

MINISTERUL EDUCATIEI SI INWATAMINTULUI
INSTITUTUL POLITEHNIC "TRAIAN VUIA" TIMISOARA
FACULTATEA DE MECANICA

ING. PETRU SURU

COMANDA ADAPTIVA DUPA AUTOVIBRATII
LA STRUNGURI

TEZA DE DOCTORAT

BIBLIOTECA CENTRALĂ
UNIVERSITATEA "POLITEHNICA"
TIMIȘOARA

CONDUCATOR ȘTIINȚIFIC

PROF. DR. ING. EUGEN LODON

- 1980 -

INSTITUTUL POLITEHNIC TIMIȘOARA

BIBLIOTECA

542/5
361 G

C U P R I N S

	pag.
Cap.1. INTRODUCERE.....	5
Cap.2. COMENZILE ADAPTIVE ALE MASINILOR-UNELTE.....	10
2.1. Comanda adaptivă (CA) și sensul funcției tehnologice în aceasta.....	11
2.2. Comanda adaptivă și autovibrațiile.....	16
2.3. Apreciere critică asupra structurii și funcțiilor S.C.A. analizate.....	25
Cap.3. DESPRE SISTEMUL DINAMIC AL MASINILOR UNELTE.....	28
3.1. Generalități.....	28
3.2. Sistemul dinamic al mașinii unelte.....	29
3.2.1. Despre stabilitatea procesului de așchiere	32
3.3. Vibrațiile mașinilor-unelte.....	35
3.3.1. Vibrațiile forțate ale strungurilor.....	36
3.3.2. Vibrațiile autoexcitate ale strungurilor..	40
Cap.4. AMORTIZAREA VIBRAȚIILOR AUTOEXCITATE SI INFLUENȚA REGIMULUI DE AȘCHIERE ASUPRA ACESTORA LA AȘCHIEREA PE STRUNGURI.....	43
4.1. Influența parametrilor regimului de așchiere asupra vibrațiilor autoexcitate.....	45
4.1.1. Influența vitezei de așchiere asupra intensității vibrațiilor.....	45
4.1.2. Influența avansului asupra intensității vibrațiilor.....	57
4.1.3. Studiul influenței variației simultane a parametrilor v și s asupra intensității autovibrațiilor.....	61
4.1.4. Influența adâncimii de așchiere asupra intensității autovibrațiilor.....	65
4.1.5. Influența geometriei sculei asupra intensității autovibrațiilor.....	68
4.1.6. Concluzii privind influența parametrilor regimului de așchiere v , s și t asupra vibrațiilor autoexcitate la strunjire.....	69

	pag.
Cap.5. STABILITATEA PROCESULUI DE ASCHIERE	
LA STRUNJIRE	71
5.1. Introducere.....	71
5.2. Stabilirea mărimii de referință a amplitudinii...	71
5.2.1. Determinarea teoretică a mărimii de referință.....	72
5.3. Stabilizarea procesului de aşchiere.....	74
5.3.1. Calculul la stabilitate după viteză la aşchiere.....	76
5.3.1.1. Stabilitatea sistemelor cu un grad de libertate.....	76
5.3.1.1.1. Stabilitatea la prelucrarea fără urme.....	79
5.3.1.1.2. Stabilitatea la prelucrarea după urme.....	83
5.3.1.2. Stabilitatea sistemelor cu două grade de libertate.....	88
5.3.1.2.1. Cazul deplasării după o direcție.....	88
5.3.1.2.2. Cazul deplasării după două direcții.....	92
5.3.2. Stabilitatea procesului de aşchiere după avans.....	97
5.3.2.1. Stabilitatea dinamică a mecanismului de avans.....	98
5.4. Concluzii.....	103
Cap.6. STABILITATEA ALGORITMULUI SI A LEGILOR CE GUVERNEAZA S.C.A. CU LUAREA IN CONSIDERARE A AUTOVIBRAȚIILOR	105
6.1. Introducere.....	105
6.2. Variația vitezei și avansului în condițiile menținerii forței maxime.....	106
6.3. Stabilirea logicii și a parametrilor regimului de aşchiere la prelucrare cu CA după autovibrații	110
6.3.1. Schema logică la operațiile de finisare a CA pe strunguri.....	110
6.3.1.1. Alegerea vitezelor economice pentru operația de finisare cu CA	112

