material de prelucrat-material sculă, față de valorile parametrilor regimului de așchiere.

Repetând experiențele pentru cazul când materialul sculei a fost plăcuță din carburi metalice P20 și materialul de prelucrat OL50, respectiv OL45, se obține dependența uzurii radiale în funcție de timpul de așchiere ca în figura 4.5. Este de remarcat faptul că în medie valorile

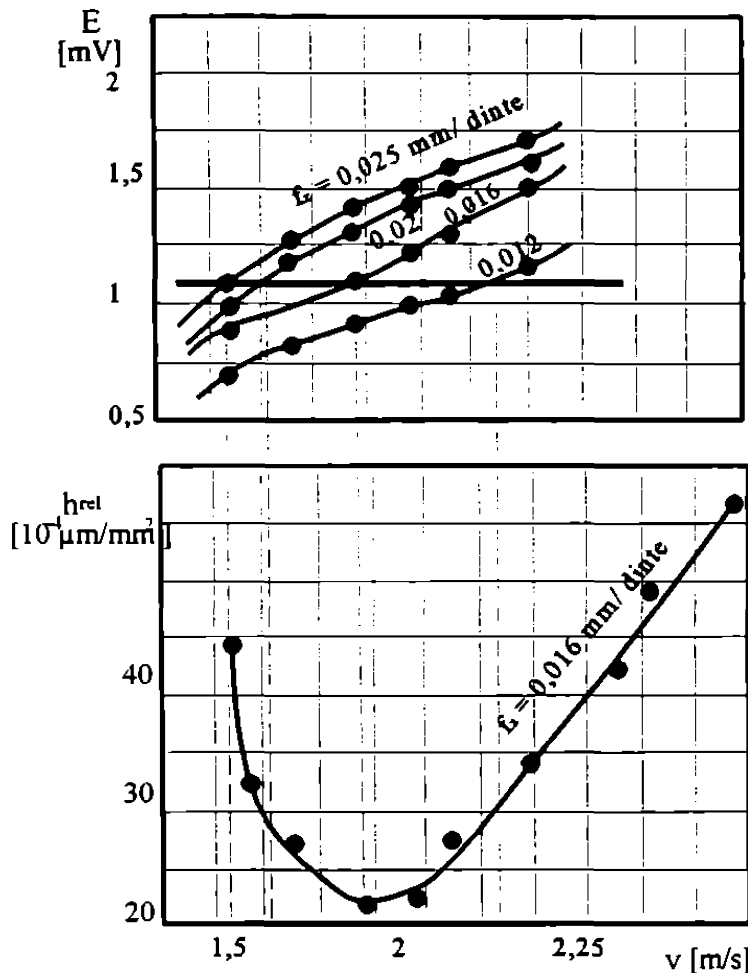


Fig.4.6.b. Regimul optim in cazul asociatiei P20-OLC 45

vitezelor de aşchiere care asigură durabilitatea maximă de aşchiere sunt cu 10% mai mici ca vitezele de aşchiere la frezare, calculate conform [P2], și care le recomandă ca viteze economice de aşchiere. De asemenea se poate arăta că atât din experimetările făcute, cât și din [M4], valoarea minimă a uzurii relative se deplasează spre valori mai mici, pe măsură ce avansul pe dinte crește.

Deci se recomandă ca în timpul frezării să se prelucereze cu aşchii groase, acestea uzând mai puțin scula aşchietoare.

4.3. Criteriul pe baza minimumului prețului de cost.

Stabilirea regimurilor economice de aşchiere constă în alegerea parametrilor aşchierii ca să se obțină prețul de cost minim al prelucrării, sau mai precis al operației tehnologice.

Asigurarea minimumului costului operației nu este altceva decât asigurarea minimumului costului de producție, ceea ce asigură de fapt creșterea beneficiului întreprinderii. Considerând în acest caz costul operației tehnologice C , ca suma cheltuielilor întreprinderii

producătoare pentru realizarea operației tehnologice, excluzând toate cheltuielile legate de obținerea semifabricatului și dacă se notează cu: C_s -cheltuielile materiale cu sculele așchietoare, C_D -cheltuielile materiale cu dispozitivele, C_V -cheltuielile materiale cu verificatoarele utilizate, C_{en} -cheltuielile pentru energia consumată, C_{CL} -cheltuielile pentru combustibili și lubrefianți (ca uleiuri, lichide de răcire ungere, etc.), C_{am} -cheltuieli cu amortizarea fondurilor fixe, C_{IF} -cheltuieli cu întreținerea și funcționarea utilajelor, C_{rm} -cheltuieli cu retribuția muncii, C_{AS} -cheltuieli cu asigurările sociale, C_P -cheltuieli legate de perfecționarea personalului muncitor, C_{GS} -cheltuieli generale ale secției, C_{GI} -cheltuieli generale ale întreprinderii și C_{CST} -cheltuieli pentru cercetarea științifică, tehnologică și de asimilare de produse noi, atunci C_o poate fi exprimat cu relația:

$$C_o = C_s + C_D + C_V + C_{en} + C_{CL} + C_{am} + C_{IF} + C_{rm} + C_{AS} + C_P + C_{GS} + C_{GI} + C_{CST} \quad [\text{lei}] \quad (4.3)$$

Fiecare element al costului fabricației are o legătură directă sau indirectă cu regimul de așchiere folosit pentru realizarea operației pe MU. Raportând toate cheltuielile din relația (4.3) la un minut de funcționare a MU, se poate determina dependența tuturor cheltuielilor de regimul de așchiere instalat pe MU. Acest lucru devine esențial în acțiunea de optimizare a parametrilor regimului de așchiere.

Particularizând relația (4.3) în cazul prelucrării pe MFOC, grupa mașinilor FU35 și raportând costul operației la un minut de funcționare a MU, se obține [D9] costul unitar al operației $C_{uo} = 329$ lei/min.

Dacă din costul unitar al operației se separă cheltuielile unitare (pe minut) introduse de scula așchietoare C_{us} , se va obține:

$$B = C_{uo} - C_{us} \quad [\text{lei/min}] \quad (4.4)$$

Particularizând relația anterioară în cazul MFOC grupa mașinilor FU35, se va obține $B = 215$ [lei/min].

$$\begin{aligned} t_N &= t_b + t_{sr} + (t_N + t_a + t_d + t_{on}) = \\ &= t_b + t_{sr} + t_{nr} \quad [\text{min}], \end{aligned} \quad (4.5)$$

Structura normei de timp t_n la operațiile de aşchiere [V4], poate fi restructurată astfel;

în care; t_b este timpul de bază;

t_{sr} - componentă a timpului auxiliar necesar schimbării și reglării sculei,

t_{pi} - timpul de pregătire-încheiere,

t_1 - componentă a timpului auxiliar care nu este influențată de regimul de aşchiere,

t_2 - timpul de deservire tehnică și organizatorică,

t_{or} - timpul de odihnă și necesități firești,

t_{nc} - timpul normă care nu este influențat de regimul de aşchiere.

Cum ultimul termen al relației (4.5) nu este influențat de regimul de aşchiere, în continuare acesta nu va fi luat în considerare. În acest caz, costul operației (care nu mai are valoarea reală, datorită neglijarii termenului t_{nc}) va putea fi exprimat astfel;

$$C_o = B * t_b + C_{ST} * T_b * T^{-1} + B * T_{sr} * t_b * T^{-1} \\ = t_b * [B + T^{-1} * (C_{ST} + B * T_{sr})] \quad [lei] \quad (4.6)$$

în care; C_{ST} reprezintă cheltuielile cu scula aşchietoare pe perioada unei durabilități (în cazul frezelor cilindrice $C_{ST} = 18960$ [lei/T],

T_{sr} - timpul de schimbare și reglare a sculei aşchietoare,

T - durabilitatea sculei aşchietoare.

Timpul de bază în cazul frezării cilindrice cu mai multe treceri poate fi stabilit astfel;

$$t_b = \frac{L * i}{f_z * z * n} + (i-1) * \frac{L + l_R}{v_{fR}} \quad [min], \quad (4.7)$$

în care; L este lungimea parcursă de sculă cu avansul de lucru

(ea cuprinde lungimea piesei și lungimile de intrare și respectiv ieșire ale sculei din aşchiere),

z - numărul de dinți ai sculei,

- n - turația,
 l_R -lungimea totală de mers rapid în cadrul unui ciclu
 de lucru,
 v_{rR} - viteza de avans rapid,
 i - numărul de treceri.

Dacă din expresia vitezei de așchiere [P2], se exprimă durabilitatea T a sculei în funcție de turația sculei n , avansul pe dinte f_z și numărul de treceri i , se va obține;

$$T = \left(\frac{10^3 * C_v * K_v * D^{q_v - 1}}{\pi * a_e^{x_v} * a_p^{u_v} * z^{p_v}} \right)^{\frac{1}{m}} * n^{-\frac{1}{m}} * f_z^{-\frac{y_v}{m}} * i^{-\frac{x_v}{m}} = C_T * n^{-\frac{1}{m}} * f_z^{-\frac{y_v}{m}} * i^{-\frac{x_v}{m}} \quad (4.8)$$

Înlocuind (4.7) și (4.8) în (4.6) se va obține;

$$C_o = \left[\frac{L * i}{f_z * z * n} + (i - 1) * \frac{L + l_R}{v_{rR}} \right] * [B + (C_{ST} + B * T_{sp}) * C_T^{-1} * n^{-\frac{1}{m}} * f_z^{-\frac{y_v}{m}}] \quad (4.9)$$

Pentru a stabili avansul optim, care asigură minimul costului operației, va trebui să se anuleze prima derivată a lui C_o în raport cu f_z . Efectuând această operație se va obține expresia avansului optim în relația (4.10).

$$f_{z,opt} = \left[\frac{C_T * B * n * i^{-\frac{x_v}{m}}}{(y_v - m) * (C_{ST} + B * T_{sp}) * n^{\frac{1}{m}}} \right]^{\frac{m}{y_v}} \quad (4.10)$$

După cum se poate vedea, avansul optim, din punct de vedere al prețului de cost al operației, depinde de mărimea turației n , instalată pe mașina-unealtă și de numărul de treceri i .

Dacă se particularizează relația (4.10) pentru cazul frezării oțelului carbon cu $R_m = 75 \text{ daN/mm}^2$, având $a_e = 5 \text{ mm}$, $a_p = 50 \text{ mm}$, $D = 100 \text{ mm}$, $z = 12$ și efectuând o trecere, $i = 1$, luând coeficienții și exponenții necesari din [P2], [V4] se va obține;

$$f_{z,opt} = \frac{120470,66}{n^{2,5}} \quad [\text{mm/dinte}] \quad (4.11)$$

Dacă se vor da valori turației în relația (4.11) se vor obține rezultatele redade în tabelul 4.2.

Tabelul 4.2.

n [rot/min]	150	200	300	400	500	600
f_z [mm/dinte]	0,437	0,213	0,077	0,037	0,021	0,014
C_z [lei]	2,75	4,21	7,66	11,72	16,28	21,3
v_f [mm/min]	786	511	278	180	129	98,3

Așa după cum se vede și din tabelul 4.2, este recomandabil să se lucreze cu avansuri pe dinte (și deci și cu viteze de avans) de valori cât mai ridicate, astfel obținându-se valori cât mai mici pentru costul operației. Desigur mărimea avansului pe dinte va fi limitată de condițiile de rezistență sau rigiditate a STE.

4.4. Stabilirea optimului prin acțiunea restricțiilor.

Relația (4.10) stabilește avansul optim din punct de vedere al prețului de cost, dar nu ține cont de restricțiile impuse de solicitarea STE, la instalarea acestui avans pe MU.

Din expresia (4.9) a costului operației se observă că aceasta este o funcție neliniară în raport cu variabilele f_z , n , i . Chiar dacă se logaritmează expresia costului operației, ea nu poate fi transformată într-o funcție liniară. Valoarea costului operației devine astfel o funcție obiectiv în acțiunea de optimizarea, cu restricții, a avansului. Particularizând relația (4.9) pentru cazul frezării materialului OLC45 cu $R_m = 75 \text{ daN/mm}^2$, având $a_e = 5 \text{ mm}$, $a_p = 50 \text{ mm}$, $D = 100 \text{ mm}$, $z=12$ și coeficienții sau exponenții [P2] $C_v = 35,4$, $k_v=1$, $m = 0,33$, $x_v = 0,3$, $y_v = 0,4$, $u_v = 0,1$, $p_v = 0,1$, $q_v = 0,45$, se va obține relația (4.12). În relația (4.12) se vede și mai clar aspectul neliniar al funcției obiectiv, de optimizat.

$$C_o = 35,69 \cdot \frac{i}{f_z \cdot n} + 1,29 \cdot (i-1) + 1167,6 \cdot 10^{-7} \cdot n^2 \cdot f_z^{0,2121} \cdot i^{0,1} + 42,2 \cdot 10^{-7} \cdot \frac{n^3 \cdot f_z^{1,2121} \cdot (i-1)}{i^{0,9}} \quad (4.12)$$

Restricțiile care trebuiesc impuse, conform celor deduse din capitolul 3 sunt redate în expresiile (4.13).

$$\begin{aligned}
 a) & C_p \cdot a_e^{x_F} \cdot i^{-x_F} \cdot f_z^{y_F} \cdot a_p^{u_F} \cdot D^{-q_F} \leq \frac{\Pi^2 \cdot (D-2 \cdot h)^2 \cdot L_f \cdot \sigma_{ai}}{6 \cdot z_c^2 \cdot k_d \cdot h}; \\
 b) & \sqrt{1+\varepsilon^2} \cdot C_p \cdot a_e \cdot i^{x_F} \cdot f_z^{y_F} \cdot a_p^{u_F} \cdot z \cdot D^{-q_F} \leq \frac{4 \cdot E \cdot f_{adm} \cdot d^4}{k_d \cdot l_d^3}; \\
 c) & \sqrt{1+\varepsilon^2} \cdot C_H^2 \cdot C_F \cdot a_e^{x_F} \cdot i^{-x_F} \cdot f_z^{y_F} \cdot a_p^{u_F} \cdot z \cdot D^{-q_F} \leq \\
 & \frac{T_{pp}}{k_d \cdot (k_{na} \cdot (c_d + c_{AP} \cdot \frac{l_d-1}{l_d} + c_c) + \frac{b}{l_d} \cdot (c_{Br} - c_{AP} \cdot \frac{l_d-1}{l_d}))}; \\
 d) & f_z \cdot z \leq 0,043 \cdot R_o^{0,8} \cdot D^{0,64} / a_p^{0,1}; \\
 e) & \pi \cdot C_F \cdot a_e^{x_F} \cdot i^{-x_F} \cdot f_z^{y_F} \cdot z \cdot D^{1-q_F} \cdot n \leq 60 \cdot 10^5 \cdot P_m \cdot \eta; \\
 f) & C_F \cdot a_e^{x_i} \cdot i^{-x_F} \cdot f_z^{y_F} \cdot z \cdot D^{1-q_F} \cdot a_p^{u_F} \leq 117 \cdot 10^3; \\
 g) & z \cdot f_z \cdot n > v_{f,min}; \\
 h) & z \cdot f_z \cdot n \leq v_{f,max}; \\
 i) & n > n_{min}; \\
 j) & n \leq n_{max}.
 \end{aligned} \quad (4.13)$$

După cum se vede din relațiile (4.13) și unele din restricții sunt neliniare. Este adevărat că prin logaritmare restricțiilor s-ar obține expresii liniare a acestora, dar deoarece prin logaritmare funcției scop de optimizat (4.12) nu se obține o ecuație liniară, rezultă că la optimizarea regimului de așchiere la frezare trebuie să se aplice doar programarea neliniară [L4], [R3], [D18]. Dacă se va reprezenta costul operației, relația (4.12), în spațiul tridimensional (3D), în funcție de avansul pe dinte și turație, se vor obține curbele din figura 4.7.

Dacă se reprezintă același cost al operației, relația (4.12),

curbele vor fi ca în figura 4.8.a, iar în cazul când se va lua ca parametru avansul pe dinte f_z , curbele $C_o = f(n)$ vor arăta ca în figura 4.8.b

Așa cum se poate observa în figura 4.7, costul operației se micșorează cu creșterea avansului și respectiv a vitezei de așchiere. Forma suprafeței spațiale $C_o = f(s_d, n)$ indică faptul că nu sunt minime

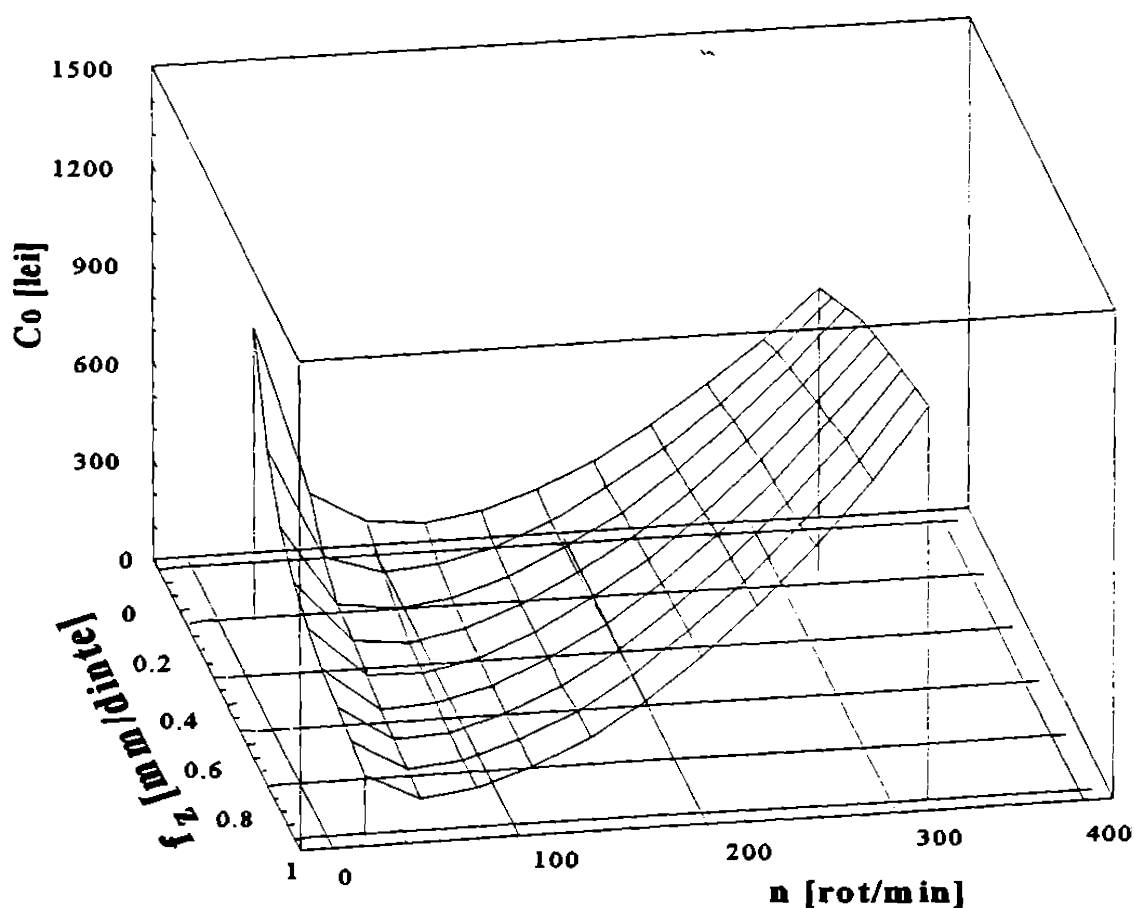


Fig. 4.7. Costul operației.

locale a acestei suprafețe ci numai un minim global. Această formă a suprafeței costului operației avantajează alegerea algoritmului de optimizare a avansului și a turației.

Dacă numărul de treceri devine $i > 1$, variația costului operației în acest caz se poate vedea atât în tabelul 4.3, iar pentru

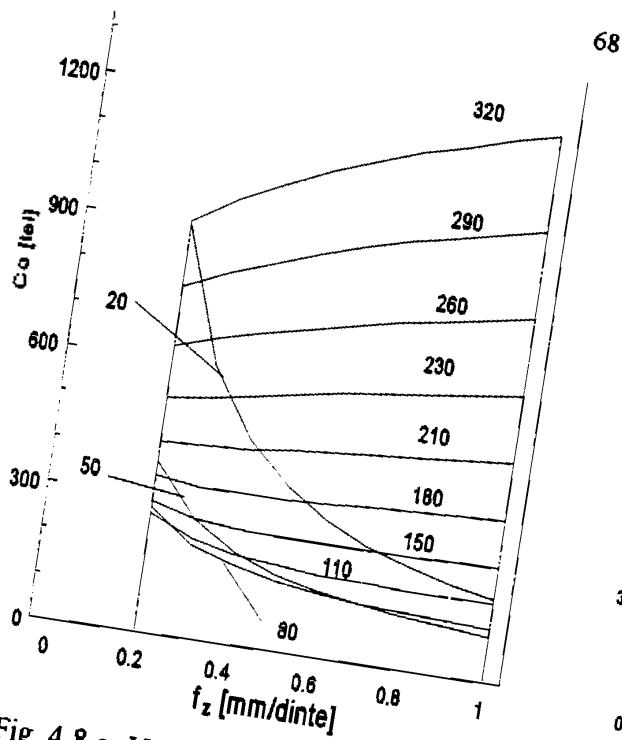


Fig. 4.8.a. Variația costului operației cu avansul.

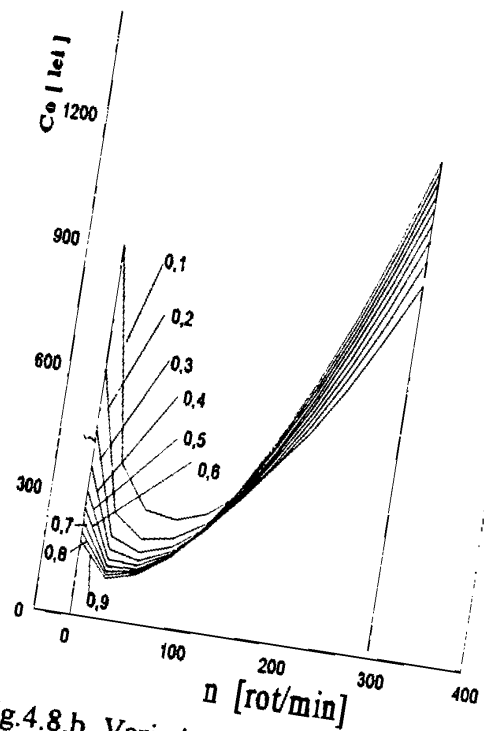


Fig. 4.8.b. Variația costului operației cu turația.

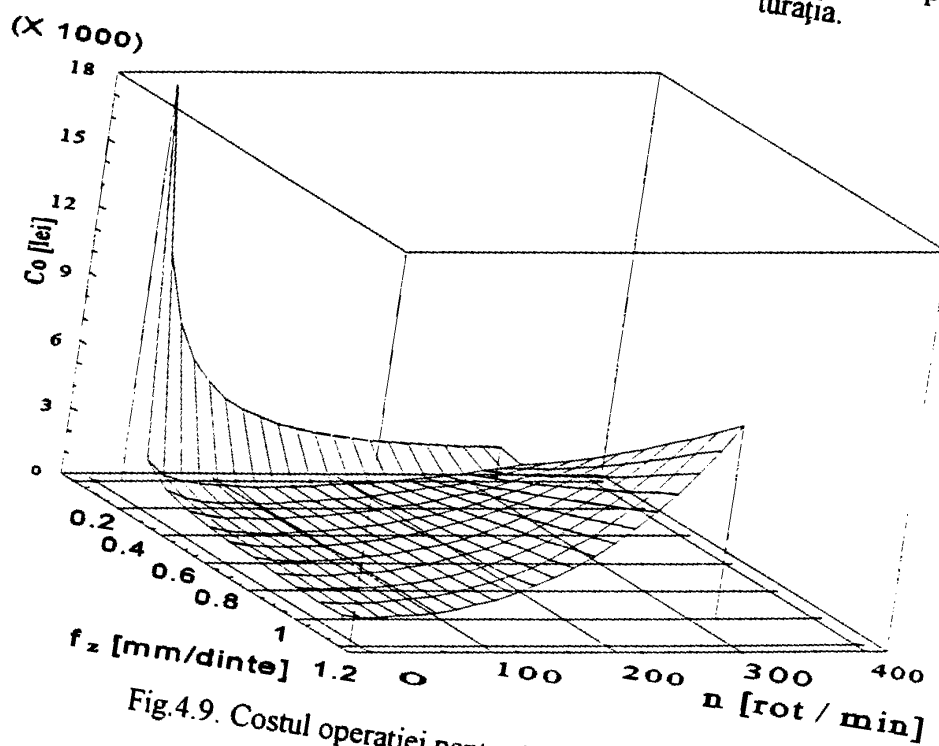


Fig. 4.9. Costul operației pentru $i = 2$ treceri.

cazul $i = 2$, suprafața spațială a costului funcție de avans și turație este redată grafic în figura 4.9. Dacă pentru cazul $i=1$ se reprezintă variația, în plan, a costului funcție de doi parametri, avansul pe dinte f_z și turația n , curbele de nivel constant al costului operației vor apare ca în figura 4.10. În aceeași figură 4.10 s-a redat grafic și grupul de restricții (4.13), prezentat anterior.

Tabelul 4.3.

Costul operației $Co \cdot 10$ [lei]													
Nr.trecer	$i = 1$				$i = 2$				$i = 3$				
f_z mm/dinte	0,1	0,2	0,4	0,8	0,1	0,2	0,4	0,8	0,1	0,2	0,4	0,8	
n ,	25	143	719	363	185	299	156	85	50	456	240	134	80
rot	50	73	38	20	117	157	87	52	36	242	136	83	59
—	100	43	26	18	16	93	60	48	51	142	93	74	75
min	150	40	30	27	28	82	67	73	104	122	97	77	14
	200	46	42	43	47	90	92	123	203	126	125	165	27

Dacă pentru simplificarea notațiilor se va nota funcția scop de optimizat $Co(f_z, n) = F(x)$, înțelegând prin $x = \{f_z, n\}$, iar restricțiile (4.13) se vor nota cu $g_j(x)$, atunci expresiile (4.12) și (4.13) se vor putea scrie simplificat, formulând problema de optimizare a costului operației cu restricții astfel:

$$F(x) - \text{minim} \quad (4.14)$$

$$g_j(x) \{ \geq \leq \} 0, \quad j = 1, 2, \dots, m.$$

Optimizarea neliniară cu restricții impune verificarea dacă domeniul de definiție al funcției de optimizat este convex și dacă funcția de optimizat este convexă. Conform [B11], [D9], [D18], [L4], [R3], [S3], [S12], domeniul de definiție al costului este convex, punctul critic fiind punctul P din figura 4.10, dar acesta respectă condiția de convexitate, inversul gradientului funcției de optimizat $-\nabla F = -\nabla Co$ fiind cuprins între gradientii restricțiilor ∇g_{f_z} și ∇g_n .

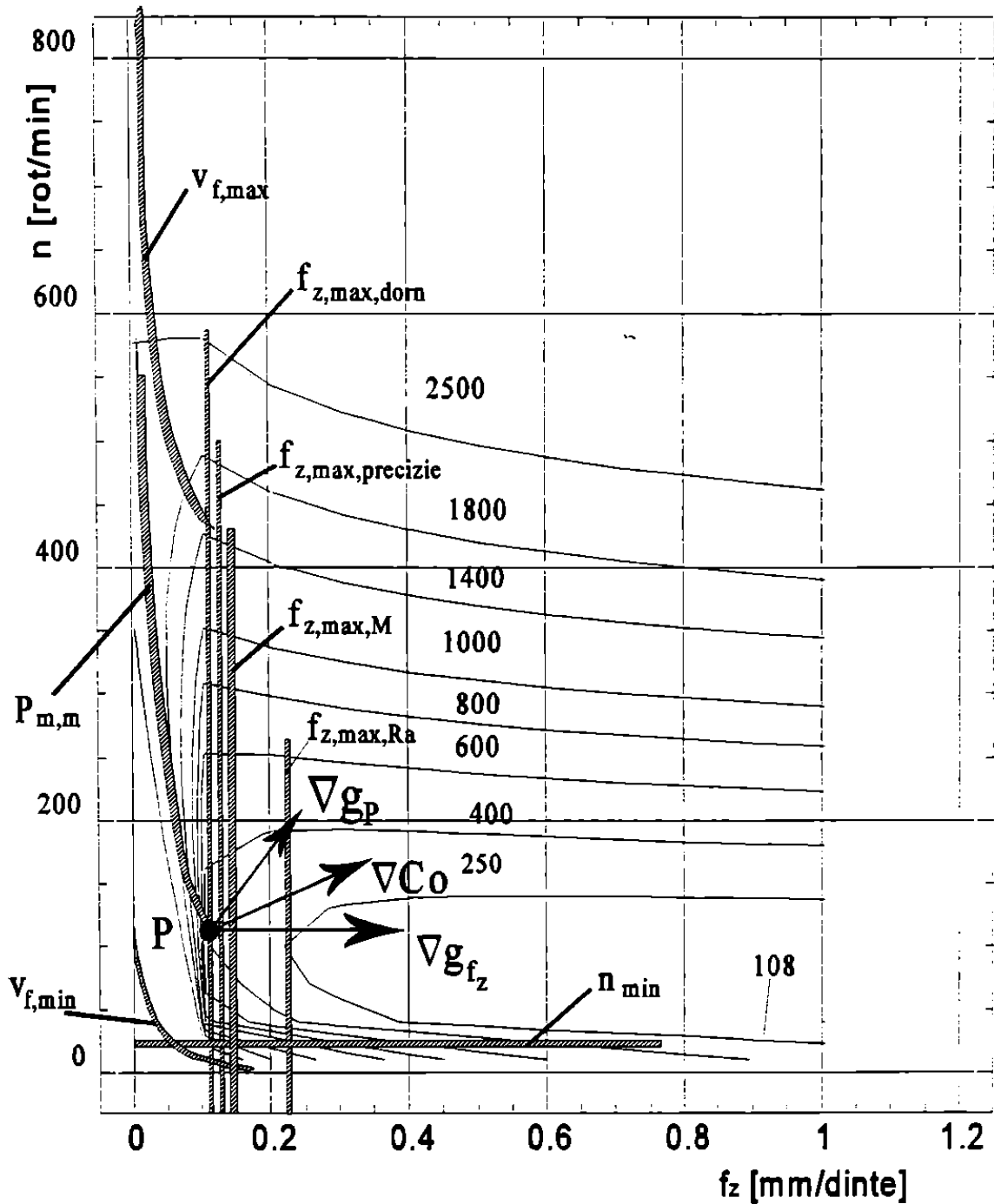


Fig. 4.10. Curbele de nivel C_o și restricțiile impuse

Optimizarea neliniară cu restricții poate fi transformată în optimizare neliniară fără restricții prin metoda funcțiilor de penalizare. Astfel se va alege o funcție de penalizare:

$$g_j(x) = [g_j(x)]^2 = \begin{cases} 0 & , g_j \leq 0 \\ [g_j(x)]^2 & , g_j > 0 \end{cases} \quad (4.15)$$

Cu aceasta funcție de penalizare, problema de optimizare va apare de forma:

$$\Phi(x) = F(x) + q * \sum [g_i(x)]^2 \quad (4.16)$$

aceasta fiind fără restricții.

La depășirea limitelor impuse de restricții, funcția de penalizare (4.15) va primi o valoare pozitivă, care în plus va fi înmulțită cu o constantă q și va fi adunată la valoarea funcției $F(x)$ în punctul respectiv, astfel se va depărta de valoarea minimă a funcție scop, căutându-se o altă direcție de minimizare a acesteia, reintrând astfel în domeniul permis pentru variabile. Deoarece în cazul când variabilele sunt în domeniul admis de restricții, funcția de penalizare (4.15) va lua valoarea zero, astfel ea nu va afecta minimumul funcției scop și nu va influența obținerea minimumului funcției scop.

Pentru a avea o convergență cât mai fidelă, în (4.16) se va mări la fiecare nouă iterație mărimea constantei r , $r_i > r_{i-1}$, în acest fel șirul de minime fără restricții va converge mereu către soluția problemei de optimizat cu restricții.

Pentru rezolvarea optimizării neliniare fără restricții a fost aleasă metoda căutării unidimensionale [D16] ea fiind numită și metoda relaxării. Deși sunt și alte metode de căutare a optimului, care oferă convergența spre optim, mai rapide, totuși sa preferat metoda relaxării pentru că alura suprafeței C_0 nu este complexă, iar algoritmul acestei metode nu este complex, fiind ușor de implementat pe un sistem de calcul mai simplu.

Metoda relaxării determină minimumul unei funcții modificând pe

rând componentele vectorului x . Astfel se pleacă cu incrementarea unei variabile componente a vectorului x , celelalte fiind menținute constante, până când funcția $F(x)$ descrește, dacă valoarea funcției începe să crească, se va trece la incrementarea altei variabile. Ciclul se va încheia atunci când au fost incrementate toate variabilele și se reia un nou ciclu cu incrementarea primei variabile. Prin efectuarea mai multor cicluri se ajunge la minimumul funcției scop (obiectiv). O imagine a acestei metode, aplicată la cazul din figura 4.10, este redată în figura 4.11, pentru cazul a două variabile $x_1 = f_z$ iar $x_2 = n$. Exprimat matematic, pentru fiecare iterație se determină un nou punct x_{k+1} conform relației;

$$x_{k+1} = x_k + p * S_k, \quad (4.17)$$

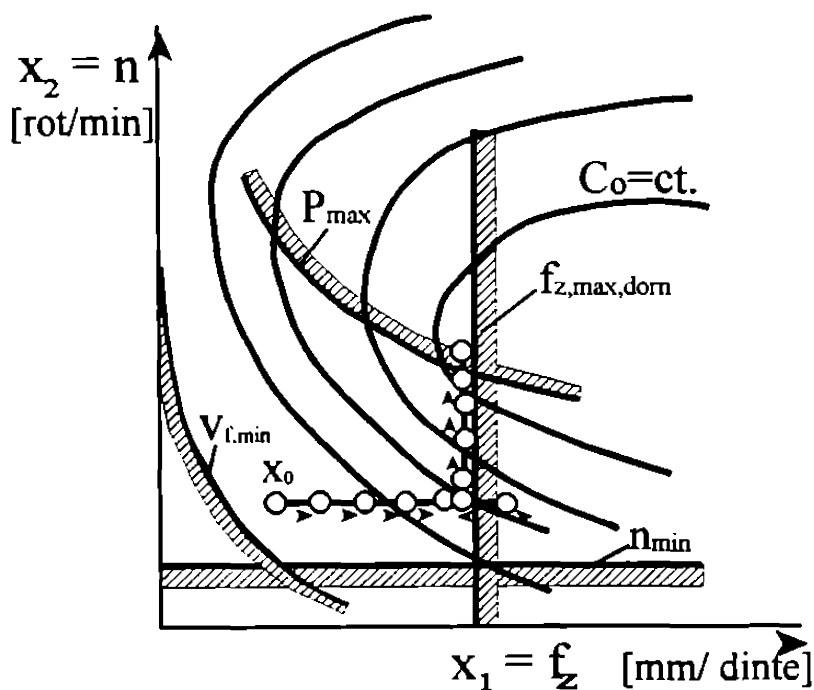


Fig.4.11. Metoda căutării unidimensionale

în care S_k este un vector unitar care are o singură componentă, fie pe direcția f_z , fie pe direcția n , fie pe direcția numărului de treceri i , adică $S_1=(1,0,0)$, $S_2=(0,1,0)$ și $S_3=(0,0,1)$, iar p este o mărime scalară care reprezintă pasul ales. Ea se alege astfel ca să se respecte inegalitatea $F(x_{k+1}) < F(x_k)$.

Marimea pasului p se va menține constantă pe durata unui ciclu, ea fiind micșorată de la un ciclu la altul, prin înmulțirea ei cu o rație subunitară r .

Transmiterea datelor în cadrul programului de calcul a fost făcută prin următoarele argumente:

OPTM 2- subprogram pentru calculul minimumului funcției scop $F(x)$,

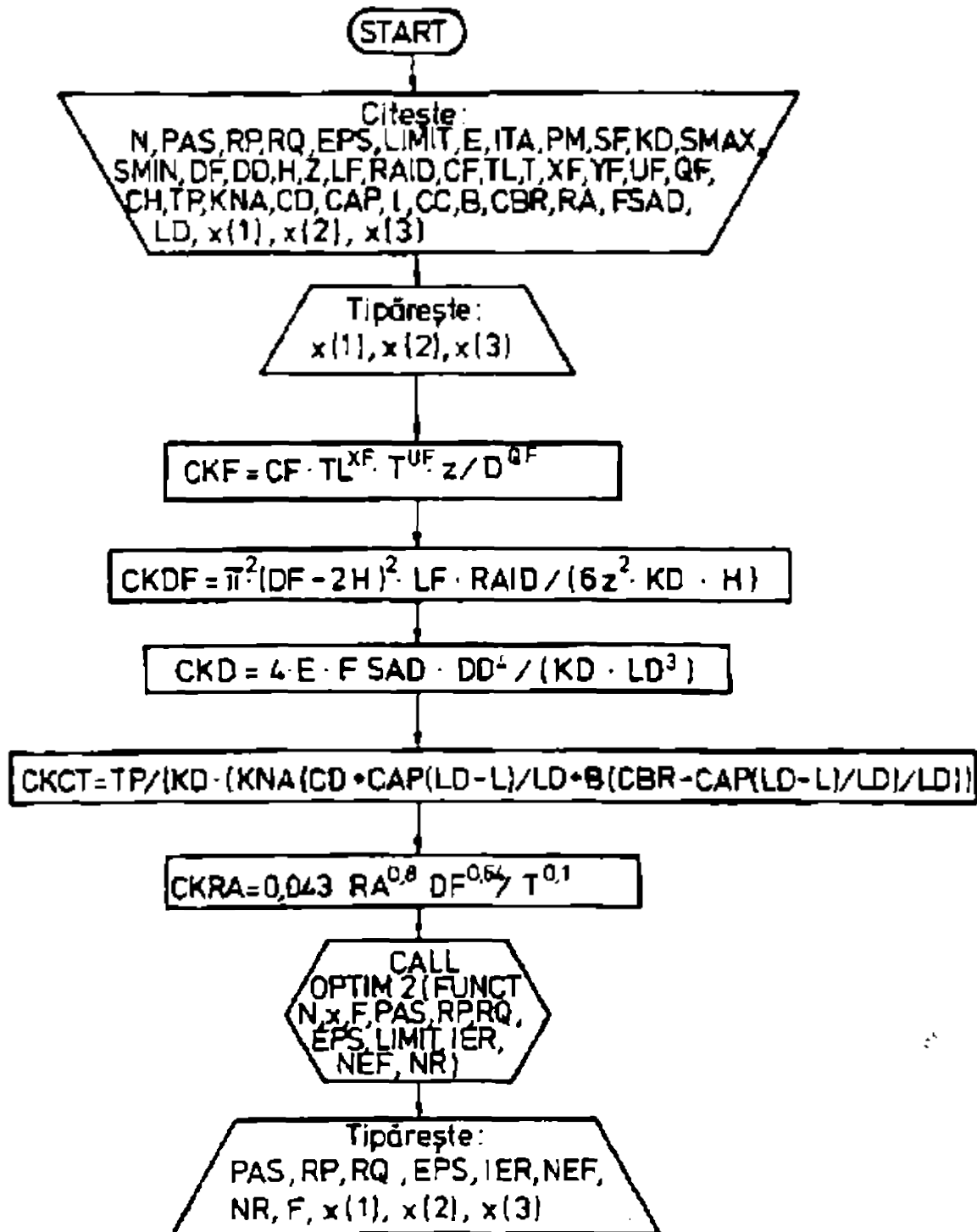


Fig. 4.12.a. Programul principal de optimizare.

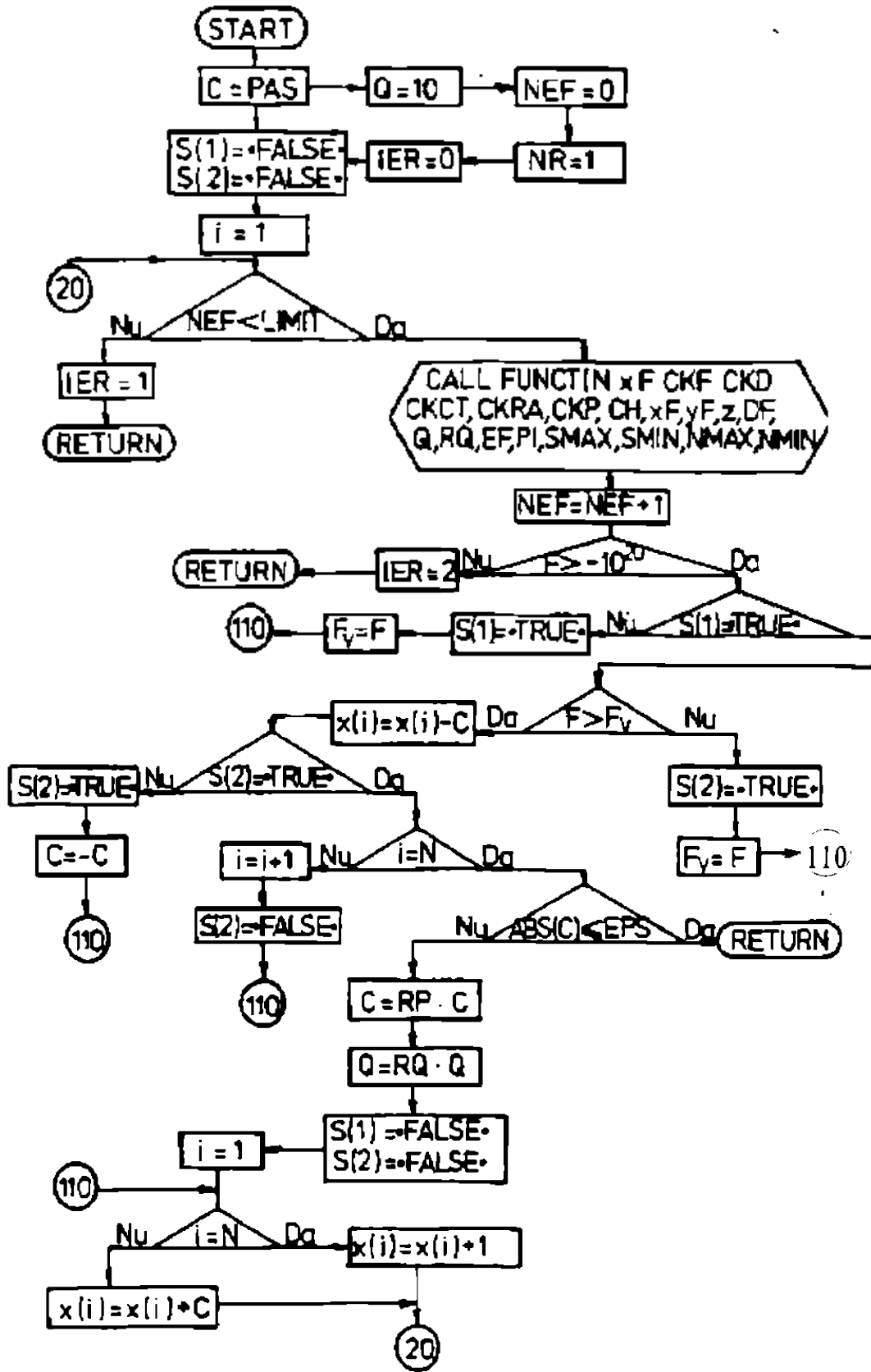


Fig. 4.12.b. Subrutina OPIM 2.

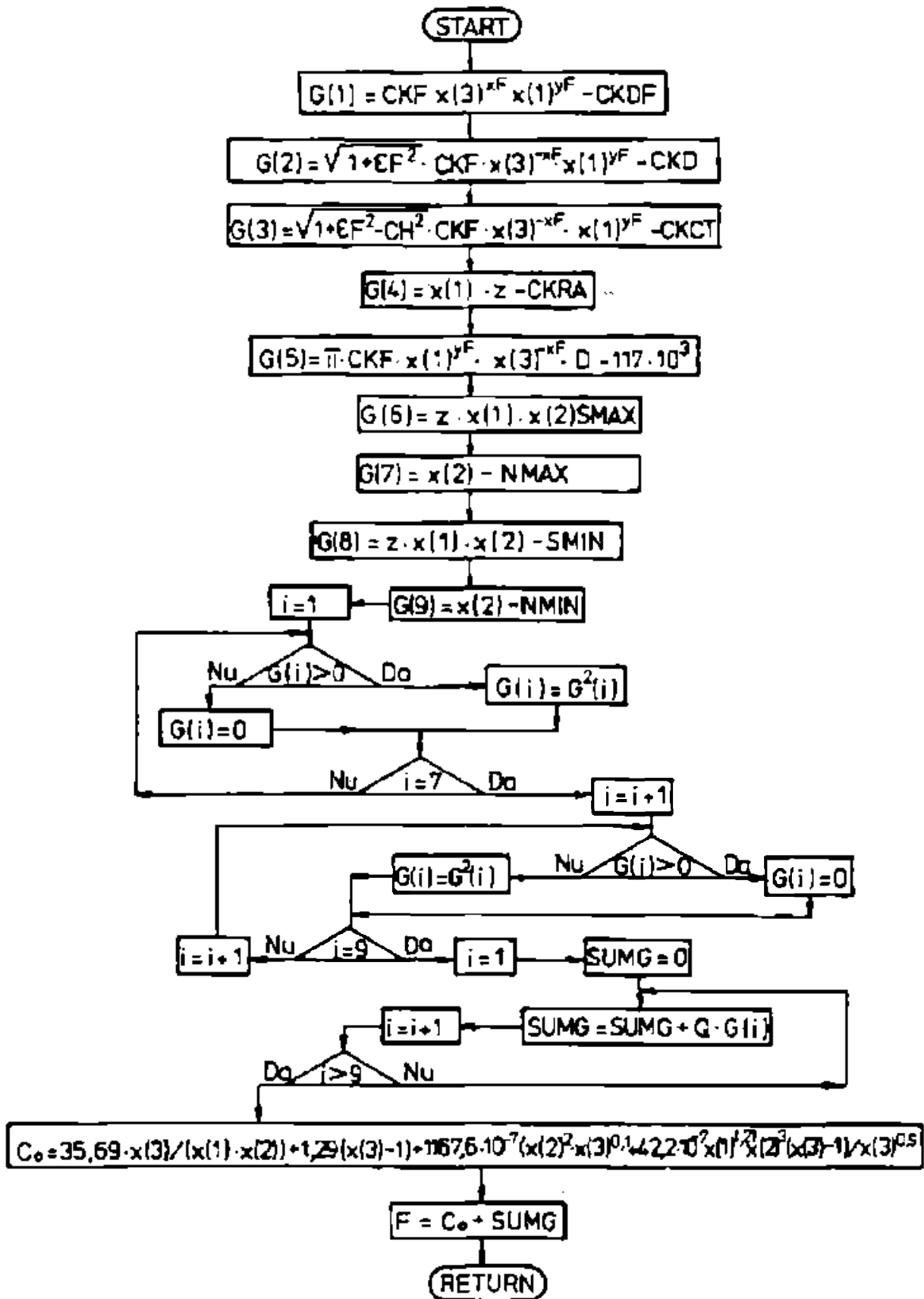


Fig 4.12.c. Subrutina FUNCT.

care are inclusă funcția de penalizare, care acționează la depășirea limitelor domeniului admis pentru variabile;

FUNCT - subprogram care conține structura și calculează valoarea funcției $F(x)$, al cărui minim trebuie aflat;

N - Numărul variabilelor independente, ale funcției $F(x)$. In cazul de față $N=3$.

x - vectorul variabilelor independente, $x(1) = f$, $x(2) = n$ și $x(3) = i$. Inițial acest vector are memorate coordonatele punctului de start, iar în final în el se găsesc coordonatele punctului care asigură minimul, cu restricții a costului operației C_0 ;

RP - rația de incrementare a pasului la fiecare ciclu nou. Trebuie ca $0 < RP < 1$;

EPS - mărime de testare a preciziei de calcul a minimumului funcției $F(x)$;

LIMIT - numărul limită de apeluri a subprogramului FUNCT. Acesta este o mărime de tip întreg;

IER - mărime întreagă care dă informații asupra corectitudinii rezultatelor și anume;

IER = 0 indică faptul că funcția scop $F(x)$ are un minim obținut într-un număr de apeluri, a subprogramului FUNCT, mai mic ca LIMIT;

IER = 1 arată că nu s-a obținut minimumul funcției $F(x)$ în numărul de apeluri egal cu LIMIT;

IER = 2 indică faptul că funcția $F(x)$ nu are minim;

NEF - numărul de apeluri al subprogramului FUNCT;

NR - reprezintă numărul de iterații făcute;

S(1), S(2) -sunt elemente logice pentru îndrumarea căutării corecte a minimumului, S(1) ia valoarea TRUE la fiecare ciclu nou, iar S(2) ia valoarea TRUE la trecerea căutării minimumului după o nouă axă, corespunzătoare unei noi variabile.

Organigrama programului principal și al subprogramelor OPTIM 2 și respectiv FUNCT se pot vedea în figura 4.12.a,b,c.

4.5. Concluzii.

Din toate criteriile de optimizare ale regimului de aşchiere la frezare a rezultat că este necesar să se prelucreză cu grosimi mari ale aşchii, deci să se lucreze cu valori mari ale avansului. Acest lucru face ca procesul de frezare să se desfăşoare cu determinarea avansului ca valoare maxim admisă de STE. În acest caz sistemul de CA a avansului trebuie să lucreze extremal, urmând ca sistemul de CA a vitezei să lucreze limitat de preţul de cost (optimal), în domeniul definit de restricţiile impuse de durabilitatea economică a sculei şi de puterea motorului acţionării principale.

Faptul că sistemul de CA a avansului trebuie să lucreze extremal simplifică construcţia acestuia în cazul realizării lui utilizând componente analogice, iar în cazul utilizării microsistemelor numerice pentru conducerea avansului se simplifică algoritmul de calcul, lucru ce implică o perioadă de eşantionare mai mică. Astfel procesul de aşchiere este controlat cu o frecvenţă mai mare, micşorând supraîncărcarea STE între momentele de eşantionare.

5. ACTIONAREA DE AVANS IN CONDITIILE COMENZII ADAPTIVE.

5.1. Considerații generale.

Acționarea de avans la MFOC ocupă un loc important în cadrul comenzii adaptive, ea fiind elementul de execuție al acesteia. Schematic locul acționării de avans în cadrul CA este redat în figura 5.1.

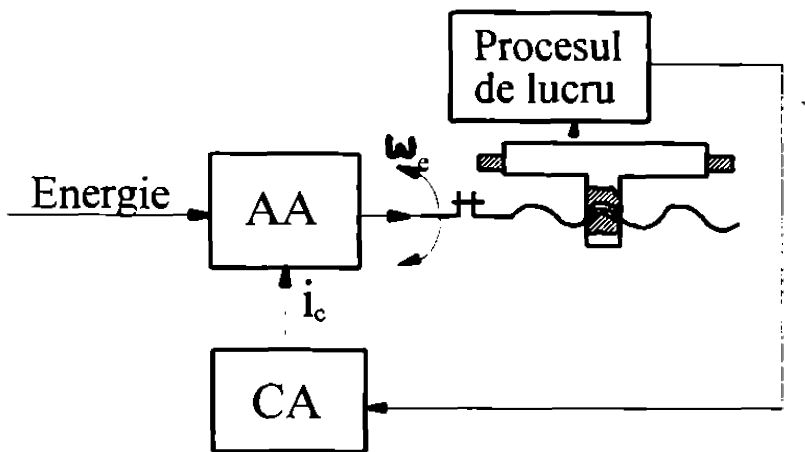


Fig.5.1. Acționarea de avans.

Soluția de realizare a acționării de avans (AA) trebuie să corespundă cerințelor CA. Astfel ea trebuie să permită schimbarea din mers și sub sarcină a mărimii vitezei de avans, să aibe o rapiditate de reacție cât mai mare, o anumită durată a procesului tranzitoriu,

pentru întreg intervalul de avans și o anumită sensibilitate pentru a nu introduce instabilitatea lanțului cinematic al avansului. De asemenea trebuie să satisfacă și cerințele constructive de gabarit (cât mai mic), de greutate etc. Toate aceste cerințe fiind în mod firesc legate de un preț de cost cât mai mic al acestei acționări.

Se disting următoarele tipuri de acționări de avans:

- acționări în trepte, cu transmisii dințate;
- acționări de avans continuu cu variatoare mecanice;
- acționări hidrostatice;
- acționări electrice cu variația turației în trepte și/sau continuu;
- acționări combinate; mecano-hidrostatice și/sau mecano-electrice, etc.

Utilizarea roților dințate în acționări este avantajosă datorită rigidității mari pe care o oferă și datorită randamentului ridicat al

transmiterii energiei mecanice. Marele inconvenient pe care-l au transmisiile cu roți dințate constă în imposibilitatea modificării din mers și sub sarcină a raportului de transmitere al mișcării, soluția existentă nefiind adecvată MFOC.

În ceea ce privesc variatoarele mecanice, utilizarea lor în acționările de avans determină timpi tranzitorii prea mari, care ar putea duce la supraîncărcarea mașinii. Mai important însă pentru variatoarele mecanice este randamentul lor scăzut, îndeosebi pentru valori ale rapoartelor de transmitere diferite de 1 (unu).

5.2. Acționări hidrostatice.

5.2.1. Compunerea generală.

În cazul utilizării în acționarea de avans la MFOC a unor sisteme hidraulice cu reglarea continuă a vitezei, în funcție de mărimea de comandă dată de partea electronică a CA, schema bloc de construcție a acționării respective poate fi ca în figura 5.2.

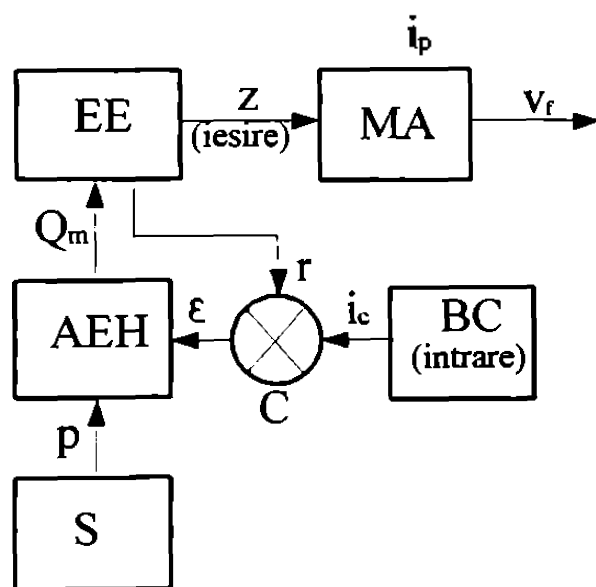


Fig. 5.2. Schema bloc a unei acționări de avans hidrostatic.

respectiv un amplificator electrohidraulic (AEH), care este comandat de abaterea ε , rezultată din compararea mărimii primite a vitezei de avans i_v , de la blocul de comandă BC și a mărimii de reacție r de la elementul

Veriga executantă a mișcării este masa mașinii care execută o mișcare liniară (L), primită printr-un mecanism șurub-piuliță (SP).

Elementul de execuție (EE) îl constituie un hidromotor rotativ (HMR), de la care urmează a primi mișcare SP-ul. HMR-ul va primi debitul necesar de la un sertar de urmărire

de execuție EE. În funcție de mărimea abaterii ε , AEH-ul va permite sursei hidraulice S să alimenteze cu fluid elementul de execuție care astfel va modifica corespunzător viteza de avans.

5.2.2. Acționarea de avans cu amplificator de cuplu.

O variantă de realizare a acționării avansului o constituie soluția

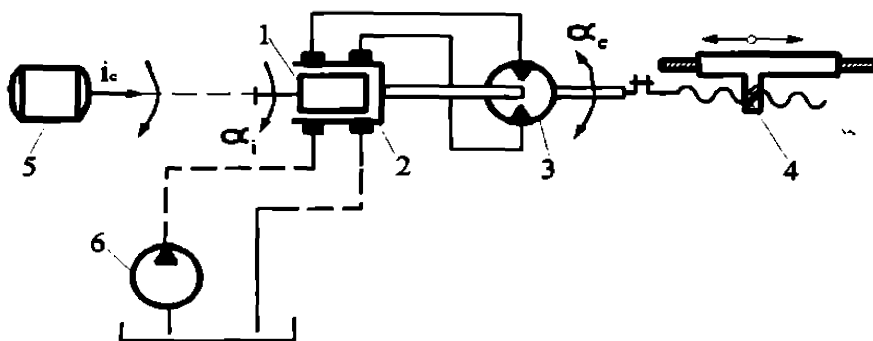


Fig. 5.3. Acționarea cu amplificator de cuplu.

cu amplificator electro-hidrostatic de cuplu [B4], [M6]. Schema acționării cu un astfel de amplificator se prezintă în figura 5.3. Amplificatorul de cuplu este compus dintr-un sertar de urmărire 1, comandat de servomotorul electric 5, și hidromotorul rotativ 3, care transmite și reacția locală inversă rigidă (RIG) la bușa sertarului de urmărire 2. Acționarea prezentată permite și un control al unghiului de rotație al șurubului conducător acționat, și ca urmare se poate controla și mărimea deplasării liniare a mesei 4. Astfel acționarea poate fi utilizată și pentru controlul automat al ciclului cotelor.

3, care transmite și reacția locală inversă rigidă (RIG) la bușa sertarului de urmărire 2. Acționarea prezentată permite și un control al unghiului de rotație al șurubului conducător acționat, și ca urmare se poate controla și mărimea deplasării liniare a mesei 4. Astfel acționarea poate fi utilizată și pentru controlul automat al ciclului cotelor.

5.2.3. Acționarea de avans cu droselare prin sertar de urmărire.

La acționările de avans la care nu se necesită controlul poziției (deplasării) mesei ci numai un control automat al vitezei de deplasare a acesteia, se poate utiliza un amplificator electrohidraulic AEH, a cărui schemă constructivă este redată în figura 5.4 [D7]. În acest caz reacția locală elastică se realizează prin intermediul unui tahogenerator, solidar cu arborele HMR-ului.

Reglarea vitezei de deplasare a verigii executante se realizează prin droselarea fluidului care pătrunde în HMR prin intermediul unui

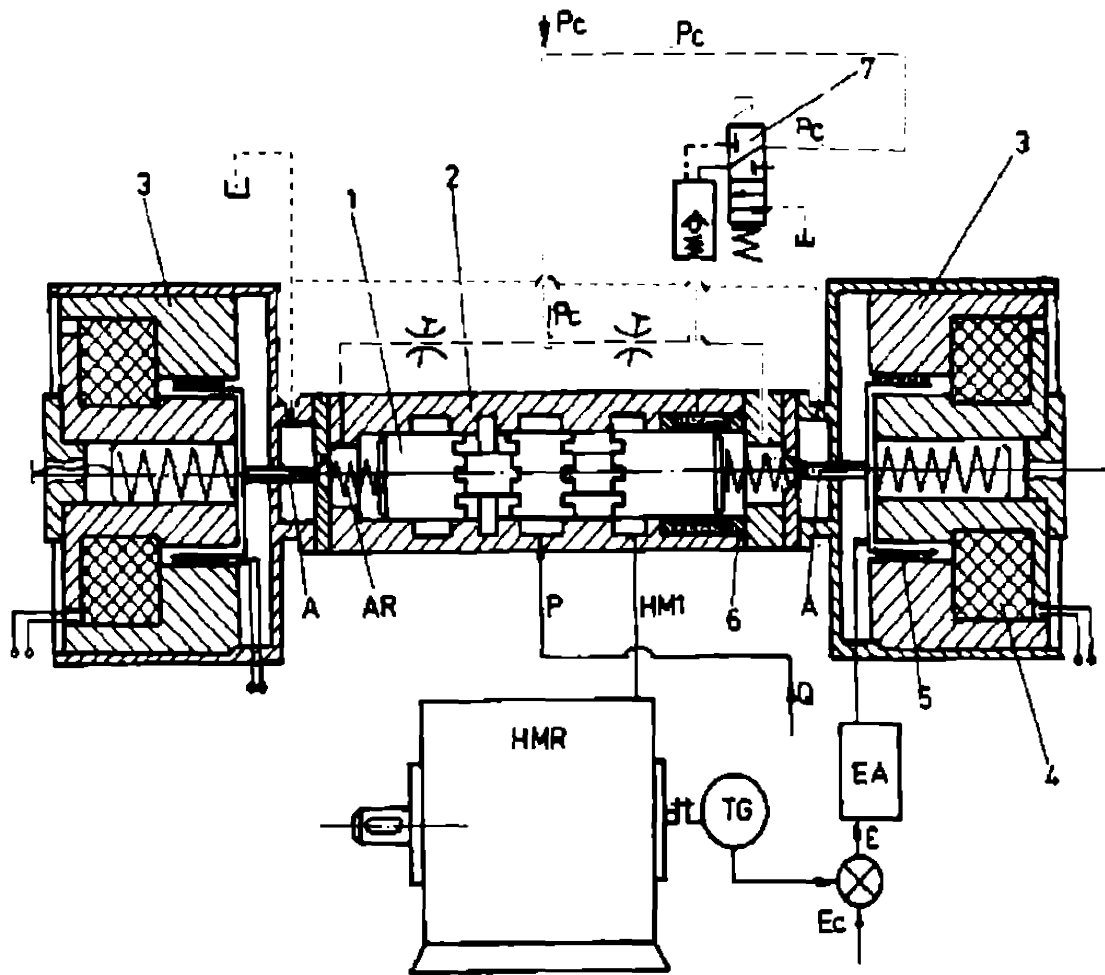


Fig. 5.4. Schemă acționării cu droselare prin sertarul de urmărire.

sertar de urmărire 1, existent în construcția AEH-ului. Elementele care comandă poziția sertarului de urmărire într-o variantă mai sigură, sunt realizate cu două bobine, una fixă 4 (fig.5.4) și una mobilă 5. Acestea comandă prin intermediul unui ac obturator A, închiderea sau deschiderea unor orificii modificând astfel presiunea de comandă p_c din camerele existente la capetele sertarului. Cele două bobine lucrează sincron, în opoziție, într-o parte crescând iar în cealaltă parte micșorând presiune de comandă, modificând astfel poziția sertarului de urmărire în funcție de necesități. Prin poziția comandată a acestui sertar se drosелеază fluidul de acționare a HMR-ului, și prin aceasta se comandă viteza de avans a MFOC.

Sertarul de urmărire este deplasat cât timp bobinele de comandă sunt sub tensiune. În absența tensiunii la bobine, presiunea de

comandă în camerele din capetele sertarului se vor egala, oprind deplasarea sertarului 1 prin arcurile AR. Datorită trecerii prin fante a fluidului de acționare a HMR-lui și a solicitărilor acționării de avans, create de procesul de așchiere, există pericolul ca forțele hidrodinamice, care ar putea să apară, să modifice poziția sertarului de urmărire, și deci modifică și viteza de avans. Pentru a evita acest neajuns trebuie ca în lipsa tensiunii de comandă la bobine, poziția sertarului să fie blocată. Acest lucru este realizat prin deformarea bucșei elastice 6 (fig. 5.4). Comanda deformării acesteia se face prin intermediul distribuitorului 7, utilizând presiunea de comandă p_c . Introducerea blocării poziției sertarului constituie un element de noutate.

Performanțele acționării de avans depind mult de HMR-ul utilizat. Deoarece presiunea din camerele HMR-ului depinde de turația acestuia, de pierderile hidraulice și de frecarea elementelor în mișcare, dependența presiunii de turație va fi ca în figura 5.4.a.

La pornirea HMR-ului datorită frecărilor statice în etanșările mobile ale HMR-ului (de exemplu în pistonase)

presiunea inițială p_0 este mai mare, ea scăzând ca urmare a micșorării frecării cu apariția mișcării relative între elementele supuse frecării.

Cu creșterea turației HMR-ului, presiunea trebuie să crească ca urmare a pierderilor hidraulice ($\Delta p = \rho \cdot v^2 / 2g$). Această variație a presiunii, mai ales la pornire și la turații mici ale HMR-ului, este nefavorabilă dând naștere la instabilități, în cazul CA a avansului. Ideal ar fi ca la pornirea HMR-ului, presiunea să fie p_c (fig. 5.4.a.) și chiar mai mică (ceea ce este deocamdată imposibil), iar pe măsura creșterii turației ea să varieze conform liniei întrerupte.

Tendința de micșorare a frecării interne la HMR a apărut deja în construcția HMR-lor, fiind cunoscută construcția HMR cu role paletă [*1]. În cadrul prezentei teze de doctorat s-a conceput un HMR,

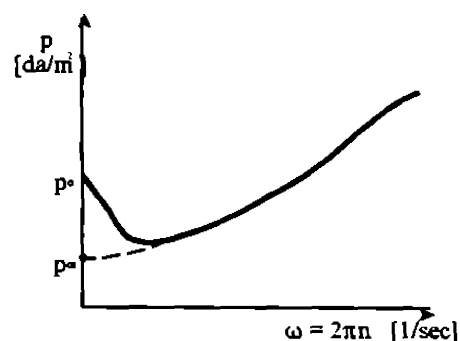


Fig. 5.4.a. Variatia presiunii cu turația.

căutând să se elimine și mai mult dezavantajul menționat anterior.

5.2.4. Motor hidraulic rotativ special.

Pentru a satisface realizarea mișcării continue la semnale mici, pentru acționările de avans ale MU prevăzute cu CA, s-a conceput un HMR special care să tindă spre realizarea pornirilor la presiuni p_0 sensibil mai mici decât cele cunoscute până în prezent. Adică urmărindu-se reducerea la minim a frecărilor de alunecare, acestea înlocuindu-se în mare măsură prin frecări de rostogolire. Forma lui constructivă este redată în figura 5.4.b.

5.2.4.1. Principiul de funcționare al hidromotorului.

Hidromotorul este prevăzut cu un rotor concentric cu alezajul din carcasă și cu un număr de role-motoare 1 care își au lagărele de rostogolire în scuturile frontale 4' și 4'', formând împreună rotorul hidromotorului. Așupra rolelor 1 va acționa forța hidrostatică creată de presiunea uleiului. Presiunea va determina un moment de rotire care se transmite direct la arborele de ieșire 8.

Camerele de alimentare A1, A2 și de evacuare E1, E2 sunt plasate diametral opus, obținându-se prin aceasta o dublare a momentului obținut la arborele de ieșire și totodată o compensare aproape completă a acțiunii presiunii asupra rotorului, contribuind astfel la echilibrarea statică a acestuia.

Rolele 2' și 2'' realizează etanșarea între camerele de admisie A a fluidului de lucru și camerele de evacuare E a acestuia din hidromotor. Camera de lucru a hidromotorului, așa cum se vede în figura 5.5, este formată din carcasa 3, rolele-motoare 1 și una din cele două role de etanșare. Aceasta din urmă are prevăzută o degajare pentru a putea permite trecerea rolei-motoare 1 când aceasta ajunge în dreptul rolei de etanșare (așa cum se vede în figura 5.5). Deoarece la trecerea amintită anterior nu mai există etanșare și pentru ca lichidul de lucru să poată fi menținut sub presiune, a fost necesară introducerea celei de a doua role de etanșare. Ea fiind amplasată la un unghi δ , în urma primei role, va avea un defazaj în rotație, astfel conceput, ca la pierderea etanșeității unei role de etanșare, aceasta etanșare să fie realizată de cealaltă rolă.

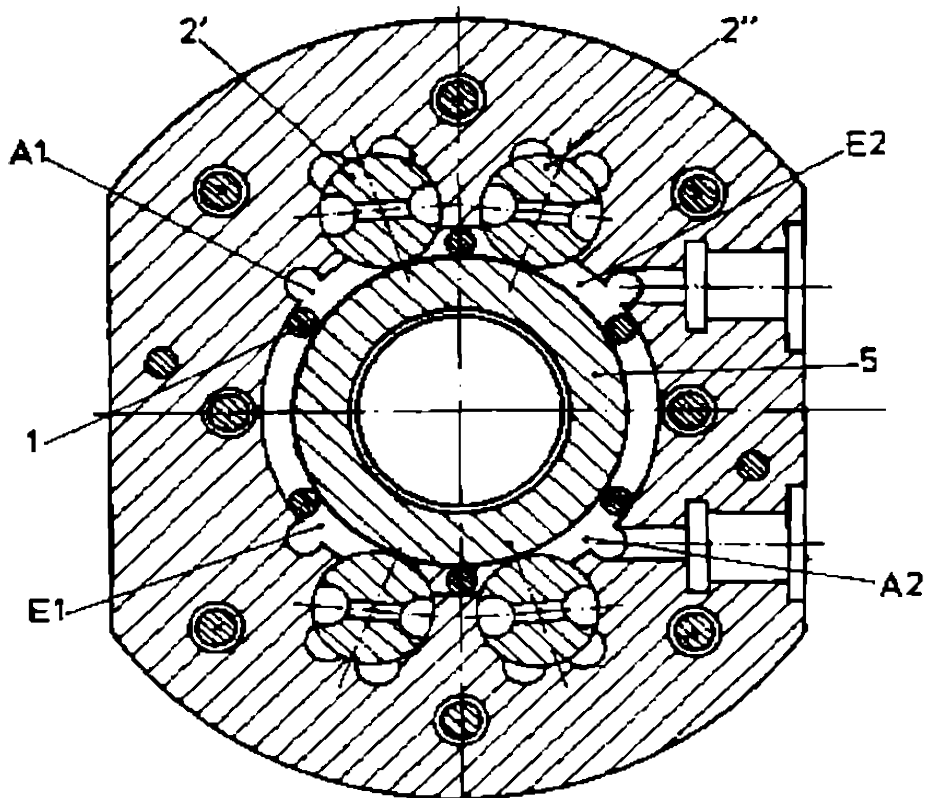
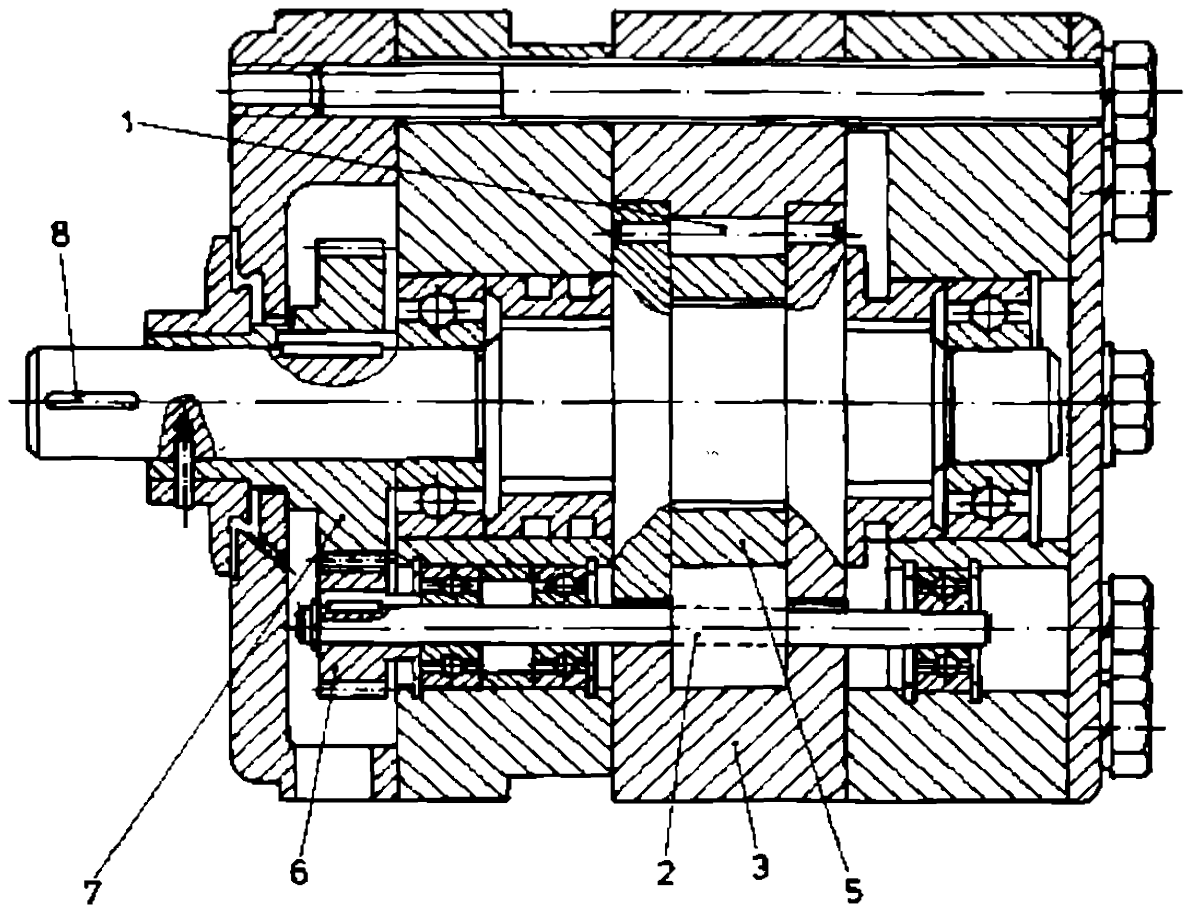


Fig. 5.4.b. Construcția hidromotorului

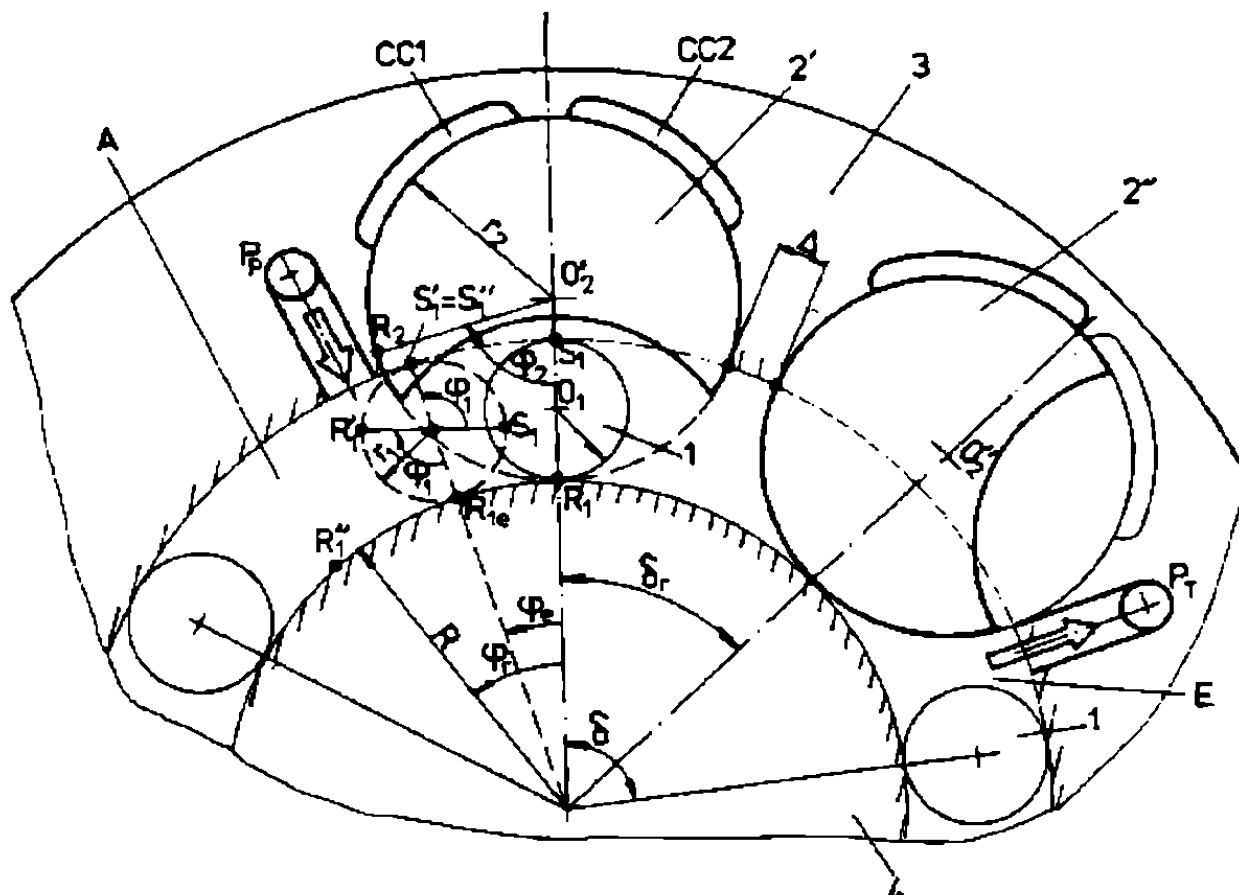


Fig.5.5. Principiul de funcționare.

Fiecărei role de etanșare îi corespunde câte o cameră de compensare a presiunii CC1 respectiv CC2 (fig.5.5). Aceste camere servesc la echilibrarea încărcărilor pe rolele de etanșare și ele sunt dispuse simetric în carcasa 3 a hidromotorului.

Datorită presiunii create de lichidul de lucru, rolele-motoare sunt puse în mișcare de rotație, antrenând arborele de ieșire, și totodată roata dințată centrală 7 (fig. 5.4). Aceasta angrenând cu roțile dințate 6, montate pe arborii corespunzători rozelor de etanșare, va asigura sincronizarea mișcării rozelor-motoare cu rolele de etanșare.

Prin construcția hidromotorului se elimină alunecarea relativă, pe suprafețele cilindrice, între elementele mobile în mișcare de

rotație. Este important că eliminarea are loc tocmai acolo unde se cere etanșare și deci unde frecările sunt mai mari. Suprafețele în mișcare, care servesc în același timp și de etanșare, sunt: suprafețele rolei-motoare 1 și a carcasei 3, suprafețele rolei de etanșare 2' sau 2'' și cea a rotorului de etanșare 5.

5.2.4.2. Condițiile cinematice și constructive pentru funcționare.

Pentru ca între rolele-motoare 1 și suprafețele în contact ale acestora cu statorul 3 și respectiv rotorul de etanșare 5 să nu apară frecare de alunecare, trebuie puse condiții de rostogolire fără alunecare.

Dacă rotorul 4 se va roti cu unghiul φ_e , atunci rola-motoare 1 va trebui să se rotească cu unghiul φ_1 , a cărui valoare va fi determinată din egalarea lungimii arcului de cerc S_1S_1'' de pe statorul 3, cu lungimea arcului de cerc S_1S_1'' de pe rola-motoare 1. Astfel se va obține pentru unghiul φ_1 valoarea:

$$\varphi_1 = \varphi_e * \frac{R + 2 * r_1}{R_1} , \quad (5.1)$$

în care r_1 este raza rolei-motoare.

Pentru a fi rostogolire fără alunecare între rola-motoare 1 și rotorul de etanșare 5, se cere ca spațiul periferic parcurs de rola-motoare 1, în cazul unei rotiri cu unghiul φ_e a rotorului, să fie de aceeași lungime cu arcul de cerc R_1R_1'' , parcurs de rotorul de etanșare. Arcul de cerc R_1R_1'' este însă realizat de două mișcări, una de rotire a rolei-motoare în jurul axei proprii cu unghiul φ_1 și alta de rotire a rotorului 4, care deplasează axa rolei cu unghiul φ_e . Astfel arcul R_1R_1'' poate fi scris:

$$R_1R_1'' = R_1R_1' + R_1R_1'' \quad (5.2)$$

Înlocuind valorile arcului de cerc descrise în cele două mișcări amintite anterior, se obține:

$$\varphi_r * R = \varphi_e * R + \varphi_1 * r_1 , \quad (5.3)$$

în care φ_r este unghiul de rotire al rotorului de etanșare.

În vederea eliminării frecării de alunecare între rola de etanșare 2' și rotorul de etanșare 4 se impune egalitatea arcului de cerc R_2R_2' cu arcul de cerc parcurs de rotorul de etanșare R_2R_2'' . Acest lucru face să apară dependența unghiului de rotire al rolei de etanșare φ_2 de unghiul de rotire al rotorului motor φ_r , adică:

$$\varphi_2 * r_2 = \varphi_r * R , \quad (5.4)$$

sau ținând cont de relațiile (5.2), (5.3) se va obține:

$$\varphi_2 * r_2 = 2 * \varphi_r * (R + r_1) , \quad (5.5)$$

în care r_2 este raza rolei de etanșare;

R - raza rotorului de etanșare.

Cum rolele de etanșare 2 au prevăzute degajări, pentru a permite trecerea rolelor-motoare prin dreptul lor, mai departe condiția cinematică este ca, la efectuarea unui pas unghiular δ al rotorului motor, degajarea să ajungă în poziția în care este permisă trecerea rolei-motoare. Acest lucru impune existența relației:

$$\delta * (R + r_1) = k * 2 * \pi * (r_2 - r_1) , \quad (5.6)$$

în care k este un coeficient care ține seama de pasul circular impus rolei de etanșare 2 pentru ca rola-motoare să efectueze un pas unghiular δ .

Pasul unghiular δ poate fi exprimat în funcție de i_m care este numărul de role-motoare impuse prin proiectare $\delta = 2 * \pi / i_m$. În acest caz relația (5.6) devine:

$$R + r_1 = k * i_m * (r_2 - r_1) , \quad (5.7)$$

Cum în intervalul unui pas unghiular δ dintre două role-motoare trebuie să fie cuprinse două role de etanșare 2' și 2'' (fig.5.4), apare și o condiție constructivă. A doua rolă de etanșare se impune să fie astfel plasată încât atunci când prima rolă, datorită existenței degajării, nu realizează etanșarea, a doua rolă să facă acest lucru. Ideal este dispunerea celor două role de etanșare la unghiul $\delta/2$ între ele, pentru a fi în opoziție de fază, dar acest lucru poate duce la

gabarite radiale mari și de aceea se poate accepta pasul unghiular între rolele de etanșare de mărimea $\delta_r = (1/2 \dots 2/3) \delta$.

Restricția dimensională care apare ca urmare a acestei condiții este:

$$\delta_r * (R + r_2) = 2 * r_2 + \Delta, \quad (5.8)$$

în care Δ este o distanță necesară între rolele de etanșare 2' și 2'' în vederea practicării unor orificii pentru echilibrarea presiunilor pe părțile opuse acestor role.

Din relația (5.8) rezultă valoarea razei rolei de etanșare:

$$r_2 = \frac{R * \delta_r - \Delta}{2 - \delta_r}, \quad (5.9)$$

iar din relația (5.7) se obține valoarea razei rolei-palete;

$$r_1 = \frac{k * i_m * r_2 - R}{1 + k * i_m} \quad (5.10)$$

Având în vedere relațiile (5.9) și (5.10), impunând numărul de role motoare i_m , pasul unghiular dintre rolele de etanșare δ_r , distanța minimă între acestea Δ precum și fracțiunea din pasul circular al rotelor de etanșare, după care acestea permit trecerea rotelor-paleta k , dând valorile dorite pentru raza R a rotorului de etanșare, se vor putea determina valorile constructive ale razelor rolei paleta și rolei de etanșare, care satisfac condițiile cinematice de bună funcționare a hidromotorului.

Dacă se particularizează relațiile (5.9), (5.10) pentru diferite valori ale razei R a rotorului de etanșare se va constata o diferență foarte mică între raza r_2 a rolei de etanșare și diametrul $d_1 = 2 * r_1$ a rolei motoare. Acest lucru face ca degajarea, care trebuie să se execute în rola de etanșare, să se apropie mult de axa de simetrie, fapt care duce la o execuție mai pretențioasă a acestei role, ea trebuind să se execute monobloc cu arborele care o antrenează. Această construcție impune măsuri tehnologice deosebite la rectificarea

paralelă a suprafețelor laterale ale rolei de etanșare.

Eliminarea acestui neajuns s-a făcut prin concepția unei alte variante de hidromotor, prezentată în cele ce urmează.

5.2.4.3. Determinarea mărimii degajării la rolele de etanșare.

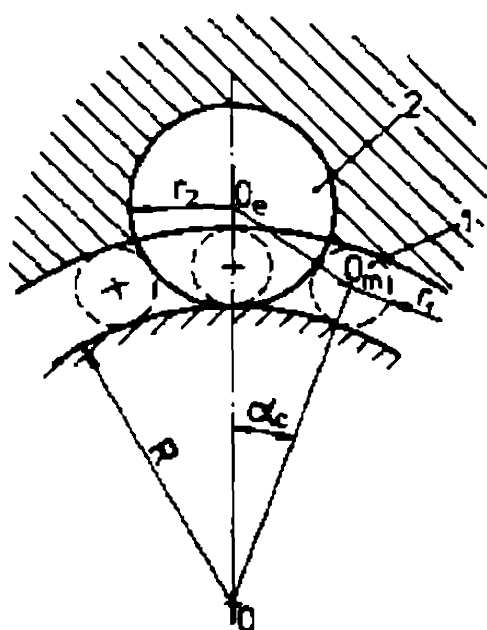


Fig.5.6. Construcția degajării în rola de etanșare.

Rolele de etanșare necesită existența unei degajări, pentru a permite rotelor-motoare să treacă, când acestea ajung în dreptul lor. Această degajare trebuie să nu ajungă în contact cu rola-motoare, în plus ea trebuie să fie minimă pentru a nu consuma prea mult din suprafața de etanșare.

Mărimea degajării rolei este în strânsă dependență cu mișcările relative efectuate de rola-motoare, rola de etanșare și rotorul de etanșare, ea putând fi determinată ca urmare a

interferenței rolei-motoare cu rola de etanșare.

Determinarea unghiului la centru corespunzător degajării, pe suprafața cilindrică a rolei de etanșare, poate fi făcută utilizând schema grafică din figura 5.6.

Din figură se vede că trebuie satisfăcută relația:

$$(r_1 + r_2)^2 = (R + r_2)^2 + (R + r_1)^2 - 2 \cdot (R + r_2) \cdot (R + r_1) \cdot \cos \alpha_c, \quad (5.11a)$$

din care se poate deduce:

$$\cos \alpha_c = \frac{(R + r_2)^2 + (R + r_1)^2 - (r_1 + r_2)^2}{2 \cdot (R + r_2) \cdot (R + r_1)} \quad (5.11b)$$

Din relația de mai sus se cunoaște semiunghiul de rotire a rolei-motoare, în cazul interferenței ei cu rola de etanșare. Acest unghi de rotire va face ca rola de etanșare să se rotească cu unghiul φ_2 , a cărui valoare, conform relației (5.5) va fi:

$$\varphi_2 = 2 * \alpha_c * \frac{R + r_1}{r_2} \quad (5.12)$$

Având în vedere că anterior s-a considerat doar semiunghiul deplasării cu interferență a rolei motoare cu rola de etanșare, unghiul la centru al degajării, considerate pe diametrul exterior al rolei de etanșare, va fi:

$$\varphi_d = 4 * \alpha_c * \frac{R + r_1}{r_2} \quad (5.13)$$

Mărimea acestui unghi este prea mare și se poate ajunge la interferența între degajările care trebuiesc practicate la cele două

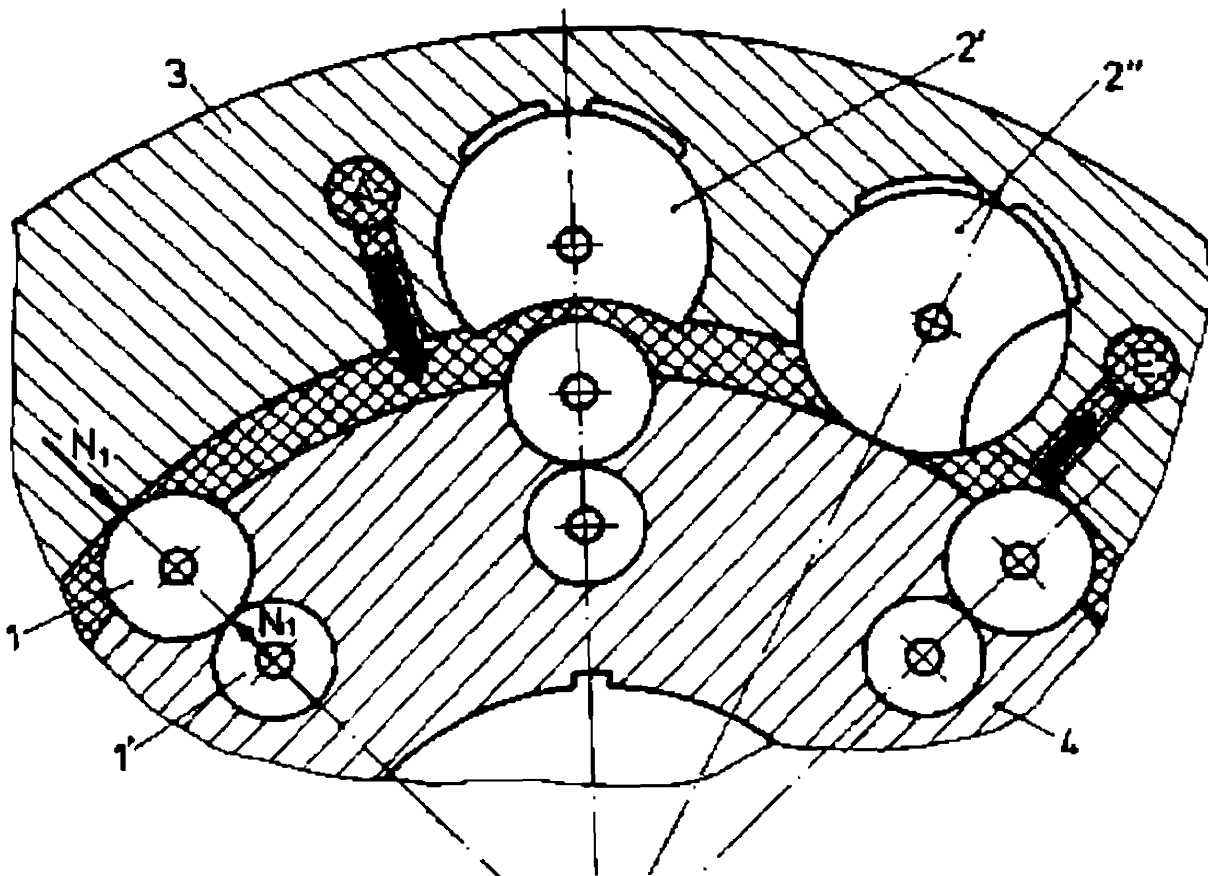


Fig.5.7. Rolele de etanșare suplimentare.

role de etanșare alăturate. Acest lucru va atrage după sine pierderea etanșării camerei de lucru și astfel hidromotorul nu va putea funcționa.

Pentru a înlătura neajunsul amintit anterior a trebuit să se renunțe la construcția care are rotorul de etanșare cu mișcare liberă (care etanșează camera de lucru la contactul rolei de etanșare cu rotorul de etanșare), introducându-se niște role suplimentare, așa cum se vede în figura 5.7.

Prin introducerea acestor role s-a introdus o mișcare de alunecare suplimentară, dar s-a redus mărimea mișcării rotorului în contact cu rolele de etanșare. În plus, față de construcția anterioară a hidromotorului, această construcție prezintă avantajul că rola motoare 1 nu trebuie să aibă diametrul egal cu interstiul dintre stator și rotor. Astfel se poate lua un diametru mai mare ceea ce asigură o solicitare de contact mai bună, precum și realizarea unei etanșări mai bune. Pentru micșorarea pierderilor în zona alunecărilor cu frecare, s-a pus în contact cu rola-motoare o rolă de etanșare rotor 1'.

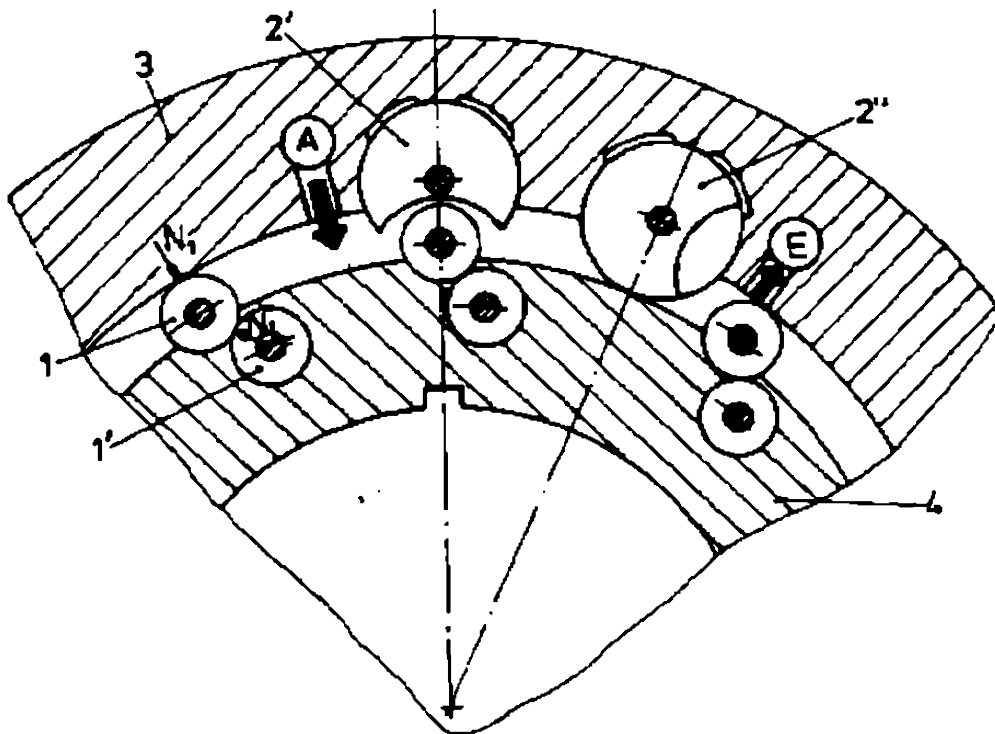


Fig.5.8. Soluție de dispunere a roților de etanșare

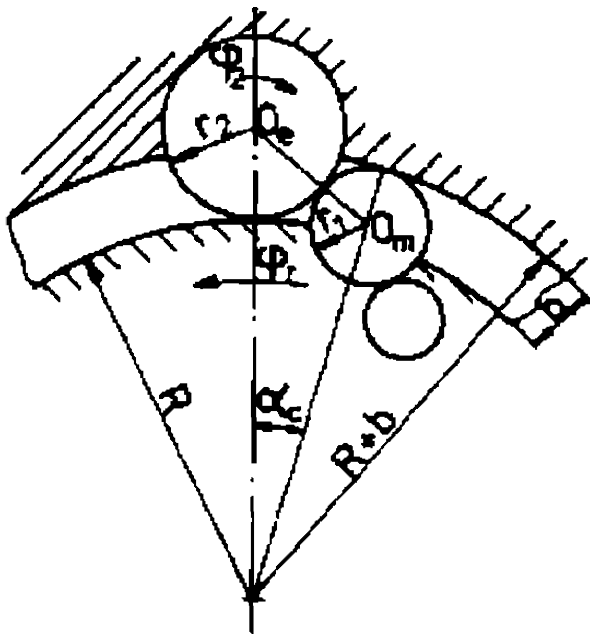


Fig.5.8.a. Schema de calcul
a degajării

Față de construcția inițială a hidromotorului cu role-motoare- role de etanșare, în varianta prezentată în figura 5.7, se pierde o frecare de rostogolire, prin introducerea frecării de alunecare între rola motoare 1 și rola de etanșare rotor, dar se asigură funcționarea corectă a hidromotorului.

Dispunerea rotelor de etanșare 1' se poate face ca în figura 5.8, pentru a se micșora gabaritul radial al construcției. În acest caz

însă, o parte din forța normală N_1 , care rezultă din pretensionarea rolei 1, nu va fi compensată de rola de etanșare 1'.

Și în cazul acestei variante constructive se pune problema determinării mărimii degajării în rola de etanșare din stator 2' și 2''. În acest caz aceste role de etanșare 2' și 2'' trebuie numai să se rostogolească fără alunecare peste rotorul 4. Astfel lungimea arcelor de cerc parcurse de rotor și rola de etanșare 2 trebuie să fie aceleași. Conform relațiilor din figura 5.8.a, pentru calculul semiunghiului degajării apare evidentă egalitatea:

$$R * \alpha_c = \varphi_2 * r_2 \quad (5.14)$$

Semiunghiul corespunzător începerii interferenței între rola-motoare și rola de etanșare din stator, se poate determina astfel:

$$(r_1 + r_2)^2 = (R + r_2)^2 + (R + b - r_1)^2 - 2 * (R + r_2) * (R + b - r_1) * \cos \alpha_c, \quad (5.15.a)$$

de unde rezultă:

$$\cos \alpha_c = \frac{(R+r_2)^2 * (r+b-r_1)^2 - (r_1+r_2)^2}{2 * (R+r_2) * (R+b-r_1)} \quad (5.15.b)$$

Unghiul corespunzător degajării în rola de etanșare va fi:

$$\varphi_d = 2 * \frac{R * \alpha_c}{r_2} \quad (5.16)$$

Comparând această relație cu (5.14), în cazul rotorului cu etanșare se observă o reducere a degajării cu mai mult de jumătate, lucru foarte important pentru buna funcționare a hidromotorului.

Deși se cunoaște mărimea degajării pe suprafața cilindrică exterioară a rolei de etanșare, pentru a nu apare interferența acesteia cu rola-motoare, se necesită determinarea elementelor constructive ale acestei degajări.

Pentru a determina toate elementele constructive ale degajării, se va pleca de la simularea funcționării celor două role și prin eliminarea părții care interferează (părțile comune), se va obține pe rola de etanșare forma corectă a degajării.

În figura 5.9 se prezintă poziția relativă între rola-motoare și rola de etanșare în două situații; când centrul rolei-motoare 1 se află pe dreapta care unește centrul rolei de etanșare 2 cu centrul rotorului (fig.5.9.a) și la un unghi oarecare de rotire a rotorului φ_r . Pentru a obține profilul degajării în rola de etanșare 2, se va lua un fascicol de drepte paralele care trec prin centrul O_2 (raze ale cercului C_2) al rolei de etanșare. Fascicolul de drepte, intersectat cu rola-motoare 1, va da naștere unor puncte I. Din mulțimea punctelor I de intersecție, profilul degajării este dat de punctele care au distanța minimă față de centrul O_2 al cercului C_2 .

Pentru a obține, cu ajutorul calculatorului electronic, punctele de profil I, care definesc degajarea din rola de etanșare, trebuie să avem coordonatele punctelor I în sistemul de referință $x_2O_2y_2$, solidar cu rola de etanșare.

Plecând de la situația redată în figura 5.9.a, se determină punctul $O_1(0, R+b-r_1)$ a cărui coordonate sunt date în sistemul de referință xOy , solidar cu rotorul hidromotorului. Cercul C_1 , corespunzător rolei-motoare se va exprima, în sistemul de referință

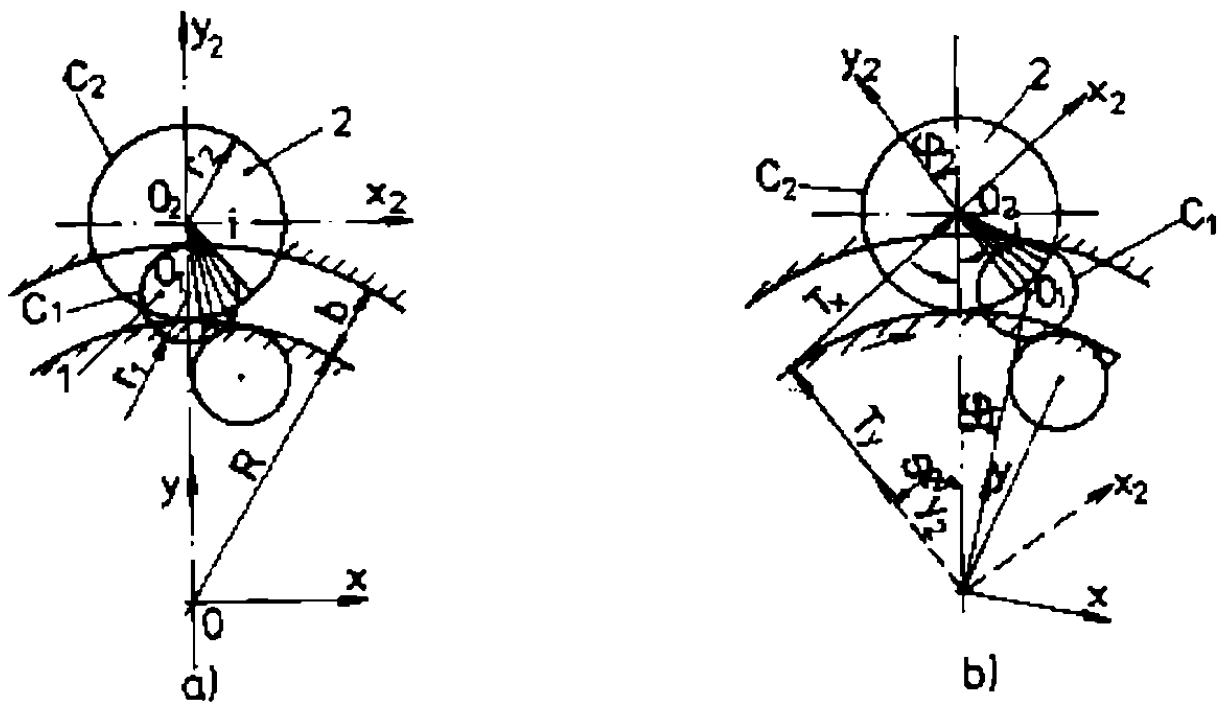


Fig.5.9. Stabilirea mărimii degajării

$x_2O_2y_2$ solidar cu rola de etanșare, astfel:

$$(x_2 - a_1)^2 + (y_2 - b_1)^2 = r_1^2 \quad (5.17)$$

în care a_1 și b_1 reprezintă coordonatele centrului O_1 , dar în sistemul de referință $x_2O_2y_2$. Deoarece profilul degajării se obține în sistemul de referință solidar cu rola de etanșare trebuie să se facă trecerea coordonatelor centrului O_1 din sistemul de referință xOy în sistemul de referință $x_2O_2y_2$. Așa cum se vede în figura 5.9.b, cele două sisteme de referință nu au originea comună și sunt rotite în plan. Trecerea coordonatelor dintr-un sistem de referință în altul, conform [P8], se va face astfel:

$$\begin{bmatrix} a_1 \\ b_1 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \cos(\varphi_r + \varphi_2) & \sin(\varphi_r + \varphi_2) \\ -\sin(\varphi_r + \varphi_2) & \cos(\varphi_r + \varphi_2) \end{bmatrix} * \begin{bmatrix} 0 & T_x \\ R+b-r_1 & T_y \end{bmatrix} \quad (5.18)$$

în care T_x reprezintă mărimea translației după axa O_2x_2 iar T_y este

translația după axa O_2y_2 . Mărimea acestor translații poate fi dedusă, din figura 5.9.b, cu relațiile:

$$\begin{aligned} T_x &= - (R + r_2) * \sin\varphi_2 \\ T_y &= - (R + r_2) * \cos\varphi_2 . \end{aligned} \quad (5.19)$$

Mărimea unghiului φ_2 se obține din relația (5.4) în funcție de unghiul φ_1 de rotire a rotorului.

Fascicolul de raze al cercului C_2 care se intersectează cu cercul

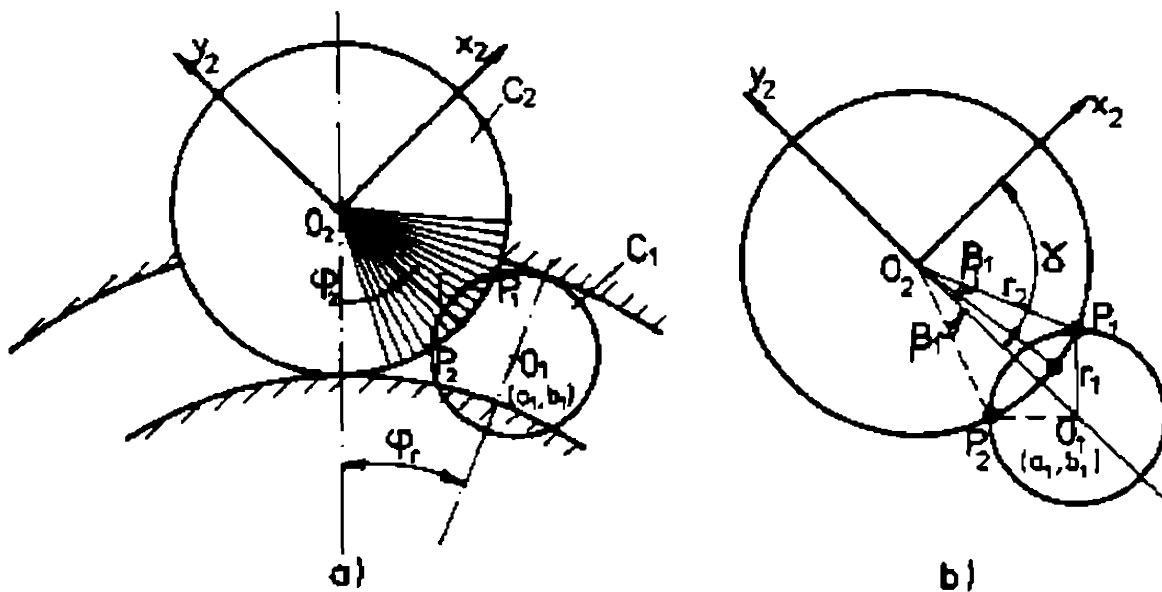


Fig 5.10. Schema de calcul a degajării.

C_1 a rolei-motoare, are expresia analitică dată de relația:

$$y_2 = m_1 * x_2 , \quad (5.20)$$

în care m_1 este coeficientul unghiular al razei.

Cercul C_1 nu va intersecta toate razele din fascicolul considerat, ci numai acele raze cuprinse între punctele de intersecție a cercurilor C_1 și C_2 (fig.5.10)

Unghiul β_1 , din figura 5.10, poate fi determinat cu relația:

$$r_1^2 = r_2^2 + \overline{O_1O_2}^2 - 2 * r_2 * \overline{O_1O_2} * \cos\beta_1 , \quad (5.21)$$

de unde;

$$\cos \beta_1 = \frac{1}{2 * r_2 * \overline{O_1 O_2}} * (r_2^2 + \overline{O_1 O_2}^2 - r_1^2) \quad (5.22)$$

Mărimea segmentului $O_1 O_2$ în sistemul de referință $x_2 O_2 y_2$ este;

$$\overline{O_1 O_2} = \sqrt{a_1^2 + b_1^2} \quad (5.23)$$

Coeficientul unghiular (panta) al segmentului $O_1 O_2$ va fi:

$$m_o = \operatorname{tg} \alpha = \frac{b_1}{a_1} \quad (5.24)$$

Din fascicolul de raze duse în cercul C_2 vor fi intersectate de cercul C_1 , al rolei motoare, doar razele care au coeficientul unghiular cuprins în domeniul:

$$m_i \in [\operatorname{tg}(\gamma - \beta_1), \operatorname{tg}(\gamma + \beta_1)] \quad (5.25)$$

Coordonatele punctelor de intersecție I se vor determina prin rezolvarea sistemului de ecuații:

$$\begin{cases} x_2^2 - a_1^2 + (y_2 - b_1)^2 = r_1^2 \\ y_2 = m_i * x_2 \end{cases} \quad (5.26)$$

Aceste coordonate vor fi:

$$y_I = \frac{a_1 + m_i^2 * b_1 + \sqrt{(a_1 - m_i^2 * b_1)^2 - (1 + m_i^2) * k}}{(1 + m_i^2)} \quad (5.27)$$

$$x_I = y_I / m_i$$

în care a_1, b_1 sunt coordonatele curente ale centrului rolei-motoare;

m_i - coeficientul unghiular al razei rolei de etanșare, care trebuie să satisfacă relația (5.27);

$$k = a_1^2 + m_i^2 * b_1^2 - m_i^2 * r_1^2,$$

r_1 - raza rolei motoare.

Pentru un anumit unghi de rotire al rotorului, dând valori coeficientului unghiular m_0 , în domeniul admis, se obțin coordonatele punctelor de intersecție I. Distanța (raza) punctelor I, față de centrul rolei de etanșare, va fi:

$$r_i = \sqrt{x_i^2 + y_i^2} \quad (5.28)$$

Pentru diferite unghiuri de rotație ale hidromotorului, vor rezulta, pe aceeași rază, diferite puncte I. Se va lua în considerare punctul de intersecție I care are raza minimă, pentru a evita interferența rolei-motoare cu rola de etanșare. În final punctele I de rază minimă determinate, vor descrie conturul degajării care trebuie efectuată în rola de etanșare, pentru a permite trecerea rolei-motoare, fără interferență.

Având în vedere cele menționate mai sus, s-a conceput schema de calcul pentru proiectarea hidromotorului cu role, asistată de calculatorul electronic. Această schemă de calcul, prezentată în figura 5.11, duce la obținerea în final a elementelor constructive de bază în funcționarea hidromotorului.

5.2.4.4. Determinarea teoretică a parametrilor caracteristici ai hidromotorului.

Determinarea debitului hidromotorului.

Având în vedere figura 5.4, se poate observa că la o rotație a rotorului hidromotorului, volumul geometric de lucru al hidromotorului se umple cu fluid de două ori. Cu notațiile din figura 5.12, se determină volumul geometric al camerei de lucru V_g , cu relația:

$$V_g = \pi * [(R+b)^2 - R^2 - 4 * (\frac{2}{3} * a_1 * h_1 + \frac{h_1^3}{2 * a_1} + \frac{2}{3} * a_2 * b_2 + \frac{h_2^3}{2 * a_2})] \quad (5.29)$$

Debitul specific teoretic Q_{st} al hidromotorului va fi:

$$Q_{st} = 2 * V_g \quad (5.30)$$

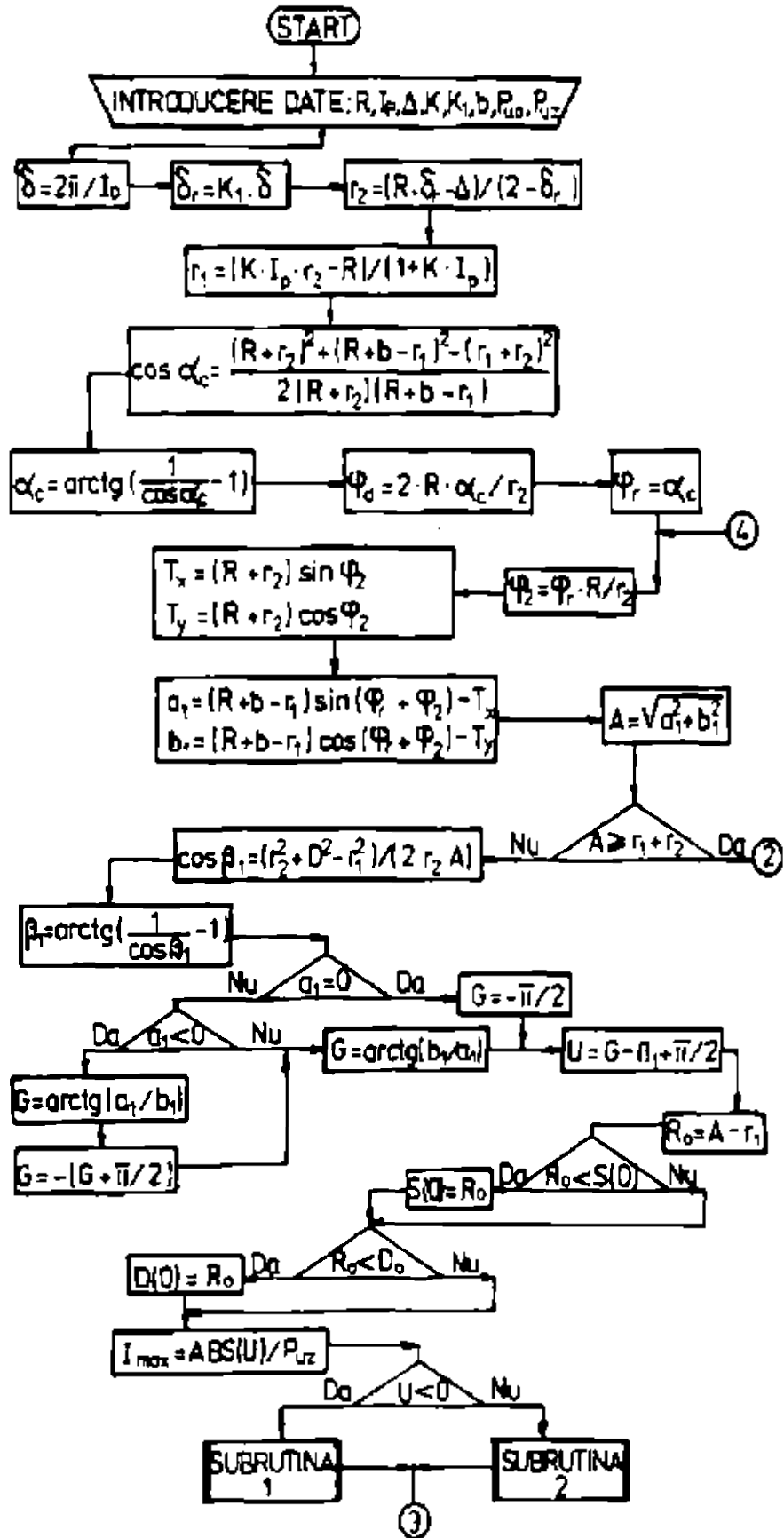


Fig. 5.11.a. Schema de calcul a dimensiunilor caracteristice ale hidromotorului.