	pag.
6.3.2. Schema logică la operațiile de degroșare cu C.A. pe strunguri.....	116
6.3.2.1. Alegerea regimurilor optime pentru operațiile de degroșare.....	118
6.3.3. Stabilirea algoritmului general.....	121
Cap.7. INCERCARI EXPERIMENTALE SI INTERPRETAREA REZULTATELOR OBTINUTE PENTRU COMANDA ADAPTIVA DUPA AUTOVIBRATII PE STRUNGURI.....	132
7.1. Mărimea de referință și dependența ei de R_z.....	132
7.1.1. Determinarea experimentală a mărimei rugozității R_z	132
7.1.2. Determinarea experimentală a legăturii dintre R_z și $2A$	134
7.1.3. Concluzii.....	138
7.2. Determinarea experimentală a dependenței amplitudinii autovibrațiilor de parametrii v și s ai regimului de așchiere.....	138
7.2.1. Dependența amplitudinii autovibrațiilor de viteza de așchiere la strunjire.....	139
7.2.1.1. Determinări pentru prelucrarea de degroșare.....	140
7.2.1.2. Determinări pentru prelucrarea de finisare.....	143
7.2.2. Dependența amplitudinii de avans.....	145
7.2.3. Concluzii.....	151
7.3. Elemente specifice SCA după autovibrații, construcția și încercarea lor.....	152
7.3.1. Blocul electronic pentru SCA.....	152
7.3.2. Cuplaj inductiv de comandă.....	158
7.3.3. Considerații finale.....	160
Cap.8. CONCLUZII.....	162
BIBLIOGRAFIE.....	168

Cap.1. I N T R O D U C E R E

In prezent construcția de mașini-unelte pe plan mondial ca și în țara noastră marchează un ritm vertiginos de dezvoltare.

In evoluția mașinilor-unelte (MU) o mare perioadă de timp s-a căutat în principal echiparea acestora cu dispozitive care să urmărească în proces doar controlul dimensional al pieselor și aceasta în special la operațiile finale. Cu deosebire însă, în ultimul deceniu au căpătat o amploare deosebită în construcția de mașini-unelte, comenzile numerice (NC), de poziționare, de conturare (NCC), comenzile prin calculatoare integrate (CNC) sisteme numerice computerizate (SNC), centrele de prelucrare CP, acestea revoluționând acest domeniu atât în ce privește comanda mașinilor cât și respectiv structura constructivă a acestora.

In principal aceste comenzi au rezolvat automatizarea deplasărilor pentru realizarea ciclului cotelor, în programul mașinilor putându-se introduce și parametrii regimului de așchiere, viteza de așchiere v , și avansul s , mărimea adâncimii de așchiere t stabilindu-se în funcție de avansul de prelucrare și de trecerile prealabile.

Dezvoltarea la scară industrială a comenzilor numerice (NC), a condus firește, la o mare diversitate de sisteme care au echipat mașinile-unelte.

Toate aceste sisteme însă trebuie să utilizeze un program pe bandă care conține date privind ciclul cotelor, un anumit itinerar tehnologic și în concordanță cu acesta programarea sculelor din magazia de scule și a parametrilor regimului de așchiere. In ultimul timp sistemele de comandă numerică s-au dezvoltat în sensul comenzilor directe (DNC) și al comenzii mașinilor prin calculator integrat (CNC).

Deși comanda după program a regimului de așchiere $-s, v-$ a reprezentat la timpul său un element de certă eficiență și nouitate, ulterior aceasta a început să arate și desavantaje, care practic nu pot fi înlăturate. Astfel:

- datorită expresiilor matematice din teoria așchierii [36],[39], 106) cu numeroși coeficienți pe care acestea le conțin, a unei mari diversități de cazuri tehnologice concrete, cărora li se asociază

necunoașterea exactă a materialelor și proceselor, datele utilizate în calcule sînt stabilite cu inevitabile erori;

- este dificil să se țină seama de variația cotelor și a forțelor de așchiere datorate uzurii normale a sculelor așchietoare;

- variația dimensională a semifabricatului nu poate fi cuprinsă în programare, motiv pentru care la stabilirea acestuia se iau în considerare dimensiunile maxime;

- fiind vorba de o programare anterior stabilită nu se poate realiza o urmărire a procesului de așchiere în dinamica sa;

- nu se cunosc încă mașini-unelte, care să ia în considerare în programul stabilit sau să introducă în calculator date privind instabilitatea procesului de așchiere prin apariția autovibrațiilor și evident elementele de decizie care să conducă la eliminarea lor;

- pregătirea programului precum și înscrierea sa pe purtătorul de program necesită un volum mare de calcule și operații, acestea reclamînd un volum mare de informații aprioric stabilite despre materialul piesei și al sculei, despre starea semifabricatului și construcția sculei, etc.;

- dificultăți în determinarea precisă a adîncimii de așchiere t , chiar și în cazuri tehnologice mai simple, pentru care literatura de specialitate nu oferă date suficiente [22], [23], [39], [106], [113].

Neajunsurile mai sus prezentate, precum și pericolul ca erorile ce apar la prelucrare să provoace rebături sau defecte, conduc la admiterea unor rezerve mari de siguranță în stabilirea parametrilor regisului de așchiere.