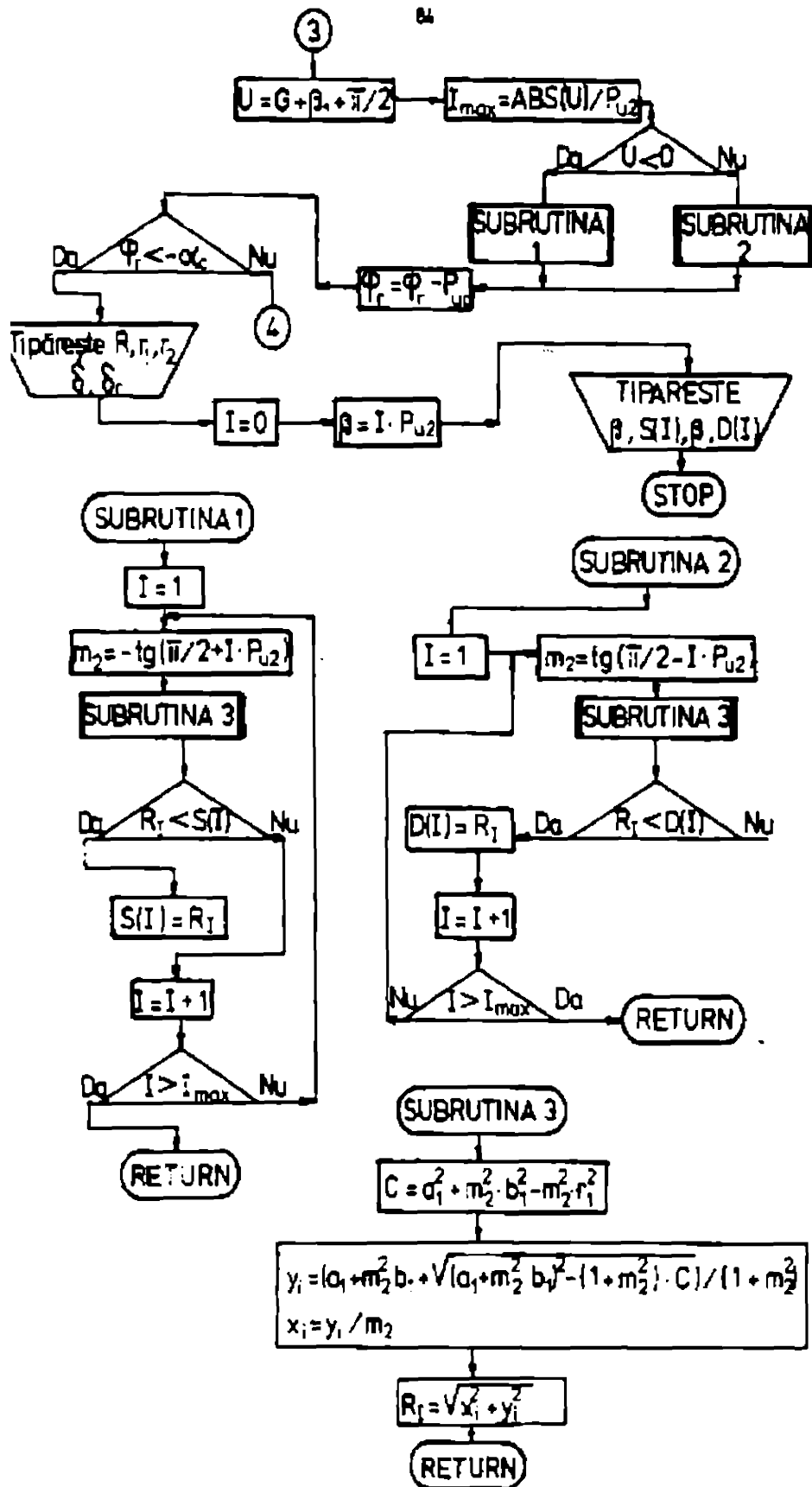


Fig.5.11.b Schema de calcul a dimensiunilor caracteristice ale hidromotorului (continuare)

În realitate însă mai sunt pierderi prin neetanșeitățile existente. Conform legii de conservare a masei [M6], [O2], cantitatea de lichid care pătrunde în hidromotor trebuie să fie egală cu cantitatea de lichid folosită pentru realizarea mișcării unghiulare, cu viteza $\omega = \theta$, la care se adaugă cantitatea de lichid care se acumulează datorită compresiunii lichidului, precum și cantitatea de lichid pierdută prin neetanșeități. Acest lucru este cuprins în relația:

$$Q = Q_{st} * n + c_H * p + \delta * p \quad [cm^3 / s] , \quad (5.31)$$

în care: Q este debitul introdus în hidromotor [cm^3 / s];

c_H - coeficientul de capacitanță, $c_H = V / E$ [cm^5 / daN];

V - volumul de lichid supus comprimării, [cm^3];

E - modulul de elasticitate al lichidului, care pentru uleiurile minerale este $E = (1,4 \dots 1,8) * 10^4$, [daN/cm^2];

δ - coeficientul de pierderi prin neetanșeități, [cm^5/daN];

n - turația motorului hidraulic, [rot/s];

p - viteza de variație a presiunii care intră în hidromotor.

Cum în cadrul CA acționările sunt puse să lucreze pentru utilizarea la maximum posibil a capacității de producție a mașinii-unelte, în cazul lucrărilor de degroșare rezultă că la o modificare a sarcini de lucru a acționării, sistemul de CA va modifica avansul în vederea menținerii încărcării existente anterior, deci nu vor fi variații ale presiunii de lucru care să se ia în calcule. Astfel al doilea termen al relației anterioare poate fi neglijat, ea devenind:

$$Q = Q_{st} * n + \delta * p . \quad (5.32)$$

Pierderile prin neetanșeități sunt datorate jocurilor necesare alunecărilor rozelor-motoare și de etanșare. Rolele-motoare necesită jocuri pentru alunecările ce trebuie să aibe loc între părțile laterale (părțile plane ale rozelor) și pereții laterali 4 ai rotorului. Rola de etanșare 1 (fig.5.7) în contact cu rola-motoare are frecare de alunecare pe circumferință și pe părțile laterale, deci și aici sunt pierderi datorită jocurilor necesare mișcării de alunecare. Rolele de etanșare 2 au pierderi prin neetanșeități pe o

zonă din partea laterală, corespunzătoare lăţimii b a camerei de lucru și pe o zonă de pe mantaua cilindrică, între camera de lucru și canalul 5 de echilibrare a presiunilor.

Conform [M5], [M6] coeficientul de pierderi prin aceste fante, create de jocurile necesare bunei funcționări, poate fi exprimat astfel:

$$\delta = \frac{1}{12 \cdot \mu} \cdot \left(2 \cdot \frac{j_i \cdot b}{r_1} + \frac{j_1 \cdot b}{r_2} + 4 \cdot \frac{j_2 \cdot l_2}{\pi \cdot r_2} + \frac{j_1 \cdot l_2}{\pi \cdot r_1} \right) \quad (5.33)$$

în care j_i și j_1 sunt jocurile necesare rotirii rolei-motoare sau a rolei de etanșare 1', și respectiv jocul necesar rotirii rolei de etanșare 2.

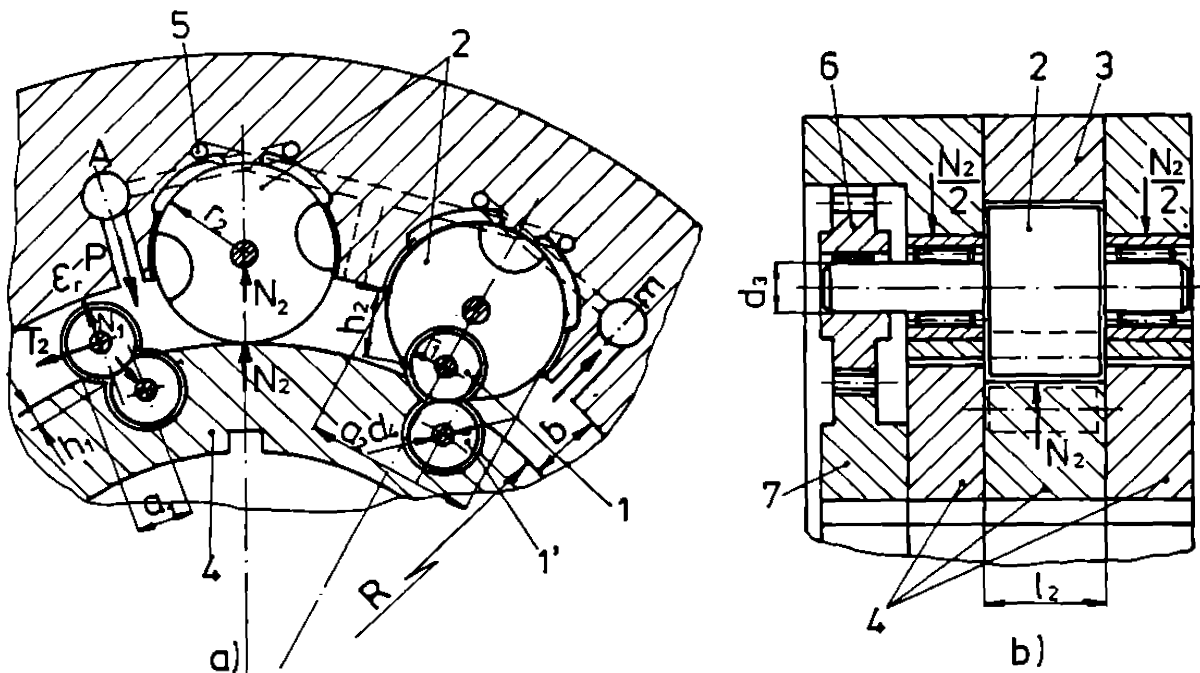


Fig.5.12. Schema de calcul a debitului hidromotorului.

Pe baza relațiilor (5.34) și (5.35) se poate determina debitul necesar în funcție de turația de lucru.

Determinarea momentului dezvoltat de hidromotor.

Conform figurii 5.12 lichidul sub presiune pătrunzând în camerele de lucru (diametral opuse) va da naștere unei forțe asupra rotelor-motoare, acestea rotind arborele hidromotorului.

Momentul de rotație generat de fluidul sub presiune și cules la arborele de ieșire al hidromotorului va fi dat de expresia:

$$M = M_a - M_f = 2 * p * b * l_2 * (R + b - r_1) - M_f \quad (5.34)$$

în care M_a este momentul de antrenare, realizat de fluid, iar M_f reprezintă momentul rezistent, al forțelor de frecare. Celelalte elemente sunt redată în figura 5.12.

Pentru a stabili momentul rezistent va trebui să se considere toate frecările care apar.

Rola-motoare 1 are lagărele de rostogolire (plasate în rotor) încărcate cu o forță tangențială T , datorită presiunii de lucru, iar după direcția normală la suprafața de contact, cu calea de rulare de pe stator și cu rola de etanșare 1', va trebui aplicată doar o forță normală N_1 , de prestrângere, care să nu permită trecerea lichidului la presiunea de lucru a hidromotorului. Aceste două forțe vor da

$$R_1 = \sqrt{T^2 + N_1^2} \quad (5.35)$$

rezultanta R_1 ; care va solicita lagărul rolei-motoare 1. Forța R_1 asupra lagărelor rolei-motoare va apare doar la rolele-motoare, asupra cărora se exercită presiunea lichidului, deci vor fi în permanență doar două role-motoare astfel solicitate. Restul rolelor-motoare (în număr de $i_m=2$) vor fi solicitate doar la forța normală N_1 . În cazul gabaritelor mici ale hidromotoarelor, aceste lagăre nu pot fi construite decât cu alunecare, la gabarite mai mari lagărele pot fi cu rostogolire, utilizând bușe cu ace. Dacă construcția este cu lagăre de rostogolire, atunci momentul de frecare în aceste lagăre va fi $[G9]$, $[R1]$;

$$M_{f_1} = f_1 * R_1 * d_m \quad [Nm], \quad (5.36)$$

în care f_1 este un factor dependent de tipul de rulment și sacină,

$$f_1=0,00045;$$

d_m - diametrul mediu al rulmentului, [m];

Dacă lagărele sunt cu alunecare atunci:

$$M_{f_1} = \mu * R_1 * r_1 \text{ ,} [Nm] \quad (5.37)$$

În mod similar se determină și frecările din lagărele rolei de etanșare 2.

$$\begin{aligned} M_{f_2} &= f_1 * N_2 * d_m \quad [Nm] - \text{pentru rostogolire,} \\ M_{f_2} &= \frac{\mu * N_2 * d_3}{2} \quad [Nm] - \text{pentru alunecare,} \end{aligned} \quad (5.38)$$

În care N_2 reprezintă forța de încărcare radială a lagărului. Aceasta rezultă ca urmare a unei prestrângeri, necesară asigurării etanșării la rostogolirea rolei de etanșare 2 pe rotorul 4 al hidromotorului. Forța N_2 se poate considera $N = 20$ [N]. Deasemenea și forța normală N_1 , pentru etanșarea rolei-motoare, este suficient să se considere $N_1 = 20$ [N].

Rola de etanșare 1' va da moment rezistent în lagăre numai datorită încărcării radiale, care poate fi aproximată ca fiind forța N_1 . Momentul rezistent al acesteia, datorită lagărelor, va fi:

$$\begin{aligned} M_{f_{1'}} &= f_1 * N_1 * d_m \quad [Nm] - \text{pentru rostogolire ,} \\ M_{f_{1'}} &= \frac{\mu * N_1 * d_4}{2} \quad [Nm] - \text{pentru alunecare} \end{aligned} \quad (5.39)$$

Momentele rezistente calculate anterior sunt reduse la axa de rotație a roletor-motoare, respectiv rolele de etanșare 2 sau 1'. Transpunându-le la axa de rotire a hidromotorului se va obține momentul rezistent datorită frecărilor în lagărele roletor:

$$M_{f_1} = [2 * M - f_1 + (2 * i_m - 2) * M_{f_{1'}}] * \frac{R+b}{r_1} + M_{f_1} * \frac{R}{r_2} * \frac{1}{\eta} \text{ ,} [Nm] \quad (5.40)$$

În care η , este randamentul de transmitere al angrenajului cilindric utilizat ($\eta_s = 0,98$) [G8].

Între rotorul hidromotorului și rolele-motoare, respectiv rolele de etanșare, mai sunt rostogoliri care introduc momente rezistente. Considerând frecările de rostogolire ca în cazul unui rulment cu role cilindrice, conform [G9], se obține:

$$\begin{aligned} M_{r_1} &= 4 * f_1 * N_2 * R \quad [Nm] - \text{pentru rolele de etansare 2,} \\ M_{r_2} &= i_m * f_1 * N_1 * R \quad [Nm] - \text{pentru rolele motoare 1.} \end{aligned} \quad (5.41)$$

Momentul rezistent total cauzat de rostogolire va fi:

$$M_r = f_1 * R * (4 * N_2 + i_m * N_1) \quad [Nm] . \quad (5.42)$$

Toate rolele în mișcare au frecări cu lichidul utilizat la antrenarea hidromotorului. Aceste frecări pot fi approximate, conform [G9], astfel:

$$M_L = 16 * f_0 * (R + b/2)^3 \quad [Nm] , \quad (5.43)$$

în care f_0 este un factor, $f_0 = 2 \dots 3$ [G9]. Mărimea $(R+b/2)$, care reprezintă raza de dispunere a axelor rotelor-motoare, se va introduce în [m].

Tinând cont de relațiile (5.42), (5.44) și (5.45), momentul rezistent (pierdut) al hidromotorului va fi:

$$M_R = M_{f_1} + M_r + M_L \quad [Nm] . \quad (5.44)$$

Pe baza relațiilor (5.34) și (5.46), se poate determina randamentul teoretic al hidromotorului:

$$\eta_{HMR} = \frac{M * \omega}{Q * p} = \frac{M * 2 * \pi * n}{Q * p} , \quad (5.55)$$

în care n este turație hidromotorului la ieșire, în [rot/s].

5.3. Acționări electrice cu variația în sarcină a avansului, la mașinile de frezat

Acționările electrice au cunoscut și cunosc o dezvoltare foarte puternică. Marele lor avantaj îl constituie viteza de reacție, interfața ușoară cu sistemele de comandă a variației turației și executarea lor cu pretenții de precizie dimensională mai mici, în comparație cu acționările hidrostactice.

Dezvoltarea mașinilor-unelte cu comenzi numerice și a centrelor de prelucrare a dus la o creștere a utilizării acționării electrice a avansurilor la aceste utilaje. O serie de tipuri de electromotoare atât de curent continuu cât și asincrone, cu variatoare de turație, au fost realizate și a fost studiată comportarea lor în sistemele de acționare [B15], [A5], [B4], [F2], [K3], [S11], [S8], [*8], [*11]. Motorul de curent continuu (cc), cu rotor disc, este caracterizat de un moment de inerție redus, lucru foarte necesar în acționările de avans. Lipsa pierderilor magnetice ca urmare a unui întrefier micșorat, a dus la micșorarea inductivității acestui motor, micșorând astfel și constanta de timp, lucru de asemenea important care-l recomandă pentru utilizarea lui la CA a avansului. Caracteristic pentru acest motor este răspunsul dinamic, cu o constantă de timp sub 20 ms, precum și o comportare foarte bună la rapoarte foarte mari între momentele de vârf de sarcină și momentul nominal, acesta putând să ajungă la valori de 5 ... 10 ori.

Si la noi în țară au fost produse motoare electrice cu rotor disc, unul dintre acesta este cel din seria SMU, precum și acționări electrice adaptate la aceste motoare [*7]. Pentru acționarea de avans a MFOC, pe care s-au făcut experimentările, s-a utilizat un motor de curent continuu de tip SMU750, având caracteristicile:

Curentul cu rotorul blocat.....	$I_{cp} = 16$ [A];
Cuplul la turația maximă.....	$M_{c,max} = 328$ [Ncm];
Curentul nominal la turația maximă.....	$I_{cn} = 16$ [A];
Turația maximă.....	$n_{max} = 3000$ [rot/min];
Tensiunea la turația maximă.....	$U_{max} = 64$ [V];
Tens. electromotoare la 1000 [rot/min].....	$K_E = 18$ [V];
Cuplul la frecarea uscată.....	$M_f = 15$ [Ncm];
Cuplul pe amper.....	$K_T = 13$ [Ncm/A];
Rezistența electrică la borne.....	$R = 0,35$ [ohmi];
Inductivitatea motorului	$L = 100$ [uH];
Momentul de inerție rotoric.....	$J = 11$ [kgcm ²];
Constanta de timp electromecanică.....	$\tau_{em} =$ [ms];

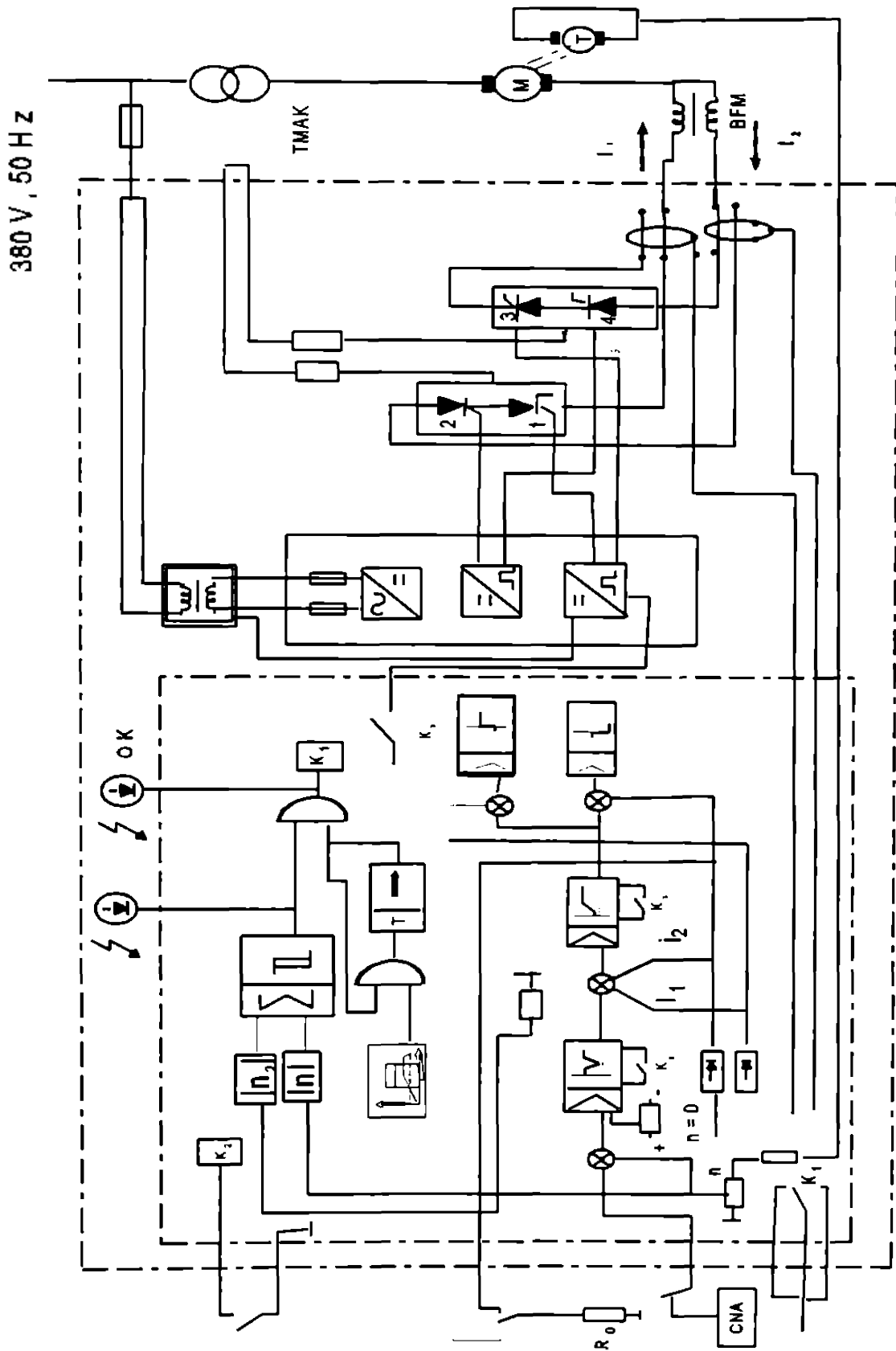


Fig. 5.13. Schema bloc a variatorului V.R.M.

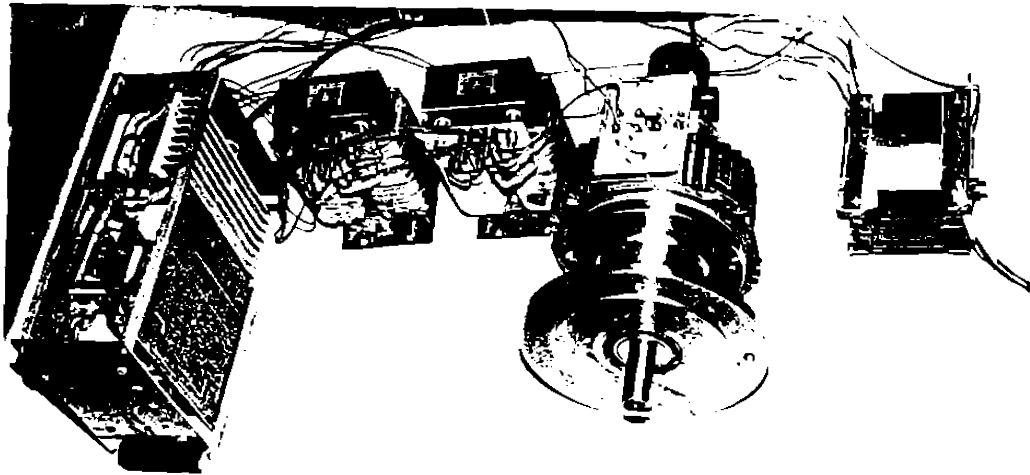
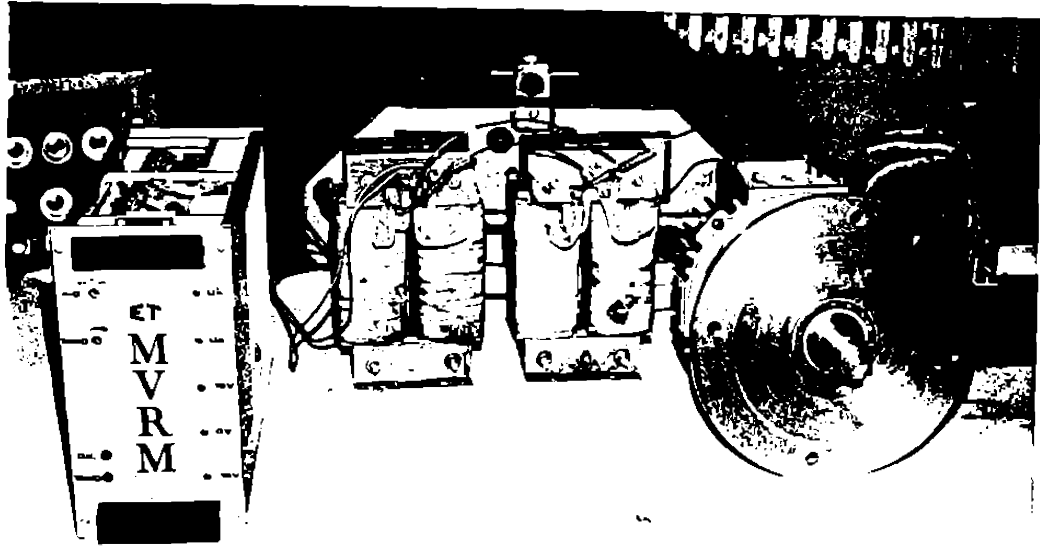


Fig.5.14. Acționarea electrică a avansului.

Cuplul impulsional maxim..... $M_{imp} = 1413$ [Ncm];

Curentul impulsional maxim..... $I_{imp} = 95$ [A];

Variatorul cu tiristori utilizat [*8], are schema redată în figura 5.13.

Acesta este prevăcut cu două regulatoare, unul de turație și unul de curent. Regulatorul de curent limitând curentul prin motor în fazele de accelerare sau de frânare a acestuia.

Acționarea electrică, utilizată pentru mișcarea de avans la MFOC, este prezentată în figura 5.14.

5.4. Concluzii.

Accionările hidraulice asigură un moment mare la ieșire, la un gabarit minim al acestor acționări. Soluția constructivă concepută are avantajul micșorării frecărilor cu păstrarea unei etanșeități bune. Acest lucru face ca acest hidromotor să poată fi utilizat și la turații mici. Soluția originală prezentată constituie o noutate pe plan mondial.

Accionările electrice se utilizează mult în construcția de mașini-unelte, ele dispunând de o gamă largă de variatoare de turație, realizate în producție de serie, lucru care facilitează utilizarea lor. Motoarele electrice au însă gabarite mai mari ca motoarele hidraulice, pentru același moment de torsiune.

În ultimul timp a crescut mult utilizarea motorului asincron [M7], [*10] pentru acționările mașinilor unelte. Prețul de cost încă ridicat al acestora, face ca ele să nu fie utilizate momentan și la noi în țară.

Pe plan mondial, în literatura de specialitate nu se precizează ce tip de acționări se preferă în cazul mecanismului de avans la MU, se recomandă ca la momente mari să se utilizeze acționarea hidrostatică iar la momente mai mici motoarele de curent continuu și în ultimul timp cele asincrone, cu posibilitatea de variație a turației.

Având în vedere că la MFOC se utilizează puteri mici, la acționarea de avans, s-a prevăzut o acționare cu motor de curent continuu.

6. TRADUCTOARE SI COMPONENTE PENTRU FORTE.

6.1. Condițiile necesare traductoarelor de măsurare a forțelor.

Comanda adaptivă la mașina de frezat se bazează pe informațiile primite asupra modului de desfășurare a procesului de frezare. Deoarece, conform cercetărilor experimentale [D3], [U1], [G3], [B6], s-a dovedit că procesul de așchiere poate fi urmărit prin intermediul forțelor de așchiere, se pune problema realizării unor traductoare și componente pentru măsurarea forțelor de așchiere în timpul procesului de frezare. Modul de concepere și realizare al acestor traductoare influențează în mare măsură realizarea comenzii adaptive.

Deoarece forța de așchiere nu este o mărime electrică iar în sistemul CA trebuie să se prelucreze doar semnalele electrice, este necesară o convertire a mărimii forței într-o mărime electrică corespunzătoare.

Pentru buna funcționare a CA la frezare, trebuie ca traductoarele și componentele de măsurare a forței de așchiere să îndeplinească condițiile de mai jos [D3].

1. Întrucât traductoarele de forță trebuie montate cât mai aproape de procesul de frezare, și deci vor intra în componența unei verigi executante, se impune ca aceste traductoare să prezinte o rigiditate cât mai mare, pentru ca prin introducerea lor să nu se micșoreze rigiditatea verigii executante. Datorită importanței rigidității traductoarelor este limitată utilizarea acelor traductoare care măsoară forța ca urmare a deformațiilor elastice sau a deplasărilor produse de forțe. Realizarea unei rigidități cât mai mari a traductoarelor cere ca aceasta să fie comparabilă cu cea a materialului de bază, din care traductorul este confecționat. Din punct de vedere al rigidității, o comportare foarte bună o au traductoarele magneto-elastice [D2], [G3].

2. Sensibilitatea traductoarelor de forță trebuie să fie bună pentru ca ele să poată sesiza valorile mici ale forțelor de așchiere, permițând astfel ca adaptarea regimului de așchiere, la condițiile

concrete de lucru, să se facă cât mai bine.

3. Rapiditatea de răspuns la variațiile forței de frezare trebuie să fie mare, pentru a se putea comanda variația avansului, în vederea păstrării forței de așchiere la valoarea impusă prin CA. Această cerință este satisfăcută de toate traductoarele, având în vedere timpii tranzitorii suficienți de mari la elementele de execuție ale MU.

4. Domeniul de măsurare al traductoarelor trebuie să satisfacă domeniul de variație posibilă al forțelor de frezare. În cazul MFOC acesta fiind 50 ... 1200 daN.

5. Necesitatea emiterii unui semnal constant la aplicarea unor forțe constante, lucru care simplifică construcția echipamentului de prelucrare al semnalelor forței de așchiere și asigură funcționarea corectă a CA la regimuri constante.

6. Gabaritul traductoarelor să fie minim pentru ca acestea să poată să fie amplasate cât mai aproape de zona de așchiere.

7. Realizarea tehnologică cât mai ușoară a traductoarelor, iar acestea să prezinte o fiabilitate cât mai mare. Este necesară o rezistență mare la șocuri respectiv vibrații, precum și o mică sensibilitate la variații ale temperaturii, adică să prezinte o variație minimă și mereu aceeași, pentru a putea fi compensată.

8. Menținerea etalonării traductoarelor în timp și respectiv evitarea unor ajustări, la intervale frecvente, în timpul funcționării MU, ceea ce pe lângă ridicarea costului de exploatare, provoacă și scăderea capacității de producție.

6.2 Construcții de traductoare și componente.

6.2.1. Componente de măsurare piezoelectrice.

Deoarece la cuarț apar trei efecte piezoelectrice, efect longitudinal, transversal sau tangențial după o direcție, în funcție de orientare la care se face decuparea plăcuței de cuarț, se obțin elemente sensibile la aplicarea unei presiuni asupra plăcuței (efect longitudinal), figura 6.1.a, sau la o sollicitare tangențială după o direcție, figura 6.1.b.

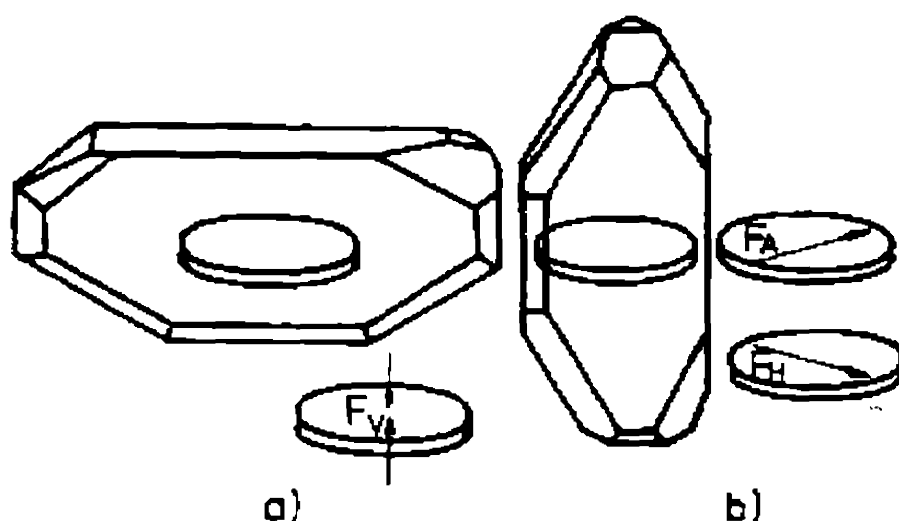


Fig.6.1 Direcțiile de sensibilitate a plăcuțelor de cuarț.

plăcuțele legate în paralel așa cum se poate observa în figura 6.2.a, sau în cazul plăcuțelor de cuarț de dimensiuni mai mari, întregul inel de măsurare se construiește din aceeași plăcuță de cuarț, figura 6.2.b.

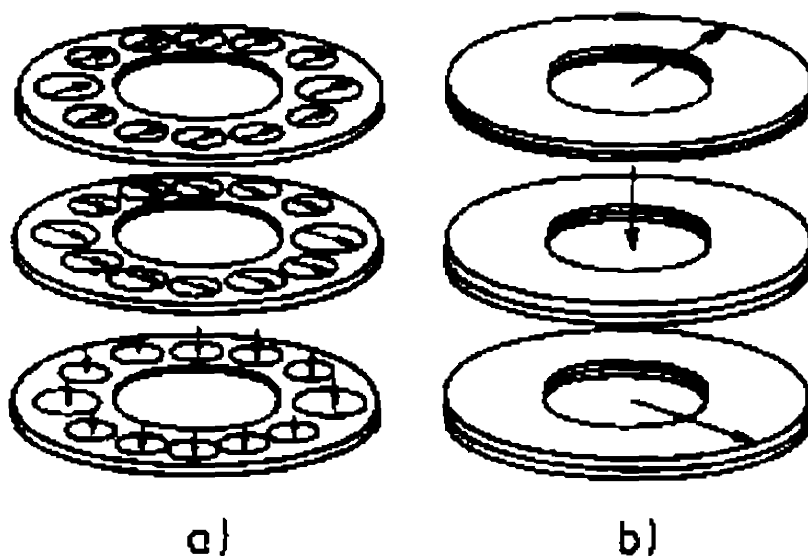


Fig.6.2 Inele de măsurare a forțelor.

În cazul MFOC, cu plăcuțele sensibile la presiune se poate măsura componenta verticală a forței de așchiere, iar cu plăcuțele sensibile tangențial se pot măsura componentele tangențială respectiv axială. Cu acestea se pot forma inele de măsurare care au

Dacă în construcția din figura 6.2.b se utilizează mai multe inele identice, suprapuse și separate printr-un electrod comun, atunci elementul de măsurare are o sensibilitate multiplicată cu numărul de inele identice utilizate.

În cazul montării mai multor inele suprapuse, cu direcții de măsurare diferite, se poate obține un component de măsurare a forțelor după direcția componentelor forțelor de frecare, ca în figura 6.3.a. Dacă se montează mai multe asemenea componente într-un corp se obține o masă dinamometrică, ca cea prezentată în figura 6.3.b, cu care se pot măsura cele trei componente

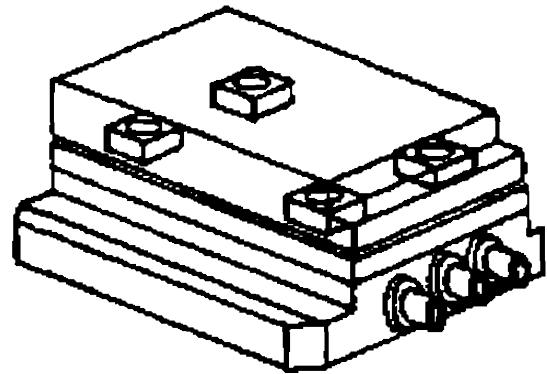
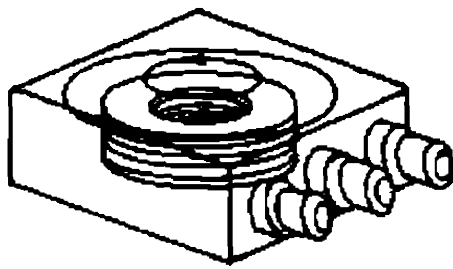


Fig.6.3. a)Component de măsurare după trei direcții

b)Masă dinamometrică după trei direcții.

ale forței de frezare.

Pentru a putea fi măsurată componenta orizontală și cea axială a forței de frezare, acestea două găsiindu-se în planul mesei dinamometrice, este necesară o pretensionare a componentelor de măsurare. Această preîncărcare trebuie să aibe o componentă elastică, lucru care se poate realiza asigurând o rigiditate mai mică a șuruburilor de strângere față de rigiditatea componentelor de măsurare. Prestrângerea se realizează ca în figura 6.4.

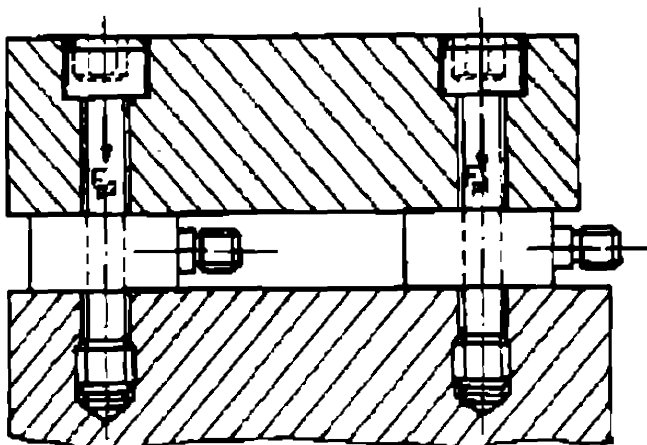


Fig.6.4. Pretensionarea componentelor de măsurare

Un alt component pentru a măsura forțele de frezare se poate construi ca în figura 6.5.

În acest caz componentul se montează pe acea parte a MU care se deformează cel mai mult sub

acțiunea forțelor de frezare, de exemplu în zona lagărului arborelui principal, în zona contra-lagărului dornului port-freză sau în zona lagărelor șurubului mesei mașinii de frezat. Componentul măsoară deformația elastică pe distanța L (v.fig.6.5.), iar printr-o etalonare corespunzătoare se va obține forța de așchiere. Pentru o bună funcționare, componentul se pretensionează cu forța F_p .

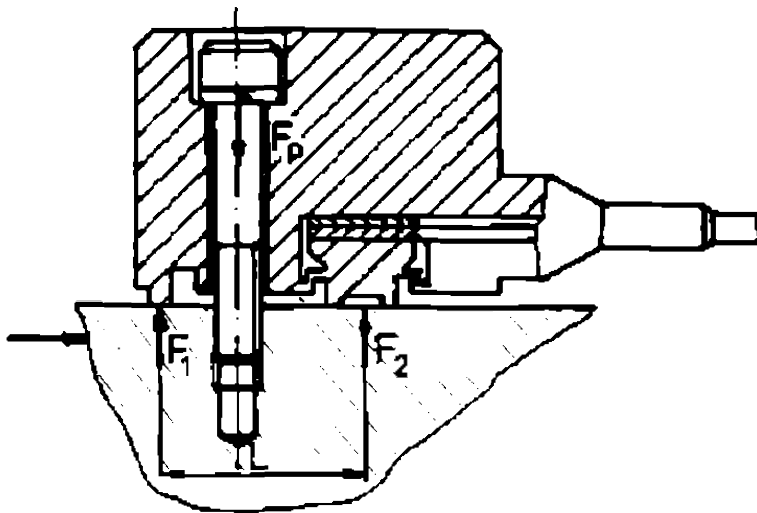


Fig.6.5. Component pentru măsurarea forței.

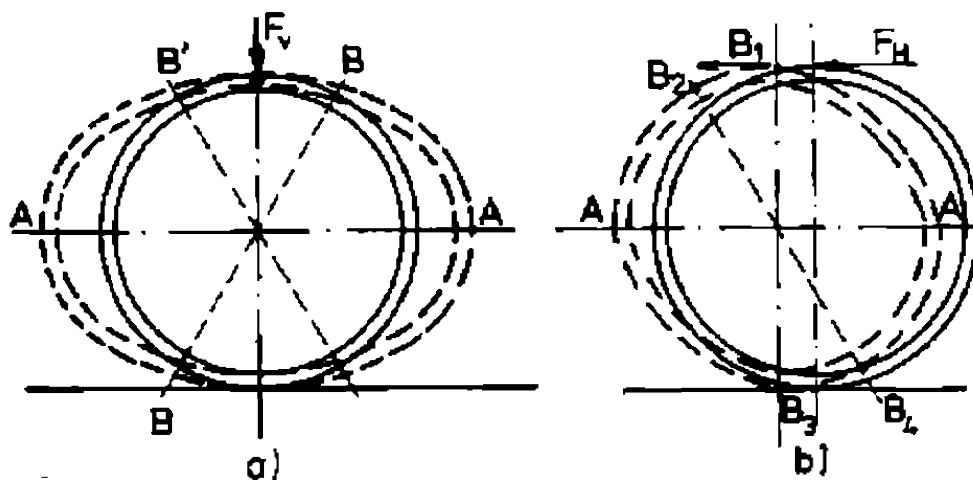


Fig.6.6. Element elastic circular.

6.2.2 Componente cu traductoare rezistive.

Acestea măsoară forțele în mod indirect prin măsurarea deformațiilor elastice a unui element, solicitat de forța care trebuie măsurată.

Unul din elementele elastice utilizate pentru măsurarea forțelor îl constituie barele curbe închise de forma unui inel circular, prezentat în figura 6.6. Dacă acest inel circular este solicitat cu o forță verticală F_v ,

ca în figura 6.6.a, atunci el se va deforma astfel încât zonele din planul diametral A-A vor fi deformat. Zonele de pe suprafața exterioară vor fi solicitate la întindere, iar cele de pe suprafața circulară interioară la compresiune. În același timp în zonele situate pe suprafața cilindrică exterioară, corespunzătoare planelor diametrale B-B și B'-B', situate la un unghi de $39,6^\circ$ față de planul normal la planul diametral A-A, nu vor apărea solicitări. Dacă însă inelul circular este solicitat cu o forță orizontală F_h (v.fig.6.6.b), atunci în urma deformării acestuia, zonele interioare și exterioare din planul diametral A-A nu vor fi solicitate, în timp ce pe suprafața cilindrică exterioară, în punctele B_1 și B_2 vor apărea solicitări de

întindere.

Dacă în zonele din planele diametrale, amintite anterior, sunt lipite timbre tensometrice, acestea vor sesiza deformările și astfel vor măsura forța care a dus la apariția lor.

Acest fenomen descris anterior a fost utilizat în vederea construirii unei mase dinamometrice prin intermediul căreia să se poată măsura componentele forței de frezare. Pentru a asigura o bază de așezare a semifabricatului supus frezării, construcția elementului elastic, amintit anterior, a fost modificată. Modificarea a mai fost impusă și de o realizare tehnologică mai ușoară, cu păstrarea proprietăților de măsurare a celor două componente a forței de frezare, având o influențare reciprocă minimă și o rigiditate evident mărită.

Soluția constructivă modificată este redată în figura 6.7.

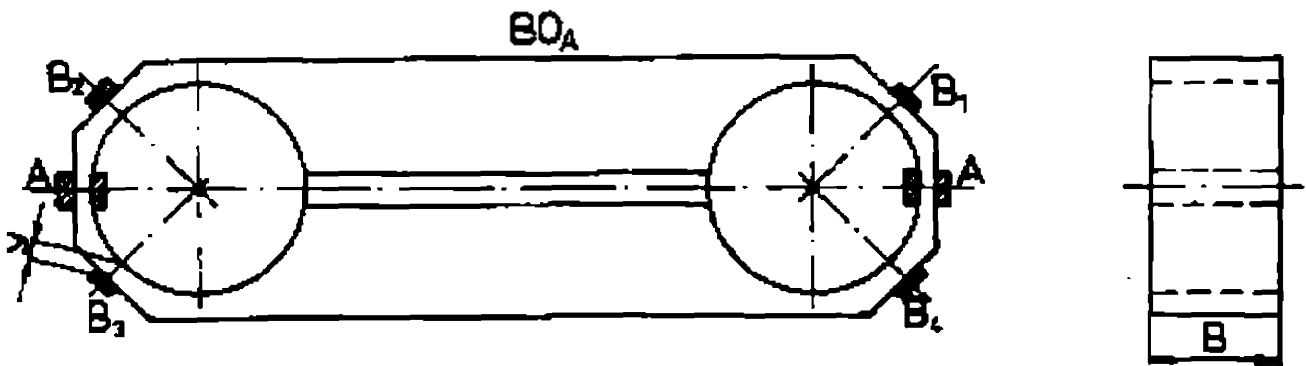


Fig.6.7. Element elastic în formă de inel octogonal rigidizat.

Se poate observa că în locul inelului circular s-a luat un inel octogonal. Cele două jumătăți simetrice ale inelului octogonal sunt unite prin două elemente rigide, cel superior constituind baza de poziționare pentru semifabricat, iar cel inferior constituind baza de montare a mesei dinamometrice pe masa mașinii-unelte.

La proiectarea mesei dinamometrice s-a făcut un compromis între rigiditatea acesteia și sensibilitatea ei. Astfel din teoria deformației elastice a inelelor circulare a rezultat grosimea minimă g , necesară pentru inelul octogonal, atât în cazul sollicitării cu forța fverticală F_v , cât și cu forța orizontală F_h .

$$g^2 = \frac{1,1 * F_v * R}{E * B * \epsilon_A} ; \quad g^2 = \frac{2,2 * F_h * R}{E * B * \epsilon_B} , \quad (6.1)$$

in care ;

R este raza interioară a inelului octogonal [mm];

E - modulul de elasticitate [daN/mm²];

$\varepsilon_A, \varepsilon_B$ - alungirile relative admise in punctele A și B;

B - lăimea mesei dinamometrice.

Este necesar ca prin construcția mesei dinamometrice să se asigure o frecvență de rezonanță a acesteia suficient de mare pentru a nu fi atinsă în timpul procesului de așchiere. Frecvența de rezonanță a unui astfel de element elastic este dată de relația:

$$v_0 = \frac{1}{2 * \pi} * \sqrt{\frac{k}{m}}, \quad [Hz] ; \quad (6.2)$$

in care $k = 1,39 * E * B * g^3 / R^3$, iar m este masa părții dinamometrului care poate oscila.

Pe baza acestor date a fost construită o masă dinamometrică [G4], care este redată în figura 6.8.

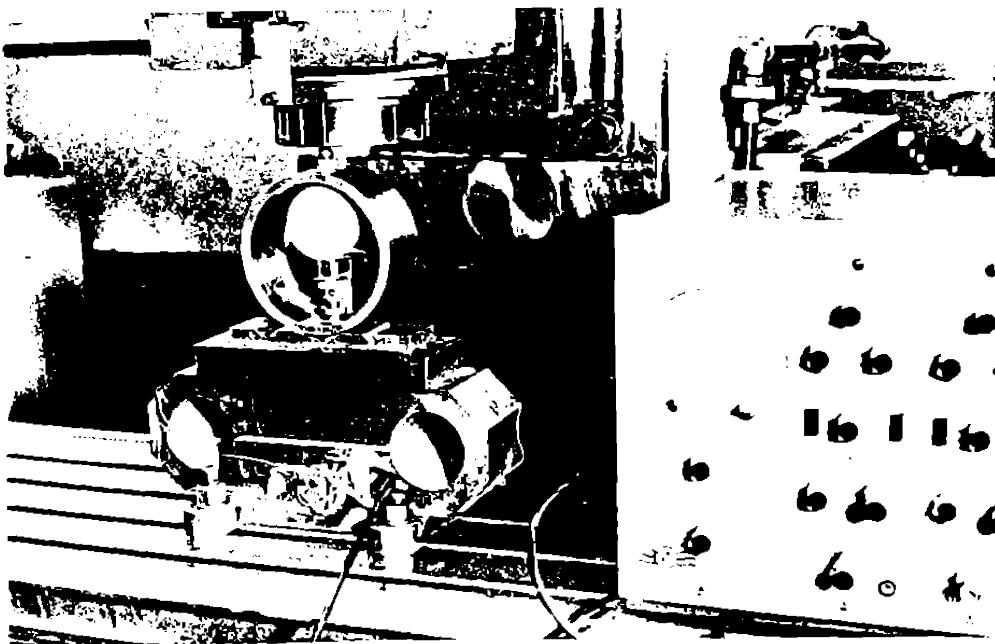


Fig.6.8. Masă dinamometrică.

Utilizând același inel octogonal se poate construi un contralağăr dinamometric tensometric capabil să măsoare componentele forței de frezare care acționează asupra dornului port-freză. C

soluție constructivă a unui contralağăr de acest tip este redată în figura 6.9.

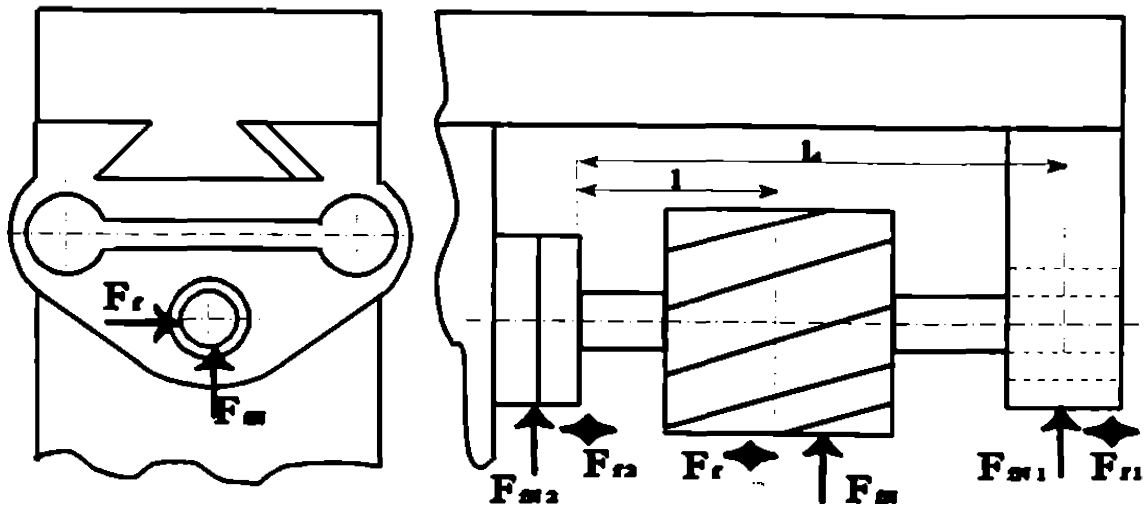


Fig.6.9. Contralagăr dinamometric tensometric.

Avantajul acestei soluții constă în eliminarea influenței greutății semifabricatului de prelucrat, precum și faptul că dimensiunile semifabricatului instalat pe mașina de frezat, nu sunt limitate de mărimea eventualei mese dinamometrice, iar dezavantajul ei este că măsoară doar una din reacțiunile ce apar la capătul dornului. Cum poziția frezei pe dorn poate fi diferită, în funcție de cota l , reacțiunea în contralagărul dornului va depinde de această cotă. Acest lucru se poate înlătura utilizându-se contralagărul dinamometric doar pentru măsurarea raportului F_{m2} / F_r , raport independent de poziția frezei pe dorn. Soluția poate fi utilizată și când se cere determinarea valorilor reale ale componentelor F_{m2} forța normală de avans și F_r forța de avans, însă în acest caz este necesară o corecție în funcție de lungimea dornului și de poziția frezei pe dorn. Adică:

$$F_{mN} = F_{m2} * l_d / l ; \quad F_f = F_{r1} * l_d / l \quad [daN] \quad (6.3)$$

O altă soluție de utilizare a traductoarelor tensometrice pentru măsurarea forțelor de frezare o constituie măsurarea reacțiunilor care iau naștere în lagărele de rostogolire ale AP [9], ea fiind prezentată în figura 6.10.

Soluția prevede realizarea unor locașuri în suprafața exterioară a inelului exterior al rulmentului AP, în care se lipesc echidistante

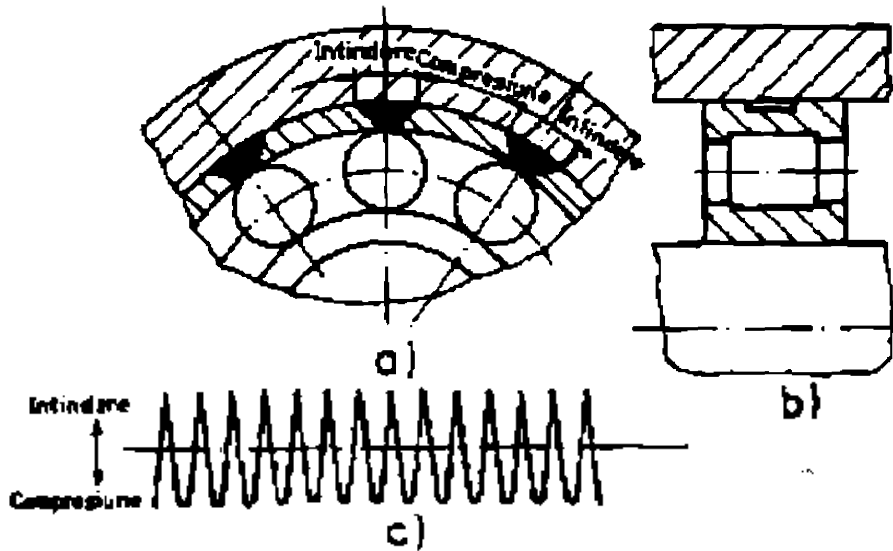


Fig. 6.10. Măsurarea forțelor în lagăr.

traductoarele rezistive.

Acestea, când prin dreptul lor trece un element de rostogolire (rolă sau bilă), vor detecta o solicitare de întindere. Când traductoarele se găsesc între două elemente de rostogolire, ele

vor măsura o compresie a zonei de material. Astfel, va fi detectat un semnal dinamic, cu variație ca în figura 6.10.c, a cărui amplitudine va fi dependentă de încărcarea pe elementele de rostogolire.