Introducerea în programare de către tehnolog, a unor astfel de rezerve conduce în multe cazuri la o încărcare a mașinilor cu program, inferioară mașinilor unelte similare, tradiționale, la care operatorul poate interveni de cîte ori este nevoie la apariția unor factori întîmplători, pe care însă programarea nu-i poate prevedea.

Dezavantajele ce caracterizează comanda prin program și care au fost prezentate mai sus pot fi înlăturate total sau parțial prin introducerea comenzilor adaptive (CA). Acestea reprezintă un sistem cu buclă închisă, al cărui rol este de a stabili și în același timp de a păstra în mod automat un anumit regim de prelucrare, ce caracterizează o anumită lege de variația pentru un parametru inițial stabilit. Comanda adaptivă (CA) poate dirija procesul fie în sensul optimizării, fie în a menține anumiți parametri în limite prestabilite.

Aspectele legate de menținerea în domeniul optimului a

procesului, în sensul în care literatura le tratează, nu elucidează pe deplin această problemă. În acest sens se apreciază că stabilirea unei viteze economice în proces nu este suficientă pentru un regim optim, încărcarea mașinii-unelte la puterea nominală, și la forțe nominale, utilizarea de scule așchietoare capabile să suporte sarcina maximă admisă de acționarea principală și de mecanismul de avans, sînt probleme prea puțin tratate în aprecierea optimului pentru prelucrările mecanice pe mașini-unelte, într-un cuvînt acest element - optimul - este necesar să se aprecieze prin eficiența economică a prelucrării în interdependența tuturor factorilor ce participă la proces.

În general, literatura tehnică consemnează ca parametri frecvent urmăriți în procesul de așchiere - forțe, momente, puteri, temperaturi - prin măsurarea cărora, totală sau parțială, în funcție de algoritmul sistemului de comandă adaptivă (SCA) se realizează funcția propusă.

Prin posibilitățile ce le oferă, CA este deosebit de eficientă în cazul producției individuale și de serie mică în cazul prelucrărilor complexe cu variații și frecvențe mari de încărcări, cum este cazul centrelor de prelucrare sau a mașinilor-unelte cu (CN). Echiparea mașinilor-unelte cu sisteme care să realizeze acționări reglabile continuu, cicluri automatizate sau cu CN pentru ciclul cotelor, ușurează într-un grad simțitor introducerea CA.

În principiu însă, domeniul de aplicabilitate al SCA este mult mai amplu, întrucît acest gen de sisteme începe a fi folosit și la conducerea mașinilor-unelte cu calculatoare, inclusiv în conducerea mașinilor unelte specializate ca de ex. a mașinilor de cojit bare, de danturat, de rectificat danturi, a unităților de lucru pentru agregate, fapt ce conduce la creșterea eficienței, a durabilității sculelor și a capacității de producție chiar și în cazul producției de serie mare sau de masă. Preocupările constructorilor de mașini-unelte din țara noastră, se încadrează în contextul general al eforturilor ce se fac pe plan mondial, în direcția introducerii la o gamă cît mai mare de mașini-unelte a CN și în ultimul timp a CA.

Se poate aminti în acest sens, că în efortul general depus de constructorii de mașini-unelte, se înscrie și activitatea colectivului de mașini-unelte ^{de la} IPTV Timișoara. Activitatea de pionierat în domeniul CA în țara noastră a fost desfășurată de prof.dr.ing. Eugen Dodon, care de mai bine de două decenii se ocupă de astfel de sisteme, reușind ca în anul 1957 să poată comunica finalizarea a două