Semnalul sinusoidal măsurat este necesar să fie prelucrat (redresat, filtrat etc.), transformat într-un semnal de curent continuu, proporțional cu amplitudinea semnalului sinusoidal. Printr-o etalonare anterioară corespunzătoare, se poate obține încărcarea în timpul frezării a lagărului AP al MFOC, deci se poate măsura componentele forței de frezare.

Soluția constructivă amintită are avantajul că nu modifică sensibil rigiditatea nodului AP, dar în schimb ridică problema compensării influenței temperaturii asupra indicațiilor traductoarelor tensometrice. Având în vedere că se măsoară un semnal dinamic, trebuie luate în considerare câteva mărimi care limitează buna funcționare a sistemului. Astfel banda de frecvență a amplificatorului semnalului de la măsurare trebuie să fie cel puțin dublă față de cea obținută prin rostogolirea elementelor de rulare. Frecvența limită este:

$$f_1 = \frac{z * n_{\max}}{60} * \left(1 - \frac{2 * d_r}{d + D} * \cos \alpha \right), \quad [Hz], \quad (6.4)$$

în care z este numărul de elemente de rostogolire;

- n_{\max} - turația maximă a arborelui principal;
 D, d - diametrul exterior respectiv interior al rulmentului;
 α - unghiul de contact.

Cum semnalul sinusoidal măsurat este transformat în semnal continuu, format ca o înfășurătoare a curbei semnalului sinusoidal, pentru a obține un semnal uniform la ieșire, este necesară o bandă de frecvență optimă, calculată pentru cazul cel mai deficitar, când se lucrează cu turația minimă, dată de expresia:

$$f_{opt} = \frac{z * n_{min}}{1200} * \left(1 - \frac{2 * d_r}{d + D} * \cos \alpha \right) \quad [Hz] \quad (6.5)$$

Încărcarea minimă, care se poate măsura cu acest procedeu, este:

$$F_{min} = C / 250 \quad [N] \quad , \quad (6.6)$$

în care C este încărcarea dinamică a rulmentului.

6.2.3. Traductoare magnetoelastice (magnetomecanice).

6.2.3.1. Considerații generale.

Traductoarele de acest tip utilizează proprietatea de modificare a permeabilității magnetice sub acțiunea unor tensiuni mecanice, fenomen numit și efect piezomagnetic direct [C9]. Acest efect este datorat interacțiunii spin-orbită, prin intermediul căreia la aplicarea unei solicitări mecanice apare o rearanjare a momentelor magnetice elementare, lucru care duce la modificarea stării de magnetizare a substanței.

Relația de legătură între mărimile care caracterizează starea magnetică (H -intensitatea câmpului magnetic, B -inducția magnetică) și mărimile care caracterizează solicitarea mecanică (T -tensiunea mecanică, S -deformația mecanică), se obține în mod analog ca la traductoarele piezoelectrice, ea fiind:

$$[B] = [d] * [T] + [\mu_r] * [H] \quad , \quad (6.7)$$

în care $[T]$ este matricea tensorului tensiunii mecanice;

$[d]$ - matricea coeficienților piezomagnetici;

$[\mu_r]$ - matricea permeabilității la tensiune mecanică constantă;

$[H]$ - matricea vector a intensității câmpului magnetic.

Efectul tensionării mecanice asupra stării de magnetizare a unor materiale se poate vedea în figura 6.11.

O activitate de pionierat în conceperea, realizarea și implementarea industrială a acestor traductoare a fost făcută de prof. dr.ing. E.Dodon.

6.2.3.2. Construcții de traductoare magnetoelastice și componente de măsurare pentru forțe și momente de așchiere.

Deoarece majoritatea cerințelor impuse traductoarelor de măsurare a forțelor de așchiere sunt satisfăcute de traductoarele magnetoelastice, acestea au primit o utilizare frecventă [B4], [D2], [D6], [D8], [D10], [G1], [G3], [I1].

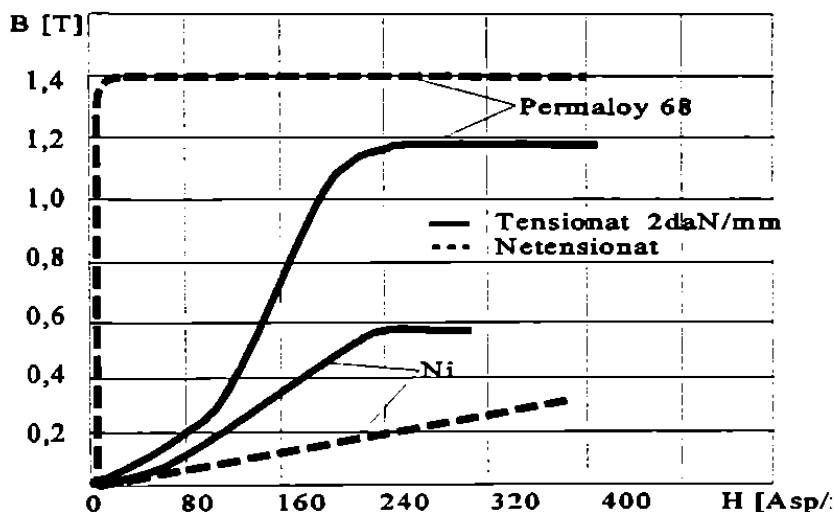


Fig.6.11.Efectul piezomagnetic direct.

degajările cărora se face o înfășurare electrică, cum se prezintă schematic în figura 6.12.

În cazul când asupra blocului de tole se aplică o forță F care duce la apariția în aceasta a unei tensiuni σ , va apare o modificare a permeabilității magnetice μ . Dacă se va face alimentarea înfășurării cu o tensiune alternativă de frecvență mare, se va pune în evidență, prin procedee cunoscute, o modificare a inductanței, deci și a impedanței

Având în vedere modificarea stării magnetice sub acțiunea unor tensiuni mecanice [B4], [D2], [G10], au fost concepute traductoare care să se obțină tehnologic cât mai ușor. Astfel elementul traductor îl constituie un corp prismatic, format din tole Fe-Si, în

traductorului.

Sensibilitatea relativă a acestuia, conform [B4], [D2], se obține pe baza raportului:

$$S [\%] = \frac{Z_0 - Z}{Z_0} * 100 = \frac{Z}{Z_0 * \sigma} * 100 \quad [\%], \quad (6.8)$$

în care Z_0 este impedanța traductorului pentru $\sigma = 0$, iar Z impedanța traductorului pentru $\sigma \neq 0$.

Sensibilitatea relativă a traductorului variază cu frecvența de alimentare și cu inducția [D6], așa cum se vede în figura 6.13.

Ea este dependentă și de compoziția materialelor tolelor, care intră în componența traductorului. Astfel un conținut mai ridicat de siliciu avantajează sensibilitatea relativă.

Asupra sensibilității relative influențează și direcția de laminare a tablei tolelor, fiind preferată ștanșarea tolelor în lungul direcției de laminare.

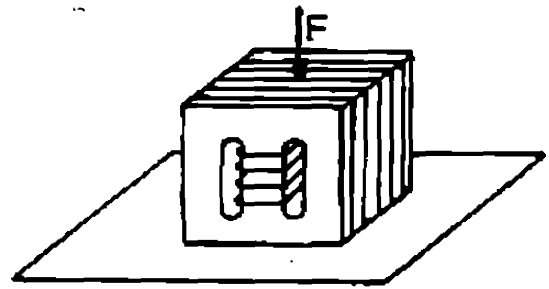


Fig.6.12. Schema traductorului magnetoelastic.

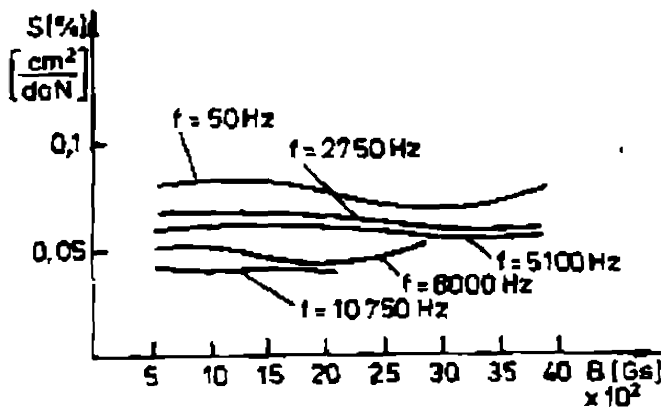


Fig. 6.13. Sensibilitatea relativă a traductoarelor magnetoelastice.

Datorită cercetărilor efectuate asupra comportării păturilor feromagnetice [M9], [H2], acestea au dovedit că se pot construi traductoare pentru măsurarea atât a forțelor de așchiere cât și a momentelor de așchiere.

Pe o bară de metal, care urmează să fie solicitată de forța de măsurat, se aplică două pături amorfe ce au

compoziția Fe-Si-B, cu constanta piezomagnetică de saturație $\lambda_s =$

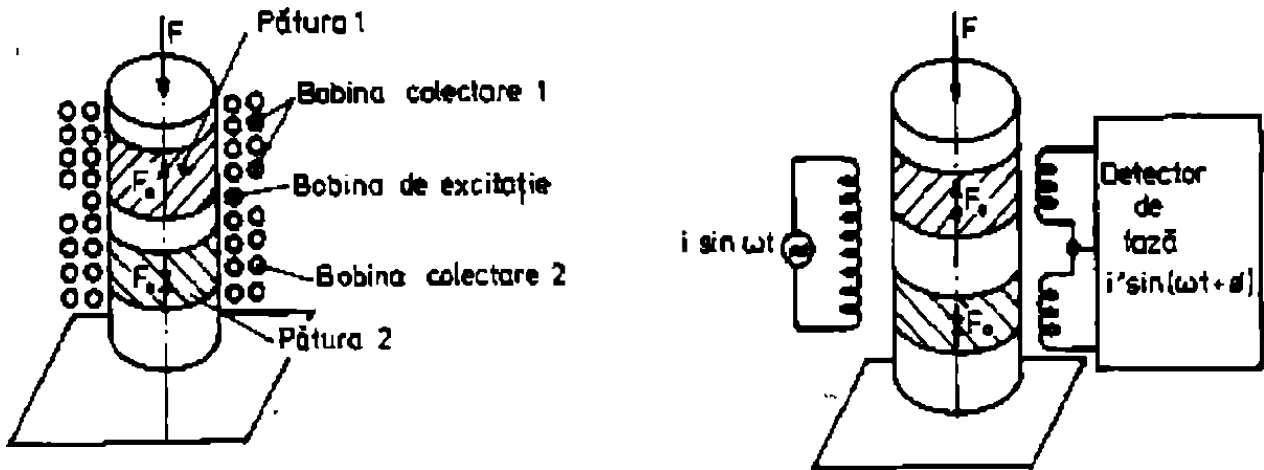


Fig.6.14. Traductor cu pături feromagnetice.

$24 \cdot 10^{-6}$. Dacă înainte de a se aplica prima pătură feromagnetică (fig.6.14), în bara traductorului se asigură un efort de întindere inițial, creat de forța F_0 , după care se aplică cu adeziv pătura feromagnetică, atunci la înlăturarea forței F_0 , în pătura feromagnetică va apare o anizotropie magnetoelastică, datorită comprimării acesteia la revenirea barei.

Procedând asemănător, realizând însă o precomprimare a barei, urmată de aplicarea celei de a doua pături feromagnetice, la eliberarea barei, în pătura a doua va apare anizotropia magnetoelastică cauzată de întinderea ei ca urmare a revenirii barei.

Datorită acestor anizotropii magnetoelastice, realizate inițial, la aplicarea forței de măsurat, cele două pături vor lucra diferențiat, una se va încărca iar cealaltă se va descărca. Dacă în jurul barei se realizează o înfășurare colectoare, prin alimentarea bobinei de excitație cu un curent sinusoidal se va putea obține un defazaj, a cărui valoare este dependentă de mărimea forței de măsurat aplicată.

Deoarece grosimea păturii aplicate este mică, la aplicarea forței de măsurat variația impedanței este prea mică pentru a fi măsurată cu metode uzuale. Această soluție interesantă, nu are încă soluții apte de aplicare industrială.

În mod asemănător se poate construi și un traductor capabil să

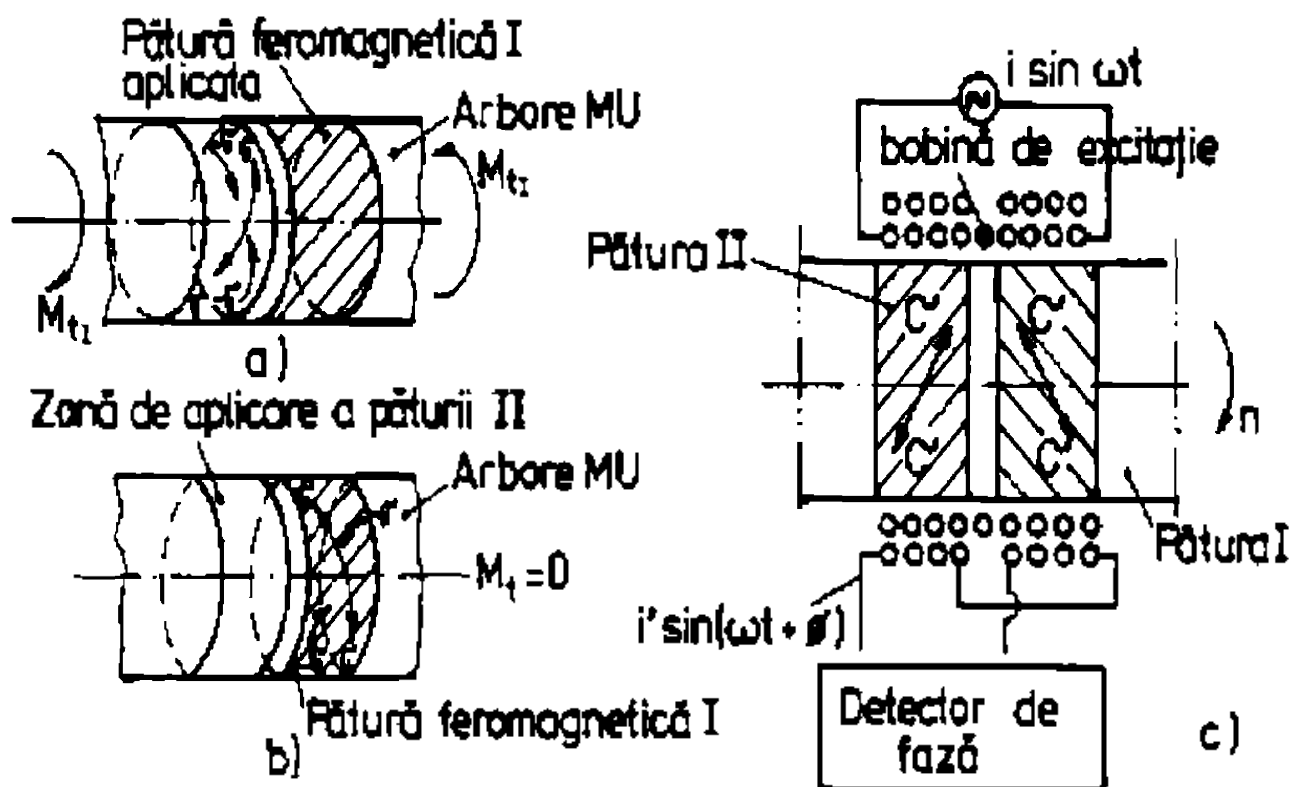


Fig.6.15. Aplicarea și torsionarea păturilor feromagnetice pe AP al MU.

măsoare momentul de torsiune al arborelui principal al MU. Astfel, [H2] prin tensionarea într-un sens al AP cu M_t , și prin aplicarea păturii feromagnetice I, ca în figura 6.15.a, la înlăturarea momentului M_t , pătura feromagnetică I va fi pretensionată (v.fig.6.15.b). Procedând asemănător, dar aplicând un moment $M_t = -M_t$, va fi pretensionată și pătura feromagnetică II, obținând în final anizotropii magnetoelastice diferite în cele două pături. Prin intermediul a două bobine, fixe în jurul AP și evident cu întrefier mic, se permite o colectare ușoară a semnalului, determinându-se, prin etalonare, momentul de torsiune la care este solicitat AP al MU.

Un alt sistem de măsurare al momentului transmis de AP al MU [G3], este prezentat în figura 6.16.

În acest caz este necesar ca turația să se transmită la AP prin intermediul unei roți dințate intermediare 2. Arborele acestei roți trebuie să fie sprijinit, la un capăt pe un rulment oscilant, iar la

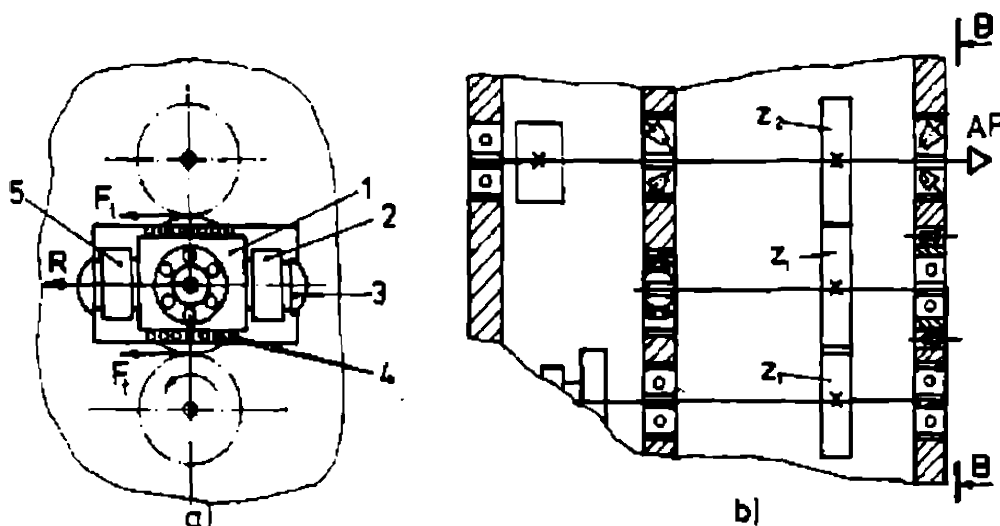


Fig.6.16.Masurarea momentului de torsiune prin reactiunea in lagar.

celălalt capăt să fie astfel lăgăruit pentru a se transmite forța tangențială din angrenaj la traductoarele 2 și 5. Traductoarele sunt pretensionate prin penele 3, astfel încât ele să lucreze diferențiat (unul se încarcă în timp ce celălalt se decarcă). Frecările de alunecare au fost înlocuite prin frecare de rostogolire, datorită utilizării acelor 4.

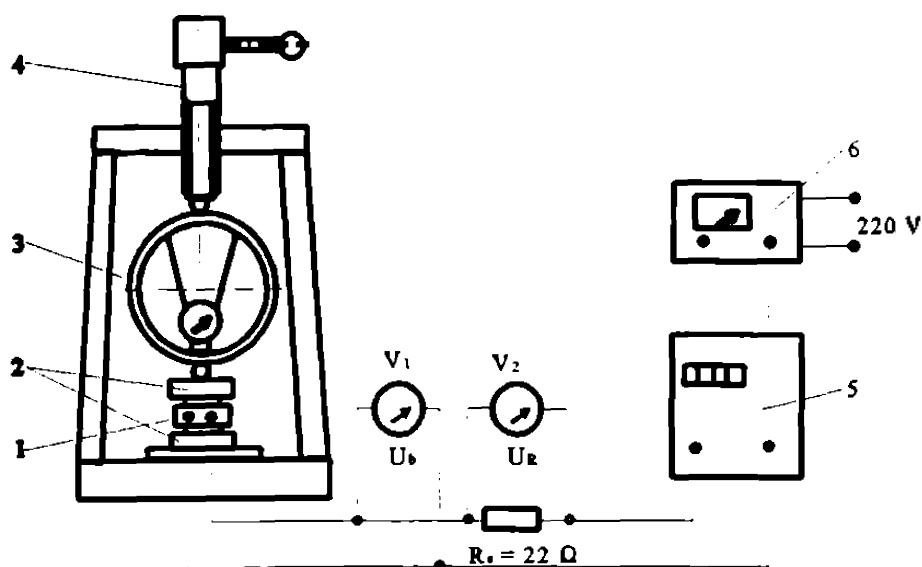


Fig.6.17.Determinarea caracteristicilor traductoarelor.

Mărimea rezultantei R, măsurată de traductoare, este influențată de poziția roții dințate intermediare și de momentul de torsiune transmis. Cum poziția roții intermediare este fixă pe arbore, va fi variabil doar momentul de torsiune transmis.

6.2.2.3. Contribuții la realizarea unor traductoare magnetoelastice și componente de măsurare pentru forțe.

Având în vedere avantajele traductoarelor magnetoelastice [D2], [G3], preocupările pentru realizarea componentelor care să măsoare forțele la frezare au fost dirijate spre utilizarea acestui tip de traductoare.

Deoarece a fost schimbat materialul din care au fost realizate tolele acestor traductoare, a fost necesară determinarea caracteristicilor traductoarelor, pentru noul tip de material.

Folosind instalația experimentală [G3], redată schematic în figura 6.17, au putut fi determinate caracteristicile acestor traductoare. Astfel încărcând traductorul 1 cu forța F, cunoscută ca valoarea datorită inelului dinamometric 3, măsurând indicațiile voltmetrului V_1 care indică tensiunea U_1 de la bornele traductorului și a voltmetrului V_2 , care indică tensiunea U_2 de la bornele rezistenței de sarcină $R_s=22$ ohmi, s-a determinat curentul I_s care trece prin rezistența de sarcină și prin spirele traductorului.

Prin generatorul 5 se poate modifica frecvența curentului cu care se alimentează traductorul. Sensibilitatea traductorului s-a determinat cu relația [D6]:

$$S \% = \frac{I_0 - I}{I_0 * \sigma} \quad [cm^2/daN] \quad (6.9)$$

în care; I_0 este curentul inițial care trece prin spire [A];

I - curentul prin spire în absența solicitării traductorului;

$\sigma = F/A$ - efortul din pachetul de tole [daN/cm^2];

F - forța care solicită traductorul [daN];

A - aria activă a pachetului de tole [cm^2].

În urma experimentărilor s-a obținut variația

impedanței Z a traductoarelor și sensibilității lor în funcție de sollicitarea traductorului, precum și de frecvența de alimentare, respectiv tensiunea la borne. Curbele a acestor caracteristici sunt redată în figura 6.18, pentru cazul alimentării cu frecvență constantă a traductorului, varînd tensiunea de alimentare la borne, respectiv în figura 6.19, în cazul unei tensiuni de alimentare la borne constantă și a unei frecvențe variabile.

În ambele cazuri se observă o variație liniară

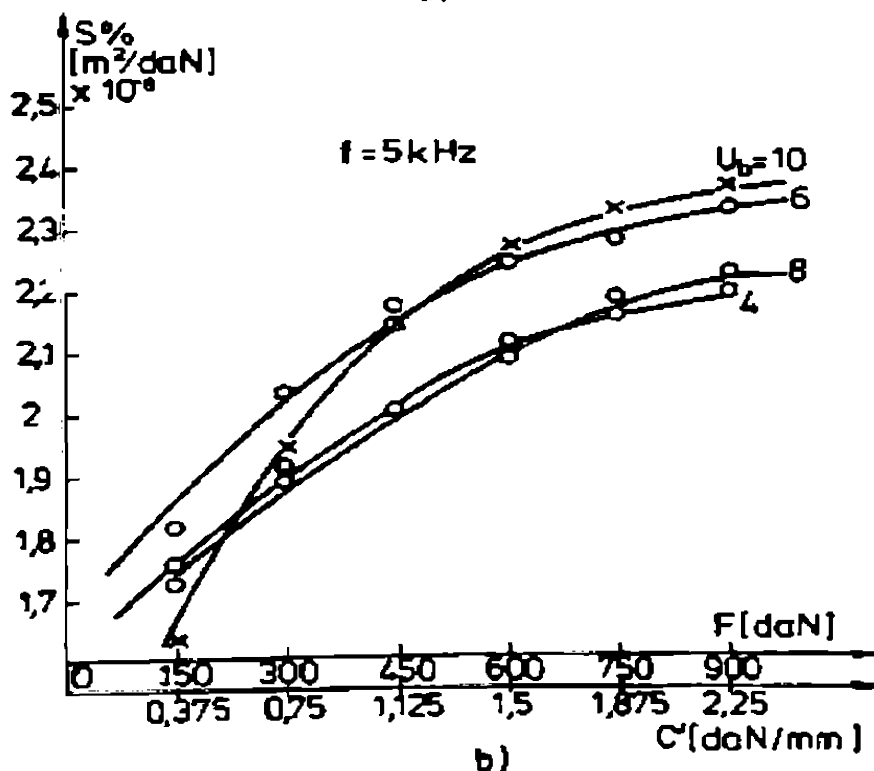
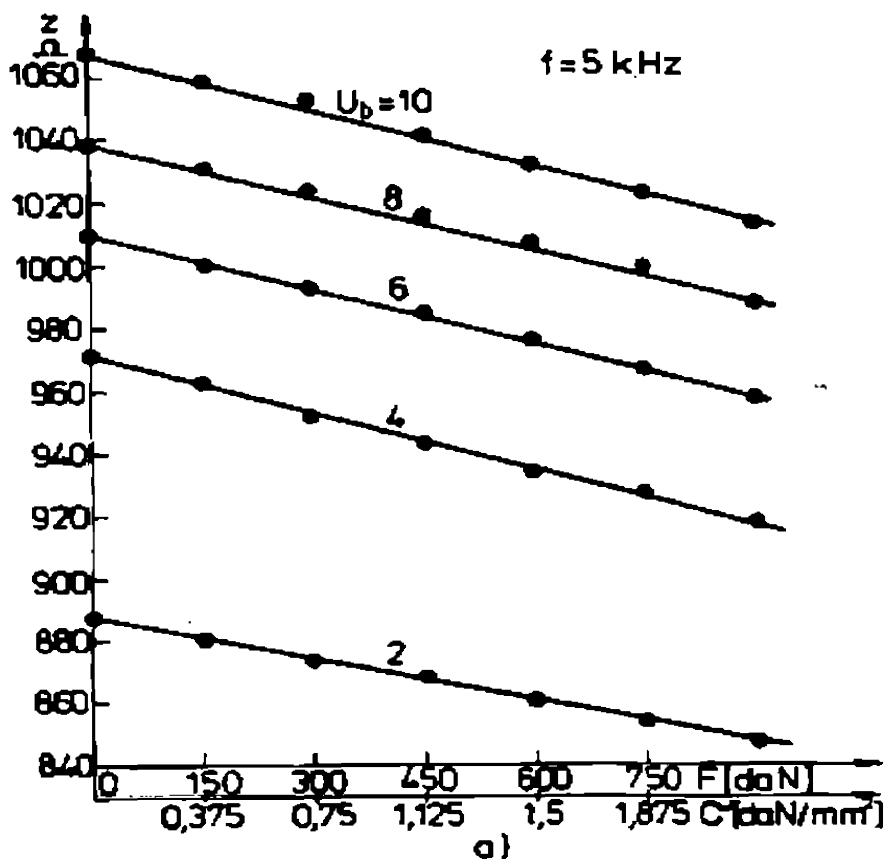


Fig. 6.18. Caracteristica traductorului la frecvență de alimentare constantă.

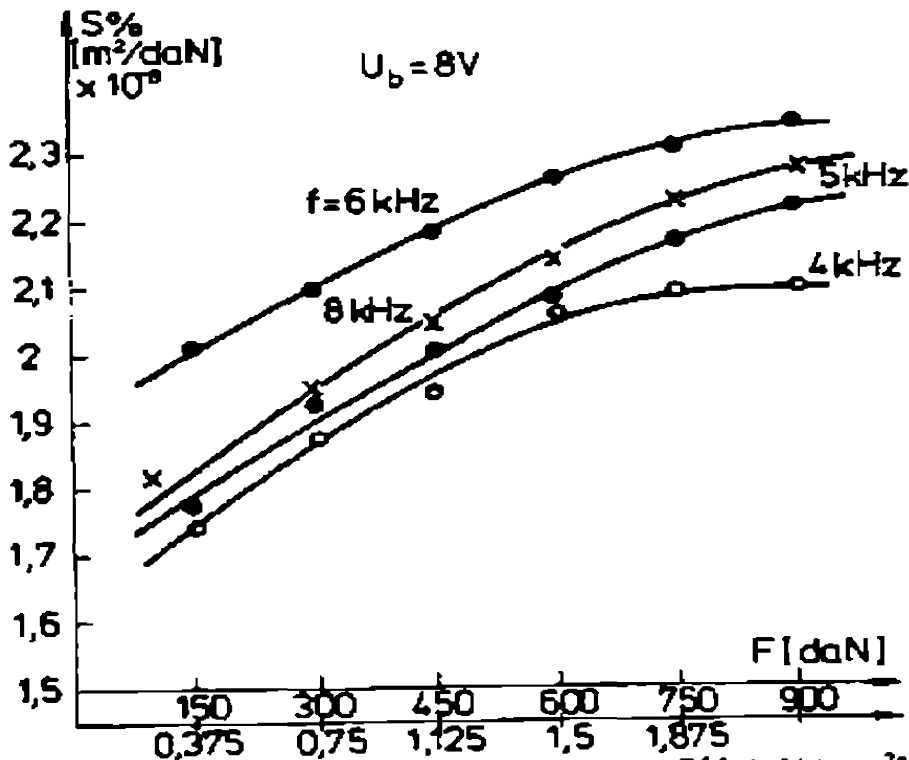
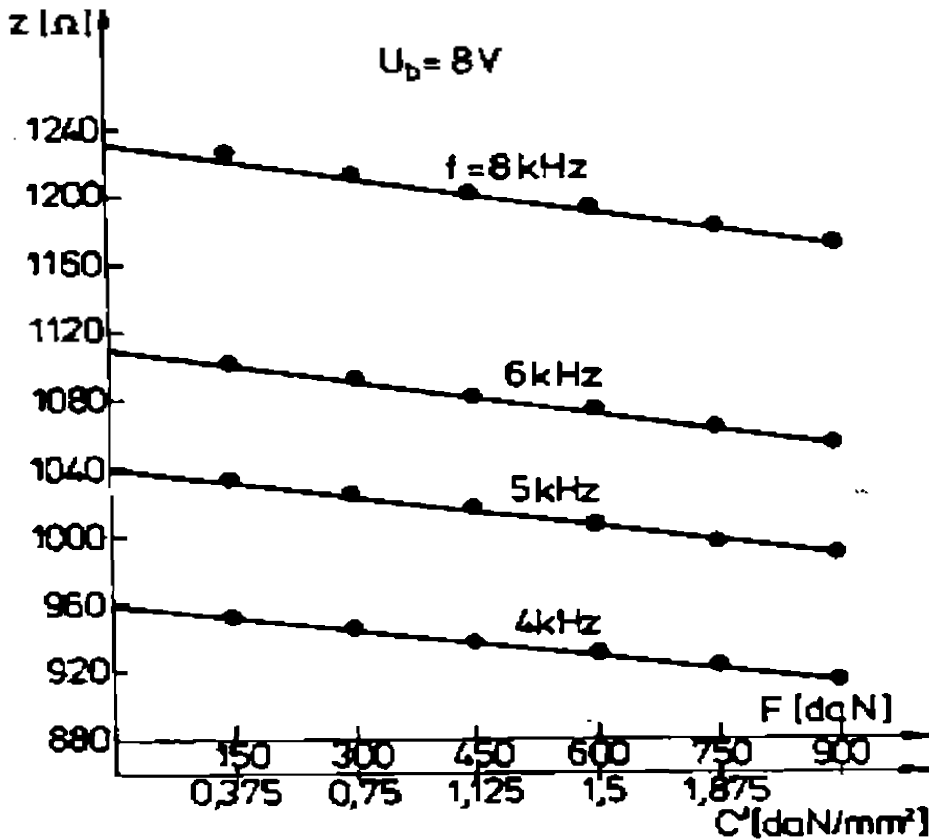


Fig.6.19. Caracteristicile traductorului la frecvența de alimentare constantă.

a impedanței Z cu încărcarea traductorului, în schimb sensibilitatea acestuia este neliniară, aceasta accentuându-se cu creșterea forței de încărcare pe traductor. Această variație a sensibilității este chiar avantajoasă, deoarece la forțe mici de încărcare se necesită sensibilități mai mari, în timp ce la forțe mari de încărcare sensibilitatea poate fi mai mică. Creșterea tensiunii de alimentare peste 8 V duce la neliniarități mai pronunțate a sensibilității, de aceea nu se recomandă tensiuni de alimentare mai mari de 8 V.

Din caracteristici se vede o comportare bună a traductoarelor la frecvența de 5 kHz și la tensiuni de alimentare 4 V sau 8 V, aceste valori

fiind frecvent utilizate în construcția punților de măsurare.

Componente de măsurare pentru forțele de frezare.

Folosind traductoare magnetoelastice au fost proiectate și realizate câteva componente pentru măsurarea forțelor la frezare.

În cazul frezării cu partea periferică a frezei, principalele componente ale forței de frezare sunt componenta tangențială F_t și cea radială F_r . Aceste componente în timpul prelucrării au o poziție variabilă în spațiu, în funcție de adăosul de prelucrare. Din această cauză nu poate fi conceput un component pentru măsurarea forței F_{cut} , care în final să permită calcularea forței rezultantă de așchiere F_s .

Componenta tangențială F_t poate fi măsurată, așa cum a fost prezentat în Fig.6.15 și 6.16, prin măsurarea momentului de torsiune la AP al MU. Ea singură însă nu stabilește complet starea de încărcare a mașinii, urmând ca aceasta să se stabilească prin calcul.

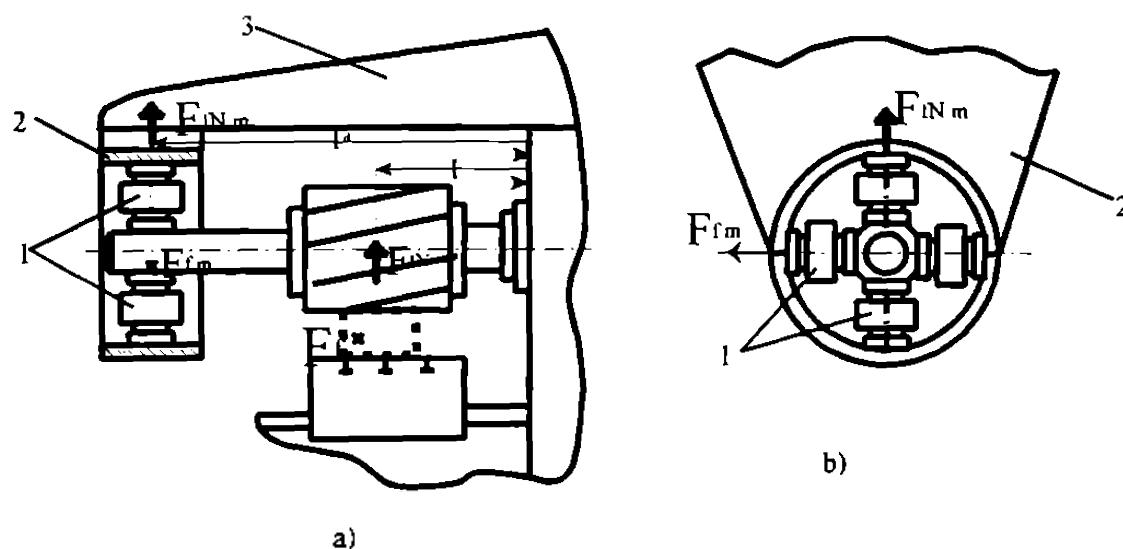


Fig.6.20. Componente de măsurare a raportului $q = F_t / F_{Nm}$.

Pentru a stabili prin măsurare încărcarea MU, a fost conceput un component care să măsoare raportul a două forțe și anume al componentei F_t , respectiv al componentei F_{Nm} , care apare în așchiere. Schematic acest lucru este redat în figura 6.20. În cazul măsurării raportului forțelor $q = F_t / F_{Nm}$, acest raport

nu va depinde de poziția frezei pe dorn. Soluția permite și măsurarea valorii reale a componentelor F_x și F_{zN} , efectuând anterior o etalonare care să țină cont de poziția frezei pe dorn. Prin calculele efectuate de un calculator de proces, integrat în construcția MU, se poate obține constanta de înmulțire a componentelor măsurate $F_{x,m}$, $F_{zN,m}$ în vederea obținerii componentelor $F_{x,r}$ și $F_{zN,r}$ din zona de așchiere. Forma constructivă a lagărului se prezintă în figura 6.21.

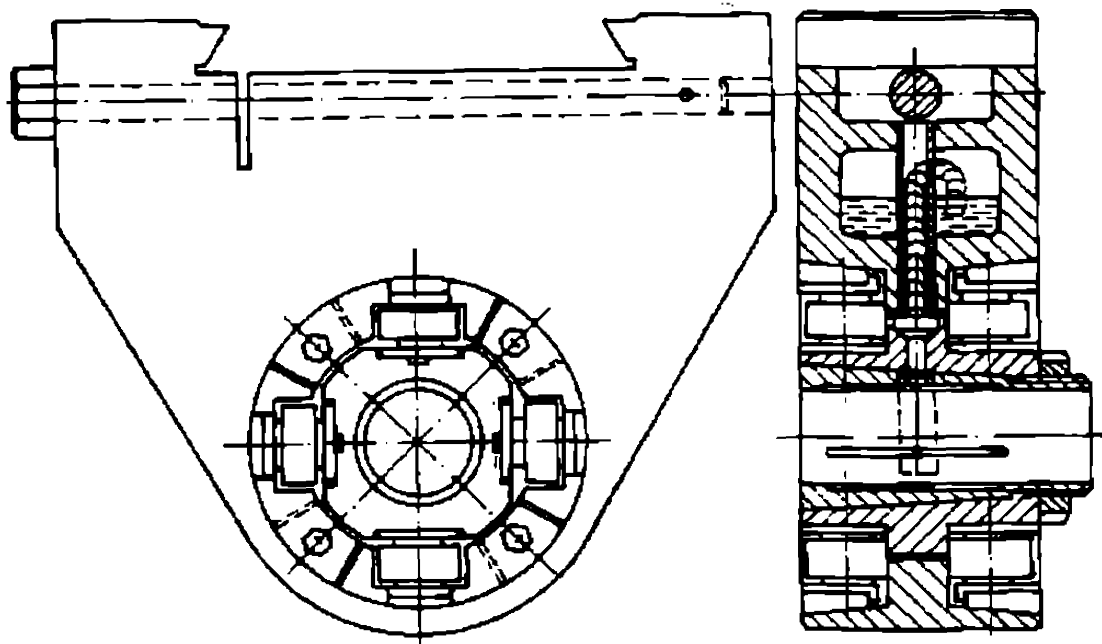


Fig.6.21. Contra lagăr dorn-portfreză dinamometric.

Soluția constructivă este prevăzută cu opt traductoare, câte patru pentru fiecare componentă, dintre care două se încarcă iar alte două se descarcă, asigurând astfel o sensibilitate mai mare. Ansamblul de traductoare este precomprimat inițial. Avantajul construcției în constituie simplitatea de realizare și păstrare a rigidității subansamblului contralagărului.

Cunoscând raportul $q = F_x / F_{zN}$ este necesar să se măsoare valoarea reală a componentei orizontale F_x . Acest lucru se poate face prin plasarea unui component de măsurare pe șurubul de acționare a mesei longitudinale. Modul de amplasare a acestui component se prezintă schematic în figura 6.22.

Prin montajul traductoarelor astfel realizat se măsoară componenta orizontală H_x transmisă de șurub mesei longitudinale.

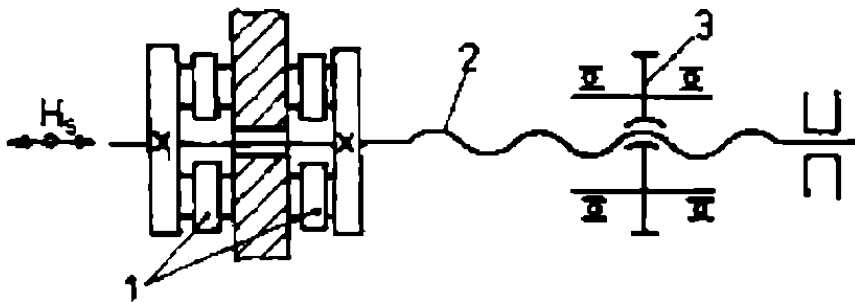


Fig. 6.22. Măsurarea componentei orizontale H .

Această forță H_x este compusă din componenta orizontală a forței de frezare H și din forța de frecare a mesei cu ghidajele sale. În cazul unor ghidaje de alunecare cu frecare mixtă, eroarea de

măsurare este destul de mare. Având în vedere tendințele moderne de înlocuirea a frecării de alunecare cu frecarea de rostogolire, atât

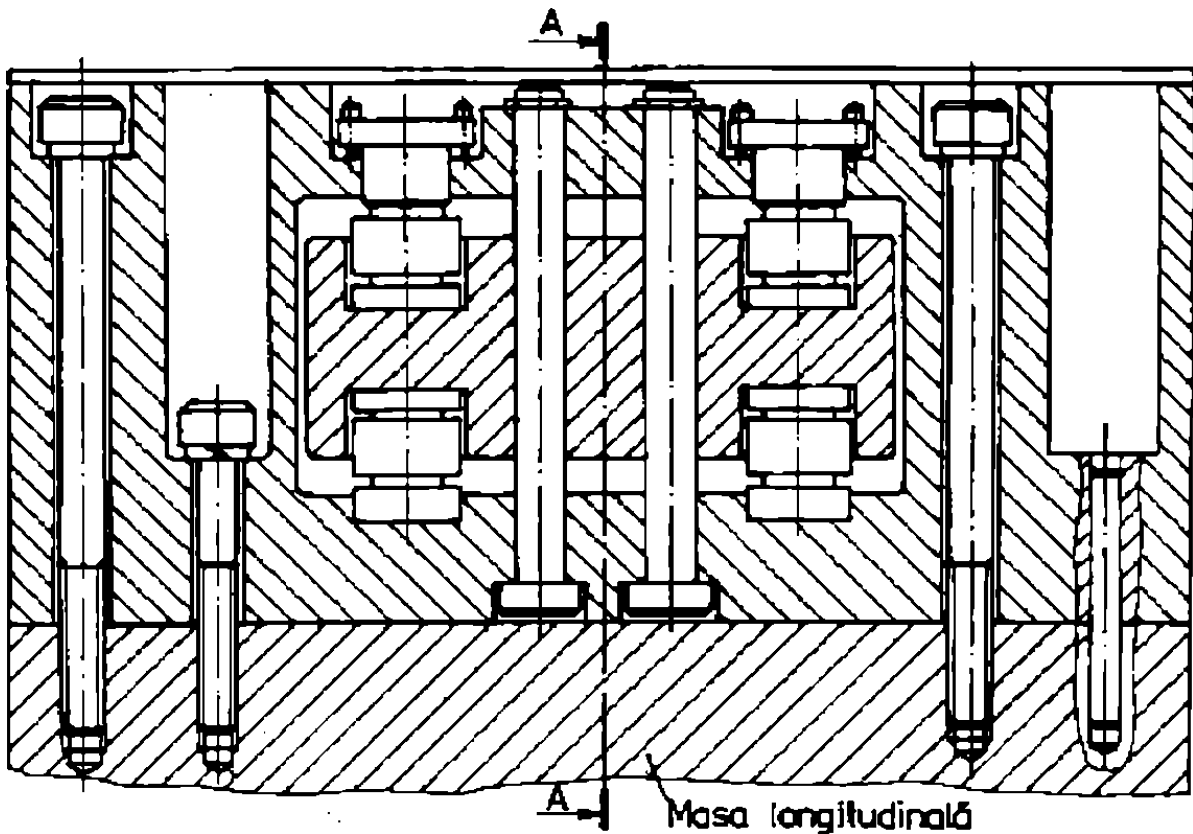


fig 6.23a. Lagăr șurub dinamometric.

în ghidaje cât și la contactul șurubului de mișcare cu piulița, aceste erori se micșorează mult. Si în acest caz ansamblu de traductoare este

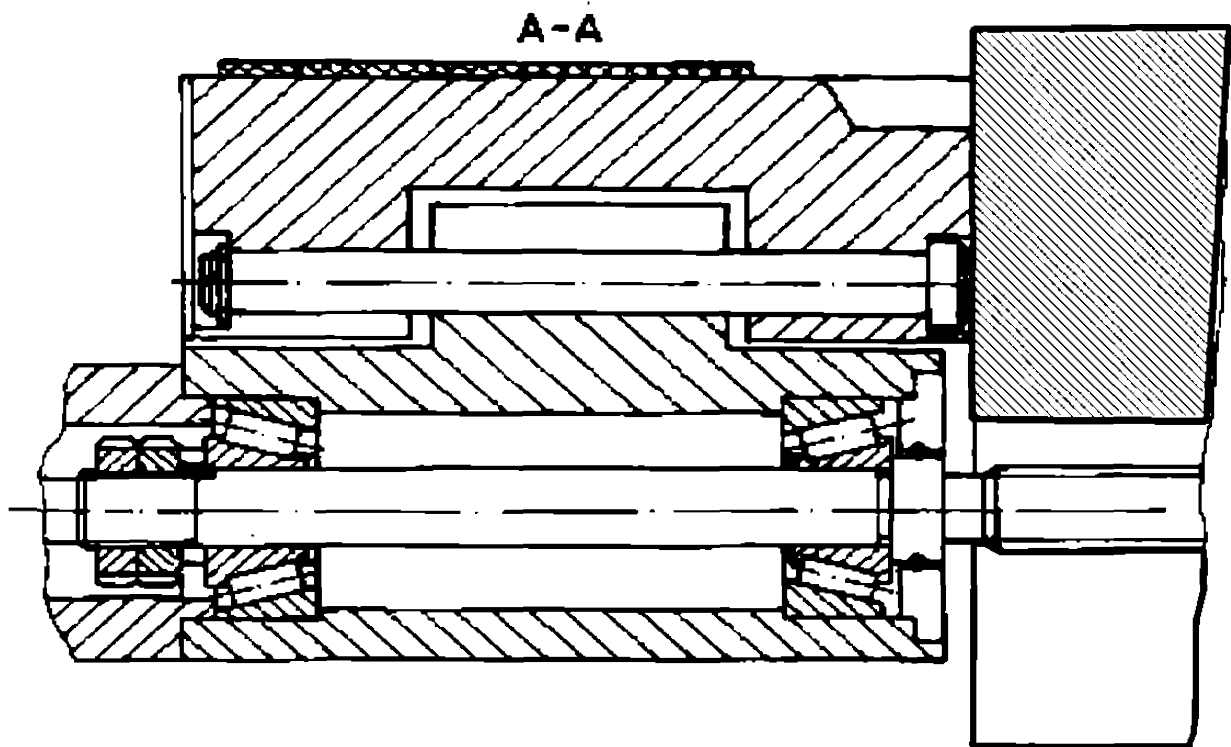


Fig 6.23b. Lagăr șurub dinamometric (A-A rotită)

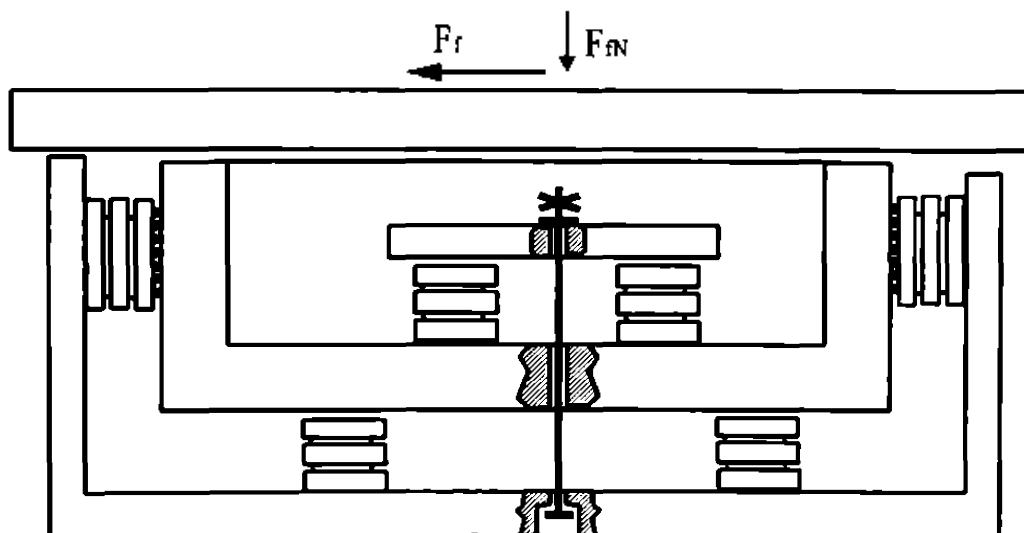


Fig 6.24. Schema mesei dinamometrice.

inițial comprimat, pentru ca ele să lucreze diferențiat, în vederea obținerii unei sensibilități mai mari. Soluția optimă este cu șurubul 2 fix iar piulița 3 rotativă, simplificând astfel montajul

traductoarelor și micșorând solicitarea la torsiune a șurubului. În cazul când piulița este fixă și șurubul execută mișcarea de rotație, soluția constructivă a acestui component este prezentată în figura 6.23 a și b.

Soluțiile prezentate anterior au dus la modificări minime în construcția MU, având și unele dezavantaje prezentate anterior.

O altă soluție de măsurare a componentelor F_x și F_{yN} , este cea de a realiza masa mașinii cu posibilități de măsurare a forțelor. Schematic această soluție este prezentată în figura 6.24.

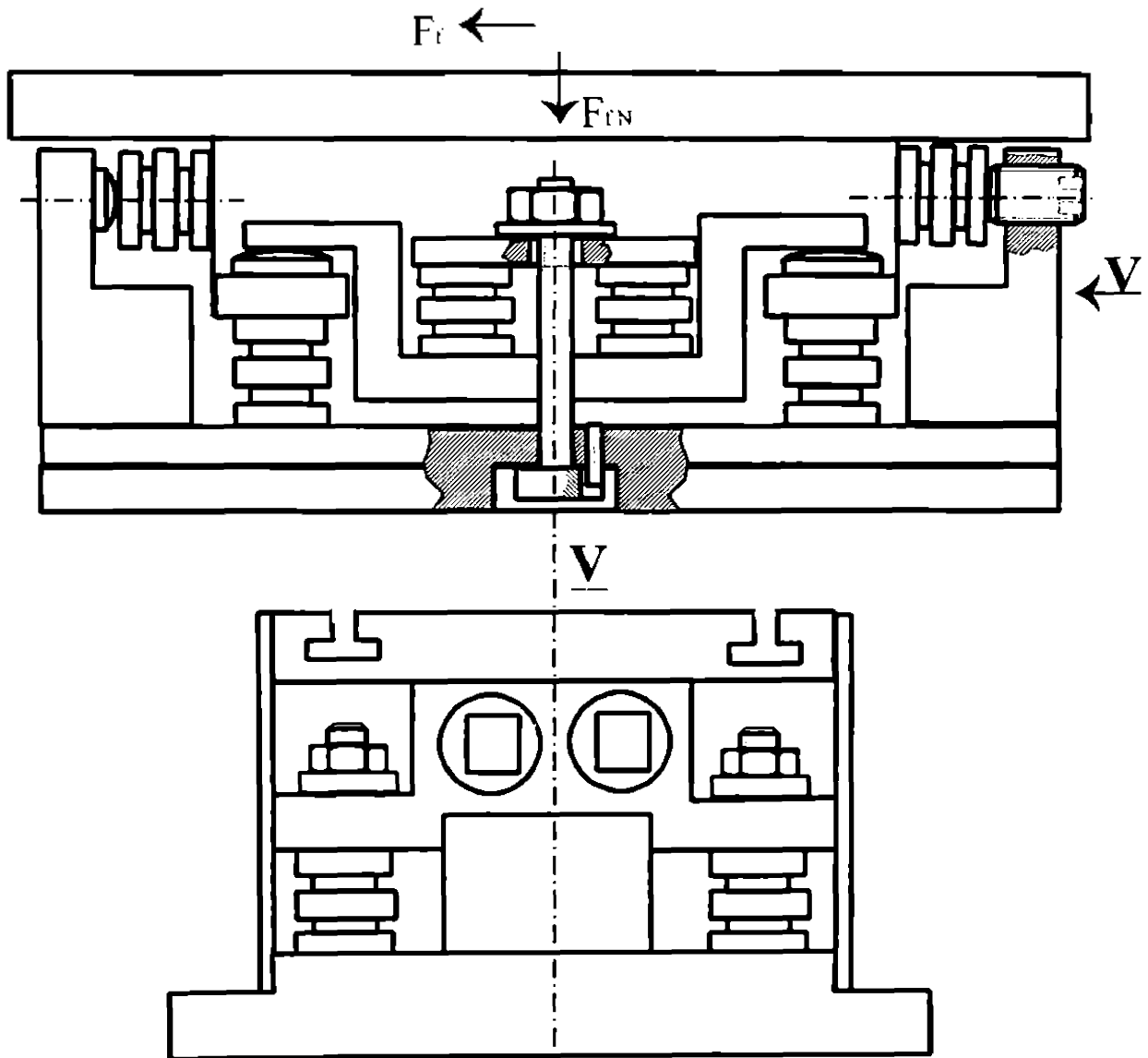


Fig. 6.25. Masă dinamometrică (soluție constructivă).

În acest caz forțele de frecare sunt preluate direct și măsurate de traductoare. Dezavantajul construcției îl constituie creșterea cu puțin a gabariturii mesei, în comparație cu construcția ei actuală și includerea greutății semifabricatului în componenta verticală a forței de frezare, atunci când nu există o punere automată la zero a punții care măsoară această forță, după prinderea semifabricatului pe masa mașinii de frezat. Soluția constructivă a mesei dinamometrice este redată în figura 6.25.

În această construcție pentru simplificare s-a înlocuit frecarea de rostogolire cu cea de alunecare. Realizarea acestei mese dinamometrice este prezentată în figura 6.26.

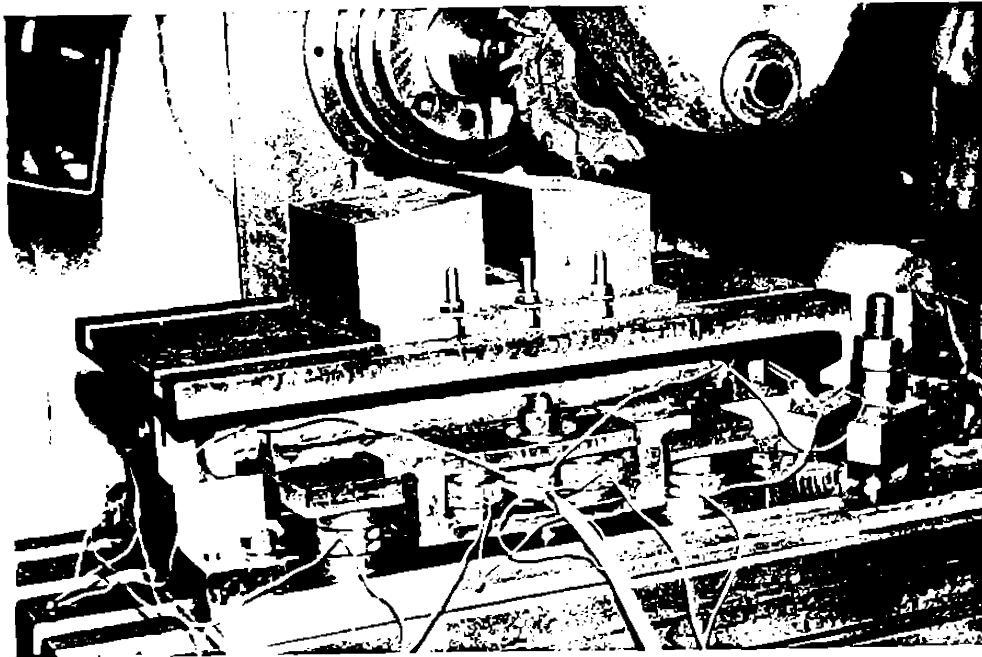


Fig.6.26. Masă dinamometrică (construcție realizată).

Făcând etalonarea traductoarelor, pentru exemplificare, se prezintă curba pentru traductoarele care măsoară forța de avans F_f , în figura 6.27.

Procedând asemănător a fost obținută și curba de etalonare pentru componenta F_{fz} . Deoarece curba de etalonare în acest caz este foarte asemănătoare ca cea din figura 6.27 aceasta nu a mai fost prezentată.

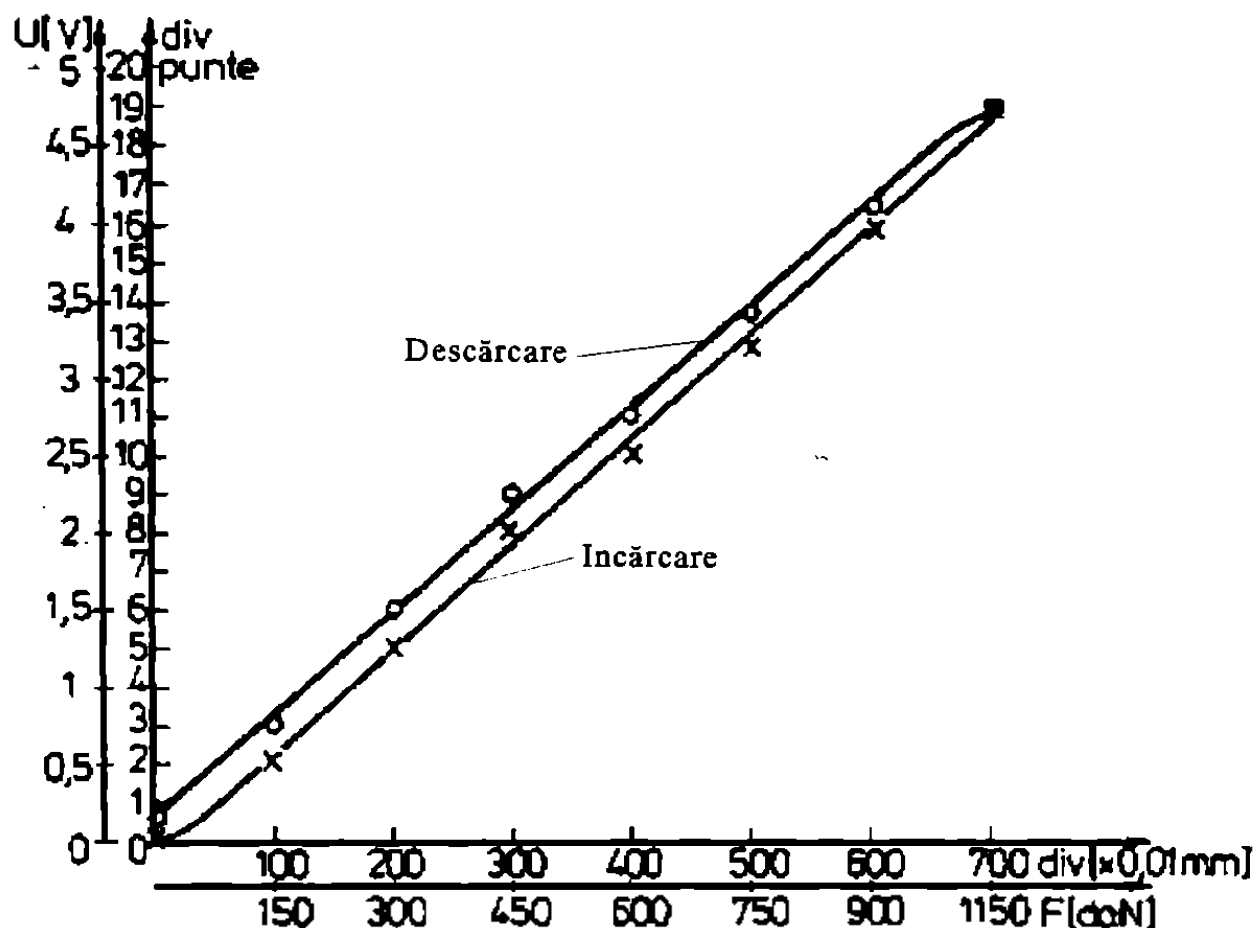


Fig.6.27. Curba de etalonare pentru componenta F_p .

6.3. Concluzii.

Deși sunt mai multe soluții constructive pentru traductoare de măsurare a forțelor, nu toate corespund pentru a fi utilizate în cadrul comenzii adaptive la mașinile-unelte. Astfel traductoarele piezoelectrice nu suportă bine șocurile din așchiere, existând pericolul de distrugere a lor, la o utilizare îndelungată, iar rigiditatea lor nu este suficientă. Utilizarea lor în practică cer pretenții deosebite în realizarea părții electronice de prelucrare a semnalului, deoarece prin măsurarea forțelor statice se consumă sarcina generată de aceste traductoare.

Traductoarele rezistive utilizate în construcția componentelor

de măsurare a forțelor au dezavantajul că necesită o elasticitate a elementelor pe care sunt aplicate, lucru ce duce la o rigiditate mai scăzută a acestor componente și deci un mare dezavantaj în utilizarea lor în cadrul MU. Acest dezavantaj a rezultat clar în urma experimentării mesei dinamometrice construită cu astfel de traductoare rezistive.

Prin construirea componentelor de măsurare cu traductoare magnetoelastice a rezultat o rigiditate bună, o sensibilitate foarte bună, inerțe mică și o stabilitate bună a acestora. Rezultă că acest tip de traductoare este foarte bun pentru utilizare în comenzile adaptive ale MFOC precum și în sistemele de protecție și autodiagnosticare a stării sculei.

7. ALGORITMUL SI SISTEMUL CA PENTRU AVANS.

7.1. Descrierea generală a soluției.

Așa cum a rezultat din capitolul 2, având în vedere că procesul de frezare este influențat de mulți factori, numai o parte dintre aceștia pot fi luați în considerare pentru CA a avansului, ei constituind mărimile care se măsoară sau se controlează. Prin cercetările făcute [D3], [B5], [B6], [G6], [G3], [U1], etc., s-a ajuns la concluzia că cea mai adecvată mărime care trebuie să fie urmărită, în cadrul CA, o constituie forța de așchiere. Aceasta înglobează efectele principalilor factori perturbatori ai procesului de frezare, cum sunt: variațiile adâncimii de așchiere efective a frezei cu semifabricatul a_e , a adâncimii de așchiere posterioare a_p și a durității materialului de prelucrat. De asemenea, limita superioară a forței de așchiere este impusă de rigiditățile diferitelor organe sau mecanisme ale MU, cum sunt: dornul port-freză, AP, brațul port-lagăr sau mecanismul de avans al MU. Singurul parametru urmărit pentru a fi realizat, cu precădere în cazul operațiilor de finisare

și care nu este influențat în mod direct de forța de așchiere, este calitatea suprafeței așchiate. În degroșare se urmărește înlăturarea cât mai rapidă a adaosurilor de prelucrare, cu realizarea unor adaosuri cât mai uniforme pentru finisare. Prin finisare se pune accentul pe realizarea preciziei geometrice a piesei precum și a calității suprafeței.

Aceste două obiective impun și realizarea CA a avansului după doi algoritmi, unul pentru degroșare și altul pentru finisare, funcție de fazele prevăzute de tehnolog.

În cazul degroșării, principalul parametru după care se conduce CA

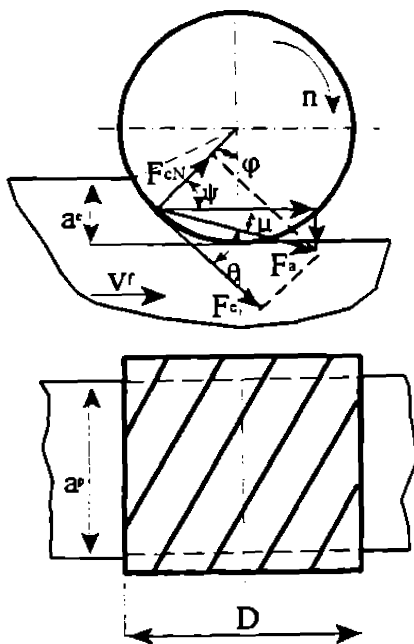


Fig.7.1. Forța de frezare.

În cazul degroșării, principalul parametru după care se conduce CA a avansului o constituie forța de frezare, notată cu F_f , în figura 7.1.

În cazul prelucrării cu partea cilindrică, F_a este un vector în spațiu caracterizat de o mărime a lui și de unghiurile care-i definesc poziția în raport cu un sistem de referință ales. Deoarece componenta axială a forței F_f (în lungul axei dornului port-freză), nu influențează în mod deosebit deformația STE, deci nu constituie un element restrictiv în CA a avansului, ea se poate neglija, considerându-se forța de rezare F_r în planul de lucru al sculei. Acest fapt simplifică mult modul de realizare al CA la avans, fără modificări esențiale asupra indicelui de performanță impus de a se realiza cu sistemul CA.

Măsurarea directă a forței F_f , nu este posibilă datorită variației unghiului μ . Ea trebuind să fie măsurată prin intermediul componentelor ei.

În cazul când se va măsura componenta tangențială a forței de frezare F_c , prin montarea traductoarelor așa cum sa arătat în capitolul 6, se poate cunoaște real doar încărcarea cu momentul de așchiere a sculei, a dornului port-freză și a motorului care realizează mișcarea principală de așchiere. În acest caz încărcarea mecanismului de avans cu componenta F_z , încărcarea brațului port-lagăr cu componenta F_{zN} și încărcarea dornului port-freză cu forța de frezare F_f , se poate obține numai prin calcul. Componenta radială F_{rN} a forței de frezare și rezultanta F_a se aproximează astfel:

$$F_{zN} = \epsilon * F_c ; F_a = \sqrt{F_c^2 + F_{zN}^2} = F_c * \sqrt{1 + \epsilon^2} \quad (71)$$

Erorile introduse sunt date de aproximările coeficientului $\epsilon=0,6...0,8$ [P2] care nu indică mărimile reale ale forțelor F_{zN} și F_a . Unghiul θ dintre F_a și F_c și unghiul μ dintre F_f și componenta F_c se determină astfel:

$$\theta = \arctg \epsilon , \quad \mu = \frac{\psi}{2} , \quad \mu = \frac{2 * \sqrt{\frac{a_s}{D}}}{2} , \quad \mu = \sqrt{\frac{a_s}{D}} , \quad (72)$$

in care D este diametrul frezei, iar a_c lungimea de contact între freză și semifabricat (fig.7.1.).

In relația (7.2) se vede că sa făcut o aproximare a unghiului μ , dar este necesară și cunoașterea lungimii de contact a_c , care este o mărime perturbatoare a procesului de frezare. Aceasta poate fi determinată cu un grad destul de mare de aproximare, în operațiilor de degroșare a semifabricatelor turnate sau forjate. In cazul adaosurilor uniforme de așchiere, introducerea ca mărime inițială, cunoscută, a lungimii de contact a_c ridică probleme, dacă MU nu este prevăzută cu un control automat al ciclului cotelor prin comanda numerică (CN), deoarece numai o CNC ar permite determinarea mărimii lungimii de contact a_c .

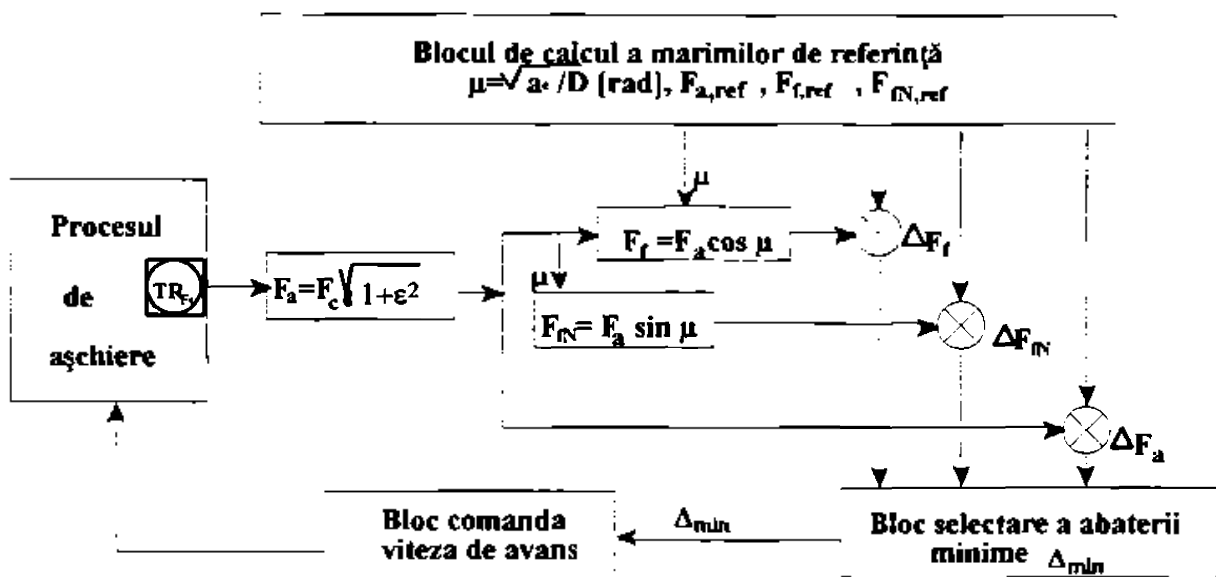


Fig.7.2. Funcțiile CA a avansului pe baza componentei F_c .

Reprezentarea grafică a funcțiilor într-o CA a avansului, în cazul măsurării doar a componentei tangențiale $-F_t$ a forței de frezare este dată în figura 7.2. În toate cazurile de măsurare forțele au fost măsurate absolut (fără semn).

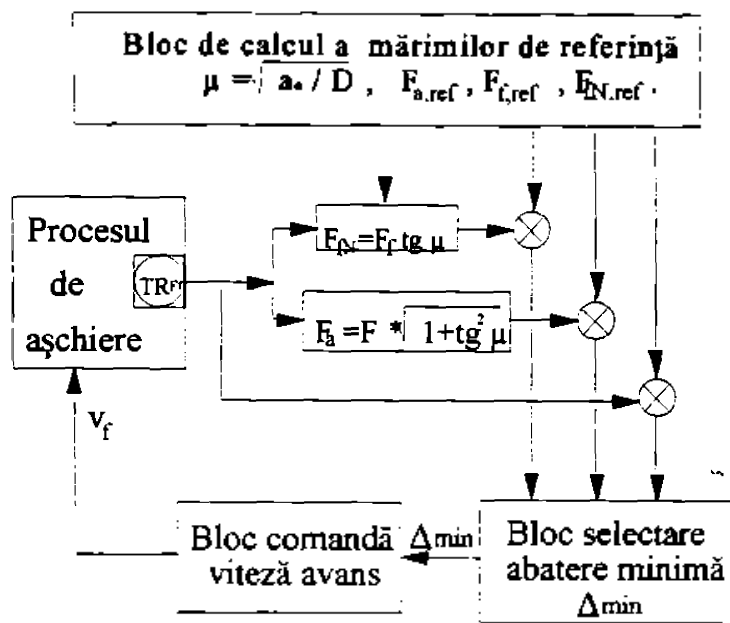


Fig.7.3. Blocurile funcționale ale CA cu măsurarea componentei F_p .

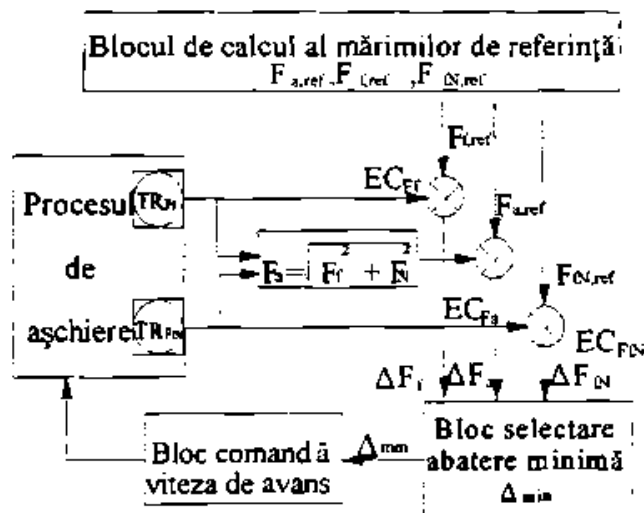


Fig.7.4. Blocurile funcționale ale CA cu măsurarea lui F_f și F_N .

O situație asemănătoare se poate întâlni când se măsoară componenta orizontală F_f a forței F_s . Aceasta se măsoară montând traductoarele pentru a prelua forța axială a șurubului conducător al acționării de avans, soluție prezentată în capitolul 6. Schema bloc de comandă în acest caz se poate vedea în figura 7.3.

Valorile reale ale forțelor de așchiere sunt approximate, datorită necunoașterii valorii reale a unghiului μ dintre componenta F_f și forța activă F_s . În

plus traductoarele măsoară și forța de frecare, considerând-o ca o forță de așchiere.

Soluția care ne dă posibilitatea de a măsura amândouă componente ale forței de așchiere este redată în figura 7.4. Cele două componente amintite se măsoară cu traductoarele montate în construcția mesei mașinii de frezat sau în dispozitivul de instalare

a piesei, soluție prezentată în capitolul 6, figura 6.26. În acest caz se obțin erori mai mici, dar greutatea semifabricatului influențează componenta F_{fN} a forței de frezare. Soluția de montare a traductoarelor în construcția mesei prezintă greutatea constructivă. Altă soluție de măsurare a componentelor F_f și F_{fN} , fără ca greutatea semifabricatului să influențeze componenta F_{fN} , se poate realiza doar cu montajul traductoarelor în lagărul dornului port-freză (fig.6.21). Însă cum aici se măsoară doar reacțiunile din lagăr, este necesar un calcul al componentelor F_f și F_{fN} în funcție de lungimea dornului port-freză l_d , precum și de poziția frezei pe dorn, dată prin distanța l față de AP al mașinii de frezat. În acest caz blocurile funcționale din figura 7.4, vor deveni ca în figura 7.5.

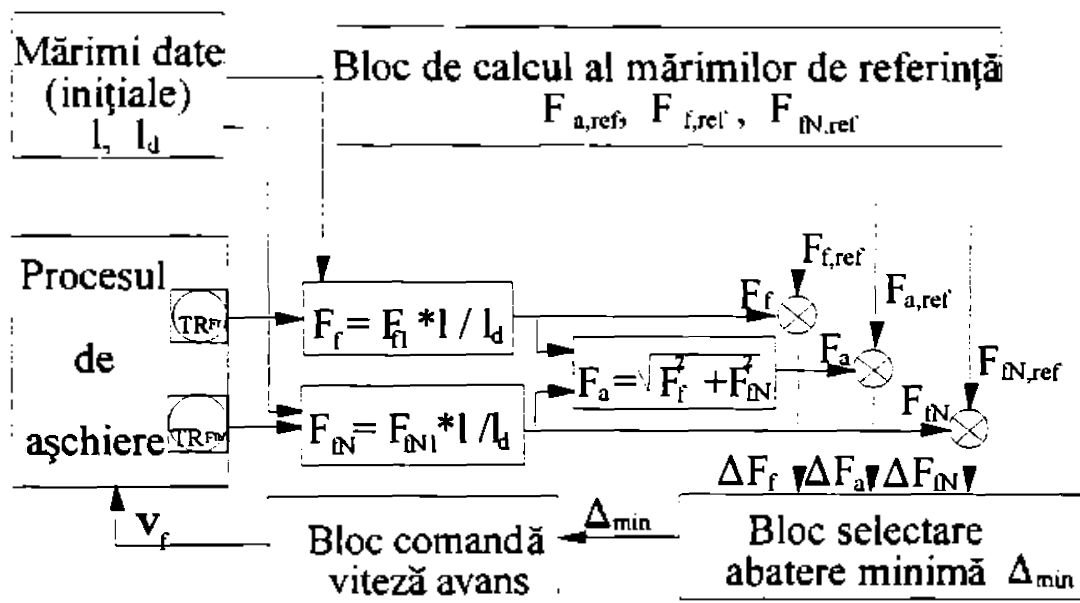


Fig.7.5. Blocurile funcționale ale CAA cu măsurarea reacțiunilor în lagăr F_f și F_{fN} .

O soluție care elimină o parte din greutatea amintite o constituie măsurarea raportului forțelor F_f și F_{fN} . Pentru aceasta este de asemenea necesară montarea traductoarelor în acest caz în lagărul dornului port-freză, care se găsește pe brațul în consolă al MFOC. Soluția de montare a traductoarelor pentru acest caz a fost prezentată în figura 6.22. Componenta F_f va fi măsurată de la șurubul conducător, conform soluției constructive din figura 6.24.

Blocurile funcționale ale CA respective în acest caz, se

prezintă în figura 7.6.

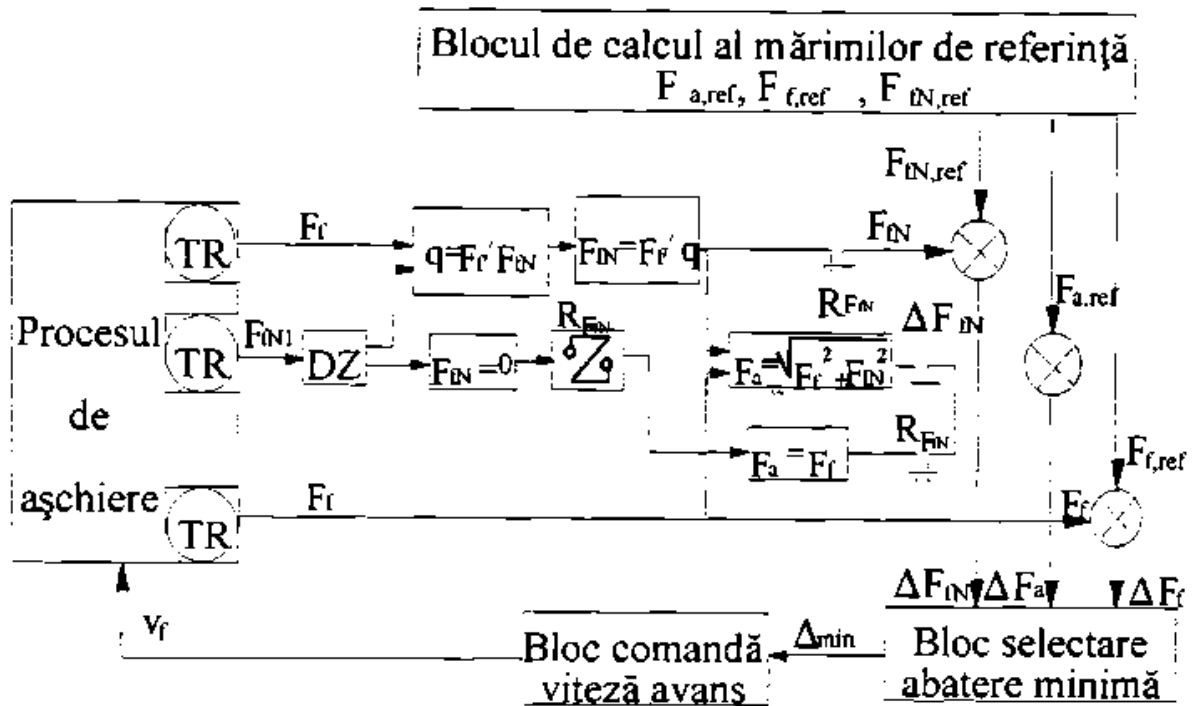


Fig.7.6. CAA cu măsurarea raportului $q = F_c / F_{FIN}$ și a lui F_f .

Dintre soluțiile prezentate pentru CA a avansului (CAA) cea mai bună este cea prezentată în figura 7.4, pentru că este o soluție care nu implică calcule intermediare multiple, poate fi materializată așa cum a fost arătat în capitolul 6 și poate fi utilizată și pentru mașinile de frezat vertical (în care axa frezei este perpendiculară pe suprafața așchiată), caz în care componenta F_{FN} devine o altă componentă a forței de avans (numită de exemplu F_f), care poate fi măsurată asemănător componentei F_c , printr-un lagăr dinamometric al surubului conducător transversal, așa cum este prezentat în figura 6.24.

7.2. Stabilirea mărimilor de referință.

Această stabilire trebuie să fie făcută într-un bloc de calcul. La intrarea acestui bloc de calcul trebuie date mărimile inițiale sau prescrise, pe care trebuie să le introducă operatorul uman. Pe baza acestor mărimi prescrise trebuie să se calculeze mărimile

componentelor forței de așchiere de referință. Calculele se fac pe baza relațiilor prezentate în cap.3. Schematic modul de calcul al mărimilor de referință se prezintă în figura 7.7. Relațiile de calcul a mărimilor de referință sunt suficient de complexe, astfel încât calculul lor pe cale analogică ar duce la complicații în realizarea blocurilor de calcul respective. Rezultă ca soluție posibilă doar cea numerică, deci utilizând un microcalculator electronic, integrat în construcția MU. Relațiile de calcul, redată concentrat în figura 7.7,

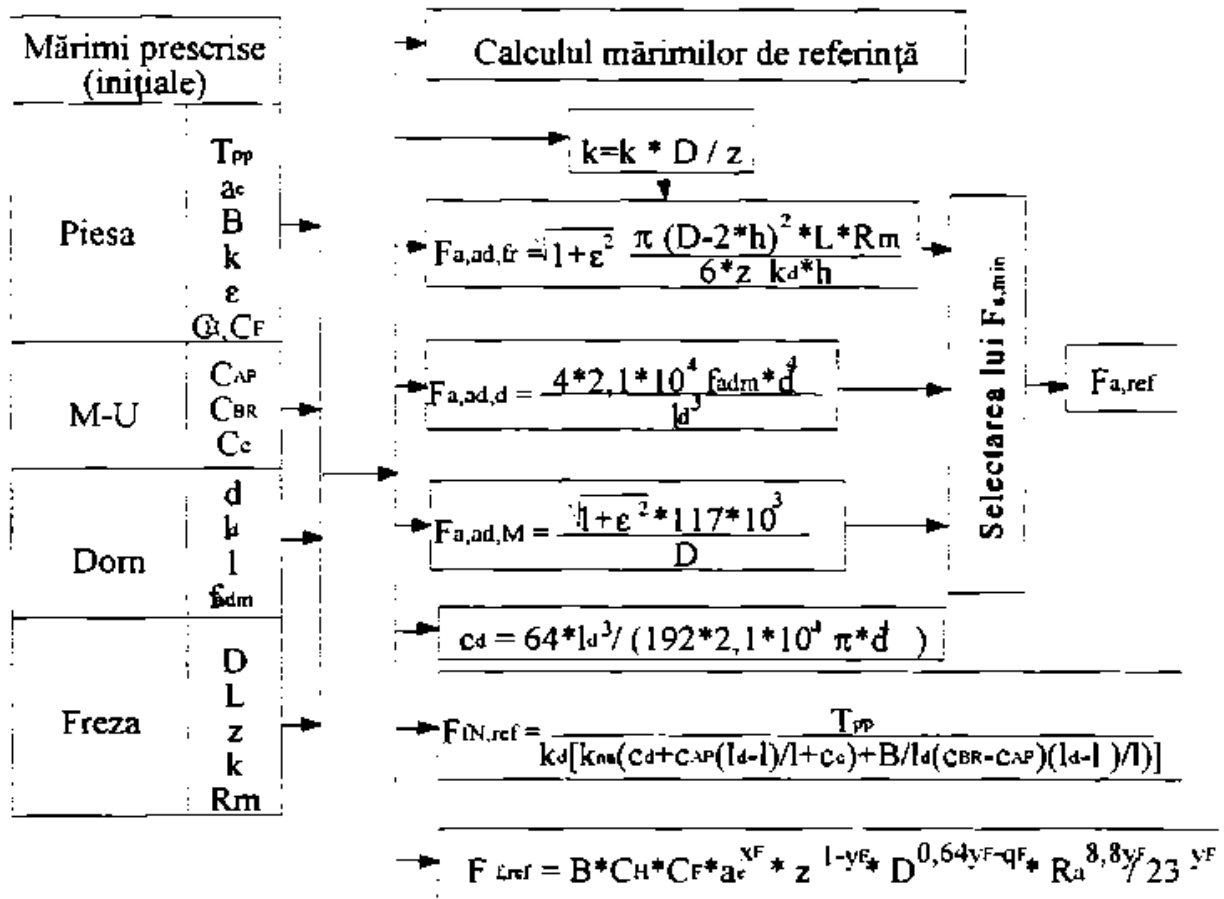


Fig.7.7. Schema de calcul a mărimilor de referință.

sunt transpuse pentru calculul numeric conform schemei logice de calcul prezentate în figura 7.8.

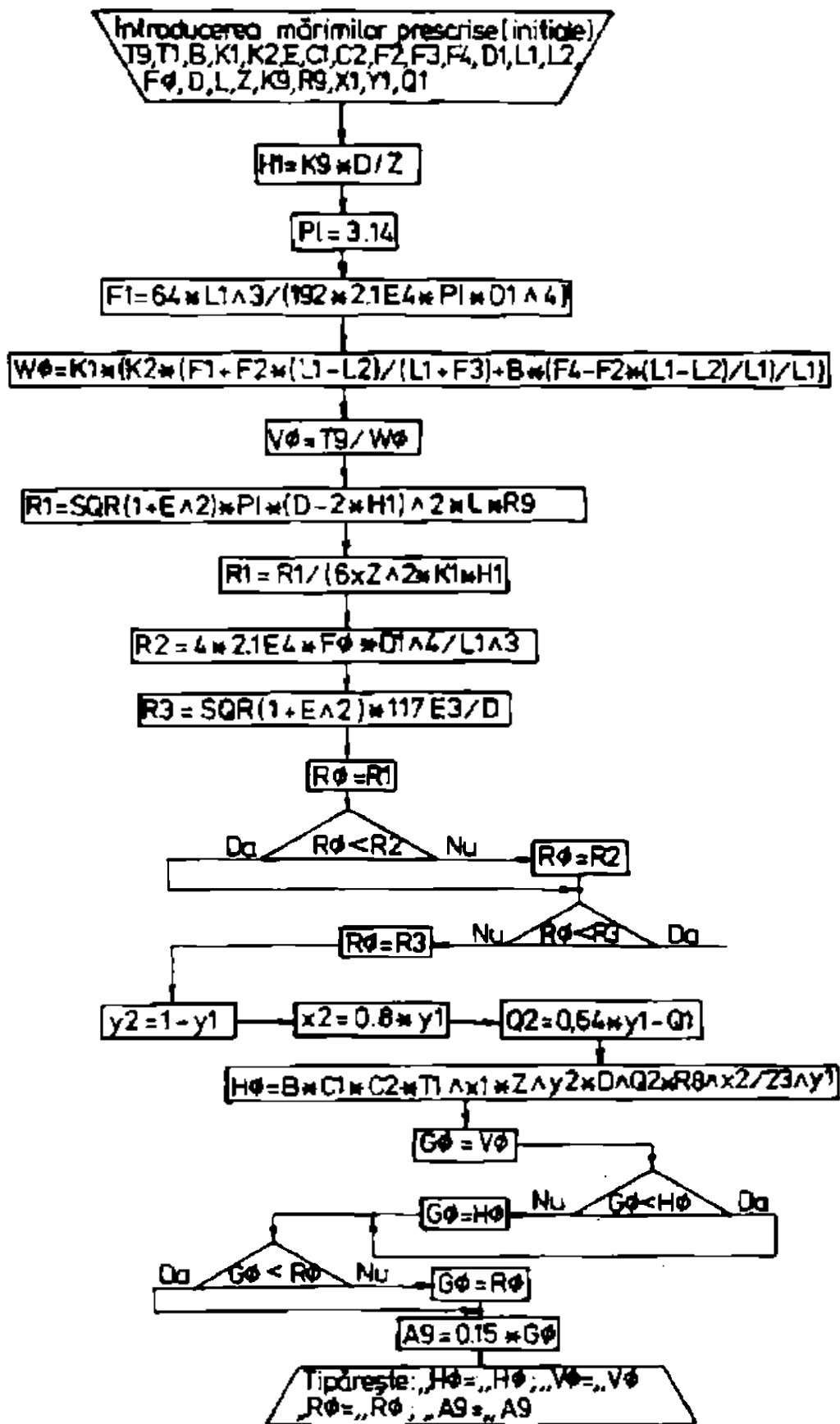


Fig 7.8. Schema logică de calcul a mărimilor de referință.

Mărimile prescrise (inițiale) necesare mărimilor de referință trebuie să fie introduse, de operatorul uman, înainte începerii prelucrării de aşchiere. Mărimile de referință, în schemele logice de calcul, sunt codificate astfel:

$T9 = T_{pp}$ - fracțiune a câmpului de toleranță, dat pe desenul de execuție a piesei, admisă pentru a fi consumată în trecerea de frezare sau dată prin proiectare tehnologică a operației;

$T1 = a_c$ - lungimea medie de contact, presupusă că va fi în timpul procesului de frezare (se dă o valoare probabilă, deci cu erori);

B - lățimea maximă a semifabricatului care va fi frezat (B se presupune că este egală cu lățimea de frezare a_p), dacă este variabilă se introduce o medie către maximum sau valorile succesive ale acesteia;

$K1 = k_s$ - coeficient ($k_s = 1,5$), care ține cont de componenta variabilă a forței de frezare și care se suprapune peste valoarea medie (constantă) a acesteia;

$k2 = k_{ps}$ - coeficient funcție de neuniformitatea adaosului de prelucrare ($k_{ps} = 0,6 \dots 1$);

$E = \varepsilon$ - coeficient ($\varepsilon = 0,6 \dots 0,8$), al forței de aşchiere normale F_{NM} ;

$C1 = C_H$ - coeficient al forței de aşchiere F_s ($C_H = 1,1$ pentru frezare contra avansului și $C_H = 0,6 \dots 0,8$ pentru frezarea în sensul avansului) [P2];

$C2 = C_F$ - coeficient funcție de materialul de frezat, utilizat la calculul forței de aşchiere F_s ;

$F2 = c_{AP}$ - cedarea AP al MU, la alezajul conic din capăt;

$F3 = c_c$ - cedarea consolei mașinii de frezat, în mijlocul lățimii de frezare;

$F4 = c_{3r}$ - cedarea brațului port-lagăr, dependentă de lungimea în consolă a acestui braț (v. cap.3) și anume în zona contralagărului;

$D1 = d$ - diametrul dornului port-freză;

$L1 = l_d$ - lungimea dornului port-freză;

$L2 = l$ - poziția frezei pe dorn, considerată de la AP al MFOC (v. fig.6.21.);

- $F_0 = f_{adm}$ - săgeata admisă de dorn (uzual $f_{adm} = 0,1$ degroşare, $f_{adm} = 0,05$ finisare) [P2];
 D - diametrul frezei cu care se lucrează;
 L - lungimea (lăţimea) frezei;
 $Z = z$ - numărul de dinţi ai frezei;
 $K_9 = k$ - coeficient al înălţimii h a dinţilor frezei [P9], [S2];
 $R_9 = \sigma_{ai}$ - rezistenţa admisă la încovoiere a dinţilor frezei ($\sigma_{ai} = 30 \text{ daN/mm}^2$) [P9];
 $X_1 = X_f$ - exponent al avansului în expresia mărimii F_c ;
 $Y_1 = Y_f$ - exponent al avansului în expresia mărimii F_c ;
 $Q_1 = q_f$ - exponent al diametrului D în expresia mărimii F_c ;

Variabilele care se calculează au fost notate astfel:

- $H = h$ - înălţimea dinţilor frezei;
 $R_1 = F_{a, adm, f_c}$ - forţa de aşchiere de referinţă admisă funcţie de rezistenţa dinţilor frezei;
 $R_2 = F_{a, adm, d}$ - forţa de aşchiere de referinţă admisă de rigiditatea dornului;
 $R_3 = F_{a, adm, M}$ - forţa de aşchiere de referinţă admisă de motorul acţionării de avans;
 $R_0 = F_{a, ref}$ - forţa de aşchiere de referinţă, ea corespunzând valorii minime dintre F_{a1} , F_{a2} şi F_{a3} ;
 $F_1 = c_d$ - cedarea dornului;
 $V_0 = F_{fN, ref}$ - forţa de avans normală de referinţă;
 $H_0 = F_{f, ref}$ - forţa de avans de referinţă;
 W_0 - variabilă de calcul intermediar;
 Y_2, X_2, Q_2 - exponenţi calculaţi;
 A_9 - variaţie admisă a forţei active de aşchiere fără a se modifica viteza de avans.

Aplicând algoritmul de calcul al mărimilor de referinţă pentru câteva cazuri concrete de frezare, prezentate în tabelul 7.1, au fost obţinute valorile de referinţă a componentelor V_{ref} şi H_{ref} , precum şi ale forţei rezultante de referinţă R_{ref} , prezentate în acelaşi tabel 7.1.

Tabelul 7.1

Tip freză	Dimensiuni freză			Dimensiuni dorn			Dimensiuni piesă				$F_{f,ref}$ (H_{ref})	$F_{fn,ref}$ (V_{ref})	$F_{c,ref}$ (R_{ref})
	D	L	Z	d	l_d	l	T_{ps}	t_i	B	R_a			
Freză cilindrică cu dinți înclinați	100	60	10	32	300	150	0,3	3	50	6,3	862	702,2	489
	100	60	12	40	300	150	0,3	3	70	6,3	1266	799	1194,7
	100	100	12	40	300	150	0,3	3	90	6,3	1628	701,8	1194,7
	80	63	10	32	300	150	0,3	3	50	6,3	940,5	702,2	489,3
	80	100	10	32	300	150	0,3	3	90	6,3	1693	564,7	489,3
	63	50	8	27	300	150	0,3	3	45	6,3	876	512,5	248
	63	80	8	27	300	150	0,3	3	70	6,3	1362	461	248
	50	50	6	22	300	150	0,2	3	45	6,3	888,8	195	109
	50	80	6	22	300	150	0,2	3	70	6,3	1382	183,5	109
	40	40	10	16	300	150	0,15	3	35	6,3	860,5	49,6	30,5
	40	63	10	16	300	150	0,15	3	60	6,3	1475	48,5	30,5
Freză disc	100	16	20	32	300	150	0,15	3	16	6,3	330,6	442,5	489
	100	12	20	32	300	150	0,15	3	12	6,3	248	456,7	472
	80	10	18	27	300	150	0,15	3	10	6,3	219,2	303,5	248
	80	14	18	27	300	150	0,15	3	14	6,3	305,83	297,2	248
	63	8	16	22	300	150	0,15	3	8	6,3	186,5	161,5	109,3
	63	12	16	22	300	150	0,15	3	12	6,3	279,7	159,7	109,3
	50	5	14	16	300	150	0,15	3	5	6,3	123	5	30,5
	50	6	14	16	300	150	0,15	3	6	6,3	147,7	50,8	30,5
Freză fierăstrău	125	8	80	32	300	150	0,15	3	8	6,3	150,3	312	346,3
	125	4	90	27	300	150	0,15	3	4	6,3	87,8	198	216,6
	125	2	100	27	300	150	0,15	3	2	6,3	52	72	88,8
	100	5	80	27	300	150	0,15	3	5	6,3	138	210	251
	100	3	80	27	300	150	0,15	3	3	6,3	112	174	206,9
	100	2	90	27	300	150	0,15	3	2	6,3	38	57	68,5
	80	4	71	22	300	150	0,15	3	4	6,3	59	48	76
	80	2	80	22	300	150	0,15	3	2	6,3	37	52	63,8

În cazul concret al frezării, forțele de așchiere prezintă fluctuații datorate neuniformității procesului de frezare și datorită elasticității STE. Peste aceste fluctuații ale forțelor de așchiere se suprapun și cele datorită variației adâncimii de așchiere efective a_e , ale adâncimii de așchiere posterioare a_p (corespunzătoare lățimii variabile a semifabricatului B) și a variațiilor de duritate a materialului de prelucrat. Datorită acestora, dacă nu se prevede un prag de insensibilitate a CAA, stabilitatea sistemului are de suferit.

7.3 Determinarea gradului de insensibilitate a CAA.

Dacă se dorește mărirea stabilității CAA este necesar să se asigure, în vecinătatea valorilor mărimilor de referință, un domeniu Δ care să nu ducă la modificarea vitezei de avans, (fig.7.10.)

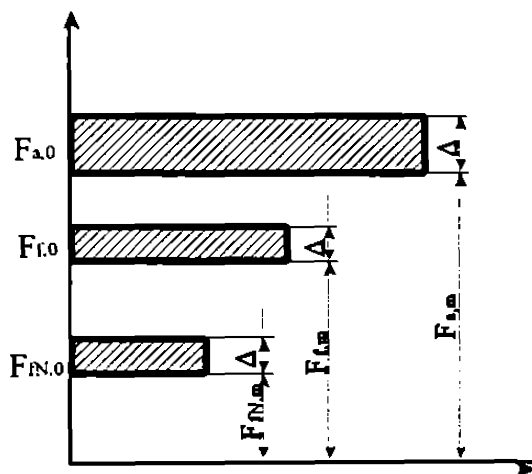


Fig.7.10.Pragul de insensibilitate.

Din calculul mărimilor de referință rezultă diferite valori pentru $F_{a,ref}$, $F_{f,ref}$, $F_{fn,ref}$. Se cunoaște că o valoare mică a pragului de insensibilitate, deci o sensibilitate ridicată, impune un coeficient mare al semnalului mărimii reglate, lucru ce atrage după sine o instabilitate generală a buclei de reglare. Dacă se iau valori mari Δ ale pragului de insensibilitate, rezultă erori

mari în stabilirea avansului, precum și un timp tranzitoriu mai mare, ceea ce nu este de dorit.

Procesul de frezare se caracterizează prin variația continuă a grosimii așchii, deci o variație a forței de așchiere în timp, componenta variabilă ridicându-se la cca 12 ... 20 % [B5], [P5], [P6], [P9], [O5], [S2], din valoarea forței de așchiere active F_s . În cazul finisării aceste variații sunt mai mici, ca valoare absolută, dar mai mari procentual.

Cele menționate permit să se caculeze, cu aproximație, pragul de insensibilitate Δ , care se poate lua de cca 15 % din valoarea cea mai mică a forței de referință (respectiv minimumul valorilor $F_{a,ref}$, $F_{f,ref}$ și

$F_{zN,ref}$). Adică:

$$\Delta = 0,15 * \min (F_{a,ref}, F_{f,ref}, F_{fN,ref}) \quad (7.3)$$

Această valoare a pragului de insensibilitate este introdusă în schema logică de calcul redată în figura 7.8. Stabilirea mărimii ei ar necesita însă unele cercetări speciale.

Datorită acestui prag de insensibilitate dacă una din forțele F_a , F_f sau F_{fN} , din timpul procesului de așchiere, ajunge la valoarea forțelor de referință $F_{a,ref}$, $F_{f,ref}$ sau $F_{fN,ref}$, atunci algoritmul CAA trebuie să ducă la scăderea vitezei de avans. Dacă componentele F_a , F_f sau F_{fN} sunt mai mici ca valorile minime $F_{a,min}$, $F_{f,min}$ sau $F_{fN,min}$ (fig.7.10), atunci se comandă creșterea vitezei de avans, iar în cazul că F_a , F_f sau F_{fN} sunt mai mari ca $F_{a,min}$, $F_{f,min}$ sau $F_{fN,min}$, dar nu au atins mărimile de referință, deci se găsesc în zona de insensibilitate, viteza de avans rămâne neschimbată, față de situația anterioară.

Raportând acest prag de insensibilitate la mărimea forței de referință se obține gradul de insensibilitate. Cum însă forța de referință activă, care conduce viteza de avans, va avea valoarea minimă din cele trei forțe de referință calculate $F_{a,ref}$, $F_{f,ref}$ sau $F_{fN,ref}$, va trebui ca gradul de insensibilitate să fie definit în raport cu forța de referință minimă. Astfel gradul de insensibilitate va fi;

$$\varepsilon = \frac{\Delta}{\min (F_{a,ref}, F_{f,ref}, F_{fN,ref})} * 100 \% . \quad (7.4)$$

Luând în considerare (7.3) precum și cele prezentate în [B5], [P5], [P6], [P9], [O5], se obține o valoare medie optimă a gradului de insensibilitate, și anume $\varepsilon_{opt} = 15\%$, admisă în primă aproximație, până la cercetări mai detaliate.

7.4 Modelul matematic al CAA și funcția de transfer.

Având în vedere că pentru acționarea de avans, la experimentarea CAA, se utilizează un motor c.c. cu întrefier axial, schema acționării de avans în acest caz se prezintă în figura 7.11. În cazul când excitația este independentă, deci curentul de excitație i_e este

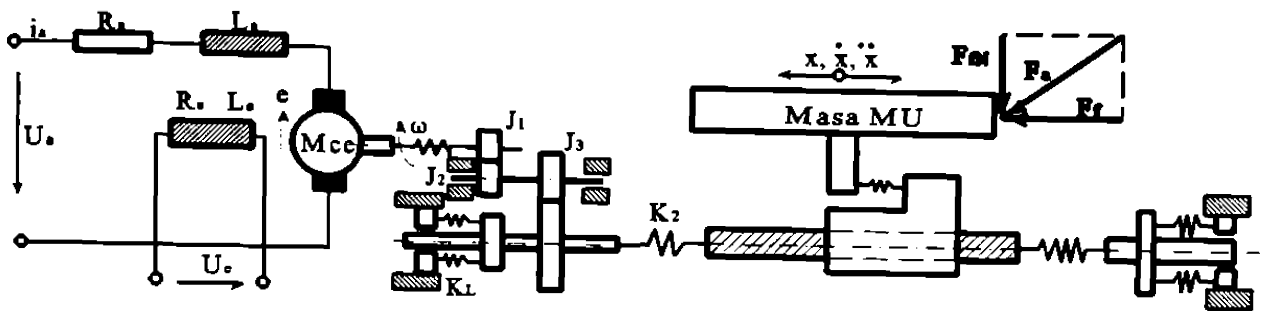


Fig.7.11. Schema acționării de avans

constant, atunci funcționarea motorului c.c. poate fi descrisă prin intermediul relațiilor [D12]:

$$U_a - e = R_a \cdot i_a + L_a \cdot \frac{di_a}{dt}; \quad e = K_e \cdot \omega;$$

$$M_m = K_m \cdot i_a = J \cdot \frac{d\omega}{dt} + M_{rez}$$
(7.5)

În care: U_a este tensiunea de alimentare a motorului de c.c.;

i_a - curentul de alimentare din circuitul rotoric;

R_a, L_a - rezistența și inductanța indusului;

e - tensiunea contraelectromotoare;

ω - viteza unghiulară a arborelui motorului de c.c.;

K_e, K_m - constanta electrică respectiv mecanică ($K_e = 0,18 \text{ V}\cdot\text{s}$,
 $K_m = 13 \cdot 10^{-3} \text{ N}\cdot\text{m}/\text{A}$);

M_m - momentul realizat de motorul de c.c.;

M_{rez} - momentul rezistent apărut în acționarea de avans;

J - momentul de inerție al maselor în rotație.

Ecuatia generală de funcționare a motorului, conform relațiilor (7.5) va fi:

$$L_a \cdot J \cdot \frac{d^2\omega}{dt^2} + R_a \cdot J \cdot \frac{d\omega}{dt} + K_e \cdot K_m \cdot \omega$$

$$= K_m \cdot U_a - R_a \cdot M_{rez}.$$
(7.6)

Așa cum se vede în relația (7.6), motorul electric având ca intrare tensiunea de alimentare iar ca ieșire viteza unghiulară (care conduce la obținerea vitezei de avans la MFOC), se comportă ca un element de ordinul doi cu întârziere.

În regim staționar, starea motorului este descrisă de ecuația:

$$\omega = \frac{U_a}{K_e} - \frac{R_a}{K_e * K_m} * M_{rez} . \quad (7.7)$$

Din această relație se observă influența tensiunii de alimentare a indusului U_a și a momentului rezistent M_{rez} asupra turației de regim a motorului.

7.4.1. Calculul momentului rezistent și a momentului de inerție redus la arborele motorului electric.

Momentul rezistent care încarcă motorul de c.c. este creat de forțele de așchiere. Aceste forțe au o componentă variabilă care contribuie la creșterea momentului rezistent. De aceste forțe variabile se ține cont prin introducerea coeficientului k_r (v. cap.3). Tot în cadrul momentului rezistent intră și frecările din ghidajele mesei, precum și cele dintre piuliță și șurubul conducător. Cum tendința actuală este de a înlocui frecarea de alunecare cu frecare de rostogolire sau lichidă, ponderea cuplului rezistent de frecare se va diminua.

Cuplul rezistent activ, datorită forțelor de frecare M_f , la șurubul conducător va fi:

$$M_a = T * d_m = \frac{1}{2} * F_f * \operatorname{tg} \alpha * d_m = F_f * r_m * \operatorname{tg} \alpha \quad (7.8)$$

în care: d_m , r_m este diametrul respectiv raza medie a șurubului conducător;

F_f - forța de avans;

α - unghiul de ridicare a spirei filetelui șurubului

conducător (în cazul MFOC grupa mașinilor FU35 $\alpha = 2,74^\circ$).

Principalele frecări care apar în acționarea de avans sunt frecările din ghidajele saniei, frecările din șurubul conducător și piuliță, precum și cele din lagărele axiale. Forța de frecare F_{fr} , din ghidajele saniei, poate fi exprimată astfel:

$$F_{fr} = \mu * (M * g + F_{fN}), \quad (7.9)$$

în care : M este masa saniei (inclusiv a semifabricatului și a dispozitivului de prindere a acestuia);

F_{fN} - componenta verticală a forței de frezare.

Această forță de frecare, așa cum se vede în figura 7.12, va da naștere în șurubul conducător la un moment $M_{fr,s}$, de valoare:

$$M_{fr,s} = T_{fr} * d_m = \frac{1}{2} * F_{fr} * d_m = \mu * (M * g + F_{fN}) * \operatorname{tg} \alpha * r_n \quad (7.10)$$

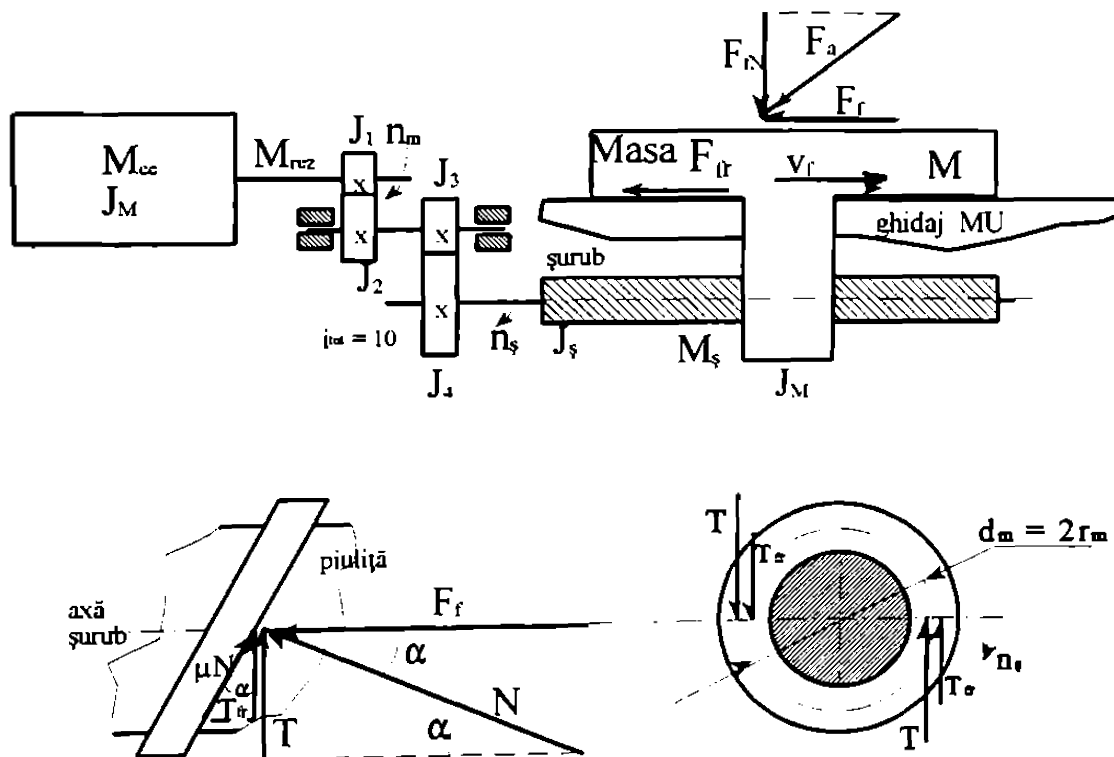


Fig.7.12. Schemă de calcul a momentului rezistent.

Forța de frecare dintre șurubul conducător și piuliță apare ca urmare a forței normale pe spira filetelui N , ea rezultând ca urmare a componentei F_f și a forțelor de frecare din ghidaje, așa cum se poate observa din relația:

$$N = [F_f + \mu * (M * g + F_{fN})] * \frac{1}{\cos \alpha} \quad (7.11)$$

Datorită componentei normale va rezulta forța de frecare μN , tangență la spira filetului, dar numai componenta tangențială T_{f_t} , va crea moment la șurubul conducător, cealaltă componentă, axială, va încărca lagărele de rostogolire ale șurubului conducător. Momentul datorat frecării dintre piuliță și șurubul conducător $M_{f_{t,p}}$ poate fi aproximat astfel:

$$M_{f_{t,p}} = \frac{1}{2} * \mu * N * \cos \alpha * d_m = [F_f + \mu * (M * g + F_{fN})] * \mu * r_m \quad (7.12)$$

Momentul de frecare datorat lagărelor axiale ale șurubului conducător poate fi exprimat astfel:

$$M_{f_{r,l}} = F_f * \mu_r * \frac{d_r}{2} \quad (7.13)$$

în care μ_r este coeficientul de frecare la rostogolire ($\mu_r = 0,0026 \dots 0,006$) iar d_r - diametrul interior al rulmentului.

Ca urmare momentul rezistent la șurubul conducător va fi:

$$M_s = M_a + M_{f_{t,s}} + M_{f_{t,p}} + M_{f_{r,l}} \quad [N*m] \quad (7.14)$$

Pentru a reduce acest moment la arborele motorului electric, al acționării de avans, trebuie să se țină cont de raportul de transmitere al turației prin roțile dințate utilizate $j = n_s / n_p$. Momentul redus la arborele motorului va fi:

$$M_{rez} = j * M_s = j * [F_f * (\mu + \operatorname{tg} \alpha + \mu_r * \frac{d_r}{2} + F_{fN} * (\mu * \operatorname{tg} \alpha + \mu^2) + M * g * (\mu + \mu^2)] \quad (7.15)$$

Așa cum se vede în relația anterioară, cuplul rezistent la care trebuie să lucreze motorul depinde de componentele F_f și F_{fN} , ale

forței de așchiere, precum și de masa saniei care realizează avansul (inclusiv masa semifabricatului). În regim staționar motorul va trebui să lucreze la un moment constant, impus de mărimea forțelor de referință $F_{f,ref}$ și $F_{fN,ref}$.

Momentul de inerție redus la arborele motor J este compus din momentul de inerție al roților dințate J_1 respectiv J_2 , momentul de inerție al șurubului conducător J_3 , precum și momentul de inerție, redus la axa șurubului conducător J_4 , datorat masei saniei (inclusiv masa semifabricatului și a dispozitivului de prindere a piese).

Momentul de inerție al roților dințate, approximate cu un disc circular, este exprimat de relația:

$$J = \frac{m * r^2}{2} = \frac{\rho * B * \pi * D_e^4}{32} * 10^{-12}, \quad [Nm*s^2]. \quad (7.16)$$

În care: m este masa discului $m = \rho * B * \pi * D_e^2 / 4$;

r - raza exterioară a discului $r = D_e / 2$;

ρ - densitatea materialului roți dințate (pentru oțel

$\rho = 7,8 * 10^3 \text{ kg/m}^3$);

B - lățimea roții dințate;

D_e - diametrul exterior al roții dințate.