modele experimentale de sisteme de CA. In acest context România se numără printre primele țări din lume care a reușit să demonstreze practic posibilitatea introducerii CA pe mașini-unelte 22 . In intervalul scurs^{de} la primele experimentări activitatea s-a amplificat, in prezent fiind finalizate cîteva SCA (experimentate) pentru strunguri normale și revolvere, mașini de rectificat, mașini de superfinisat, mașini de cojit bare și mașini de daturat cu freză melc. Toate cercetările întreprinse de colectivul amintit au urmărit in principal soluționarea bazei tehnologice a SCA, avînd in vedere că din punct de vedere al sistemului automat și al logicii sale, SCA nu prezintă în mare dificultăți deosebite. In cercetările efectuate, activitatea s-a axat in principal pe rezolvarea aspectelor ce vizează optimizarea procesului, de așchiere, aceasta însă nu legată doar de durabilitatea optimă a sculelor ci de mai mulți factori cum ar fi: gradul și modul de încărcare a mașinii-unelte, de limitare a intensității autovibrațiilor din procesul de așchiere. Legat de acest ultim parametru - autovibrațiile, - în comanda mașinilor unelte se cunosc puține încercări pe plan mondial [10],[50],[177] care să utilizeze SCA după autovibrații, chiar și acestea limitîndu-se doar la faza de laborator, neexistînd mașini echipate cu un astfel de sistem de comandă în exploatare. Este cunoscut faptul că procesul de așchiere este adeseori însoțit de autovibrații, limitare sau înlăturarea acestora rămînd la aprecierea operatorului. Lucrarea de față și-a propus tocmai acest scop să înlătore influența subiectului, decizia de stabilizare a procesului fiind luată de SCA al mașinii in funcție de logica stabilită in care este inclusă mărimea de referință. In intenția de a defini mărimi capabile să sintetizeze un număr cît mai mare de condiții ce ar urma să le îndeplinească regimul de așchiere optim s-a introdus noțiunea de "mărime de referință" mărime pe care SCA trebuie să o respecte pe durata așchierii. Legat de modul de încărcare al mașinii-unelte ca mărime de referință s-a introdus de exemplu la strunguri forța de așchiere. $F_{gr} = f(y)$. prin care se exprimă condițiile de așchiere in funcție de deformațiile din sistem. In cazul limitării autovibrațiilor ca mărime de referință s-a introdus amplitudinea unei vibratoare A_r , aceasta fiind de fapt pragul de stabilitate la așchiere. Menținerea procesului in limitele mărimei de referință presupune o desfășurare liniștită a acestuia, adică funcția $v = f(A_r)$ nu depășește pragul de stabilitate. Mărimea de referință A_r fiind de fapt o transpunere a mărimilor ce caracterizează microasperitățile

suprafețelor prelucrate, deciziile în proces se vor lua în funcție de măsurile măsurate în proces și cele stabilite prin mărimea de referință. După cum se poate observa din cele prezentate SCA sînt într-adevăr sisteme cu buclă închisă, acest aspect fiind luat în considerare în primul rînd de automatică rămînînd mai puțin studiate aspectele fundamentale de natură tehnologică legate de direcția de propagare a undei vibratorii și neajunsurile pe care acestea le provoacă asupra preciziei și calității pieselor ce se prelucreează precum și asupra durabilității sculelor.

Deși la ora actuală au apărut unele lucrări ce tratează aspecte legate de autovibrații și CA la prelucrarea pe mașini-unelte [10, 50, 177] pe plan mondial nu se cunoaște un astfel de gen de abordare a problemei, de fond a SCA, direcție pe care colectivul de mașini-unelte de la I.P.T.V Timișoara a introdus-o în problematica sa. Studiile ce au apărut privind S.CA după autovibrații, iax în considerare rigiditatea sistemului tehnologic elastic, adîncimea de așchiere pentru o perioadă scurtă de timp, fără a ține seama însă în permanență de variațiile ce apar în dinamica desfășurării procesului. Adîncimea și rigiditatea sînt considerate corecții ce se aplică sistemului în scopul menținerii unui parametru.

Analiza completă a procesului în care S.C.A stabilizează autovibrațiile ținînd seama și de variația forței de referință F_{zr} , este un aspect care nu a fost analizat și care pe plan mondial încă nu este cunoscut.

În abordarea problemei menționate este necesar ca tehnologul să cunoască strungul și caracteristicile sale statice și dinamice după care se pot ridica curbele de variație ai parametrilor ce caracterizează procesul ținîndu-se seama de mărimea de referință A_y . În scopul păstrării unor performanțe a capacității de producție cît mai ridicate precum și a unor precizii dimensionale și a calității prelucrării cît mai apropiate de cele impuse, se va urmări alegerea parametrilor de stabilizare (eliminarea vibrațiilor) care au cea mai redusă influență asupra acestora.

Prezenta lucrare se ocupă de stabilizarea automată a procesului de așchiere prin CA la strunguri. În acest domeniu colectivul de mașini-unelte de la I.P.T.V Timișoara, deține prioritate pe plan mondial, iar teza face parte din activitatea colectivului amintit.

Cap.2. COMENZILE ADAPTIVE ALE

MASINILOR-UNELTE

Dezvoltarea în ritm vertiginos a industriei, cu performanțe spectaculoase în ultimii ani, a pus în fața constructorilor de mașini-unelte sarcini deosebit de complexe, în direcția realizării de utilaje cu indici tehnico-economici ridicate și în mod deosebit a echipării acestora cu sisteme automate de decizie și urmărire. Echiparea mașinilor cu astfel de elemente presupunând și integrarea în sistemele de comandă a acestora, a calculatoarelor care să urmărească diverși parametri ai procesului de așchiere : viteze, avansuri, forțe de așchiere, momente la așchiere, temperaturi, etc. și în funcție de mărimea acestora să stabilească deciziile potrivite algoritmului stabilit. Din marea diversitate de sisteme, apărute pe plan mondial în conducerea proceselor pe mașini-unelte, nu se cunosc încă mașini care să fie echipate cu calculatoare, capabile să ia decizii în cazul intrării în instabilitate a procesului de așchiere datorită apariției autovibrațiilor.