Aplicând relația momentului de inerție pentru angrenajul de roți dințate din figura 7.12, se obțin relațiile (7.17):

$$J_1 = J_3 = 7,8 * 30 * \pi * 50^2 * 10^{-12} / 32 = 1,44 * 10^{-4}, \quad [Nm*s^2], \quad (7.17)$$

$$J_2 = J_4 = 7,8 * 30 * 160^4 * \pi * 10^{-12} / 32 = 1,5 * 10^{-2}, \quad [Nm*s^2].$$

Momentul de inerție al șurubului conducător al saniei longitudinale, la MFOC grupa mașinilor FU35, se poate calcula considerându-l ca un cilindru de lungime $l = 1,1 \text{ m}$ și diametrul $d = 40 * 10^{-3} \text{ m}$. În acest caz momentul de inerție al șurubului conducător va fi conform relației (7.18):

$$J_s = \frac{m * r^2}{2} = \frac{\rho * l * \pi * d^4}{32} * 10^{-12} = 2,16 * 10^{-3}, [Nms^2] \quad (7.18)$$

Cum sania mașinii de frezat are masa M (inclusiv a semifabricatului și a dispozitivului de prindere a piesei) de cca. 425 kg, ea la nivelul șurubului conducător va genera un moment de inerție J_M . Având în vedere că masa M va genera o forță de inerție $F_M=M*a$, unde a este accelerația saniei, ca urmare a unei accelerații unghiulare a șurubului conducător ε , dependența dintre cele două accelerații va fi:

$$a = \frac{dv}{dt} = \frac{d}{dt} \left(p * \frac{1}{T} \right) = \frac{d}{dt} \left(\frac{p * \omega}{2 * \pi} \right) = \frac{p}{2 * \pi} * \varepsilon \quad (7.19)$$

Momentul creat de forța F_M la axa șurubului conducător, conform figurii 7.12, va fi:

$$M_M = T * r_m = F_M * r_m = F_M * r_m + \frac{p}{2 * \pi * r_m} * r_m + M * \frac{p}{2 * \pi} * \varepsilon * \frac{p}{2 * \pi * r_m} * r_m \quad (7.20)$$

$$M_M = M * \left(\frac{p}{2 * \pi} \right) * \varepsilon = J_M * \varepsilon .$$

In cazul concret al MFOC, grupa mașinilor FU35 $J_M = 387,6 * 10^{-4}$ [Nms²].

Este necesar să se stabilească momentul de inerție J^* , redus la arborele motorului acționării de avans. Pentru aceasta se ține cont de rapoartele de transmitere a angrenajelor din figura 7.12. Acestea fiind simetrice , realizează un raport de transmitere total $i_{tot}=n_3/n_2=10$. Astfel momentele de inerție reduse la arborele motorului acționării de avans vor fi:

$$J^* = J_1 + \frac{1}{i^2} * (J_2 + J_3) + \frac{1}{i^2} * (J_4 + J_5 + J_M) . \quad (7.21)$$

In cazul concret $J^* = 8,03 * 10^{-4}$ [Nms²].

Cum la acționarea de avans este prevăzut un motor SMU750, care are momentul de inerție al rotorului $J_m = 11 \cdot 10^{-4}$ [Nms²] [*8], momentul de inerție al acționării, în cazul concret, va fi:

$$J = J^* + J_m = 19 \cdot 10^{-4} [\text{Nms}^2] . \quad (7.22)$$

7.4.2. Funcția de transfer a acționării de avans.

Pentru a obține funcția de transfer a acționării de avans, se va porni de la sistemul de ecuații (7.5) aplicând transformarea Laplace, se obține în final, conform [D12], [C2], funcția de transfer:

$$\begin{aligned} H_F(s) &= \frac{\Omega(s)}{U(s)} = \frac{K_m}{L_a \cdot J \cdot s^2 + R_a \cdot J \cdot s + K_m} = \\ &= \frac{1}{\frac{L_a \cdot J}{K_m} \cdot s^2 + \frac{R_a \cdot J}{K_m} \cdot s + K_e} \end{aligned} \quad (7.23)$$

Această funcție de transfer are la bază modelul a cărui schemă funcțională este dată în figura 7.13.

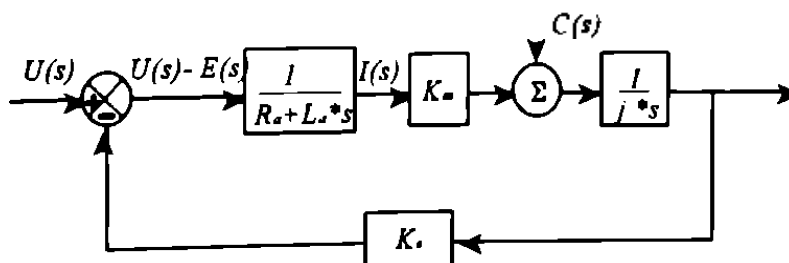


Fig.7.13. Schema echivalentă a motorului c.c. cu excitație independentă.

Relația anterioară poate fi însă scrisă și astfel [D12]:

$$H_F(s) = \frac{1}{K_e} \cdot \frac{1}{(T_m \cdot s + 1) \cdot (T_e \cdot s + 1)} , \quad (7.24)$$

în care T_m este constanta de timp electromagnetică, iar T_e constanta

de timp electrică.

Această funcție de transfer corespunde unei scheme de reglare în cascadă, prezentată în figura 7.14.

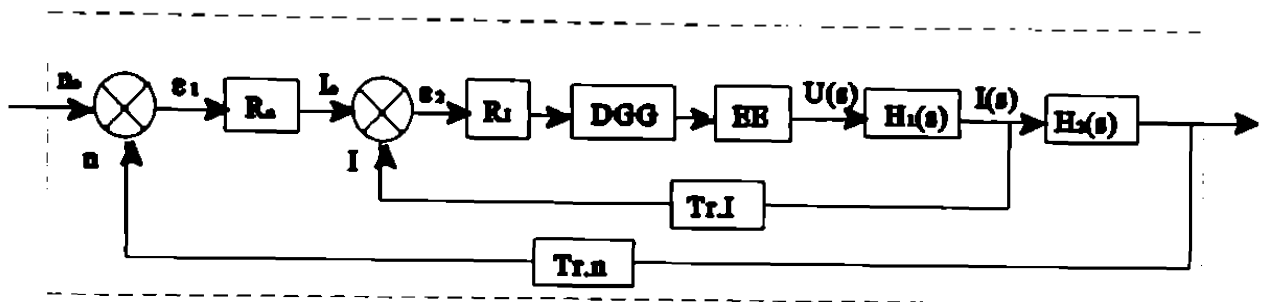


Fig.7.14. Schema funcțională a variatorului VRM.

Această reglare a avansului este făcută prin intermediul unui variator cu tiristori de tip VRM 380/50-10/3000, a cărui schemă funcțională de reglare a turației și a curentului rotoric este dată în figura 7.15.

Variatorul dispune de două traductoare, unul care măsoară curentul

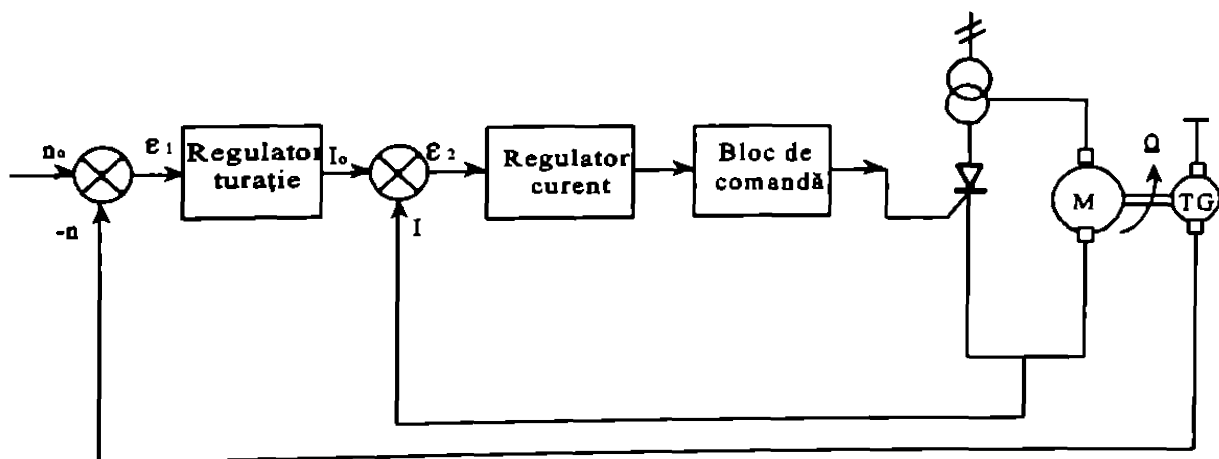


Fig.7.15. Reglarea în cascadă a acționării de avans.

$Tr.I$ și altul care măsoară turația motorului $Tr.n$, prin intermediul tahogeneratorului (v.fig.7.14). Reglatoarele montate în cascadă reglează, funcție de abaterea ε_1 de la turața prescrisă n_0 (regulatorul R_n), valoarea curentului I_0 , respectiv regulatorul R_I funcție de abaterea ε_2 a curentului reglează turația motorului. Această reglare se face prin intermediul dispozitivului electronic de comandă pe "grilă" DCG, care comandă impulsurile pentru elementul de

execuție EE, acesta asigurând tensiunea și curentul necesar obținerii turației dorite a motorului. Mărimile $H_1(s)$ și $H_2(s)$ sunt funcții de transfer intermediare [D12], a căror produs dă funcția de transfer din relația (7.24).

Pentru a cunoaște funcția de transfer a acționării de avans, din (7.24), trebuie determinate constantele K_e , T_m și T_e . Din datele caracteristice ale motorului electric și având în vedere și partea mecanică a acționării de avans, aceste constante vor fi:

$$K_e = \frac{e}{\omega} = 0,18 \text{ [V*s]} . \quad (7.25)$$

Tinând cont de momentul de inerție al acționării de avans, din relația (7.23), constanta de timp mecanică va fi:

$$T_m = \frac{J * R_a}{K_m * K_e} = 0,029 \text{ [s]} . \quad (7.26)$$

La stabilirea constantei de timp electrice se ține cont că în schema electrică de funcționare a motorului electric utilizat, trebuie să se introducă o bobină de filtrare având inductanța $L_B=20*10^{-3}$ [H]. În acest caz se obține:

$$T_e = \frac{L_0 + L_B}{R_0} = 0,057 \text{ [s]} . \quad (7.27)$$

Înlocuind aceste constante cu valorile lor în relația (7.24), aceasta devine:

$$H_F(s) = \frac{5,55}{(0,029 * s + 1) * (0,057 * s + 1)} . \quad (7.28)$$

Relație ce va fi utilizată în cele ce urmează (par.7.5.4).

7.5. Soluționarea sistemului pe baze numerice.

Acest mod de realizare a CAA, transformă forța măsurată de

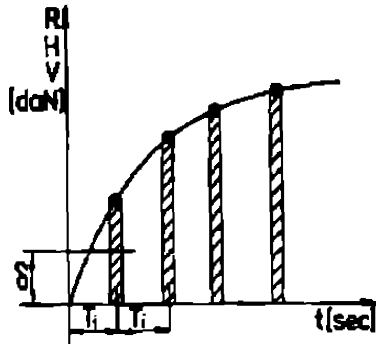


Fig.7.16. Quantificarea
în timp și amplitudine.

traductoare, în timpul procesului de frezare continuă, în semnale discrete la momente de timp separate de un interval T_1 . Cum însă semnalele analogice, obținute de la traductoarele de măsurare a forțelor de frezare, nu sunt operante, valoarea lor se convertește în formă numerică, aceasta fiind o cuantificare a semnalului după nivel sau amplitudine.

Modul cum sunt realizate cele două

cuantificări, în timp și amplitudine, este prezentat în figura 7.16. Cuantificarea în timp a semnalelor face ca sistemul CAA să fie discret, iar cuantificarea după nivel îl face să fie neliniar.

Deși intervalul de cuantificare în timp a mărimii de ieșire (viteza de avans) $-T_2$ poate să fie diferit de intervalul de cuantificare a forțelor de așchiere $-T_1$, în această lucrare cele două intervale au fost considerate egale $T_2 = T_1$.

Cum forțele de așchiere sunt funcții continue de timp [$R(t)$, $H(t)$, $V(t)$], prin cuantificarea în timp se pierde o parte din informație, fiind reținute doar valorile instantanee ale semnalelor la intervalele de eșantionare T_1 . Mai mult, valorile arbitrare luate la intervalele de timp T_1 sunt cuantificate și în amplitudine prin intermediul unui increment δ (fig.5.16), aducându-se la nivelul cel mai apropiat al scării de discretizare în amplitudine. Deci și în amplitudine apare o pierdere de informație, datorită pasului de cuantificare δ ales.

7.5.1. Cuantificarea în timp a semnalului forțelor.

În cazul cuantificării în timp a semnalului, chiar la lungimi mari de cuvânt ale calculatorului, în cazul sistemelor neliniare discrete, forțele vor fi redată cu erori (fig.7.17). Eroarea de conversie este dependentă de frecvența de cuantificare în timp. Această frecvență depinde de lungimea algoritmului și de viteza de lucru a calculatorului. Cum în cadrul CAA calculatorul trebuie să lucreze

în timp real, este necesar să se conceapă algoritmi care să satisfacă precizia de cuantificare în timp a forțelor, la viteza de lucru a calculatorului utilizat.

Procedeul de frezare este însă mai puțin rapid decât alte procedee (de ex. srunjire, rectificare etc.), iar prin compilarea algoritmilor în cod mașină se obțin viteze de calcul care permit lucrul calculatorului în timp real (chiar a celor de construcție românească de tip TIM-S, cu care s-au făcut experimentările).

Semnalele traductoarelor de forță sunt trecute prin celule de filtrare, pentru a diminua ponderea componentei variabile a forței de frezare (în experimentări s-a luat media mai multor citiri). Astfel se va obține un semnal cu un spectru limitat de frecvență. Funcția cu un spectru de frecvență limitat, conform teoremei lui Kotelnicov [D20], poate fi determinată cu un număr finit de valori, pe un interval de timp finit. Deci ea poate fi redată numeric. Din punct de vedere al informației pe care o conține, există o echivalență a semnalului continuu analogic, al forțelor, cu cel discret.

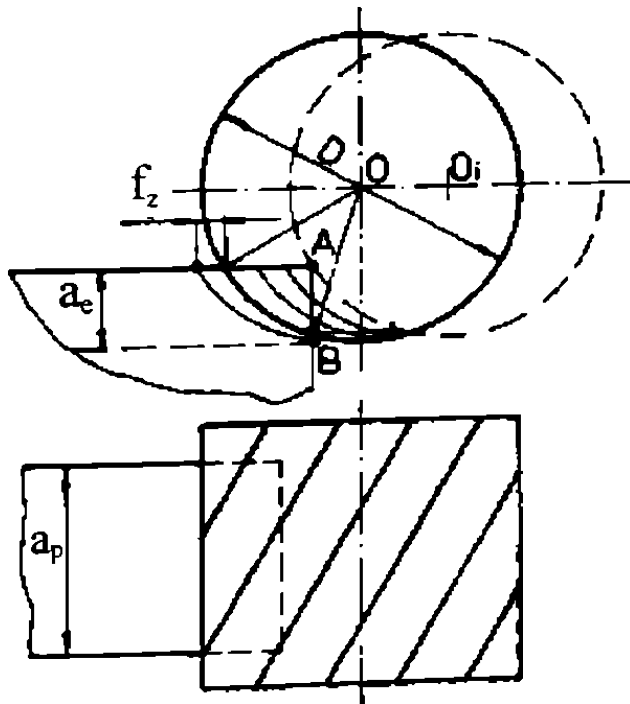


Fig.7.17. Pătrunderea în așchiere.

După cum s-a văzut în paragraful 7.3, s-a introdus un prag de insensibilitate a CAA, deci s-a propus realizarea forțelor de așchiere de referință cu un domeniu (câmp) de imprecizie Δ . Viteza maximă de variație a forței V_f pentru ca pe durata cuantificării în timp T forța să nu depășească câmpul Δ , va fi:

$$V_{f,max} < \frac{\Delta}{T} \quad (7.29)$$

Viteza maximă de variație a forței de frezare se obține în cazul pătrunderii respectiv ieșirii frezei din așchiere.

7.5.1.1. Viteza de variație a forțelor de frezare la pătrunderea sculei în semifabricat.

Pătrunderea frezei în semifabricatul supus frezării constituie o fază grea pentru CAA, dar cu toate acestea nu constituie o solicitare tip treaptă unitară. Dificultatea însă se menține datorită verigii executante (VE) cu masă importantă a MU. În cazul frezării pătrunderea sculei în semifabricat, așa cum este redat în figura 7.17, are loc la contactul frezei cu semifabricatul, în punctul A, până când centrul O al frezei se găsește în prelungirea segmentului AB, respectiv freza ajunge în contact cu punctul B. În perioada de pătrundere a sculei se consideră următoarele ipoteze simplificatoare:

- lățimea de frezare a_p rămâne constantă;
- avansul pe dinte în perioada de pătrundere se consideră că rămâne constant, valoare corespunzătoare celei maxime de lucru;
- originea timpului coincide cu începutul pătrunderii, deci când freza intră în contact cu semifabricatul (pc.A).

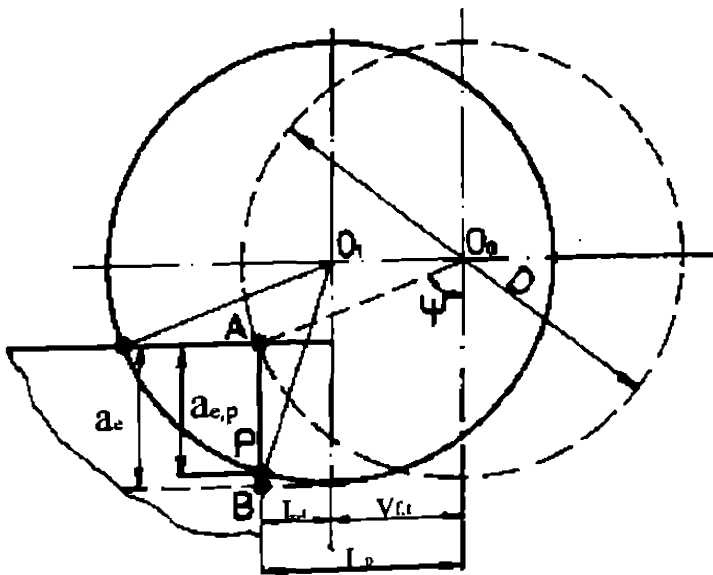


Fig.7.18. Calculul lungimii de contact la pătrundere.

Cu aceste ipoteze este posibil calculul vitezei de variație a forțelor, la frezarea clasică. În cazul frezării cu CAA lucrurile se complică, având în vedere și variația vitezei de avans (deci și a avansului pe dinte), dar viteza de variație a forței de așchiere este mai mică decât în cazul ipotezelor anterioare, deci studiul este acoperitor.

Așa cum se vede în figura 7.17, deși avansul pe dinte a fost considerat constant, totuși lungimea de contact a_c a frezei cu

semifabricatul crește, în faza de pătrundere, lucru care duce la creșterea forței de frezare. Variația în timp a lungimii de contact, în faza de pătrundere, se deduce din figura 7.18.

Unghiul de contact ψ se determină [P9], [S2] cu:

$$\psi = 2 * \sqrt{\frac{a_e}{D}} \quad (7.30)$$

Lungimea de pătrundere L_p , de-a lungul avansului, se determină cu relația:

$$L_p = \frac{D}{2} * \sin \psi \quad (7.31)$$

Distanța dintre semifabricat și freză la un moment dat τ , va fi dată de relația:

$$L_t = L_p - v_f * \tau = \frac{D}{2} * \sin \psi - v_f * \tau \quad (7.32)$$

în care v_f este viteza de avans. Lungimea de contact în faza de pătrundere corespunzătoare timpului τ va fi:

$$a_{e,p} = \sqrt{\left(\frac{D}{2}\right)^2 - L_t^2} - \left(\frac{D}{2} - a_e\right) \quad (7.33)$$

Înlocuind L_t în relația anterioară se obține:

$$a_{e,p} = \sqrt{\left(\frac{D}{2}\right)^2 - \left(\frac{D}{2} * \sin \psi - v_f * \tau\right)^2} - \left(\frac{D}{2} - a_e\right) \quad (7.34)$$

Așa cum se poate observa lungimea în contact, în faza de pătrundere, $a_{e,p}$ este neliniară în raport cu timpul.

Modificarea lungimii de contact atrage după sine și modificarea forței de frezare. Componenta tangențială a forței de frezare va fi:

$$F_c = C_F * \sqrt{\left(\frac{D}{2}\right)^2 - \left(\frac{D}{2} * \sin \psi - v_f * \tau\right)^2} - \left(\frac{D}{2} - a_e\right) \cdot f_c^* \cdot a_p^{0,25} \cdot \sigma = D^{-0,75} \eta \quad (7.35)$$

Dacă se particularizează relația (7.35) pentru prelucrarea oțelurilor și fontelor cu scule din oțel rapid, se obține variația componentei tangențiale a forței de frezare ca în figura 7.19. Valorile numerice ale lungimii de contact $a_{s,p}$ la pătrundere și ale forței tangențiale la pătrundere $F_{c,p}$, în cazul $f_z=0,02$, $n=1000\text{rot/min}$ și lățimea de frezare $B = 40\text{ mm}$, sunt date în tabelul din anexa 7.1.

Așa cum se poate observa din figura 7.19, la o durată de eșantionare în timp $T_s=0,5\text{ sec}$, nu se obțin creșteri ale forței de frezare de așchiere mai mari de 4,3 daN, pentru unitatea de lățime

așchiată. Aceasta

dovedește că procedeul de

frezare nu este pierdut

de sub control, adică un

asemenea interval de

eșantionare satisface

necesitățile CAA. În

cazul CAA la frezare

avansul este variabil.

La depășirea limitei

admise a forței de

așchiere avansul va fi

micșorat și viteza de

variație a forței va fi

mai mică. În cadrul CAA

pasul de cuantificare în

timp T_s , este impus de

lungimea programului în

limbaj BASIC, respectiv

compilat în cod mașină și

de viteza de lucru a

calculatorului. Dacă

sunt necesare viteze mai

mari de lucru atunci se

lucrează cu programul

compilat în cod mașină.

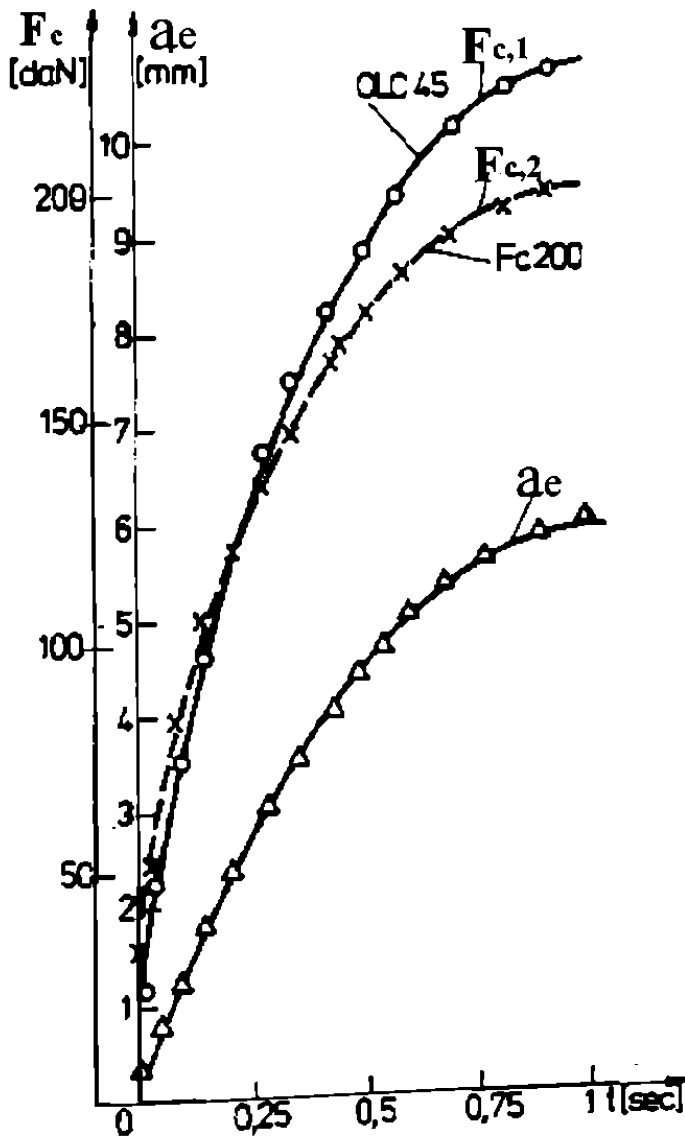


Fig.7.19. Variația F_c la pătrundere.

Apare astfel o creștere substanțială a vitezei de lucru, deci o reducere substanțială a pasului de eșantionare T_s (experimental a scăzut de la $T_s = [0,4 \dots 0,6]$ sec/ciclu, pentru interpretorul BASIC, la $T_s = [0,02 \dots 0,03]$ sec/ciclu, pentru programul compilat cu COLT). În cazul programului compilat cu COLT viteza de lucru a calculatorului este bună.

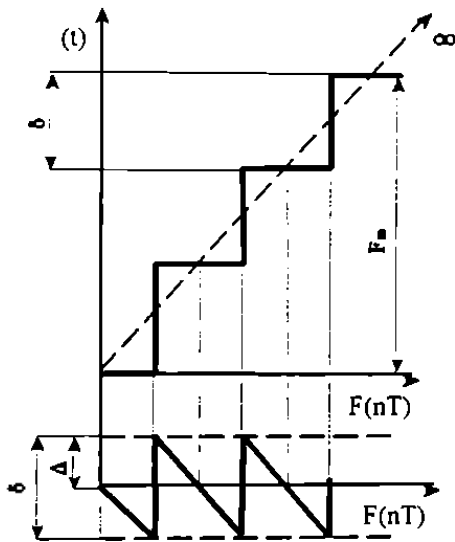


Fig.7.20. Cuantificarea în amplitudine.

7.5.2. Cuantificarea modului forțelor la frezare.

Procesul de cuantificare a modului forțelor constă în extragerea și reținerea din mărimea măsurată a celui mai apropiat semnal discret. În cadrul CAA aceasta se face pentru componentele forței de frezare F_x și $F_{y,z}$, care se măsoară analogic, prin intermediul unor traductoare. Conversia analogico-digitală poate fi redată ca un proces

de trecere a semnalului continuu al traductoarelor printr-un element cu caracteristică multitreaptă, așa cum se poate vedea în figura 7.20.

Numărul nivelurilor caracteristice n depind de mărimea forței maxime F_m și de mărimea pasului de cuantificare în amplitudine δ ,

$$n = \frac{F_m}{\delta} \quad (7.36)$$

Numărul nivelurilor caracteristice n sunt dependente și de numărul de biți X ai convertorului A/D. Această dependență este dată de relația:

$$n = 2^X - 1 \quad (7.37)$$

Pasul de cuantificare va fi:

$$\delta = \frac{F_m}{2^X - 1} \quad (7.38)$$

În figura 7.20.b se poate vedea grafic și eroarea de cuantificare în modul. Eroarea de conversie, a semnalului, variază în limitele $\pm 1 / 2\delta$. Eroarea de cuantificare maximă Δ va fi:

$$\Delta = \frac{\delta}{2} = \frac{F_m}{2 * (2^X - 1)} \quad (7.39)$$

Cum de obicei pentru convertoarele A/D se utilizează 8 biți ($X=8$), iar conform tabelului 7.1, forța maximă de referință, pentru CAA, poate fi considerată $F_m = 1000$ [daN], rezultă că eroarea maximă de cuantificare în amplitudine, a forței de frezare, va fi:

$$\Delta = \frac{1000}{2 * (2^8 - 1)} \approx 2 \text{ [daN]} \quad (7.40)$$

Această precizie de redare numerică a mărimii forțelor de frezare este suficientă în cazul CAA.

Existența neliniarității convertorului poate avea influență asupra dinamicii CAA, ea putând să ducă la unele autooscilații. Cum însă în cazul frezării avem o componentă variabilă, a forței de frezare, de cca. (15 ... 20)% din forța de frezare, componentă care este mult mai mare ca valoarea erorii determinate anterior, și cum în algoritmul CAA se prevede un prag de insensibilitate, se consideră că efectul de apariție al autooscilațiilor CAA, datorate acestor erori de cuantificare, va fi anihilat.

7.5.3. Cuplorul de proces al CAA.

Cuplorul de proces, în cazul CAA, are ca funcție preluarea informațiilor analogice, de la traductoarele de forță, convertirea lor din mărime analogică în mărime numerică (digitală), în vederea prelucrării lor numerice, precum și de preluare a informațiilor

numerice, oferite de sistemul numeric, convertirea lor în semnale analogice și transferul acestor semnale analogice la acționarea de avans a MFOC.

Dispozitivul de achiziționare de date, în cazul comenzii adaptive, are ca funcție preluarea informațiilor analogice de la traductoarele de forță, convertirea lor în mărime numerică (digitală), în vederea prelucrării lor numerice, precum și de preluare a semnalelor digitale de la sistemul de calcul numeric și convertirea lor în semnale analogice necesare la acționarea de avans a mașinii de frezat.

În cadrul sistemului numeric de comandă adaptivă a avansului (CAA), echipamentul de culegere a datelor analogice a fost conceput în dispunere compactă, în vecinătatea calculatorului electronic. Schematic echipamentul de culegere a informației analogice, continuă, oferita de traductoare, se prezintă în figura 7.21.

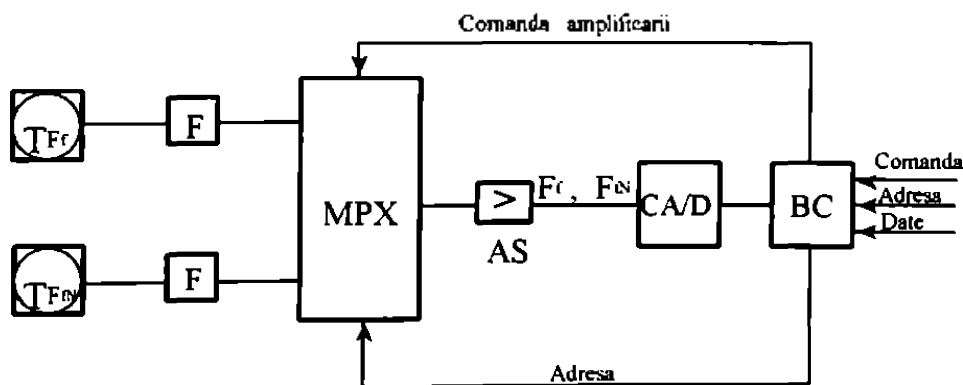


Fig.7.21. Schema de conversie A/D a forțelor.

În compunerea dispozitivului electronic de conversie A/D al semnalului analogic al forțelor de așchiere intră celulele de filtrare F, multiplexorul de semnale analogice MPX, amplificatorul de semnal AS, convertorul analogic-digital CA/D și blocul de comandă BC.

Multiplexorul asigură selectarea componentei forței de frezare dorite. Amplificarea semnalului venit de la traductoare este necesară pentru ca nivelul semnalului să se găsească în domeniul de lucru al convertorului CA/D. Factorul de amplificare al semnalului pentru AS se poate stabili la o valoare constantă prin alegerea rezistențelor

corespunzătoare din circuitul de reacție al amplificatorului operațional (AO). În acest caz se va obține o amplificare comună pentru toate canalele multiplexorului MPX. Coeficientul de amplificare ales poate fi în domeniul 1...1000. Dacă se ia un coeficient mai mare, datorită neliniarității AO utilizat, există pericolul creșterii duratei procesului tranzitoriu.

Amplificarea semnalului poate fi făcută și prin program, în cazul în care se primesc semnale de la tipuri de traductoare diferite, și care necesită amplificări diferite.

7.5.3.1. Convertorul A/D de 8 biți.

În cadrul dispozitivului electronic de culegere a datelor un rol deosebit îl ocupă convertorul analogic-digital. Acesta poate fi construit pe baza circuitului integrat de construcție românească β DAC08 [*5], caz în care pentru fiecare canal de intrare analogică este necesară realizarea a câte unui asemenea convertor A/D.

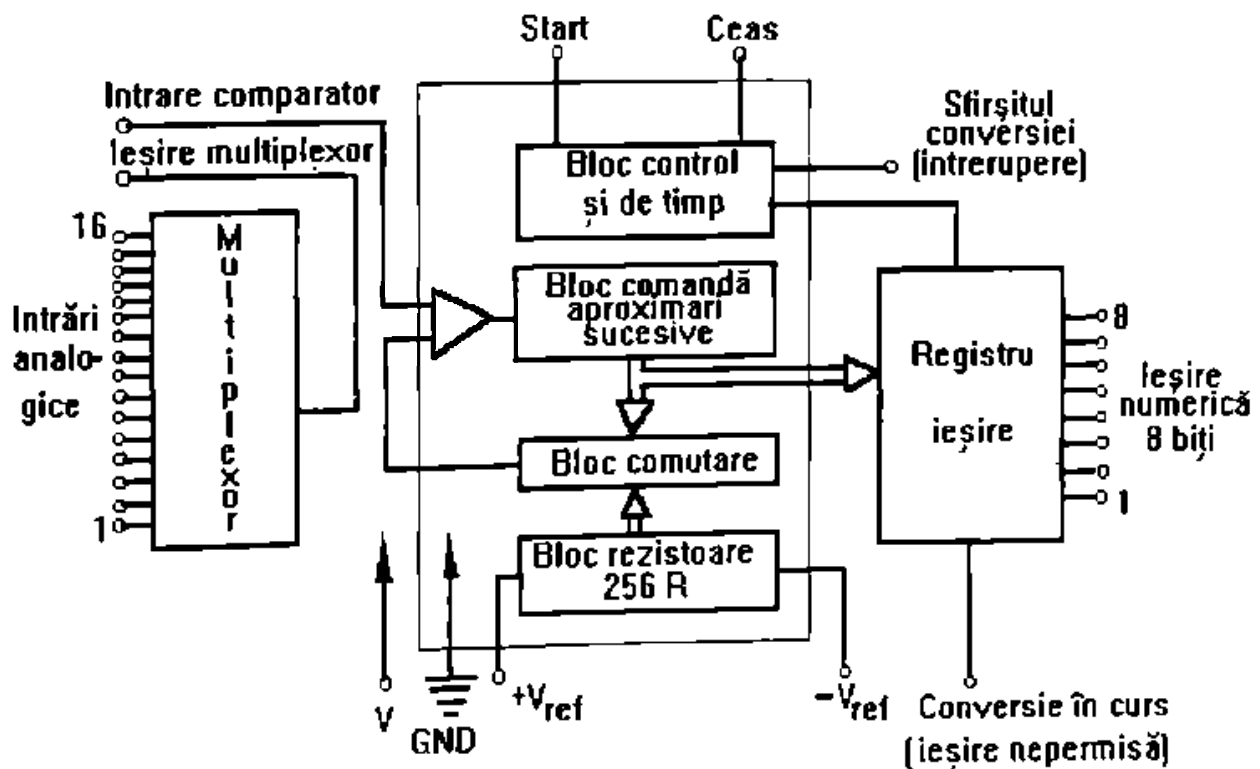
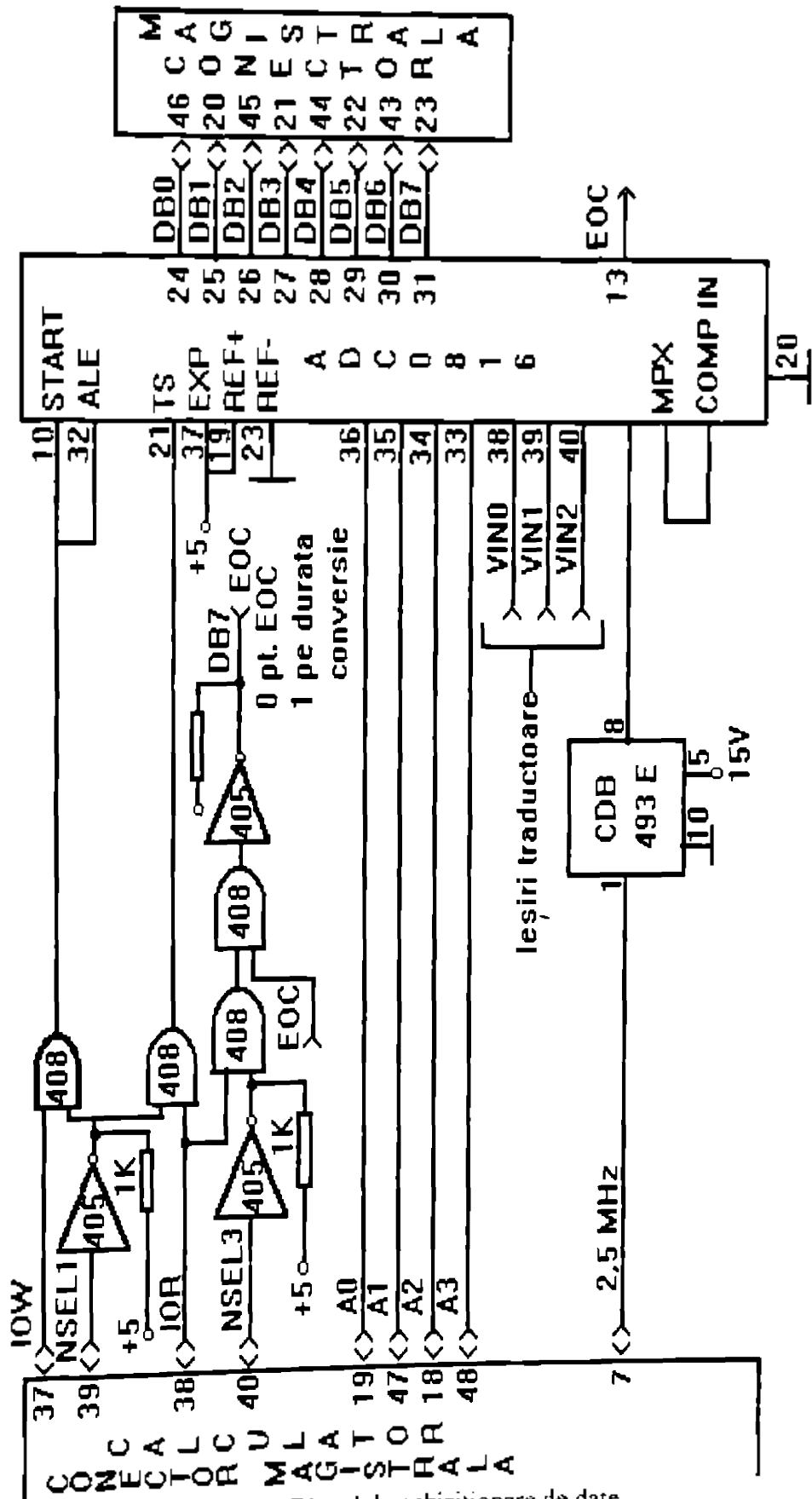


Fig.7.22. Convertor A/D cu 16 intrări analogice.



Pentru a înlătura acest neajuns, s-a utilizat un integrat străin ADC 0816 de 8 biți care are incorporat și un multiplexor, acesta având 16 canale analogice de intrare. Schema bloc de funcționare a acestui convertor A/D este redată în figura 7.23. Semnalele analogice obținute de la traductoarele de forță sunt transmise la intrările analogice ale convertorului, ele trebuind să fie în domeniul 0...5 V. În final, după o conversie care durează cca 100 μ s, la ieșirea

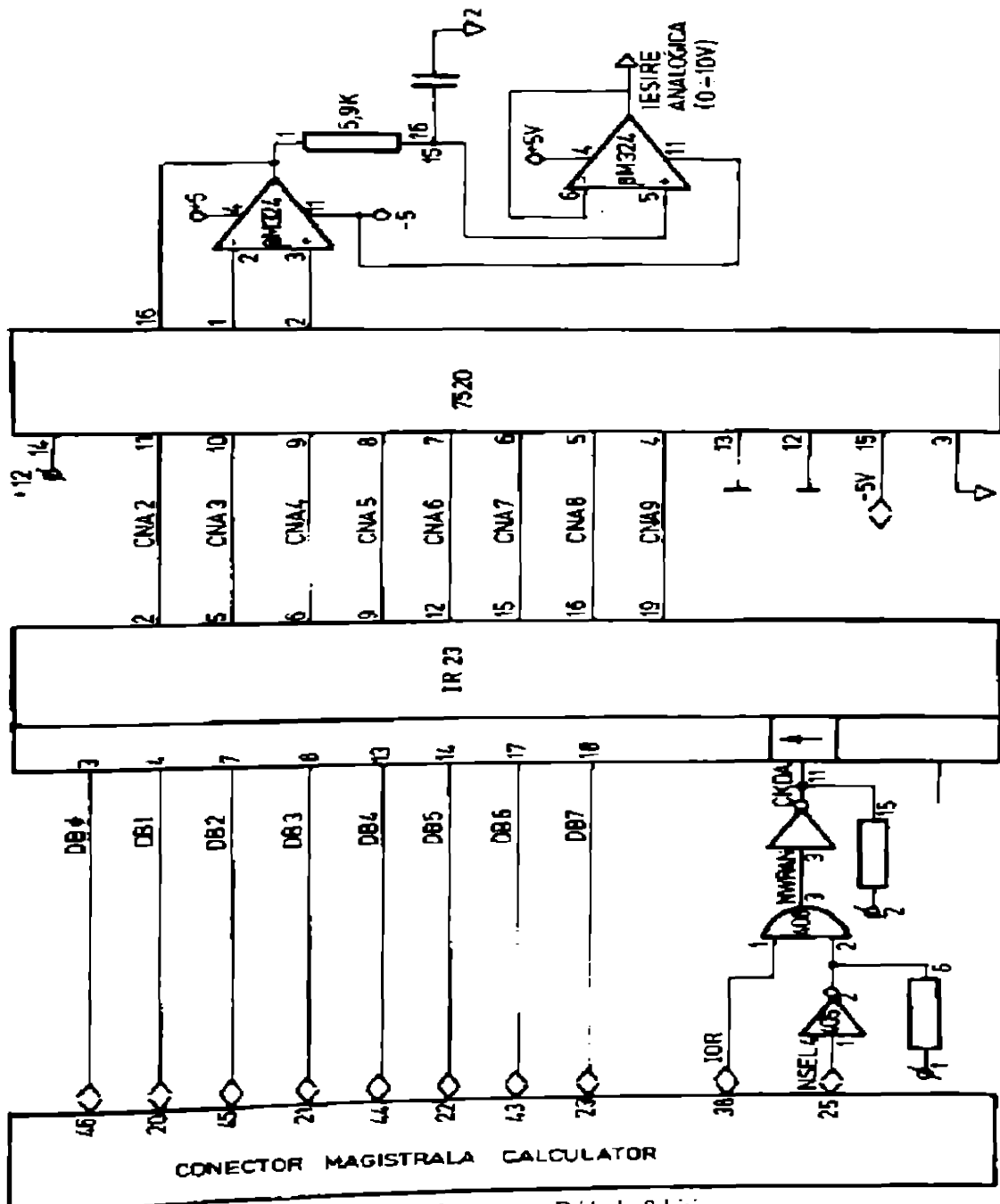


Fig. 7.24. Convertor D/A de 8 biți

convertorului se va obține o mărime numerică corespunzătoare semnalului analogic de la intrare.

Convertorul ADC 0816 trebuie să fie interfațat cu un microsistem de calcul numeric, prin intermediul căruia să se realizeze algoritmul numeric al comenzii adaptive a avansului (CAA). Acest sistem numeric poate fi conceput special pentru CAA dar în cazul de față s-a utilizat un calculator de construcție românească TIM-S care are prevăzută o ieșire de la magistrala de date.

Modul în care a fost realizată interfațarea convertorului A/D cu ieșirea calculatorului se poate vedea în figura 7.23.

În figura 7.23 se observă că din cele 16 intrări analogice posibile au fost utilizate doar 3 sau 2, în funcție de numărul traductoarelor de forță utilizate.

7.5.3.2. Convertorul D/A de 8 biți.

Datele numerice oferite calculatorului sunt prelucrate de acesta, conform unei strategii impuse prin algoritmul CAA. Rezultatele obținute în final, sub forma numerică, vor fi transferate la elementul de execuție al CAA (motorul electric) pentru adaptarea vitezei de avans la condițiile așchierii. Cum la intrarea blocului de comandă a turației motorului electric se cer mărimi analogice, trebuie să existe un convertor numeric (digital)-analogic CDA. La ieșirea din blocul CAA există doar o mărime, astfel se simplifică schema de realizare, eliminând multiplexorul.

Realizarea convertorului D/A de 8 biți s-a făcut conform schemei prezentate în figura 7.24.

Atât convertorul A/D cât și convertorul D/A au fost realizate compact pe aceeași placă, care prin intermediul unui conector a fost montată la magistrala de date a calculatorului electronic.

O altă variantă a acestui convertor în care s-au utilizat componente electronice de producție românească, se prezintă în figura 7.25. În schema din această figură sunt prevăzute două ieșiri analogice, având astfel posibilitatea de a se comanda prin calculator și viteza de așchiere.

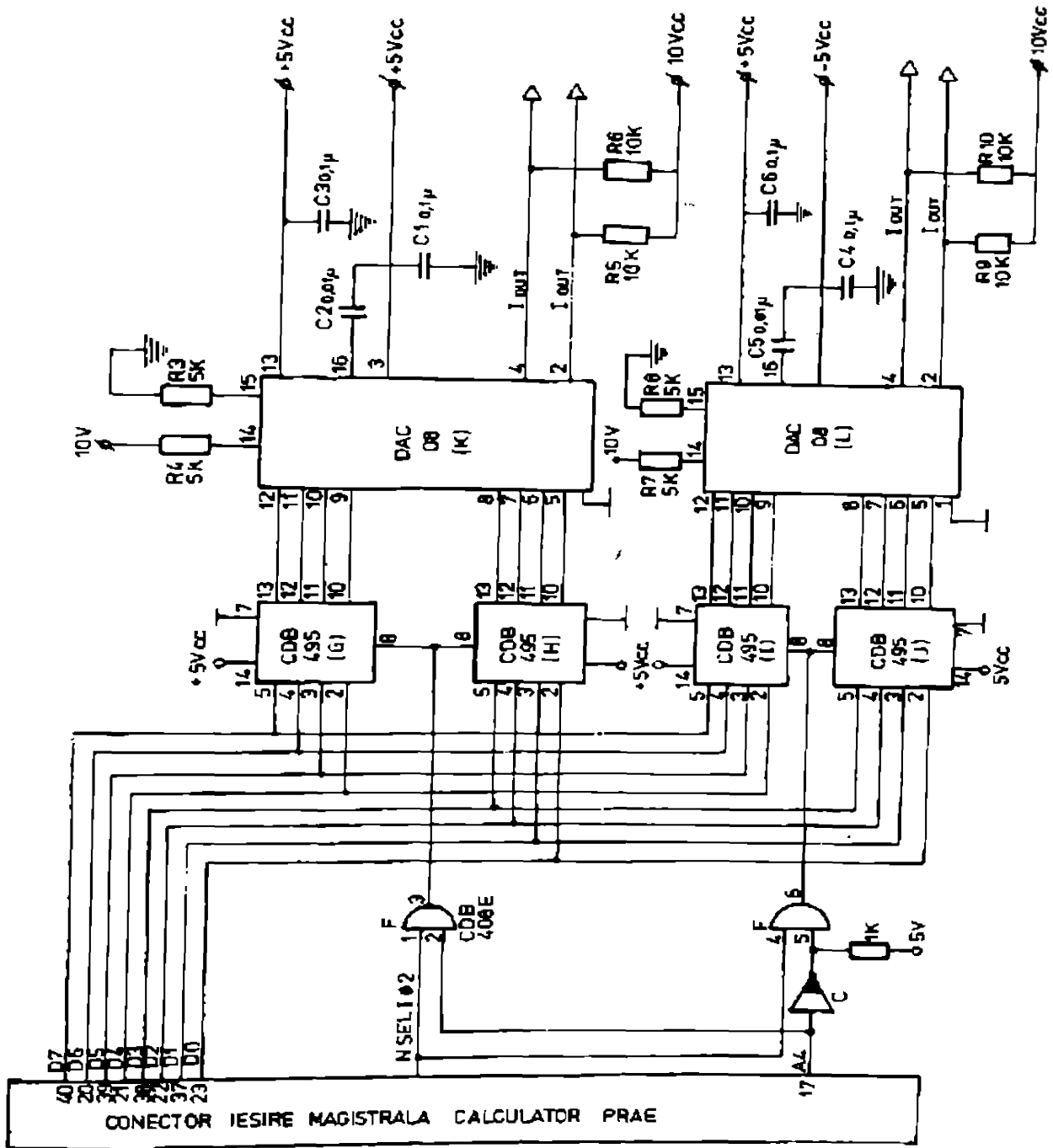


Fig.7.25. Converter numeric/analogic.

7.5.3.3. Realizarea cuplorului de proces.

Acesta a fost conceput în construcție compactă conform schemelor din figurile 7.24 și 7.25.



Fig. 7.26. Cuplorul de proces.

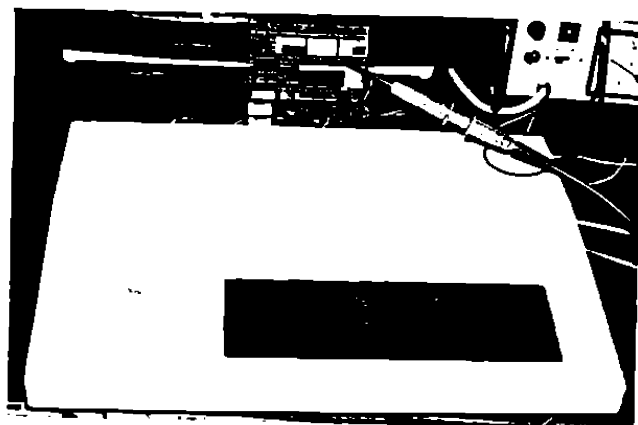


Fig. 7.27. Sistemul numeric a CAA.

Toate circuitele integrate au fost dispuse pe aceeași placă, care prin intermediul unui conector poate fi montată la magistrala de date a calculatorului TIM-S. Realizarea cuplorului de proces se poate vedea în fotografia din figura 7.26. Întregul sistem numeric, utilizat în realizarea CAA la frezare, compus din calculatorul TIM-S și cuplorul de proces, este redat în figura 7.27.

7.5.4. Algoritmii sistemului numeric CAA.

În cazul utilizării unui calculator numeric pentru CAA a avansului la frezare, reglarea avansului se poate face prin intermediul unui algoritm numeric. Sistemul numeric de reglare automată a avansului asigură posibilități superioare, care nu le au sistemele analogice de reglare automată. Superioritatea sistemelor numerice constă în aceea că se pot memora date din comportarea anterioară a sistemului, iar cu ajutorul unui algoritm se poate îmbunătăți comportarea ulterioară a sistemului.

Există multe metode de proiectare a algoritmilor de reglare numerică [B2], [C1], [C2], [C3], [C4], [C7], [D12], [D16], [K9], [S3], dar s-a preferat metoda proiectării directe în domeniul timpului. Conform

acestei metode [C2], se impune răspunsul dorit, al sistemului numeric, pentru cazul unui semnal treaptă unitară discretă, răspuns care încorporează toate performanțele necesare unei CAA. Acest tip de proiectare răspunde cerințelor de a se obține timpul minim al răspunsului, precum și al unui răspuns cu un suprareglaj controlat.

7.5.4.1. Stabilirea funcției de transfer dorite a CAA.

În acest caz există posibilitatea de a alege răspunsul dorit în funcție de abaterea mărimilor controlate ale frezării. Astfel se poate alege numărul de perioade de eșantionare în care să aibă loc regimul tranzitoriu, adică să se instaleze avansul care să ducă la obținerea forței de frezare prescrisă. Dacă se admite ca într-o singură perioadă de eșantionare să se atingă forța prescrisă, pe lângă dificultatea de realizare a acestei soluții mai apare și forțarea răspunsului, având valori mari ale comenzii care provoacă șocuri în acționarea de avans. Dacă însă, se ia un număr mai mare de perioade de eșantionare aceasta va conduce la un număr mai mare de termeni al algoritmului, care va crește durata tranzitorie.

Numărul de perioade de eșantionare prevăzute pentru realizarea timpului tranzitoriu, în care CAA reușește să atingă forța prescrisă, depinde de pasul de cuantificare în timp T (notat anterior cu T_s) și de timpul impus în care se dorește realizarea procesului tranzitoriu. Obținerea unei alte performanțe a CAA și anume, suprareglajul σ se realizează prin alegerea valorii maxime a forței de așchiere F_{max} , care să apară în timpul procesului.