Introducerea sistemelor de comandă adaptivă (SCA) constituie o etapă nouă în construcția de mașini-unelte, ea vizând printre altele și modificări structurale a acestora în comparație cu construcțiile clasice. Principala caracteristică a sistemelor de comandă adaptivă (SCA) constituind-o permanentul control al parametrilor din proces, iar faptul că SCA sînt sisteme cu buclă închisă conferă mașinilor-unelte caracteristici și performanțe superioare celor clasice sau echipate cu comenzi numerice (NC). În timpul procesului de așchiere parametri urmăriți pot fi măsurați în totalitate sau parțial, atât urmărirea cât și decizia luată, fiind funcție de algoritmul SCA. Față de evoluția SCA se poate aprecia că acest gen de sisteme poate fi mult mai larg utilizat, ele fiind deja folosite și la conducerea mașinilor-unelte cu calculatoare, lucru ce are drept rezultat creșterea eficienței, a durabilității sculelor și capacității de producție, atât la prelucrarea de serie cât și la producția de masă. De asemenea conducerea mașinilor-unelte cu SCA oferă acestora un grad mai mare de independență și elasticitate în urmărire și decizie fapt ce situează aceste sisteme pe o treaptă calitativă superioară față

de cele pentru comanda după program a regimului de aşchiere.

2.1. Comanda adaptivă (CA) şi sensul funcţiei tehnologice în aceasta

Elementul de progres şi implicit de noutate în construcţia de maşini, l-a constituit la vremea respectivă posibilitatea de realizare automată a ciclului cotelor prin comenzi numerice (CN) fapt, care nu a reuşit însă să înlăture deficienţele legate de încărcarea optimă a maşinilor echipate cu astfel de sisteme. Domeniul comenzilor numerice constituind în continuare un câmp deschis în direcţia realizării ciclului cotelor pe maşini unelte (MU), s-a trecut la realizarea de sisteme pentru reglarea automată a regimului de aşchiere [7] acestea fiind sistemele de comandă adaptivă. Prin introducerea acestor sisteme, în conducerea MU cu calculatoare s-au realizat salturi calitative simţitoare atât în creşterea capacităţii de producţie, a durabilităţii sculelor cît şi a preciziei de lucru.

Pără a ţine seama de încercările ce se fac în clasificarea sistemelor de comandă adaptivă [99], [135] toate aceste sisteme de reglare cu buclă închisă îşi modifică caracteristicile de reglare în scopul asigurării unei funcţionări optime, în condiţiile în care apar modificări în STE.

Un astfel de mod de integrare al unui sistem de comandă adaptivă (SCA) în structura comenzii procesului de lucru al unei maşini unelte este prezentat în fig.2.1 aceasta fiind SCA pentru ştrungul P 800 NC [174] realizat de firma AEG - Telefunken împreună cu firma VDP-Boehringer echipat cu un sistem Numeric 312.

Se observă că unitatea de strategie este legată de MU şi sistemul CN printr-un flux de informaţii în ambele sensuri, elementul esenţial în acest caz

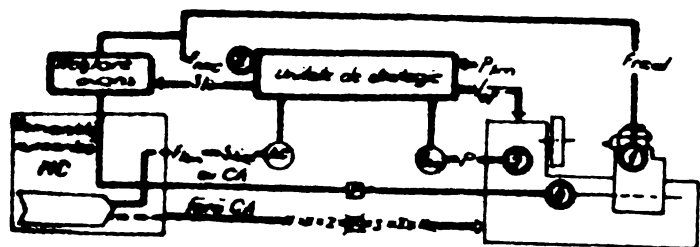


Fig. 2.1

constituindu-l un "regulator" al forţei de aşchiere comandat prin programare. Mărimea avansului se stabileşte în funcţie de regimul de lucru, în urma comparării valorii limită a forţei de aşchiere F_{lim} cu valoarea forţei măsurate la un moment dat F_{real} . În cazul unor variaţii mari ale adâncimii de aşchiere se are în vedere

evitarea depășirii limitelor de putere P_{lim} și forță F_{lim} . În ansamblu blocul de strategie face legătura informațiilor între partea de bază a MU și CN primind, prelucrând și transmițând date ce controlează procesul de așchiere. Prin destinația cît și prin natura sa, CA nu poate fi disociată de legile procesului de așchiere, de tehnologia concretă de prelucrare, aceștia la rîndul lor fiind determinate de construcția MU, de caracteristicile STE - inclusiv ale sculei - caracteristici evidențiate în dinamica funcționării ansamblului.

Un sistem de comandă adaptivă mai evaluat este cel prezentat în fig.2.2. Acest sistem a fost realizat de firma japoneză Yamazaki Machinery Works, LTD - pentru strungul model MAZAK 1500 R. dotat cu un sistem de CN de tip PANUC 240 [167]. La acest model de mașină echipată cu CN+CA, structura comenzii adaptive este mai explicită și chiar mai evoluată. Sistemul de comandă adaptivă (CA) pe acest tip de strung reglează avansul în scopul menținerii forței de așchiere F și a puterii consumate, care nu trebuie să o depășească pe cea a motorului de acționare P , în domeniul optimului asigurînd în același timp o viteză de aș-

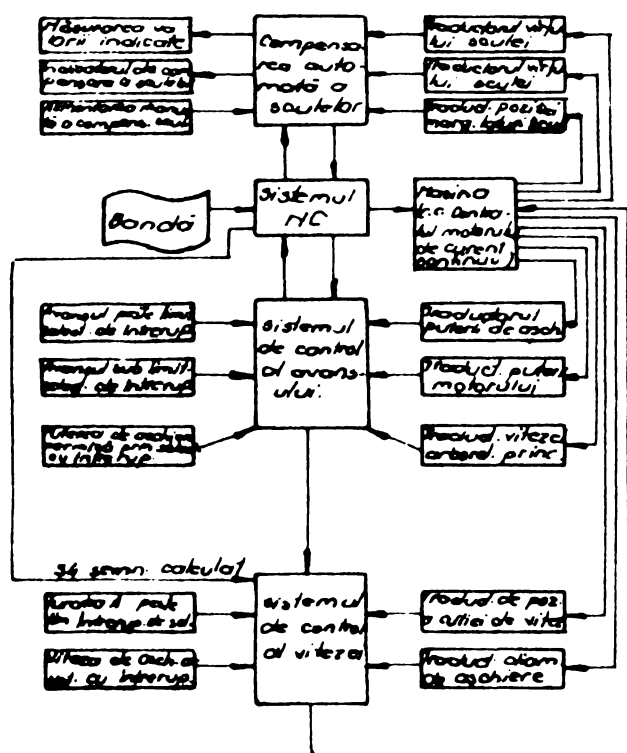


Fig. 2.2

chiere constantă independent de diametrul piesei de prelucrat. Acest sistem de CA este echipat și cu un sistem de control care detectează uzura sculelor și corectează poziția acestora. La acest sistem se constată deci că reglarea avansului și menținerea constantă a vitezei se realizează prin două subsisteme.

Primul subsistem permite stabilirea avansului optim fără a ține cont de puterea motorului, CA avînd capacitatea de a menține în permanență controlul asupra avansului în funcție de forțele în așchiere. În cazul cînd forța de așchiere, depășește de două ori forța admisă se decuplează automat avansul. Cel de al doilea subsistem reglează viteza de așchiere ținînd cont de poziția sculei și de diametrul piesei ce se prelucurează. În general cînd viteza de așchiere a

fost definită, selectarea turației arborelui principal n_{AP} - turația cea mai apropiată de cea calculată n_{APcalc} . - este urmată de stabilirea avansului "S" ce va fi diferită de valoarea anterior estimată.

Ca și în alte cazuri și în cazul acestui sistem se constată că anumite mărimi ale procesului de așchiere apar cu caracter limitativ și sînt introduse în sistem - ca valoare inițială - prin programare.

În fig.2.3. este prezentată schema bloc a sistemului AEG -

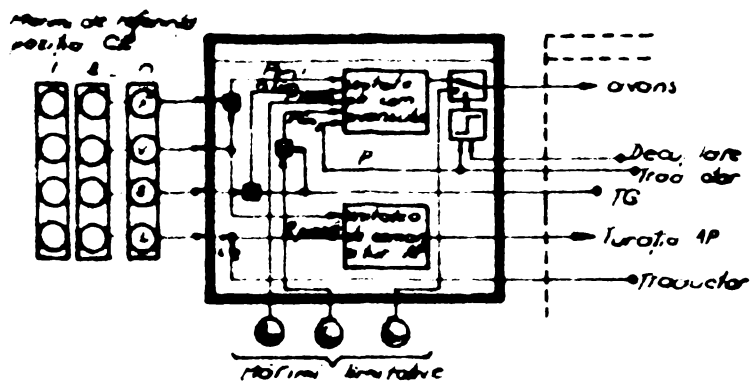


Fig.2.3

ADAPTIC 101, sistem ce poate echipa MU dotate cu CN, secvențiale sau cu came. La acest sistem există un bloc de introducere a mărimilor de referință, precum și două blocuri de comandă a avansului de așchiere și a turației arborelui principal - acest ultim parametru nefiind comandat adaptiv - Mașina este în-

sestrată cu traductoare pentru măsurarea puterii de antrenare a AP, traductoare pentru sesizarea apropierii sculei de material, tahogenerator (TG) pentru turația AP.