Deoarece, așa cum se vede din figura 7.25, convertorul D/A, de 8 biți, are în construcția sa și un registru intermediar (IR23), de păstrare a semnalului din eșantionare anterioară, pe parcursul eșantionării actuale, el va constitui un extrapolator de ordinul zero E , a cărui funcție de transfer [C2] este:

$$H_E = \frac{1 - e^{-sT}}{s} \quad \text{sau} \quad H_E(s,z) = \frac{1 - z^{-1}}{s} \quad (7.41)$$

Având în vedere funcția de transfer a acționării de avans, dată

în relația (7.28) și funcția de transfer a extrapolatorului, funcția de transfer a ansamblului format din acționarea de avans (partea fixă F) și extrapolatorul E, va fi:

$$H_{E-F}(s,z) = (1-z^{-1}) * Z \left(L^{-1} \left[\frac{5,55}{s * (0,029 * s + 1) * (0,057 * s + 1)} \right] \right) \quad (7.42)$$

Această funcție de transfer, conform [C2], [C4], va duce la obținerea unei expresii de forma:

$$H_{E-F}(z^{-1}) = 5,55 * b_1 * \frac{z^{-1} * (1 - z^{-1} * \frac{b_2}{b_1})}{(1 - z^{-1} * e^{-a_1 * T}) * (1 - z^{-1} * e^{-a_2 * T})} \quad (7.43)$$

în care conform [C2] avem:

T - perioada de eșantionare (în cazul CAA se consideră 0,3 secunde);

$$a_1 = \frac{1}{T_{fl}} = \frac{1}{0,029} = 37,5 \quad ;$$

$$b_1 = 1 + \frac{a_1}{a_2 - a_1} * e^{-a_2 * T} - \frac{a_2}{a_2 - a_1} * e^{-a_1 * T} = 0,99016703 \quad ;$$

$$b_2 = -e^{-a_1 * T} * e^{-a_2 * T} - \frac{a_2}{a_2 - a_1} * e^{-a_1 * T} = -0,045672 \quad ;$$

Polii funcției de transfer $H_{E-F}(z^{-1})$ vor fi:

$$z_f = e^{-a_1 * T} = e^{-37,5 * 0,3} = 13 * 10^{-6} \quad ; \quad (7.44)$$

$$z_f = e^{-a_2 * T} = e^{-175 * 0,3} = 5,25 * 10^{-3} \quad ;$$

iar zeroul aceleiași funcții de transfer va fi:

$$z_{fl} = \frac{b_2}{b_1} = \frac{-0,045672}{13 * 10^{-6}} = -0,0046126 \quad (7.45)$$

Înlocuind (7.44) și (7.45) în (7.43) se va obține:

$$H_{E-F}(z^{-1}) = \frac{5,4954 * z^{-1} + 0,0253482 * z^{-2}}{1 - 0,0052605 * z^{-1} + 6,8 * 10^{-8} * z^{-2}} \quad (7.46)$$

Dacă se vor impune performanțele pentru CAA ca fiind:

- suprareglajul $\sigma_{imp} \% = 7\%$;
- timpul tranzitoriu $t_{c,imp} = 1,5$ (max 2) sec;
- eroarea statică la semnal treaptă unitară $\epsilon_{stat} = 0$,

atunci se poate adopta pentru răspunsul dorit a CAA, la un semnal discret treaptă unitară, următoarele valori:

$$\begin{aligned} y_0 &= 0 ; & y_1 &= 0,3 ; & y_2 &= 0,8 ; & y_3 &= 1,07 ; \\ y_4 &= y_5 = y_6 = \dots = 1. \end{aligned} \quad (7.48)$$

In acest caz răspunsul dorit oferit de CAA va fi:

$$y_d(z^{-1}) = 0,3 * z^{-1} + 0,8 * z^{-2} + 1,07 * z^{-3} + z^{-4} + z^{-5} + \dots \quad (7.49)$$

Așa cum se vede, CAA a asigurat, după patru perioade de eșantionare, la ieșire răspunsul unitar, conform [C2] se va nota:

$$\begin{aligned} h_1 &= y_1 - y_0 = 0,3 - 0 = 0,3 \\ h_2 &= y_2 - y_1 = 0,8 - 0,3 = 0,5 \\ h_3 &= y_3 - y_2 = 1,07 - 0,8 = 0,27 \\ h_4 &= y_4 - y_3 = 1 - 1,07 = -0,07 \\ h_5 &= h_6 = \dots = 1 - 1 = 0. \end{aligned} \quad (7.50)$$

Cu notațiile (7.50) funcția de transfer în cazul reacției principale directe va fi:

$$H_{0_d}(z^{-1}) = 0,3 * z^{-1} + 0,5 * z^{-2} + 0,27 * z^{-3} - 0,07 * z^{-4} \quad (7.51)$$

Această funcție de transfer va avea un zero corespunzător lui $H_{E-F}(z^{-1})$, adică cel dat de relația (7.45), lucru ce rezultă având în vedere relația [C2]:

$$H_{0_d}(z^{-1}) = \frac{H_R(z^{-1}) * H_{E-F}(z^{-1})}{1 + H_R(z^{-1}) * H_{E-F}(z^{-1})} \quad (7.52)$$

Din relația anterioară rezultă și funcția de transfer $H_R(z^{-1})$ a regulatorului CAA;

$$H_R(z^{-1}) = \frac{U(z^{-1})}{e(z^{-1})} = \frac{1}{H_{E-F}(z^{-1})} * \frac{H_{0_j}(z^{-1})}{1 - H_{0_j}(z^{-1})} \quad (7.53)$$

Înlocuind (7.47) și (7.51) în (7.53) se va obține:

$$H_R(z^{-1}) = \frac{0,0545911 + 0,09126933 * z^{-1} + 0,0496056 * z^{-2} -}{1 - 0,2953874 * z^{-1} - 0,5013838 * z^{-2} -} \quad (7.54)$$

$$\frac{-0,0124322 * z^{-3} + 0,0000663 * z^{-4} - 8,66 * 10^{-10} * z^{-5}}{-0,2723063 * z^{-3} + 0,0687546 * z^{-4} + 0,0003229 * z^{-5}}$$

În acest caz comanda regulatorului numeric va fi dată de relația recursivă:

$$U_k = 0,2953874 * U_{k-1} + 0,5013838 * U_{k-2} + 0,27230603 * U_{k-3} -$$

$$- 0,0687546 * U_{k-4} - 0,0003229 * U_{k-5} + 0,0545911 * e_k +$$

$$+ 0,09126933 * e_{k-1} + 0,0496056 * e_{k-2} - 0,0124822 * e_{k-3} +$$

$$+ 6,63 * 10^{-5} * e_{k-4} - 8,66 * 10^{-10} * e_{k-5} \quad (7.55)$$

Având în vedere relația (7.46), relația recursivă a răspunsului CAA va fi:

$$y_k = 0,0052605 * y_{k-1} - 6,8 * 10^{-8} * y_{k-2} + 5,4954 * U_{k-1} + 0,0253482 * U_{k-2} \quad (7.56)$$

Abateria dintre mărimea de referință r_k și răspunsul CAA va fi:

$$e_k = r_k - y_k \quad (7.57)$$

Pe baza relațiilor (7.55), (7.49) și (7.57) se poate simula funcționarea CAA pentru cazul aplicării unui semnal treaptă unitară discret, obținându-se valorile din tabelul 7.2.

Din relația (7.53) se vede că zerourile funcției $H_{c-f}(z^{-1})$ devin poli pentru funcția $H_g(z^{-1})$. Datorită

faptului că zeroul funcției $H_{c-f}(z^{-1})$ este negativ, așa cum se vede în relația (7.45), va apărea un caracter oscilant al mărimii de comandă U_k (v. tab. 7.2).

Tabelul 7.2.

k	y_k	U_k
1	0	0,54591100
2	0,3	0,14560862
3	0,8	0,19479439
4	1,07	0,182085324
5	1	0,182210248
6	1	0,182096720

Acest caracter oscilant poate genera două efecte negative:

-aparitia suprasolicitarii acționării de avans,

-aparitia oscilației forțelor de frezare între momentele de eșantionare.

Se impune drept criteriu de optimizare eliminarea oscilațiilor comenzii către acționarea de avans a frezei.

Pentru a înlătura efectele negative amintite, se caută să se simplifice zeroul z_{c1} , impunând ca el să fie și un zero al funcției $H_{o2}(z^{-1})$ astfel, în relația (7.53) apare o simplificare a binomului care conține pe z_{c1} de la $H_{c-f}(z^{-1})$ cu cel de la $H_{o2}(z^{-1})$.

În cazul în care avem doar un zero z_{c1} negativ, conform [C2], [C3], [C4], pornind de la ecuația (7.52), care se poate scrie:

$$H_{o2}(z^{-1}) = z^{-1} * S(z^{-1}), \quad (7.58)$$

se deduce ecuația:

$$S(z^{-1}) = 0,3 + 0,5 * z^{-1} + 0,27 * z^{-2} - 0,07 * z^{-3}. \quad (7.59)$$

Pentru optimizarea evoluției comenzii trebuie calculat coeficientul constant:

$$m_{opt} = \frac{S(z_f^{-1})}{1-z_f^{-1}} = \frac{S(-0,0046126^{-1})}{1+0,0046126^{-1}} = 0,2963320. \quad (7.60)$$

Conform [C2], în expresia răspunsului dorit optimizat se va modifica doar primul termen, ceea ce duce la modificări privind suprareglajul $T_{i,op}$ și a timpului tranzitoriu impus $tr_{i,op}$, de care s-a ținut cont la alegerea răspunsului dorit al CAA. În acest caz în relația (7.50) se va modifica doar primul termen.

$$h_{1,opt} = 0,3 - m_{opt} = 0,3 - 0,2693326 = 0,0036674. \quad (7.61)$$

Înlocuind (7.61) în (7.49) se va obține expresia (7.62):

$$Y_{d,opt}(z^{-1}) = 0,0036674 * z^{-1} + 0,8 * z^{-2} + 1,07 * z^{-3} + z^{-4} + z^{-5} + \dots \quad (7.62)$$

În expresia lui $H_{cd}(z^{-1})$ în comparație cu expresia din (7.51) vor apărea modificări la primii doi termeni, așa cum se vede în expresia (7.63).

$$H_{0,d,opt}(z^{-1}) = (h_1 - m_{opt}) * z^{-1} + (h_2 + m_{opt}) * z^{-2} + h_3 * z^{-3} + h_4 * z^{-4}. \quad (7.63)$$

Înlocuind expresia lui m_{opt} se va obține:

$$H_{0,d,opt}(z^{-1}) = 0,0036674 * z^{-1} + 0,7963326 * z^{-2} + 0,27 * z^{-3} - 0,07 * z^{-4}. \quad (7.64)$$

Funcția de transfer $H_{R,opt}(z^{-1})$ va rezulta înlocuind (7.46) și (7.64) în (7.53):

$$H_{R,opt}(z^{-1}) = \frac{0,0006674 + 0,1449054 * z^{-1} + 0,0483697 * z^{-2} - 0,0129964 * z^{-3} +}{1 + 0,0009452 * z^{-1} - 0,7963495 * z^{-2} - 0,2736732 * z^{-3} +} \\ + \frac{0,000067 * z^{-4} - 8,66 * 10^{-10} * z^{-5}}{+ 0,0687546 * z^{-4} + 0,0003229 * z^{-5}}. \quad (7.65)$$

Comanda optimizată a regulatorului numeric, din cadrul CAA, va fi ca în relația (7.66.).

Datorită optimizării comenzii, efectul oscilator al acesteia a fost înlăturat, lucru ce poate fi constatat din tabelul 7.3

$$\begin{aligned}
 U_{k,opt} = & -0,0009452 * U_{k-1} + 0,7963495 * U_{k-2} + 0,2736732 * U_{k-3} - \\
 & -0,0687546 * U_{k-4} - 0,0003229 * U_{k-5} + 0,0006674 * \epsilon_k + \\
 & + 0,1449054 * \epsilon_{k-1} + 0,0483697 * \epsilon_{k-2} - 0,0129964 * \epsilon_{k-3} + \\
 & + 0,000067 * \epsilon_{k-4} - 8,66 * 10^{-10} * \epsilon_{k-5} .
 \end{aligned}
 \tag{7.66}$$

Tabelul 7.3.

k	y(k)	U(k)
1	0	0,000667
2	0,003674	0,14556972
3	0,8	0,19327104
4	1,07	0,18001155
5	1	0,18001155
6	1	0,18001155
7	1	0,18001155
8	1	0,18001155

Pe baza relației (7.66) se poate întocmi algoritmul de comandă al avansului pentru comanda adaptivă a acestuia. Schema logică de comandă se poate vedea în figura 7.28. Variabilele utilizate în algoritmul din figura 7.28 au fost notate astfel:

C0 - valoarea prescrisă a avansului la mersul în gol a MU;

H, V - componentele F_x și respectiv F_y a forței de frezare, măsurată cu traductoarele de forță;

R - forța activă de frezare F_z ;

A1, A2, A3 - abaterea de la mărimea prescrisă a forțelor F_x , F_y și F_z ;

A(K) - abaterea minimă (minimul dintre A1, A2, A3);

U(K) - mărimea de comandă a variatorului electronic de turație a acționării de avans.

Algoritmul a fost conceput ca după prelucrarea datelor, de la traductoarele de forță și convertirea lor numerică, să se facă o testare dacă traductoarele funcționează normal. Acest lucru s-a făcut,

considerând că dacă un traductor funcționează bine și pe parcursul a trei perioade de eșantionare celălalt traductor indică mereu zero, lucru puțin probabil în perioada de așchiere a sculei, atunci algoritmul să conducă la oprirea avansului MU și să se afișeze mesajul "TRADUCTOARELE NU FUNCȚIONEAZA". Dacă însă ambele traductoare de forță sunt defecte, acest lucru nu poate fi sesizat pe baza algoritmului, deoarece situația se confundă cu cazul când scula nu este în așchiere. În cazul când CAA este implementată pe o mașină de frezat cu CN, prin furnizarea unor date suplimentare de la sistemul CN, referitor la faptul că scula este sau nu în așchiere, atunci se poate realiza și această verificare a tuturor traductoarelor.

Deoarece relația (7.66) este destul de laborioasă, pentru a scurta timpul necesar de calcul a mărimii de comandă a variatorului de turație, a fost conceput și un alt algoritm a cărui schemă logică este redată în figura 7.29 b. Și această variantă de algoritm a prevăzut aceiași verificare a traductoarelor, menționată anterior. Pe baza abaterilor A_1 , A_2 , A_3 a forțelor, de la valorile lor prescrise, prin selectarea abaterii minime A , pe baza unui pas impus P_0 , se comandă creșterea sau micșorarea mărimii C de comandă a variatorului electronic al acționării de avans.

Această simplitate a algoritmului are avantajul unui timp real de calcul ceva mai mic, însă mărește perioada timpului tranzitoriu de instalare a avansului, corespunzător parametrilor de lucru reali ai așchierii.

7.6. Varianta analogică a comenzii adaptive a avansului pentru mașina de frezat orizontal.

Asa cum s-a observat în cazul comenzii adaptive, realizată în varianta digitală (numerică), semnalele analogice care se primesc de la traductoarele de forță, cel de la forța de avans F_z , respectiv cel de la forța de avans normală F_{zN} , trebuie să fie prelucrate pentru a se obține rezultanta acestor două forțe F_s .

În cazul variantei analogice se prezintă prelucrarea analogică a acestor semnale. Astfel trebuie ca fiecare semnal analogic F_z , respectiv F_{zN} să fie ridicat la patrat

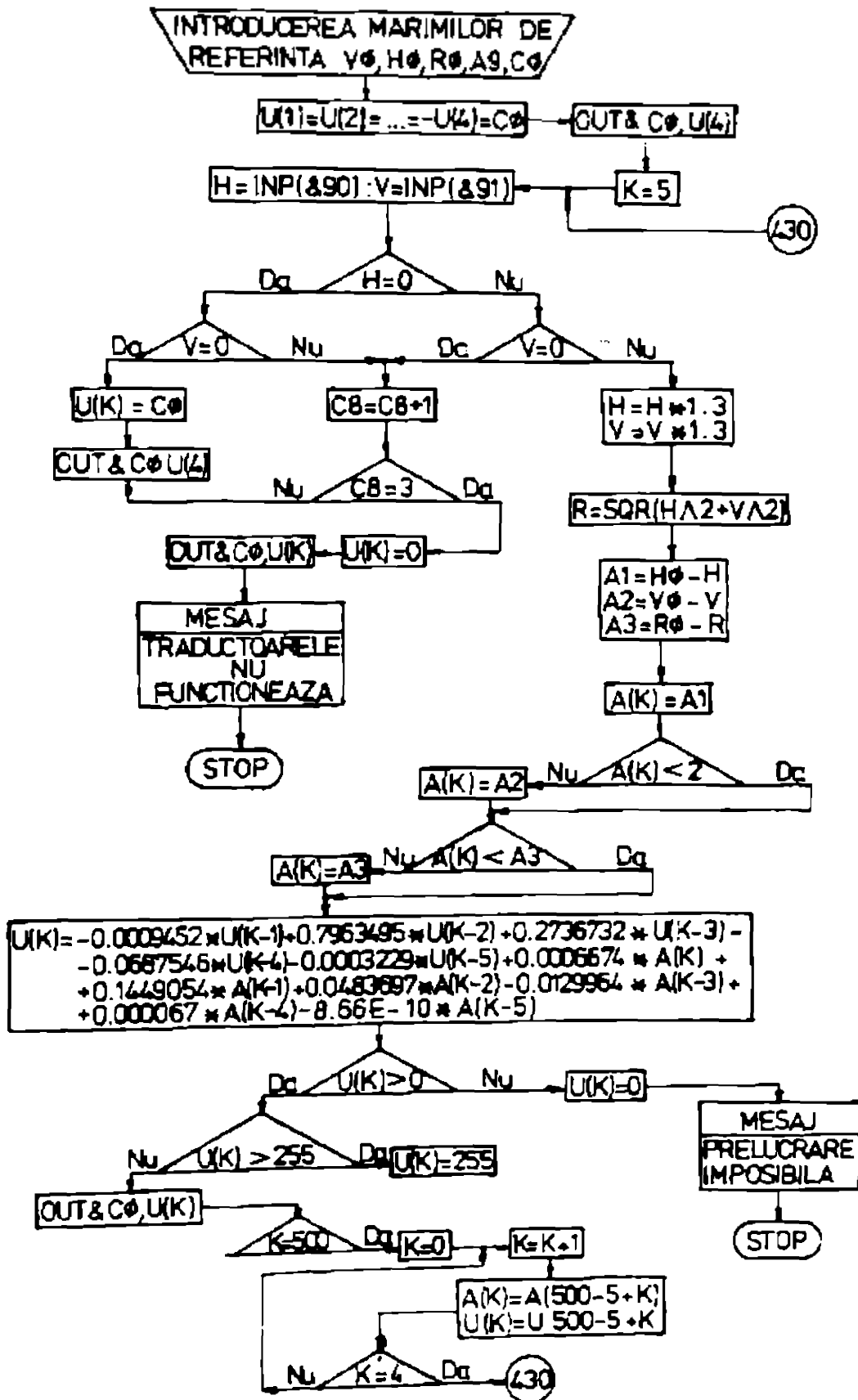


Fig. 7.28a. Schema logică a C.A.

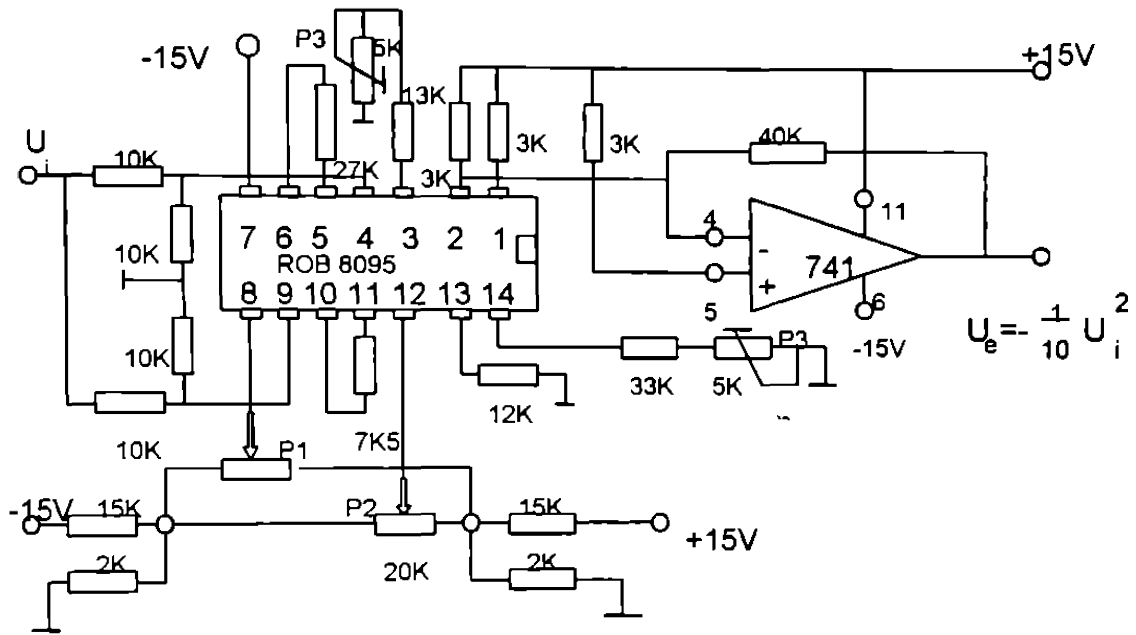


Fig.7.29. Înmulțitorul analogic

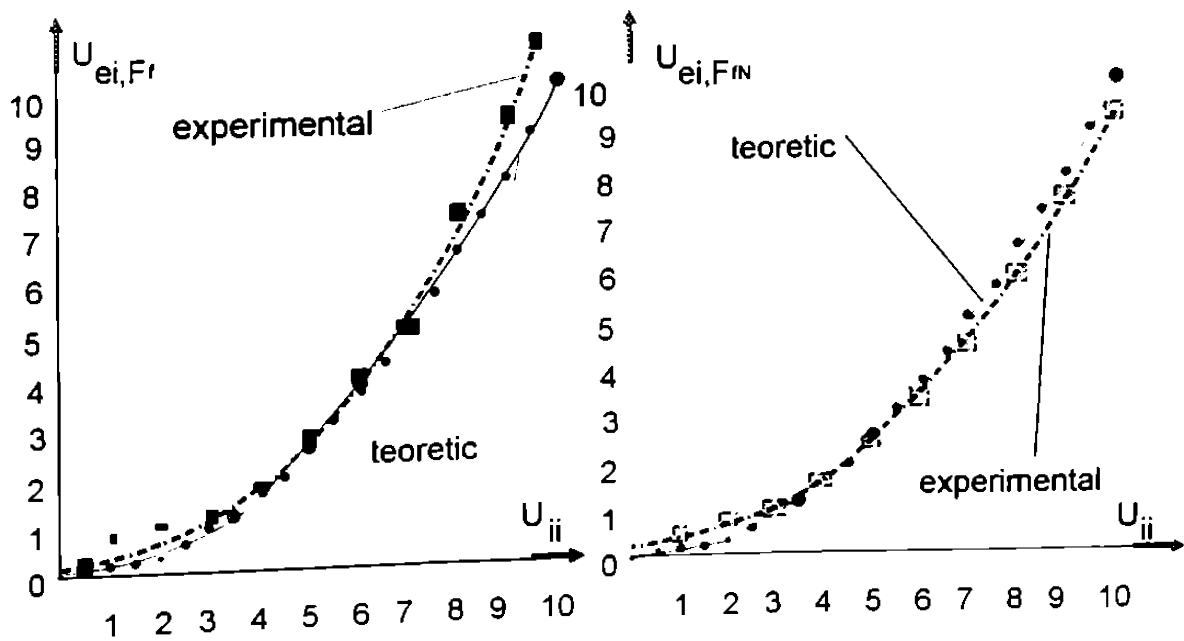


Fig.7.30. Precizia înmulțitorului analogic

obținându-se semnalele F_c^2 și respectiv F_{FN}^2 , care este de fapt o înmulțire cu el însuși, după care trebuie realizată suma acestor pătrate $F_c^2 + F_{FN}^2$, urmând în final un modul analogic de extragere a rădăcinii pătrate din suma pătratelor prezentate anterior.

Schema înmulțitorului a doua mărimi analogice este prezentat schematic în figura 7.29.

Așa cum se poate observa din figură, pentru materializarea înmulțitorului s-a utilizat circuitul integrat ROB 8095, iar ca amplificator de ieșire a fost utilizat amplificatorul operațional $\mu 741$. Semnalul analogic de intrare U_i (care într-un caz este F_c iar pentru celălalt modul de înmulțire va fi F_{FN}) este introdus pe terminalele 4 și respectiv 9 ale circuitului integrat ROB 8095, urmând ca pe ieșirea amplificatorului operațional $\mu 741$ să se obțină un semnal analogic de mărime $U_{i1} = -U_{i1}^2 / 10$.

Precizia cu care se realizează această înmulțire se poate observa în figura 7.30.

Utilizând două module de înmulțire se va obține la ieșirea acestora două semnale analogice care vor fi însumate, ele sunt $-U_{F_c^2} / 10$ și respectiv $-U_{F_{FN}^2} / 10$, fiind construit în acest sens un

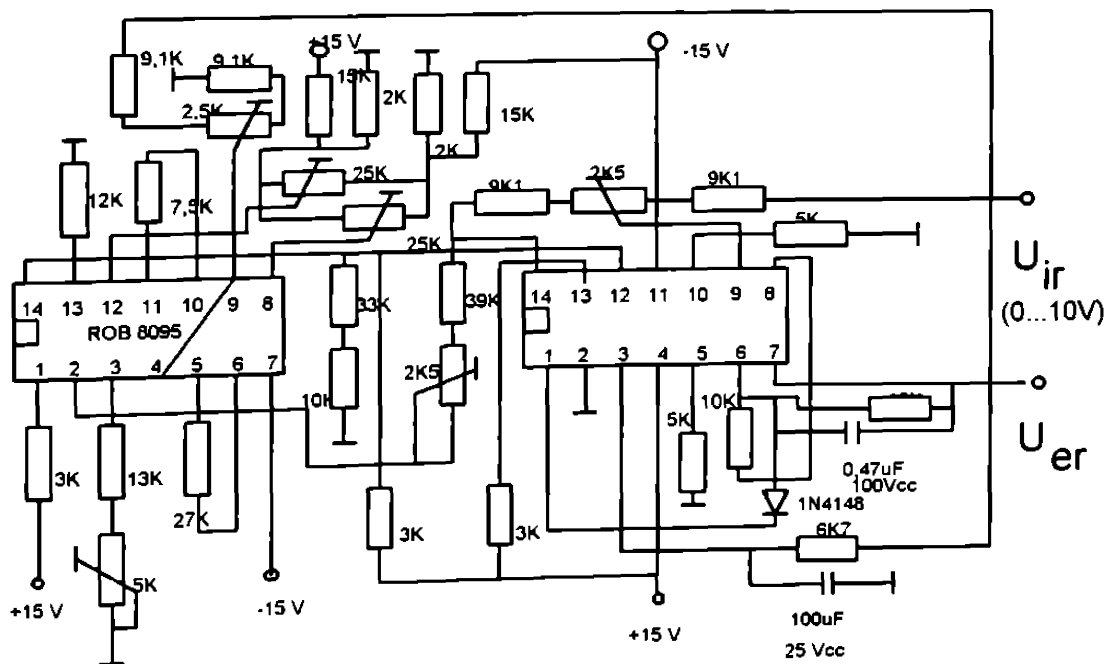


Fig. 7.31. Radicalul.

sumator (v. fig. 7.33), utilizând un amplificator operational $\mu 741$. Modulul care face extragerea rădăcinii pătrate din suma determinată anterior este prezentat în figura 7.31.

Precizia cu care este realizată extragerea rădăcinii pătrate, în comparație cu valoarea teoretică, este prezentată în figura 7.32.

La ieșirea modulului care realizează radicalul de ordinul doi se obține valoarea:

$$U_{er} = -(10 * U_{ir})^{\frac{1}{2}}$$

Cum în cazul însumării anterioare, semnalul de ieșire din sumator a fost:

$$U_{es} = (-U_{ei,Ff}^2 / 10 - U_{ei,FfN}^2 / 10) = -(U_{ei,Ff}^2 + U_{ei,FfN}^2) / 10 \quad (7.67)$$

Această mărime devine mărime de intrare în modulul de extragere a rădăcinii pătrate $U_{ir} = U_{es}$ astfel vom avea la ieșirea acestui modul:

$$U_{er} = -1/10 * (-U_{Ff}^2 / 10 - U_{FfN}^2 / 10)^{1/2} = (U_{Ff}^2 + U_{FfN}^2)^{1/2} \quad (7.68)$$

Astfel la ieșirea modulului radicalului se obține valoarea dorită a rezultantei forțelor componente F_f și respectiv F_{fN} a forței de așchiere.

Deci prin măsurări directe în procesul de așchiere se obțin componentele F_f (semnalul $U_{ei,Ff}$) și F_{fN} (semnalul $U_{ei,FfN}$) a forței de așchiere iar la ieșirea modulului radicalului avem forța rezultantă a acestor două F_f , ca sumă a pătratelor forțelor anterioare (semnalul U_{er}). Aceste

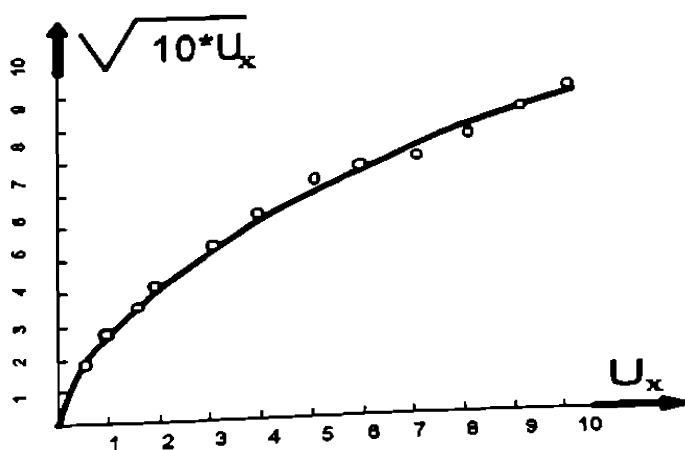


Fig. 7.32. Precizia radicalului

forțe în conformitate cu figura 7.33, trebuie să fie comparate cu

forțele de referință, redade ca semnale analogice fie prin intermediul unor potențiometre, reglate anterior prelucrării de operatorul uman, fie în urma unor calcule complexe, efectuate de un calculator electronic, urmând ca mărimile numerice (digitale) obținute să fie convertite în mărimi analogice cu un convertor D/A (digital / analogic).

În figura 7.33 se prezintă schematic modul de realizare a variantei analogice a comenzii adaptive a avansului la mașină de frezat orizontal.

În această variantă constructivă, în conformitate cu figura 7.33, sunt comparate forța activă de așchiere F_a și respectiv componenta forța de avans normală $F_{a\phi}$ cu mărimile lor de referință $F_{a\phi}$ și respectiv $F_{a\phi,or}$, comparatoarele electronice fiind realizate utilizând amplificatoare operationale $\mu 741$. În cazul în care mărimile reale ale forțelor depășesc mărimile lor de referință, atunci la ieșire comparatoarelor electronice va apărea semnal negativ, acesta

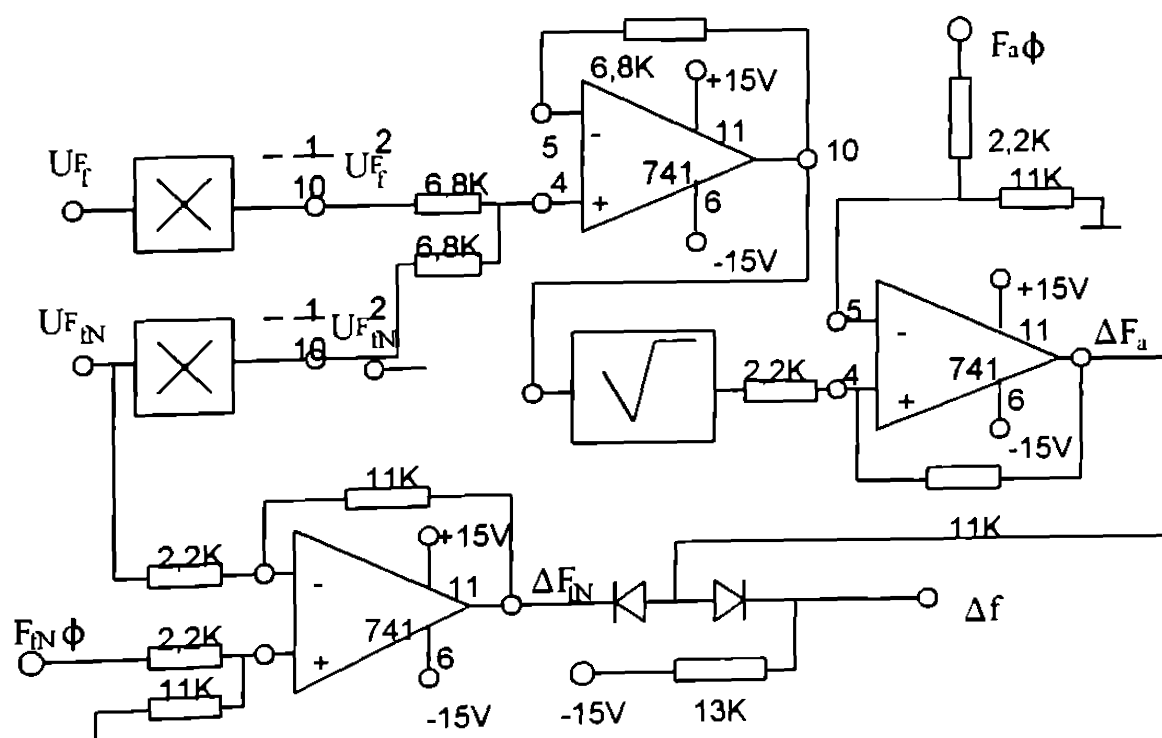


Fig.7.33. CAA Varianta analogica.

indicând depășirea forțelor de referință și ca urmare trebuie micșorat avansul de lucru. Existența unui semnal pozitiv va indica posibilitatea de creștere a avansului de lucru. Deoarece avem semnale de ieșire de la două comparatoare (a forțelor F_s și respectiv F_{cN}), va trebui selectat semnalul cel mai mare care să comande modificarea avansului de lucru. Această selectare s-a făcut utilizând diode, așa cum se poate vedea în figura 7.33.

Semnalul obținut la ieșirea blocului analogic al comenzii adaptive urmează să fie aplicat variatorului de viteză a motorului electric al acționării de avans, care constituie elementul de execuție al buclei de reglare a vitezei de avans. "

7.7. Concluzii.

Anterior au fost prezentate soluțiile CAA atât varianta digitală cât și varianta analogică. Așa cum se poate observa și în cazul variantei analogice, datorită complexității calculelor, mărimile de referință trebuie să fie calculate digital, utilizând calculatorul electronic, apoi acestea să fie convertite în mărimi analogice și comparate cu mărimile reale ale forțelor de așchiere. Comanda pentru adaptarea avansului la condițiile concrete de așchiere este mai avantajos să fie realizată digital deoarece microcalculatorul de proces poate utiliza date privind desfășurarea anterioară a procesului funcție de care să se comande avansul, lucru mai greu de realizat în cazul comenzii analogice. Mai mult precizia de realizare a calculelor impuse de algoritmul CAA este mult mai mare în varianta digitală decât în varianta analogică. Sunt cazuri când este economică utilizarea comenzii analogice, atunci când nu sunt necesare multe calcule de realizat și mai ales acestea să nu fie complexe. Acesta este motivul pentru care s-a preferat continuarea experimentărilor cu varianta digitală a CAA.

8. INCERCARI EXPERIMENTALE ALE COMENZII ADAPTIVE A AVANSULUI.

8.1. Instalația experimentală.

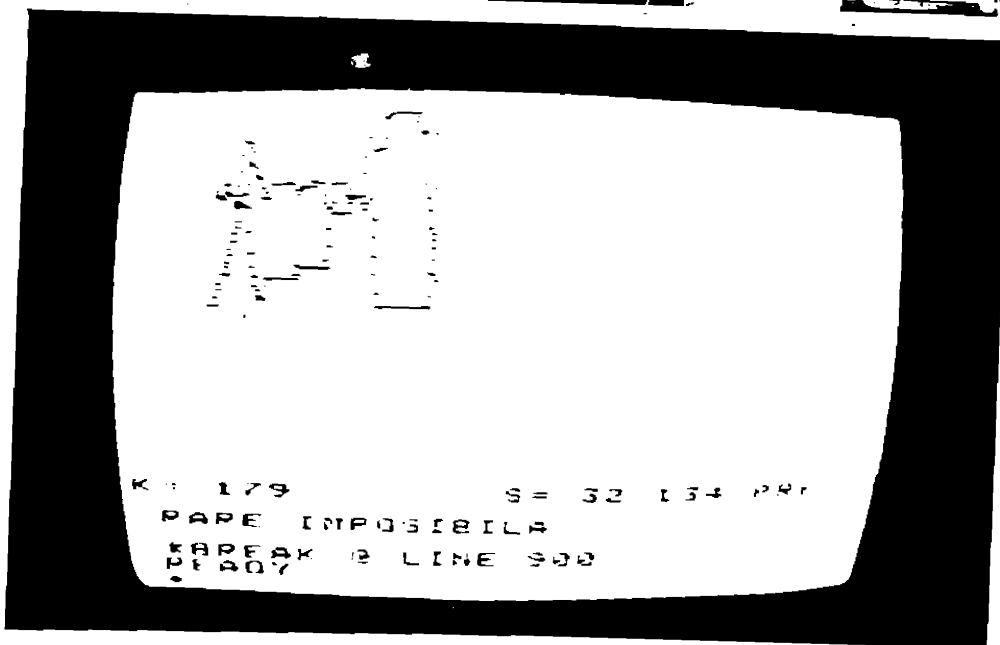
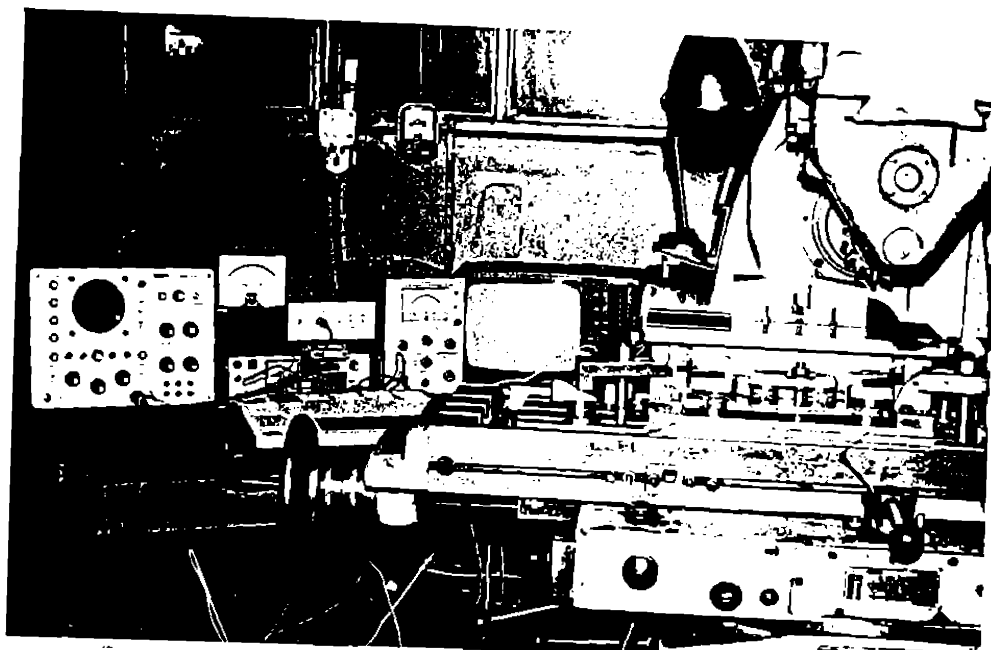


Fig.8.1. Instalația pentru verificarea CA a avansului.

Pentru verificările experimentale s-a utilizat mașina de frezat FU 32, la care s-a înlocuit motorul de curent alternativ al acționării de avans cu un motor c.c. de tip SMU750 având montat pe el și un tahogenerator, pentru a obține o reacție locală după viteză. Acționarea acestui motor a fost realizată cu un variator cu

tiristori tip VRM 240/50-10/3000. Comanda la acest variator a fost făcută prin intermediul unui calculator de construcție românească TIM-S, la care s-a realizat o extensie în vederea convertirii numerice a semnalelor analogice obținute de traductoarele de forță, precum și a convertirii analogice a mărimilor de comandă numerice ale calculatorului. Modul de concepere a cuplorului de proces a fost tratat în cap.7. Ansamblul instalației formată din MU, calculator cu cuplorul de proces și aparatele de măsură și control este prezentat în figura 8.1.

8.2 Obiective urmărite și metodica încercărilor.

Prin încercările experimentale s-a urmărit modul în care concordă determinările teoretice de cele experimentale în ceea ce privește creșterea capacității de producție a MFOC, construite cu CAA, precum și modul de funcționare a întregului sistem.

În vederea efectuării comparației între metoda clasică de aşchiere pe MFOC și în cazul când aceste MU sunt construite cu sistem de CAA, s-a căutat să se exprime capacitatea de producție (C) ca fiind ori suprafața aşchiată în unitatea de timp C_s [mm^2 / min], sau volumul de material aşchiat în unitate de timp C_v [mm^3 / min].

În cazul exprimării capacității de producție prin C_s , creșterea acesteia în cazul utilizării sistemului CAA, apare doar ca o creștere

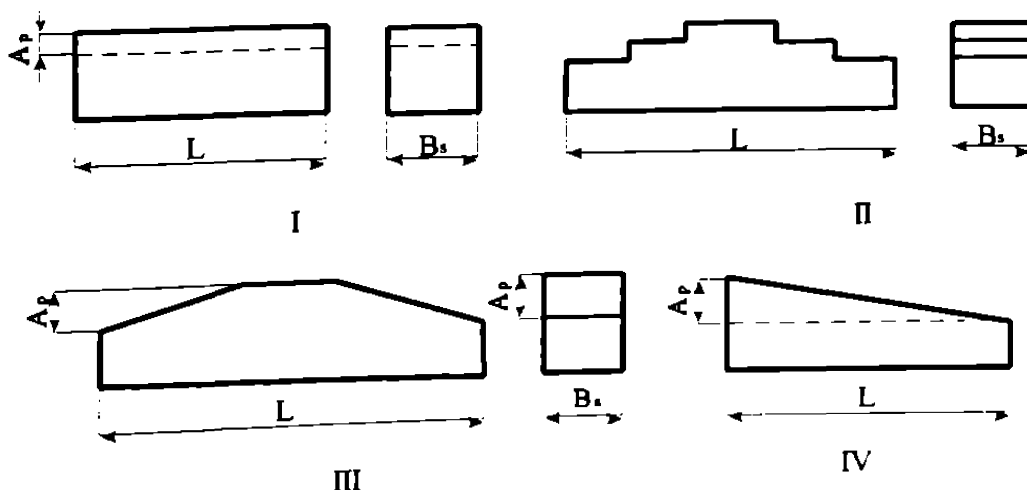


Fig.8.2. Tipuri de semifabricate prelucrate.

a lungimii parcursă de sculă după direcția de avans, în același interval de timp, în comparație cu prelucrarea clasică. În ambele cazuri lățimea B_s a suprafeței așchiate și viteza de așchiere fiind constantă.

Pentru a face comparația între metoda clasică de așchiere și cea cu sistem CAA s-au prelucrat tipurile de semifabricate redată în figura 8.2.

Pentru experimentări s-a utilizat o freză cu trei tășuri, cu dinți în zig-zag, având diametrul dornului $d = 32$ mm, diametrul sculei $D = 120$ mm, lățimea sculei $B = 20$ mm. Scula a fost montată la mijlocul unui dorn de lungime $l_d = 400$ mm. Lungimea piesei de prelucrat a fost $L = 120$ mm, iar adâcimea de așchiere posterioară a fost $a_p = 16$ mm.

8.2.1. Determinarea capacității de producție în condițiile utilizării sistemului CAA.

În cazul prelucrării semifabricatelor tip I din Fc 200 (v.fig.8.2.), la care adaosul de prelucrare este constant, parametrii regimului de așchiere, în varianta clasică [V4], sunt prezentați în tabelul 8.1, în care S reprezintă suprafața prelucrată pe semifabricat.

Tabelul 8.1.

Adânc. așch. efectivă a_p mm	Avansul pe dinte f_z mm	Viteza de avans v_f mm	Lung. de așchiere L_s mm	Timp prelucr. clasic t min	Timp prelucr. CAA t_A min	Capacit. prod. clasic $C_S=S/t$ cm ² /min	Capacit. prod. CAA $C_{SA}=S/t_A$ cm ² /min	$\frac{C_{SA}-C_S}{C_S}$ x 100 %
2	0,08	190	157	0,82	0,63	24,4	31,7	29
4	0,04	95	171	1,77	1,26	11,3	15,8	39
6	0,031	75	179	2,36	1,53	8,5	12,26	44
8	0,02	47,5	187	3,93	2,21	5	9	80
9,5	0,012	30	193	6,4	3	3,12	6,6	111

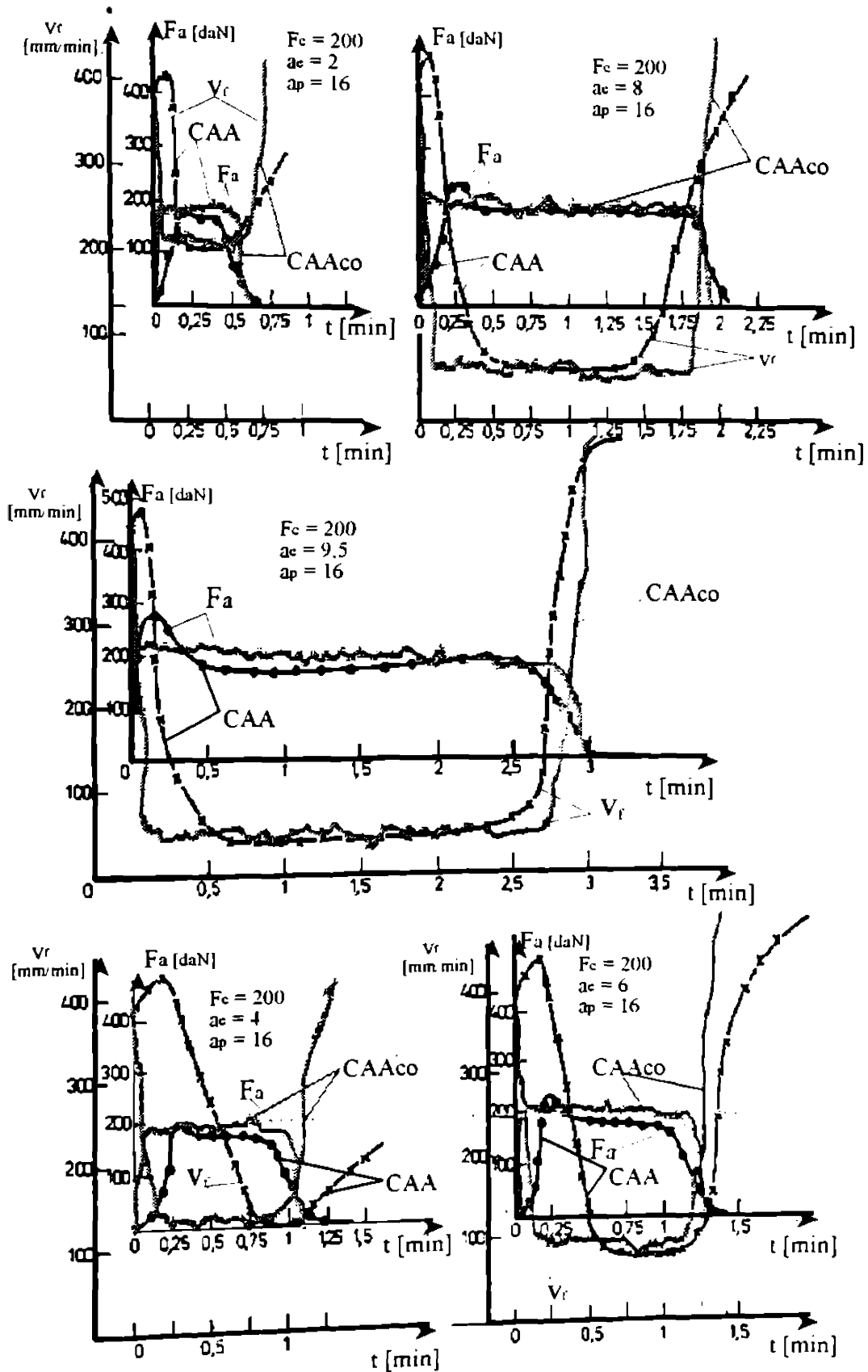


Fig. 8.3. Forța de așchiere și avansul în cazul a_p constant.

Pentru a se putea face comparația între cele două metode de prelucrare, clasică și cu sistem CAA, toate experimentările s-au făcut utilizând viteza de așchiere $v = 0,94$ m/s ($n=150$ rot/min). Deci nu s-a asigurat o viteză de așchiere optimă pentru toate experimentările. Condiția s-a impus deoarece instalația dispunea doar de sistemul CAA, nu și de CA a vitezei de așchiere.

La toate prelucrările au fost luate în considerare distanțele corespunzătoare pătrunderii și ieșirii sculei din așchiere L_p (v.fig.7.18), lungimea parcursă de sculă (v.tab.8.1) fiind $L_s = L + 2 \cdot L_p$.

Rezultatele experimentale pentru adaos constant de prelucrare, în cazul CAA, au dus la valori instalate a vitezei de avans de forma celor prezentate în figura 8.3, marcate cu CAA. În aceeași figură se prezintă comparativ și variațiile forței active F_s .

În toate prelucrarile marcate cu CAA, se poate vedea o suprareglare a forței de așchiere. Aceasta depășește cu puțin mărimea suprareglajului impus inițial ca performanță a CAA. Creșterea suprareglajului se datorește creșterii intervalului de eșantionare. Intervalul de eșantionare a semnalului forței a crescut, aproape dublându-se, deoarece s-au introdus mai multe instrucțiuni suplimentare în program, în vederea memorării rezultatelor experimentale și redării grafice a acestora pe ecranul monitorului. În cazul prezentat anterior algoritmul CAA a fost transpus în limbaj BASIC. Din aceasta cauză a fost mărită apreciabil durata unui ciclu de eșantionare (cca 0,4 - 0,6 sec). În urma compilării programului CAA în cod mașina (CAACO), durata unui ciclu de eșantionare a fost redusă substanțial (cca. 0,02 - 0,04 sec) ceea ce a făcut ca CAA să urmărească variațiile forței de așchiere inclusiv datorită intrării și ieșirii dintelui frezei din așchiere. Acest lucru a dus la o instabilitate a CAA, lucru care se poate observa și din curbele marcate cu CAACO, din figura 8.3. Pentru a micșora această instabilitate sa mărit intervalul de eșantionare prin măsurarea, în același eșantion, a mai multor valori ale forțelor de așchiere, calculându-se media acestora, urmând apoi a se calcula mărimea de comandă a vitezei de avans. Astfel s-a constatat că pentru a scoate procesul de așchiere din instabilitate, în acest caz, pe lângă

utilizarea unor freze cu mai mulți dinți și înclinați, mai există posibilitatea de a acționa asupra numărului de valori măsurate, în vederea calculării mediei, adică prin varierea duratei intervalului de eșantionare. Această posibilitate suplimentară de a evita instabilitatea procesului de așchiere, față de cele clasice [S9], poate constitui o temă de cercetare pe viitor, ea nefiind aprofundată în prezenta teză de doctorat.

Curbele din figura 8.3 arată că tocmai în fazele de pătrundere și ieșire a sculei se lucrează cu viteze de avans mari, acest fapt ducând la creșteri ale capacității de producție, conform valorilor date în tabelul 8.1. Cum era de așteptat, întrucât cu creșterea adaosului de prelucrare, cresc lungimile de pătrundere respectiv ieșire a sculei din așchiere, capacitatea de producție în cazul unor adaosuri (respectiv adâncime efectivă de așchiere a sculei) de 9,5 mm, ajunge să se dubleze. Compararea s-a făcut față de regimul de așchiere stabilit de tehnolog, sau ales din tabele, ori calculat cu metode clasice. Cum tehnologul nu poate, prin calcul, să stabilească cu suficientă precizie forțele de așchiere care vor apare, el va admite o rezervă mai mare până la limita admisă de STE. Acest fapt rezultă din compararea vitezei minime de avans instalată de CAA și avansul rezultat din calculul clasic tehnologic, comparare redată în figura 8.4.

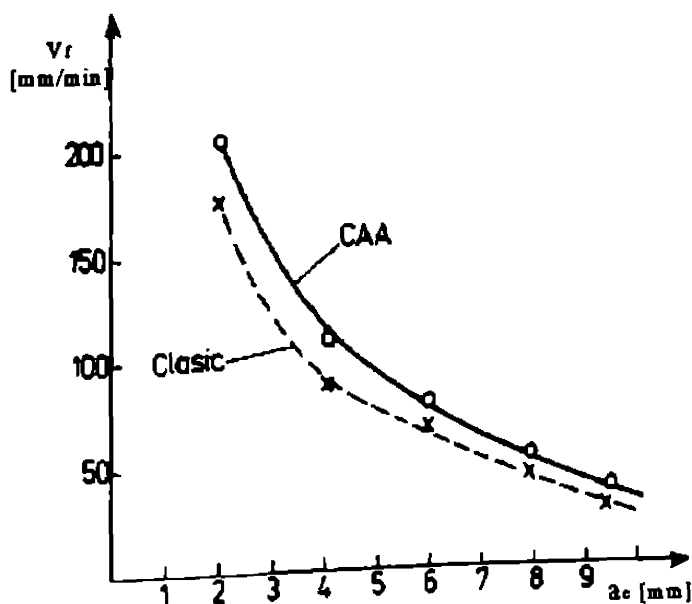


Fig.8.4. Avansul instalat în funcție de a_c

În cazul în care se consideră că tehnologul poate să calculeze în mod corect regimul de așchiere, viteza de avans rezultată din calcul trebuie să fie egală cu viteza minimă de avans instalată de sistemul CAA.

Valorile vitezelor de avans, timpilor de prelucrare și capacitățile de producție care rezultă

sunt redată în tabelul 8.2. În acest tabel timpul t_1 a fost calculat ca raport $L_s / v_{f,s}$, unde $v_{f,s}$ este viteza de avans staționară în cazul CAA, respectiv când $a_e = \text{const.}$

În acest caz creșterile capacității de producție a MU, datorate numai intrării și ieșirii sculei din așchiere, sunt apreciabile. Aceste creșteri sunt însă dependente de lungimea semifabricatului L . Astfel pentru un multiplu al lungimii L , $L_m = m * L$, capacitatea de producție scade de aproximativ "m" ori.

Valorile de creștere a capacității de producție din tabelul 8.2, chiar micșorate de "m" ori, justifică introducerea sistemelor CAA la MFOC. Mai mult în cazul existenței și a comenzii adaptive de reglare a vitezei de așchiere, în fazele de pătrundere existând o adâncime efectivă de așchiere mai mică, se va instala o viteză mare de așchiere, care micșorând avansul pe dinte, deci și forța de așchiere, va face ca viteza de avans să crească și mai mult. Această creștere suplimentară a vitezei de avans va duce în final la capacități de producție mai mari.

Tabelul 8.2.

Adânc. efectivă așchiere a_e mm	Viteza avans clasic v_f mm/min	Timp prelucr. clasic t_1 min	Timp prelucr. CAA t_2 min	Capacit produc. clasic $C_{S1}=S/t_1$ cm ³ /min	Capacit produc. CAA $C_{S2}=S/t_2$ cm ³ /min	$C_{S2}-C_{S1}$
						C_{S1} x 100
2	225	0,70	0,63	28,5	31,7	8,3
4	120	1,42	1,26	14	15,8	12,8
6	86	2,08	1,53	9,6	12,26	27,6
8	60	3,11	2,21	6,43	9	39,9
9,5	41	4,7	3	4,25	6,6	55,3

Modul de variație a capacității de producție, determinată experimental (suprafață prelucrată a piesei S împărțită la timpul necesar prelucrării), funcție de adâncimea efectivă de așchiere a_e , cu menținerea constantă a lungimii semifabricatului, este redată grafic în figura 8.5.

Pe același grafic sunt redată și capacitățile de producție exprimate în volum de așchii îndepărtate în unitate de timp C_v

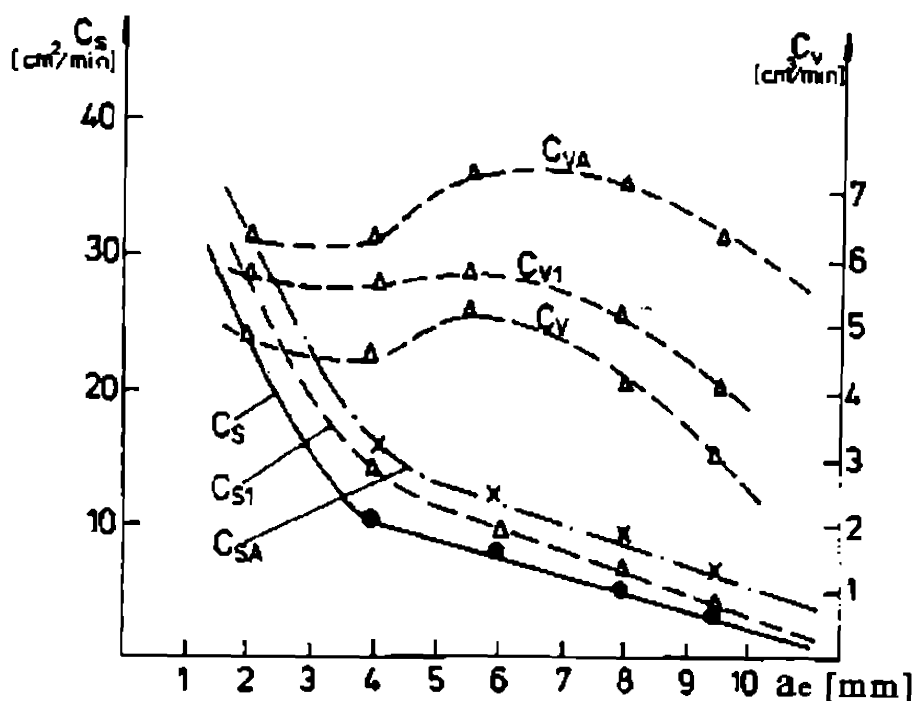


Fig.8.5. Capacitatea de producție.

($C_v = A_p \cdot C_s$), în cazul prelucrării clasice marcat cu C_v , cazul CAA cu C_{vA} și clasic modificat (pentru timpul t_1) C_{v1} . În cazul C_v diferențele între capacitățile productive sunt mai mari, dar creșterile procentuale ale C_v și în acest caz sunt tot ca în cazul C_s (suprafață prelucrată în unitate de timp).

8.2.2. Dependența vitezei de avans de lungimea de contact.

La prelucrarea cu partea periferică a frezelor cilindrice, în cazul CAA o problemă dificilă este cea a prelucrărilor cu adaosuri de prelucrare variabile. Acestea vor duce la lungimi de contact între sculă și semifabricat diferite în permanență. În acest caz forța de așchiere variază continuu, iar sistemul CAA trebuie să modifice continuu avansul, pentru a menține forța de așchiere constantă sau egală cu cea de referință.