Mărimile ce se introduc în CA sînt mărimi de referință (F , v_{max} și L) precum și mărimi limitative (P_{max} , M_{max} , v_{max}) care definesc de fapt posibilitățile mașinii. La acest sistem în principiu mărimea de referință P poate fi considerată ca o funcție tehnologică, caz în care punctul de lucru PL fig.2.4 ar rămîne

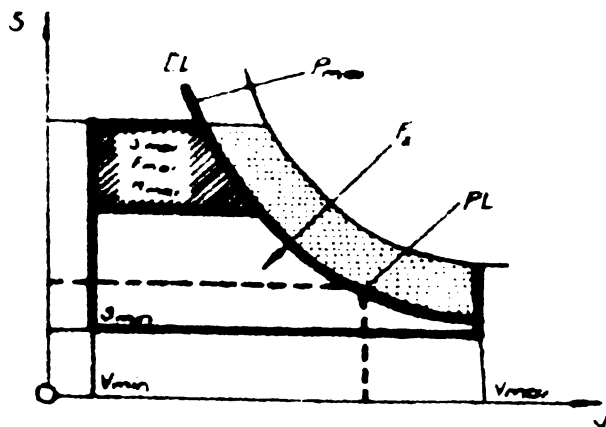


Fig. 2.4

continua pe curba limită de reglaj CL, asigurîndu-se în acest fel valoarea cea mai mare a puterii de așchiere prin reglarea avansului și eventual prin variația vitezei. Spre deosebire de sistemul prezentat anterior sistemul adaptiv AEG 201 echipat cu CN cel mai frecvent cu NUMERIC 312 (fig. 2.5), urmărește prelucrarea la

putere maximă, informațiile necesare CA fiind introduse prin bandă perforată. Ca măriri limitative apar avansurile minime și maxime,

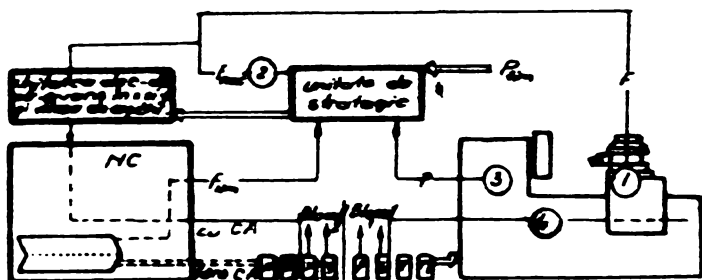


Fig.2.5

forța maximă de așchiere, momentul maxim la AP și puterea maximă. Sistemul conține două blocuri și anume: un bloc de reglare a avansului și forței de așchiere și un alt bloc care asigură reglarea avansului vitezei și adâncimii de așchiere. Blocul unității de strategie a S.C.A. conține un regulator al forței de așchiere cu caracteristică neliniară. Suplimentar pe banda perforată a programului CN se introduce și se citește valoarea prescrisă a forței de așchiere. In fig.2.6. este prezentat modul de lucru al acestui bloc. Se observă că

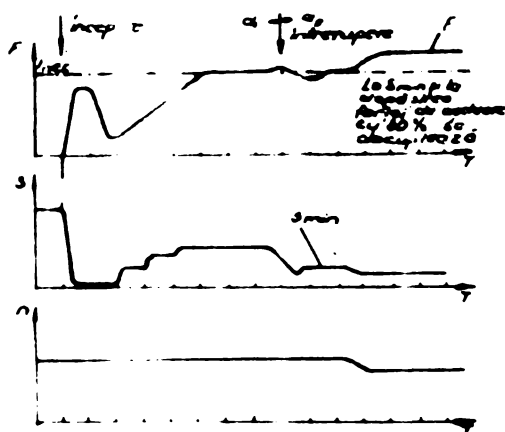


Fig.2.6

forța de așchiere necesară F_{nec} programată prin CN de valoare constantă nu reprezintă altceva decât o limită în jurul căreia SCA trebuie să mențină valoarea forței efective de așchiere F_{ef} . Aproximarea forței efective F_{ef} de cea necesară F_{nec} ($F_{ef} \rightarrow F_{nec}$) se realizează prin reglarea în trepte a avansului iar turația n_{AP} se păstrează constantă. Atunci când din diverse

motive (variații mari ale adansului de prelucrare, structură neomogenă a materialului de prelucrat, uzura sculei, etc.) SCA nu reușește să mențină egalitatea $F_{nec} = F_{ef}$ pentru o anumită depășire a valorii prescrise are loc intreruperea procesului de așchiere. Se poate aprecia deci că capacitatea de decizie a S.C.A. este limitată tocmai de faptul că acesta urmărește valoric o mărime ce poate fi aleasă arbitrar F_{nec} ca fiind prestabilită în mod rigid inițial, ea neputând fi considerată o funcție tehnologică care să oglindească desfășurarea procesului de așchiere în dinamica sa.