Această testare a sistemului de CAA a fost făcută pe semifabricate de tip II, III și IV. Utilizând ca material de

prelucrat OL 50. Scula cu care s-au făcut experimentările a rămas aceeași, ca în cazul adaosurilor de prelucrare constante.

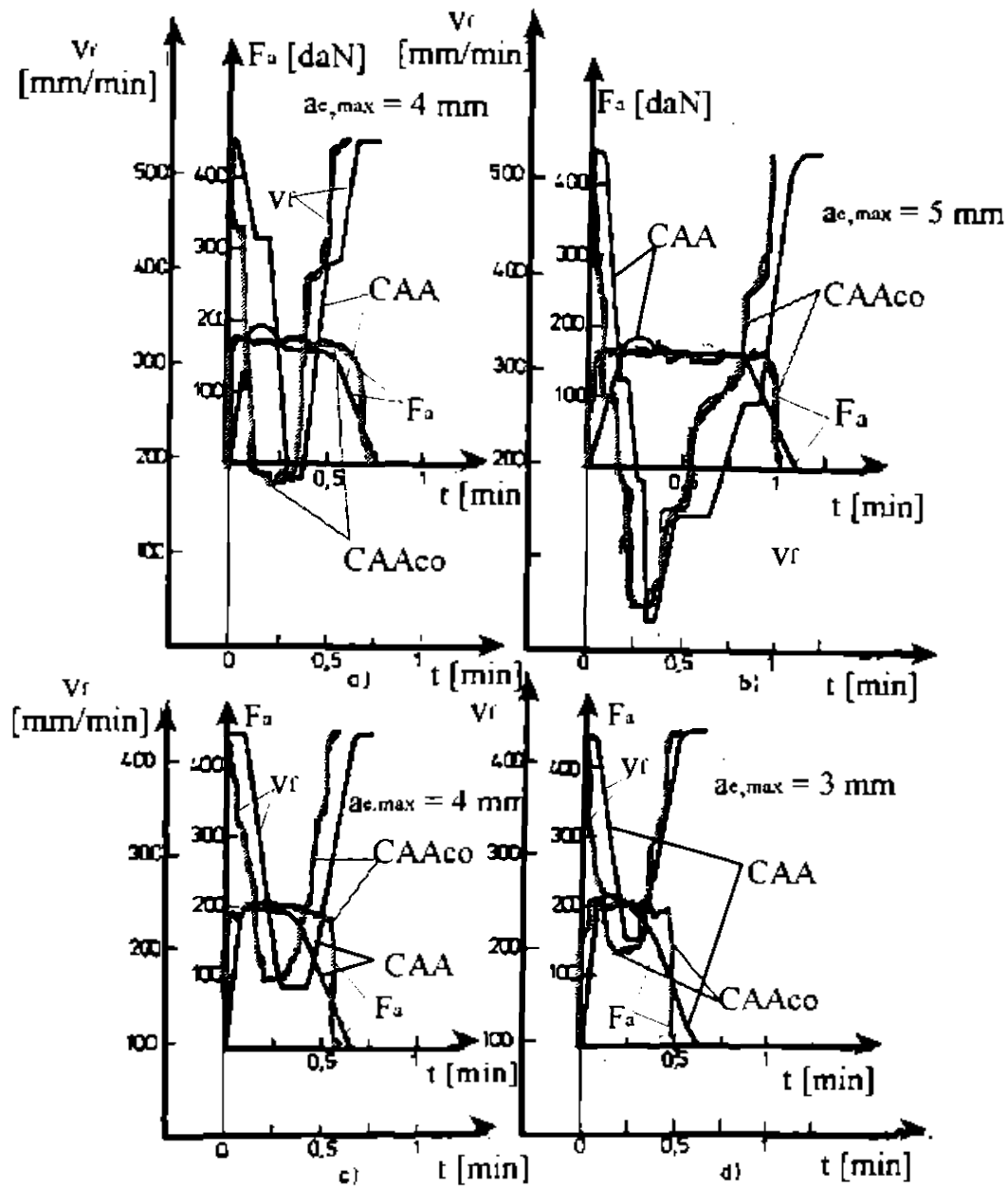


Fig.8.6. Forța de așchiere și avansul cu a_e variabil a,b) în trepte; c,d) continuu.

În cazul prelucrării unui semifabricat având două trepte egale de 2 mm (v.fig.8.2.II), variația vitezei de avans este ca în figura 8.6.a. Introducând suplimentar o treaptă de 1mm variația vitezei de avans este ca în figura 8.6.b. În amândouă cazurile se vede o asimetrie a modului de variație a avansului. Aceasta se explică prin vitezele de reacție diferite prevăzute prin algoritmul CAA.

Viteza de scădere a avansului, pentru a micșora suprasolicitarile, este mai mare decât viteza de creștere a acestuia.

Din aceeași figură 8.6, se poate vedea și pragul de insensibilitate a CAA. El se justifică prin existența unor decalaje între palierele de avans constant, de pe curbele de micșorare respectiv creștere a vitezei de avans.

Așa cum s-a putut observa în figura 8.3 și 8.5 în cazul utilizării sistemului de CAA având interpretorul limbajului BASIC (marcat cu CAA) și cel compilat în cod masină (marcat cu CAACO),

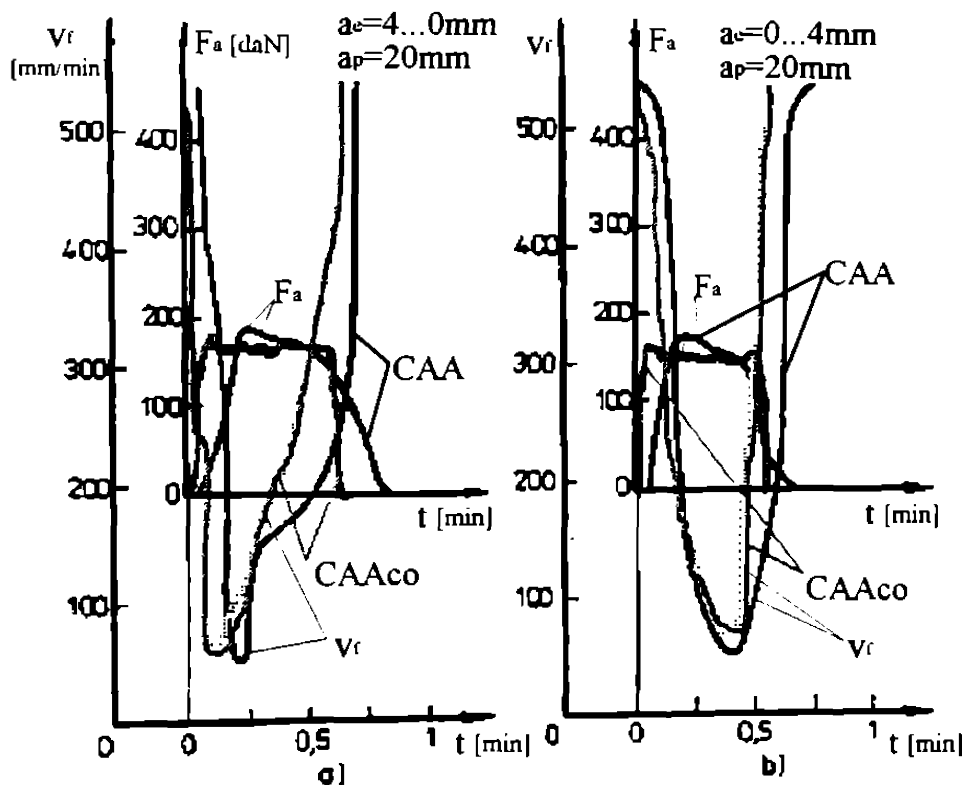
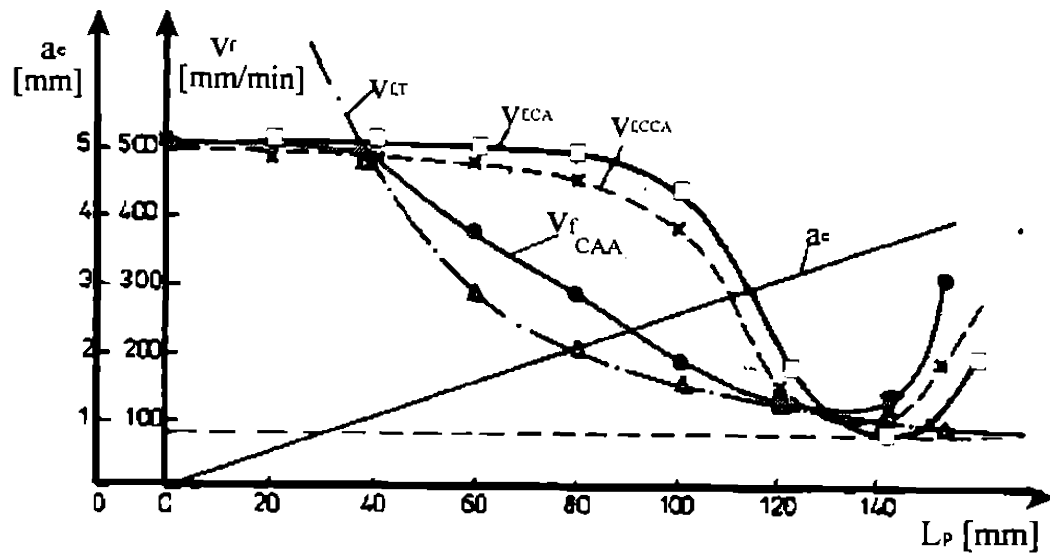


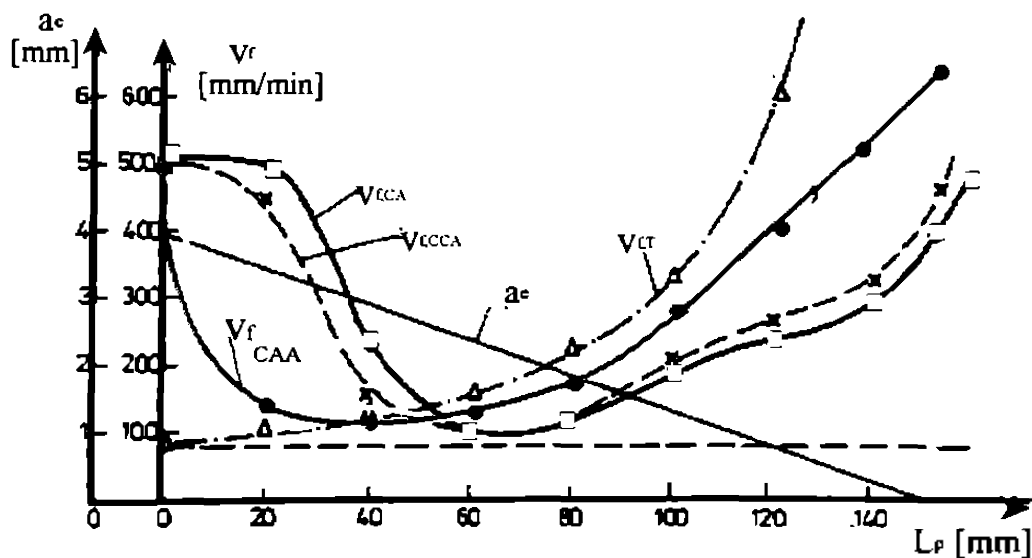
Fig.8.7. Variația în rampă a lungimii de contact a_e .

viteza de calcul a ultimului fiind mai mare, se poate observa descreșterea și respectiv o creștere mai rapidă a avansului. Acest lucru face ca durata de lucru pe palier (cu avans constant și mai mic) să fie mai mare. În cazul CAA compilate față de cea interpretată timpul la ieșirea sculei este mai mic (avansul crește mai rapid). La prelucrarile simetrice timpul total de prelucrare este aproximativ același. Nu același lucru se întâmplă la prelucrările asimetrice. Oricum în cazul CAA compilate nu mai apar suprareglajele

forței de așchiere dar în schimb variațiile forței și avansului instalat sunt mai mari.



a) Creșterea continuă a mărimii a_e



b) Scăderea continuă a mărimii a_e

Fig.8.8. Variația avansului funcție de poziția relativă scula-semifabricat.

În cazul unei variații continue a adausului de prelucrare, la prelucrarea unor semifabricate de tip III, curbele de variație a vitezei de avans sunt date în figura 8.6.c și d. Se poate observa că în cazul CAA interpretate cât și compilate nu apare suprareglajul la forța de așchiere, ca urmare a unei creșteri mai lente a forței de așchiere, deci perioada de eșantionare este suficientă pentru a

modifica corespunzator viteza de avans.

La prelucrarea semifabricatelor de tip IV, au fost considerate doua cazuri, unul cu creșterea continuă a adâncimii efective de așchiere $a_s=0...4$ mm, și altul cu scăderea continuă a acesteia $a_s=4...0$ mm. Modul in care sistemul de CAA a modificat viteza de avans se poate vedea in figura 8.7.

Pentru cazul variației in formă de rampă a adâncimii efective de așchiere a_s (piesa de tip IV fig.8.2.) au fost determinate curbele de variație a vitezei de avans in funcție de poziția frezei in raport cu semifabricatul, deci implicit funcție de adâncimea efectivă de așchiere a_s . Variația vitezei de avans instalată de sistemul CAA, notată $v_{f,CAA}$ funcție de poziția sculei față de semifabricat este redată in figura 8.8.a și b. În aceeași figură s-au redat curbele de variație a adâncimii efective de așchiere a_s , precum și cele care indica cum ar fi trebuit să varieze viteza de avans in cazul calcului teoretic al avansului $v_{f,t}$ și cum ar fi trebuit să varieze viteza de avans pentru ca forța activă de așchiere să fie menținută riguros constantă $v_{f,CAA}$.

Din figura 8.8 rezultă o diferență între viteza de avans calculată teoretic $v_{f,t}$ și cea instalata adaptiv $v_{f,CAA}$, diferență vizibilă mai ales in fazele de pătrundere și ieșire a sculei din semifabricat. Această diferență mai mare apare in cazul CAA interpretate BASIC și mai ales in zona prevazută cu adaos mare de prelucrare (fig.8.8.b)

La calculul teoretic, datorită dificultăților de calcul, in cazul când adâncimea efectivă de așchiere a_s și avansul sunt variabile, s-a considerat ca adâncime efectivă de așchiere chiar mărimea adaosului de prelucrare din zona contactului sculei cu suprafața superioară a semifabricatului. Pentru a înlătura acest inconvenient, in cazul CAA interpretata BASIC, s-a calculat avansul care trebuie să fie instalat in funcție de forța de așchiere, măsurată in acea poziție relativă dintre scula și semifabricat, curba $v_{f,CAA}$. In raport cu aceasta se vede că in acest caz in fazele de pătrundere CAA instalează un avans mare, iar in fazele de ieșire a sculei instalează un avans mic. Acest lucru apare ca urmare a duratei mai mari de calcul al avansului (interpretorul lucrând mai lent ca programul in

cod masină).

8.3. Concluzii și direcții viitoare de cercetare.

Având în vedere faptul că în cadrul prezentei teze de doctorat s-a creat un model experimental, testat prin numeroase încercări, se pot prevedea activități viitoare care să ridice performanțele sistemului de CAA.

Din cercetările experimentale realizate a rezultat că prin creșterea vitezei de calcul sistemul de CAA începe să urmărească variațiile forței de așchiere funcție de poziția dintelui sculei în contactul cu semifabricatul, lucru care poate crea uneori instabilitatea procesului de așchiere. O posibilitate de a scoate procesul din aceasta instabilitate este și aceea de a modifica durata de eșantionare, prin culegerea unui număr variabil de valori măsurate ale forței de așchiere urmând a se calcula media acestora, aceasta fiind utilizată pentru calculul avansului. Astfel pe lângă metodele clasice de scoatere a procesului din instabilitate a mai apărut una nouă, care ar trebui supusă unor cercetări mai aprofundate.

Având în vedere flexibilitatea CAA numerice, precum și faptul că valoarea vitezei de avans, care se instalează, este cunoscută, fără a fi necesară o măsurare suplimentară, se poate concepe reglarea adaptivă a vitezei de așchiere folosind tot o metodă numerică.

În cazul prezentei teze de doctorat, deși s-a limitat avansul în funcție de rugozitatea suprafeței prelucrate, s-a pus mai mult accentul pe creșterea capacității productive a frezării cilindrice în cazul operațiilor de degroșare. Pot fi concepuți algoritmi de CAA care să fie utilizați în operațiile de finisare, la care criteriile de performanță impuse sunt altele decât la degroșare.

Sistemul numeric de CAA a fost realizat experimental, utilizând componente universale. În cazul realizării în varianta uzinală, se recomandă conceperea acestuia în construcție specială, cu gabarit și cost minim, el fiind încorporat în partea de comandă a MU.

Dezvoltarea sistemelor numerice de comandă a ciclului cotelor crează condiții optime pentru realizarea sistemelor de CAA numerice, care să permită realizarea unor centre de prelucrare cu flexibilitate ridicată.

9. CONCLUZII GENERALE SI CONTRIBUTII ORIGINALE.

1. Realizarea de MU cu comenzi adaptive este o preocupare intensa pe plan mondial precum și în țara noastră, având în vedere avantajele acesteia, cum sunt: creșterea capacității de producție, crearea posibilității de diagnosticare a stării sculei, creșterea preciziei de prelucrare a pieselor, posibilitate parțială de a elimina calculul regimului de așchiere, realizarea mai ușor a celulelor flexibile de fabricație.

Tendința mondială de realizare a unor celule de fabricație, impune reglarea automată a parametrilor regimului de așchiere, acesta fiind obiectivul principal al sistemelor de CA la MU.

Toate MU moderne și mai ales centrele de prelucrare trebuie să fie prevăzute cu sisteme de diagnosticare a stării sculei. Această diagnosticare poate fi făcută și fără controlul forțelor sau a momentelor de așchiere, dar dacă totuși ele sunt măsurate, în cadrul sistemului de CAA, mărimile respective pot asigura un control mai complet al sculei.

2. Prin prezentarea celor mai reprezentative soluții de CA realizate pe plan mondial, cu o analiză critică a modului de concepere și a performanțelor lor, s-au clarificat parametrii procesului de așchiere care trebuie să fi mășurați, în vederea realizării unei CA cu performanțe cât mai bune.

Prezentarea stadiului de realizare a CA la noi în țară, unele din acestea fiind omologate industrial, scoate în evidență capacitatea de creație a cercetătorilor din țară. Un merit deosebit în cercetarea și realizarea de MU cu CA la avut colectivul de mașini-unelte din cadrul Facultății de Mecanică din Timișoara.

3. Sistemele de CA conduc procesul de așchiere având ca scop final creșterea capacității de producție a MU. Acest obiectiv se realizează odată cu îmbunătățirea preciziei dimensionale a piesei. Pentru a instala automat avansul prin sistemul de CAA la MFOC este necesară cunoșterea încărcării admise de STE. În cadrul tezei de doctorat au fost stabilite experimental, pentru MFOC grupa mașinilor

FU35, limitele admise ale încărcării sculei, a dornului port-freză și a altor elemente solicitate ale MU. Prin utilizarea setului de programe STATGRAPHICS (SUA) a fost modelată matematic deformația subansamblului consolei, funcție de poziția mesei transversale și longitudinale, astfel funcție de poziția acestor mese s-a putut determina încărcarea admisă din punct de vedere al păstrării deformației verticale a consolei constante, corelată cu precizia de prelucrare impusa piesei de realizat. Limitele de încărcare au fost corelate cu precizia de prelucrare și rugozitatea suprafeței prelucrate, impuse prin desenul de execuție al piesei.

4. Regimul de așchiere la MFOC clasice se stabilește destul de empiric, prin alegere din tabele a parametrilor acestora. Prin introducerea sistemelor de CA este necesară o instalare a parametrilor regimului de așchiere în vederea optimizării unui criteriu, în teză s-a abordat optimizarea regimului de așchiere pe baza criteriilor durabilitatea maximă a sculei (caz în care se asigură o uzură minimă a sculei), respectiv criteriul prețului de cost minim.

Stabilirea asociației optime avans-viteză de așchiere, în cadrul criteriului durabilitate maximă, s-a realizat experimental, fiind determinat avansul maxim admis pentru încărcarea MU.

În cazul optimizării regimului de așchiere pe baza criteriului prețului de cost minim, având restricțiile de alegere a regimului de așchiere impuse de STE, s-a conceput un algoritm de optimizare nelinilară cu restricții, utilizând metoda căutării unidimensionale cu funcții de penalizare la depășirea restricțiilor.

Algoritmul conceput a fost implementat pe calculatorul electronic obținându-se optimizarea regimurilor pentru MFOC. Acest criteriu de optimizare a indicat realizarea unui sistem de CA extremal.

5. Elementul de execuție al sistemului de CAA îl constituie acționarea de avans a MU. În condițiile CAA acesta necesită unele cerințe mai deosebite, privind modificarea continuă și în sarcină a vitezei de avans, existența unei reacții de răspuns mai rapide, o anumită sensibilitate și o anumită perioadă a procesului tranzitoriu,

pentru a nu duce la instabilitatea lanului cinematic al avansului. Pentru realizarea acestor cerințe s-a conceput un HMR de construcție originală. Această construcție elimină pe cât posibil frecarea de alunecare, înlocuind-o cu frecare de rostogolire. Soluția constructivă realizată constituie o noutate pe plan mondial. În conceperea acestui HMR au fost stabilite toate relațiile cinematice necesare unei bune funcționări, fiind conceput și un algoritm de calcul, care poate fi implementat pe calculatoarele electronice, asigurându-se astfel proiectarea HMR-ului asistată de calculator. De asemenea au fost stabilite relațiile analitice de calcul a debitului, a momentului HMR-ului și a randamentului acestuia.

6. Utilizând un motor electric c.c. de tip SMU750 și un variator tip VRM 240/50-10/300, a fost realizată o acționare de avans, adaptată la MFOC, prin intermediul căreia s-a putut testa sistemul de CAA realizat.

7. Datorită faptului că forțele de așchiere sunt cele care caracterizează cel mai bine procesul de așchiere, acestea au fost alese ca marimi care să se măsoare (controlate), ele stând la baza algoritmului CAA conceput.

Avantajele alegerii forțelor de așchiere ca mărimi măsurate constau în:

- posibilitatea măsurării lor sigure și cu suficientă precizie, în timpul desfășurării procesului de așchiere;

- cunoșterea stării de solicitare a tuturor elementelor STE fără prelucrări complexe ale semnalului;

- asigurarea preciziei dimensionale a piesei realizate prin posibilitatea controlului forțelor care deformează elastic STE.

8. Cunoscând rolul important al traductoarelor în fiabilitatea sistemului de CAA, s-au analizat cele mai adecvate traductoare experimentându-se cele rezistive și magnetoelastice. Având în vedere performanțele ridicate ale traductoarelor magnetoelastice, din punct de vedere al rigidității, ele au fost alese pentru măsurarea forțelor de așchiere. Datorită unor schimbări a materialului din care au fost realizate tolele traductoarelor magnetoelastice, față de cele clasice, au fost stabiliți experimental

parametrii principali de funcționare ai traductorului în noile condiții de execuție.

9. Au fost analizate construcții de componente de măsurare pentru forțe și momente de așchiere, realizându-se componente de măsurare originale.

Astfel s-a conceput și realizat un lagar dinamometric original, în vederea măsurării raportului F_f/F_{FN} a componentelor forței de frezare. Prin etalonări care țin cont de poziția frezei pe dorn, s-a putut măsura mărimea componentelor F_f și F_{FN} .

S-a conceput și realizat un subansamblu de măsurare a componentei F_f a forței de așchiere, transmisă de șurubul conducător al MU.

A fost concepută și realizată o masă dinamometrică utilizând traductoare magnetoelastice, precum și o masă dinamometrică utilizând traductoare rezistive.

Subansamblele pentru măsurarea raportului F_f/F_{FN} , a forței transmise de șurubul conducător al mesei longitudinale a MFOC, precum și masa dinamometrică, utilizând traductoare magnetoelastice, constituie contribuții originale la proiectarea și realizarea unor asemenea componente.

10. Având în vedere rolul important al mărimilor de referință în cadrul sistemelor de CAA, s-a conceput un algoritm de calcul al mărimilor de referință, reducându-se factorii care influențează procesul de așchiere și cei care limitează încărcarea sculei, dornului și MU, la o forță activă de referință $F_{t,ref}$, la o componentă de referință $F_{tN,ref}$ și la o componentă de referință $F_{z,ref}$. Datorită utilizării calculatorului electronic, în funcție de parametrii concreți ai așchierii, care se introduc prin tastatura calculatorului, se obțin rapid mărimile de referință. Acest fapt constituie un avantaj în comparație cu sistemele de CA în care mărimile de referință trebuie să fie introduse de operatorul uman, pe baza unor calcule sau nomograme.

11. În vederea transformării calculatorului electronic de construcție românească TIM-S, s-a realizat un cuplor de proces. Acesta asigură convertirea semnalelor analogice, obținute prin

măsurarea forțelor de așchiere, în semnale numerice. De asemenea convertește semnalele numerice , de comandă ale calculatorului electronic, în semnale analogice necesare modificării avansului. Pentru simplificarea construcției cuplorului de proces s-a utilizat un integrat din import, fiind dată și soluția de realizare a acestuia cu componente electronice indigene.

De asemenea a fost concepută și realizată și o variantă analogică a CAA.

12. Pentru a concepe sistemul de CAA s-a stabilit modelul matematic și funcția de transfer a acestuia. Astfel, pentru acționarea de avans realizată, a fost calculat momentul rezistent și momentul de inerție redus la arborele motorului electric. Pe baza acestor date a fost stabilită funcția de transfer a acționării de avans.

13. Conceperea și realizarea comenzii adaptive a avansului la MFOC constituie o altă contribuție originală. Aceasta a fost realizată cuantificând semnalul analogic al forțelor de așchiere atât în mărime cât și în timp, iar prin prelucrarea sa numerică, conform algoritmului CAA, s-a comandat mărimea vitezei de avans. Având în vedere că în acest caz nu este un control continuu al procesului, ci unul discret, pentru a nu apare supraîncărcarea STE între două eșantionări, deci între două comenzi succesive de adaptare a avansului, s-a studiat viteza de variație a forțelor de așchiere, în faza de pătrundere a sculei. În această parte, cea mai periculoasă privind apariția supraîncărcării, s-a constatat că și în cazul CAA interpretate BASIC, având în program facilitățile de reprezentare grafică a forței și a vitezei de avans, nu apar suprasolicitări importante ale STE, aceste fiind complet eliminate în cazul CAA compilate în cod masină.

14. S-a conceput algoritmul de comanda numerică a avansului la MFOC. Datorită necesității de a efectua operații ca : înmulțirea, împărțirea și extragerea de radical a semnalelor, măsurate în timpul procesului de așchiere, deși a fost concepută și realizată și varianta de calcul analogică, s-a considerat că acestea sunt mai precise și mai ușor de realizat pe cale numerică. Mai mult, în cazul

sistemelor numerice de CA se poate impune răspunsul dorit precum și performanțele CAA. Impunând CAA să asigure în patru perioade de eșantionare răspunsul la un semnal treptă unitară, a fost stabilită mărimea de comandă a regulatorului numeric. Această mărime de comandă a fost optimizată în vederea evitării suprasolicitării acționării de avans și a oscilației forțate între momentele de eșantionare.

Algoritmul de comandă a avansului are facilități de testare a bunei funcționari a traductoarelor, precum și de redare grafică a mărimii forței de așchiere și a vitezei de avans instalată pe MU, în momentele de eșantionare.

A fost realizată și compilarea CAA în cod masină, caz în care viteza de calcul a crescut apreciabil, reducând sensibil perioada de eșantionare. În cazul CAA compilate s-a constatat o creștere a instabilității acesteia, ea putând fi înlăturată prin creșterea duratei de eșantionare, în acest caz aceasta realizându-se prin efectuarea mai multor măsurări a forței de așchiere, fiind calculată apoi media acestora. Astfel se deschide perspectiva scoaterii din instabilitate a procesului prin modificarea perioadei de eșantionare, lucru ce poate fi cercetat în profunzime pe viitor.

Varianta numerică a CAA asigură o flexibilitate ridicată a sistemului de CAA.

15. În urma rezultatelor experimentale efectuate s-a constatat că sistemul de CAA se comportă bine în funcționare. În cazul CAA interpretate BASIC apare o suprareglare a forței de așchiere, în faza de pătrundere a sculei, după care forța este menținută constantă. În cazul CAA compilate în cod mașina nu apare suprareglarea, dar sistemul a devenit mai instabil. Datorita pătrunderii în așchiere și a ieșirii din așchiere cu valori ridicate ale avansului, creșterea capacității de producție este apreciabilă. În toate experimentările efectuate s-a constatat că față de regimul de așchiere stabilit prin metode clasice, regimul minim instalat de sistemul de CAA a fost mai mare, aceasta dovedește o creștere a capacității de producție și mai mare. Regimurile de așchiere stabilite clasic, datorită imposibilității calculării precise a forțelor de așchiere, duc la o rezervă de încărcare a STE mai mare, pentru a evita suprasolicitățile acestuia și depășirea limitelor de încărcare

admise. În cazul sistemului de CAA, forțele de așchiere sunt determinate real, rezerva de încărcare se micșorează, ea limitându-se doar la un domeniu de sensibilitate impus. Dacă forțele de așchiere măsurate sunt în acest domeniu, sistemul de CAA nu intervine în modificarea vitezei de avans.

16. Realizarea de sisteme de CA prin metode numerice, deși au dezavantajul controlului intermitent al mărimii reglate, totuși datorită vitezelor de calcul tot mai ridicate a componentelor numerice, precum și prin conceperea a unor algoritmi tot mai evoluți, cu predicție asupra variației mărimii măsurate, pot fi utilizate în construcțiile uzinale. Cercetările cu rezultate spectaculoase în domeniul microprocesoarelor, permit realizarea unor sisteme de inteligență artificială, care pe viitor vor pătrunde tot mai masiv în comanda tuturor MU. Aceste sisteme au marele avantaj al flexibilității și al optimizării continue a funcționării, pe baza sesizării neajunsurilor din fazele anterioare.

BIBLIOGRAFIE

- A1. Acerkan, N.S.s.a., -Metalorejustie stanki, vol I si II, Izdatelstvo Masinastroenie, Moskva, 1965.
- A2. Aelenei, M., -Probleme de masini-unelte aschietoare, Editura Tehnica, Bucuresti, 1978.
- A3. Acs, M., -Adaptiv-Regelung, Werkstatt und Betrieb, 1968, 11, pag. 683-687.
- A4. Albu, A., s.a., -Programarea asistata de calculator a masinilor-unelte, Editura Tehnica, Bucuresti, 1980.
- A5. Arhip, M., Botu, A., -Sisteme de comanda adaptiva la masini-unelte, AMC-20, A, Editura Tehnica, Bucuresti, 1975.
- B1. Babutia, I., Budisan, N., -Elemente de electronica si automatica, Litografia I.P. Timisoara, 1973.
- B2. Babutia, I., Budisan, N., -Teoria sistemelor automate, Litografia I.P. Timisoara, 1972.
- B3. Balaksin, B., S., s.a. -Adaptivnie upravlenie stankami, Izdatelstvo Masinostroenie, Moskva, 1973, Izdania 4-a.
- B4. Baştiiurea, Gh., Dodon, E., s.a., -Comanda numerica a masinilor-unelte, Editura Tehnica, Bucuresti, 1976.
- B5. Băilă, Neagoie, - Comanda adaptiva a turatiei la masini de frezat universale cu consola, Teza de doctorat, Timisoara, 1978.
- B6. Boangiu, Gh., -Contributii la reglarea automata a regimului de aschiere la masina de frezat universală, Teza de doctorat, Brasov, 1970.
- B7. Boangiu, Gh., s.a., -Masini-unelte si agregate, Editura Didactica si Pedagogica, Bucuresti, 1979.
- B8. Borangiu, Th., Dobrescu, R., -Automate programabile, Editura Academiei R.S.R., Bucuresti, 1986.
- B9. Bulucea, C., s.a., -Circuite integrate liniare, Editura Tehnica, Bucuresti, 1975.
- B10. Bernhard, J.H., Knpertz, B., -Initiere in tiristoare, Editura Tehnica, Bucuresti, 1974.

- B11. Boros, E.,
Opris, D.,
-Introducere in optimizarea liniara si aplicatii, Editura Facla, Timisoara, 1979.
- B12. Belous, V.,
-Sinteza sculelor aschietoare, Editura Junimea, Iasi, 1980.
- B13. Baciuc, A.,
Dutia, T.,
-Sistemul informational integrat al costurilor, Editura Dacia, Cluj-Napoca, 1981.
- B14. Borangiu, Th.,
Dobrescu, R.,
Ionescu, Fl.,
-Structuri moderne de conducere automata a masinilor-unelte, Editura Tehnica, Bucuresti, 1982.
- B15. Bell, R.,
-Vorschubantriebe für numerisch gesteuerte Werkzeugmaschinen, Werkstatt und Betrieb, 103(1970)12.
- C1. Calin, S.,
Belea, C.,
-Sisteme automate adaptive si optimale, Editura Tehnica, Bucuresti, 1971.
- C2. Calin, S.,
Dumitrache, I.,
-Regulatoare automate, Editura Didactica si Pedagogica, Bucuresti, 1985.
- C3. Calin, S., s.a.,
-Reglarea numerica a proceselor tehnologice, Editura Tehnica, Bucuresti, 1984.
- C4. Calin, S., s.a.,
-Sisteme automate numerice, Editura Stiintifica si Enciclopedica, Bucuresti, 1984.
- C5. Creanga, E.,
Isaimac, A.,
Banu, E.,
-Electronica industrială, Editura Didactica si Pedagogica, Bucuresti, 1981.
- C6. Capatina, O., s.a.
-Proiectarea cu microprocesoare, Editura Dacia, Cluj-Napoca, 1983.
- C7. Cernetki, V.I., s.a.
-Metode matematice si algoritmi in studiul sistemelor automate, Editura Tehnica, Bucuresti, 1973.
- C8. Constantinescu, I.,
-Prelucrarea datelor experimentale cu calculatoare numerice, Editura Tehnica Bucuresti, 1980.
- C9. Catuneanu, V.M.,
-Materiale pentru electronica, Editura Didactica si Pedagogica, Bucuresti, 1982.
- D1. Dascalu, D.,
Turic, L.,
Hoffman, E.,
-Circuite electronice, Editura Didactica si Pedagogica, Bucuresti, 1981.

- D2. Dodon, E., -Asupra utilizarii traductoarelor magnetoelastice in automatizarea masinilor-unelte, Academia R.P.R., Baza Timisoara, Tom V, nr. 3-4, 1958.
- D3. Dodon, E., -Asupra reglarii automate a regimului de aschiere la strunguri, Teza de doctorat, I.P. Bucuresti, 1960.
- D4. Dodon, E., s.a., -Studiu asupra dezvoltarii actuale pe plan mondial a masinilor-unelte cu comanda adaptiva, Contract de cercetare cu ICPMUA, Bucuresti, 1970.
- D5. Dodon, E., -Asupra reglarii automate a regimului de aschiere la strunguri, Probleme de automatizare, Editura Academiei, Bucuresti, 1957.
- D6. Dodon, E., -Sensibilitatea relativa a traductorilor Buzulica, D., magnetoelastici la diferite frecvente, Probleme de automatizare, Editura academiei, Bucuresti, 1969.
- D7. Dodon, E., s.a., -O varianta de utilizare a actionarilor hidrostatice utilizand masini-unelte cu comenzi numerice si adaptive, Lucrarile Conferintei a II-a PUPR, Timisoara, 1975.
- D8. Dodon, E., Grosu, I.Fl., -Traductori si sisteme de masurare a fortei axiale si a momentului de torsiune la gaurire, Lucrarile Conferintei a IV-a PUPR, Timisoara, 1981.
- D9. Dodon, E., Grozav, I., -Optimizarea regimului de aschiere la frezare pe baza criteriului costului minim, Sesiunea de comunicari "Primavara Aradeana", Arad, mai, 1986.
- D10. Dodon, E., Urdea, G., Grosu, I.Fl., -Element traductor pentru masurarea componentei F_y la rectificarea rotunda exterioara, Lucrarile Conferintei a IV-a PUPR, Timisoara, 1981.
- D11. Draghici, T., s.a., -Indrumar de proiectare in constructia de masini, Editura Tehnica, Bucuresti, 1981.
- D12. Dumitrache, I., -Tehnica reglarii automate, Editura Didactica si Pedagogica, Bucuresti, 1980.
- D13. Dodescu, Gh., s.a., -Microcalculatoare, Aplicatii vol. 1 si 2, Editura Tehnica, Bucuresti, 1977.
- D14. Dragomirescu, M., -Programare neliniara, Editura Stiintifica, Bucuresti, 1972.
Malita, M.,

- D15. Dreucean, A., -Masini-unelte si prelucrari prin aschiere,
E D P, Bucuresti 1968.
- D16. Dumitrescu, S., -Alicatii ingineresti ale calculatoarelor,
Dumitrescu, I., Calculatoare de proces, Editura Didactica si
Marinoiu, V., Pedagogica, Bucuresti, 1977.
Florovici, M.,
- D17. Draghici, G. -Tehnologia tip a pieselor plane, cu axe
incrucisate, cu profil complex si elicoidale,
Editura Tehnica, Bucuresti, 1977.
- D18. Dancea, I., -Metode de optimizare, Editura Dacia,
Cluj-Napoca, 1976.
- D19. Dodon, E., -Determinarea prin aschiere a rigiditatii
masinilor de frezat cu consola, Constructia
de Masini nr.2/1968.
- D20. Davidoviciu, A., s.a., -Minicalculatoare si microcalculatoare in
conducerea proceselor industriale, Editura
Tehnica, Bucuresti, 1983.
- E1. Etin, A., -Rasciot i regulirovanie rejimov rezanie dlea
abrabotki na metalorejuscih stankah, Vestnik
Masinostroienia, nr.5,7/1972.
- F1. Felea, I., -Circuite cu tranzistoare in industrie,
Proiectare, Scheme, Editura Tehnica,
Bucuresti, 1964.
- F2. Fransua, Al., -Servomotoare electrice in sistemele automate,
Editura Tehnica, Bucuresti, 1966.
- G1. Ganea, M., -Probleme ale comenzii adaptive a vitezei la
masini de gaurit si centre de prelucrare,
Teza de doctorat, Timisoara, 1985.
- G2. Giray, P.E., s.a., -Bazele electronicii moderne, vol I, II, Editura
Tehnica, Bucuresti, 1973.
- G3. Grosu, I.Fl., -Comanda adaptiva a avansului la masina de
gaurit, Teza de doctorat, Timisoara, 1985.
- G4. Grozav, I., -Dinamometru pentru masurarea fortelor la
Putz, V., frezare, Lucr. celei de a III-a ses. de com.
st. I.P. Iasi, 1980.
- G5. Grozav, I., -Determinarea rigiditatii statice la masina de
Ngoma, G.A., frezat FU35x160, Lucr. Conf. III PUPR,

- Timisoara 1978.
- G6. Grozav, I.,
Pop, I., -Optimizarea regimului de aschiere la frezare,
Buletinul Stiintific I.P."T.V.", Timisoara,
Tom 26 (40), 1981.
- G7. Giusti, F., s.a., -Die adaptiv steuerung, Werkstatt und Berieb,
nr.10/1974.
- G8. Gafiteanu, M., s.a.-Organe de masini, vol I, Editura Tehnica,
Bucuresti, 1981.
- G9. Gafiteanu, M., s.a.-Rulmenti, Proiectare si tehnologie, vol I si II
, Editura Tehnica Bucuresti, 1985. ..
- G10. Gumoniuc, M.M., -Maglinitoprughie datciki v avtomatiko,
Izdatelistvo Tehnika, Kiev, 1965.
- G11. Grozav, I., -Variatia fortei de frezare la patrunderea in
aschiere, Conf., VI PUPR, 1989.
- G12. Grozav, I.,
Dodon, E., -Determinarea marimilor de referinta pentru
comanda adaptiva a avansului la masina de
frezat FU35, Conf., VI PUPR, 1989.
- G13. Grozav, I., -Stabilirea functiei de transfer in cazul
comenzii adaptive numerice a avansului,
Conf., VI PUPR, 1989.
- G14. Grozav, I., -Incercari experimentale ale comenzii adaptive
a avansului la masini orizontale de frezat,
Conf., nationala de masini-unelte, Bucuresti, 1994.
- G15. Grozav, I., -Varianta analogica a comenzii adaptive pentru
masina de frezat, A VII Conf., internationala de
inginerie manageriala si tehnologica, TEHNO'95,
Timisoara, 1995.
- G16. Grozav, I., -Dispozitiv de achizitionare de date, pentru
varianta numerica a comenzii adaptive la
masina de frezat, A VII Conf., internationala
de inginerie manageriala si tehnologica,
TEHNO'95, Timisoara, 1995.
- H1. Hoet, Gh.L., -Nadejnostrejuscego insrtumenta, Masinostrienie,
Moskwa, 1968.
- H2. Harade, K., s.a., -A new torque transducer using stress sensitive
amorphus ribbons, I.E.E.E.TRANS. Magnetics,

Nr6, Nov., 1982.

- I1. Ionescu, G., s.a., -Traductoare pentru automatizari industriale, vol. I, Editura Tehnica, Bucuresti, 1985.
- K1. Karlov, R.F., -Adaptivnaia sistema upravlenia obrobotkoi glubokih otverstii, Stanki i instrument, nr.8, 1974.
- K2. Kauffman, B., Schmidt, H.I., -Erhöhen der Zuverlässigkeiten und Genauigkeit von Werkzeugmaschinen, Integration von Messsystem (Extras EMO-81-Hanovra), Werkstatt und Betriebe 114, nr.18/1981.
- K3. Kelemen, A., -Actionari electrice, Editura Didactica si Pedagogica, Bucuresti, 1979.
- K4. Kondaschewski, W.W., Fedetov, A.W., -Vergleichanalyse veschiedener Systeme der adaptive Steuerungen, Werkstatt und Betrieb, 105 nr.3/1973.
- K5. Kuo, B., -Sisteme cu esantionare, Editura Tehnica, Bucuresti, 1968.
- K6. Kolev, K.S., -Tocinosti obrobotki i rejimi rezania, Moskwa, Masinostroenie, 1976.
- K7. Kelemen, A., s.a., -Mutatoare, aplicatii, Editura Didactica si Pedagogica, Bucuresti, 1980.
- K8. Kudinov, V.A., -Dinamica masinilor-unelte, Editura Tehnica, Bucuresti, 1970.
- K9. Kovali, M.I., s.a., -Adaptionaoa sistema upravlenia s organiceniem avtocelebanii stanka, Stanki i instrument, nr.2, 1980.
- L1. Lazarescu I., s.a., -Aschiere si scule aschietoare, Editura Didactica si Pedagogica, Bucuresti, 1976.
- L2. Lederberger, A., -Adaptive regelung bei Drehbearbeitung, Industrie anzeiger, nr.70, 71/1970.
- L3. Liscivski, L.Iu., Rabinovici, V.I., -Optimalie uravlenie rejimorezanie v stanok dlea glubokovo sverlenia, Stanki i instrument nr.3/1973.
- L4. Lasdon, L.S., -Teoria optimizarii sistemelor mari, Editura tehnica, Bucuresti, 1975.
- L5. Lungu, I., -Studiul conducerii automate a regimurilor de lucru la superfinisare, Teza de doctorat,

Timisoara, 1976.

- M1. Mathias, R.A., -Adaptiv control of Milling Process, Paper 34CP67-716 des Institutes of Electrical and Electronics Engrs., New-York, S.U.A.
- M2. Mathias, R.A., -An Effective System for Adaptive Control of the Milling Process, Papers MS 68-202 Am. Soc. of Tool and Manuf.Engrs., Deaborn, Mich. S.U.A.
- M3. Mathias, R.A., -Adaptive Control for Milling, Rech.ref. Cincinnato Milling Machine Co. nr.103/72.
- M4. Makarov, A.D., -Optimizatia procesov rezania, Izd., Masinostroenie, Moskva, 1982.
- M5. Maziliu, I., -Sisteme hidraulice automate, Editura Academiei R.S.R., Bucuresti, 1982.
- M6. Marin, V.,
Moscovici, R.,
Teneslav, D., -Sisteme hidraulice de actionare si reglare automata, Probleme practice, Editura Tehnica, Bucuresti, 1981.
- M7. Magureanu, R.,
Micu, D.,
Marin, V., -Convertizoare statice de frecventa in actionari cu motoare asincrone, Editura Tehnica, Bucuresti, 1985.
- M8. Mendel, T., -Contributii la marirea capacitatii de productie la masinile de frezat cu consola, Teza de doctorat, Timisoara, 1978.
- M9. Mihalca, I., -Utilizarea paturilor feromagnetice de Ni ca traductori magnetoelastici, Simpozionul de mecanisme si transmisii mecanice, Timisoara, 1980.
- O1. Oprean, A., -Hidraulica masinilor-unelte, Editura Didactica si Pedagogica, Bucuresti, 1968.
- O2. Oprean, A., s.a., -Actionari Hidraulice, Editura Tehnica, Bucuresti, 1976.
- O3. Orszari, E., -Sistem de comanda adaptiva si reinstalare automata la cota la masina de cojit bare, Teza de doctorat, Timisoara, 1977.
- O4. Ovidiu, R., -Componente electronice pasive, Editura Tehnica, Bucuresti, 1981.

- O5. Oprean, A., s.a., -Bazele aschierii si generarii suprafetelor, Editura Didactica si Pedagogica, Bucuresti, 1981.
- P1. Pfeifer, T., -6 Internationale Werkzeugmaschinen Ausstellung in Tokio, Industrie Anzeiger, 95.
- P2. Picos, C., s.a., -Calculul adaosurilor de prelucrare si a regimuurilor de aschierre, Editura Tehnica, Bucuresti, 1974.
- P3. Ponner, I., -Automatica aplicata, Editura Tehnica, Bucuresti, 1971.
- P4. Papadache, I., -Automatica aplicata, Editura Tehnica, Bucuresti, 1971.
- P5. Philip, H., -Über die Schnittkraftkomponenten beim Walzenfräsen und das fräsen Profilen, Werkstatt und Betrieb, 1959.
- P6. Philip, H., -Messungen und Beobachtungen beim Fräsen in Gegenlauf, Werksatt und Betieb, nr.1/1937.
- P7. Poduraev, V.N., -Rezanie trudnobrativaemih materialov, Viskaia skola, Maskva, 1974.
- P8. Postelnicu, V., -Mica enciclopedie matematica, Editura Tehnica, Coatu, S., Bucuresti, 1980.
- P9. Pop, I., -Proiectarea sculelor aschietoare, vol.I, II, Litografiat I.P."T.V.", Timisoara, 1984.
- R1. Rabinovici, I., s.a -Rulmenti, Editura Tehnica, Bucuresti, 1977.
- R2. Rades, M., -Metode dinamice pentru identificarea sistemelor mecanice, Editura Academiei R.S.R., Bucuresti, 1979.
- R3. Radulescu, O., -Sinteze optimale in constructia de masini, Editura Tehnica, Bucuresti, 1984.
- R4. Radulescu, V., -Comanda adaptiva a avansului la strungurile revolver, Teza de doctorat, Timisoara, 1976.
- S1. Sauer, L., -Proiectarea sculelor, Editura Didactica si Pedagogica, Bucuresti, 1967.
- S2. Sauer, L., -Scule pentru frezare, Editura Tehnica, Bucuresti, 1977.
- S3. Savas, E.S., -Conducerea cu calculatoare a proceselor industriale, Editura Tehnica, Bucuresti, 1969.

- S4. Savescu, M., s.a., -Circuite electronice, vol I si II, Editura Tehnica, Bucuresti, 1982.
- S5. Schlesinger, W., -Werkzeugmaschinen, vol.I, Karl Haus Verlag München.
- S6. Spur, G., -Adaptiv control an spanender werkzeugmaschinen, VDI-Berichte nr. 168/1971.
- S7. Stupel, F.A., -Traductoare si convertoare electromecanice, Editura Tehnica, Bucuresti, 1967.
- S8. Stüte, G., s.a., -Adaptiv Control beime Drehen, Z.Industrie, Fertigung 61, nr.2/1971.
- S9. Suru, P., -Comanda adaptiva dupa autovibratii la strunguri, Teza de doctorat, Timisoara, 1980.
- S10. Spur, G., s.a., -Einsatz von Processrechner für DNC und AC System, Fertigungstechnik und Betrieb, nr.1/1971.
- S11. Simen, W., -Conducerea numerica a masinilor-unelte, Editura Tehnica, Bucuresti, 1974.
- S12. Sima, V., Varga, A., -Practica optimizarii asistate de calculator, Editura Tehnica, Bucuresti, 1986.
- S13. Saal, A., Szabo, W., -Sisteme de actionare electrica, Determinarea parametrilor de functionare, Editura Tehnica, Bucuresti, 1981.
- T1. Takeyama, H., s.a., -Optimirende Steuerung bei Drehbearbeitungen, Werkstatt und Betrieb nr.9/1970.
- U1. Urdea, G., -Comanda adaptiva la masini e rectificat rotund intre virfuri, Teza de doctorat, Timisoara, 1975.
- V1. Velikanov, M.K., s.a. -Economiknie rejimi rezania metalov, Masinostroenie, Leningrad, 1972.
- V2. Vasiliev, D.I., s.a., -Vicislitelnoe ustroistvo dlea opredelenia naivigodneisevo regima rezania, Automaticeskoe upravlenia i vicislitelnaia tehnika, Masghiz, 1958.
- V3. Vatasescu, A., s.a., -Dispozitive semiconductoare, Manualul de utilizare, Editura Tehnica, Bucuresti, 1975.
- V4. Vlase, A., Sturzu, A., s.a., -Regimuri de aschiere, adaosuri de prelucrare si norme tehnice de timp, vol.II, Editura Tehnica, Bucuresti, 1985.

- V5. Vonica,C., -Stabilirea automata a incarcarii la comanda adaptiva a strungurilor, Teza de doctorat, Timisoara,1976.
- X1. x x x -Moteur Hydrauliques Rollstar, Rollstar A.G., Zofingen, R.F.G.
- X2. x x x -Comanda sau reglarea adaptiva la masinile-unelte, Tokio Kogyo Co LDT iulie, 1973.
- X3. x x x - Masina de frezat universală, U.M.Cugir.
- X4. x x x -Tiristoare si module de putere, Catalog,Editura Tehnica, Bucuresti, 1984.
- X5. x x x -Circuite integrate liniare, vol 3, Manual de utilizare, Editura Tehnica, Bucuresti,1984.
- X6. x x x -Circuite integrate liniare, vol 4,Manual de utilizare, Editura Tehnica, Bucuresti,1985.
- X7. x x x -Circuite integrate analogice, Catalog, Editura Tehnica, Bucuresti, 1983.
- X8. x x x -Actionari electrice pentru avansuri si roboti industriali, realizate cu variatoare tip VRM si VMA,Cartea tehnica, Electrotehnica, Bucuresti, 1986.
- X9. x x x -SKF-Continuous load-monitoring of rolling bearings and spindler in machine tools.

CUPRINS

1. INTRODUCERE	2
1.1. Necesitatea automatizării proceselor de producție.	2
1.2. Rolul comenzii adaptive în creșterea capacității de producție a mașinilor-unelte.	3
1.3. Rolul comenzii adaptive în dezvoltarea și extinderea celulelor și liniilor flexibile.	4
2. STADIUL ACTUAL AL COMENZILOR ADAPTIVE LA MASINILE DE FREZAT	6
2.1. Stadiul actual al introducerii comenzilor adaptive la mașinile-unelte în România.	6
2.2. Comenzi adaptive la mașini de frezat.	7
2.3. Concluzii	19
3. STABILIREA ÎNCĂRCĂRII MAXIME ADMISIBILE.	21
3.1. Limitarea încărcării impusă de sculă.	21
3.2. Limitarea încărcării impusă de dornul port-freză.	29
3.3. Limitarea încărcării impusă de puterea motorului acționării principale.	31
3.4. Limitarea încărcării impusă de rigiditatea mașinii	34
3.4.1. Limitarea încărcării de rigiditatea statică a mașinii	34
3.4.2. Limitarea încărcării de rigiditatea dinamică.	45
3.5. Limitarea datorită rugozității suprafeței prelucrate.	48
3.6. Limitarea de către mecanismul de avans.	51
3.7. Concluzii privind încărcarea admisă.	53
4. OPTIMIZAREA REGIMURILOR DE ASCHIERE LA FREZARE.	55
4.1. Considerații generale.	55
4.2. Criteriul pe baza durabilității dimensionale.	56
4.3. Criteriul pe baza minimului prețului de cost.	61
4.4. Stabilirea optimului prin acțiunea restricțiilor.	65

4.5. Concluzii..	76
5. ACTIONAREA DE AVANS IN CONDITIILE COMENZII ADAPTIVE.	78
5.1. Considerații generale.	78
5.2. Acționări hidrostatice..	79
5.2.1. Compunerea generală.	79
5.2.2. Acționarea de avans cu amplificator de cuplu.	80
5.2.3. Acționarea de avans cu droselare prin sertar de urmărire.	80
5.2.4. Motor hidraulic rotativ special.	83
5.2.4.1. Principiul de funcționare al hidromotorului	83
5.2.4.3. Determinarea mărimii degajării la rolele de etanșare.	89
5.2.4.4. Determinarea teoretică a parametrilor caracteristici ai hidromotorului.	97
5.3. Acționări electrice cu variația în sarcină a avansului, la mașinile de frezat	104
5.4. Concluzii..	108
6. TRADUCTOARE SI COMPONENTE PENTRU FORTE.	109
6.1. Condițiile necesare traductoarelor de măsurare a forțelor	109
6.2 Construcții de traductoare și componente.	110
6.2.1. Componente de măsură piezoelectrice.	110
6.2.3. Traductoare magnetoelastice (magnetomecanice)	118
6.2.3.1. Considerații generale.	118
6.2.3.2. Construcții de traductoare magnetoelastice și componente de măsură pentru forțe și momente de așchiere	119

6.2.3.3. Contribuții la realizarea unor traductoare magnetoelastice și componente de măsură pentru forțe.	124
6.3. Concluzii.	133
7. ALGORITMUL SI SISTEMUL CA PENTRU AVANS.	135
7.1. Descrierea generală a soluției	135
7.2. Stabilirea mărimilor de referință.	140
7.3 Determinarea gradului de insensibilitate a CAA.. . . .	146
7.4 Modelul matematic al CAA și funcția de transfer.	147
7.4.1. Calculul momentului rezistent și a momentului de inerție redus la arborele motorului electric.	149
7.4.2. Funcția de transfer a acționării de avans.	154
7.5. Soluționarea sistemului pe baze numerice.	156
7.5.1. Cuantificarea în timp a semnalului forțelor.	157
7.5.1.1. Viteza de variație a forțelor de frezare la pătrunderea sculei în semifabricat.	159
7.5.2. Cuantificarea în amplitudine a forțelor la frezare	162
7.5.3. Cuplorul de proces al CAA.	163
7.5.3.1. Convertorul A/D de 8 biti.. . . .	165
7.5.3.2. Convertorul D/A de 8 biti.	168
7.5.3.3. Realizarea cuplorului de proces.. . . .	170
7.5.4. Algoritmul sistemului numeric CAA.	170
7.5.4.1. Stabilirea funcției de transfer dorite a CAA	171
7.6. Varianta analogică a comenzii adaptive a avansului pentru mașina de frezat orizontal.. . . .	178
7.7. Concluzii.. . . .	185

8. INCERCARI EXPERIMENTALE ALE COMENZII ADAPTIVE A AVANSULUI.	186
8.1. Instalația experimentală.	186
8.2. Obiective urmărite și metoda încercărilor.	187
8.2.1. Determinarea capacității de producție în condițiile utilizării sistemului CAA.	188
8.2.2. Dependența vitezei de avans de lungimea de contact	193
8.3. Concluzii și direcții viitoare de cercetare.	197
9. CONCLUZII GENERALE ȘI CONTRIBUTII ORIGINALE.	199
BIBLIOGRAFIE	206