Revenind la fig.2.6, blocul 2 asigură reglarea independentă și a adâncimii de așchiere, motiv pentru care în program se introduc datele conturului finit al piesei - este de menționat aici faptul că această soluție de reglare nu este definitiv rezolvată, fiind cunoscute dificultățile sistemului ACENA 126 [18]. De altfel o altă

problemă pentru care încă nu s-a găsit o soluționare definitivă este cea a controlului procesului de aşchiere în faza de pătrundere a sculei în material, proces analizat în câteva lucrări de specialitate [22], [135], [177].

O altă soluție de comandă adaptivă este prezentată în fig. 2.7 în care valorile programate sînt puterea maximă a acționării

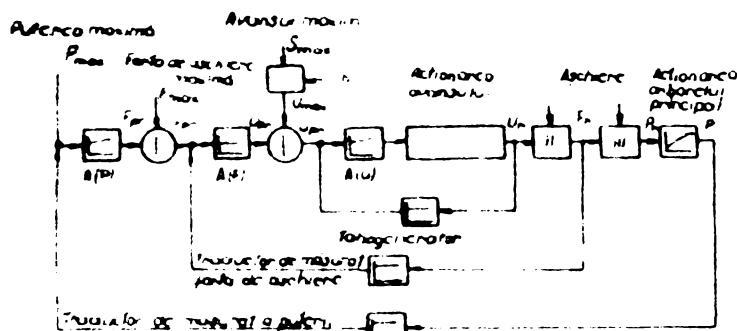


Fig. 2.7

principale, forța de aşchiere maximă și avansul maxim, la acest sistem fiind cuprins în program și forța de aşchiere la intrarea sculei în material. Schema bloc conține trei bucle de reglare, pentru avans, forță de aşchiere și putere. Bucla de re-

glare a forței se compune din amplificatorul A(.) comparatorul B (s) elementul de reglare al vitezei de aşchiere (II) și elementul de măsurare a forței, la care se ține seama de faptul că aceasta este proporțională cu deformația.

Soluțiile prezentate sînt considerate a fi cele mai reprezentative S.C.A. cunoscute la ora actuală, în toate acestea urmărindu-se natura și sensul mărimilor de referință ce apar în comanda adaptivă. Prin cele prezentate s-a relevat în primul rînd deosebirea de fond într-o mărime de referință stabilită aprioric și o mărime de referință cu aspect de funcție tehnologică.

În toate sistemele de comandă adaptivă prezentate s-a observat că parametri ce constituie mărime de referință au caracter de funcție tehnologică cel mai frecvent sînt forțele de aşchiere, momentele sau puterile, pentru menținerea lor, acționîndu-se asupra mărimilor tehnologice s, v sau t. În multe cazuri însă [167], [171], [173], [174] în adoptarea soluțiilor pentru S.C.A și chiar la stabilirea mărimilor de referință (funcțiilor tehnologice) se neglijează aspectul dinamic cu toate consecințele sale asupra procesului de aşchiere.

Din S.C.A. analizate s-a observat la majoritatea, că s-a ales cu precădere ca mărime de referință - forța de aşchiere - mărime prin care se poate controla în permanență deformațiile S.T.B. în deosebi prin modificarea avansului, în cazul momentului se acționează asupra forței prin același parametru, avansul. Utilizarea ca mărime de referință puterea consumată la arborele principal conduse în toate

cazurile la acționarea fie asupra avansului fie asupra vitezei de așchiere. Însă nici una din soluțiile de CA prezentate nu e luat în considerare ca surse de referință vibrațiile autoexcitate ce apar în procesul de așchiere, deși efectul dăunător al acestora este cunoscut și tratat pe larg în literatura de specialitate. Înlăturarea vibrațiilor din procesul de așchiere reprezintă un avantaj net într-o industrie în care tehnologiile moderne sînt aplicate pe scară largă, din acest motiv însestrarea mașinilor unelte cu un sistem care să realizeze scoaterea automată a procesului din starea de instabilitate constituie o necesitate obiectivă.

2.2. Comanda adaptivă și autovibrațiile

Vibrațiile ce apar la prelucrarea pe strunguri influențează suprafețele și precizia pieselor ce se prelucresc și prin efectul lor obligă la limitarea regimurilor de așchiere, fapt ce introduce complicații. Încercările de stabilizare a vibrațiilor la așchiere folosind diferite dispozitive de amortizare și chiar modificări constructive ale sistemului tehnologic elastic (S.T.E) nu sînt întotdeauna de efect pentru unele condiții reale de lucru. Preocupările în direcția înlăturării autovibrațiilor și a diminării efectului lor la prelucrarea pe mașini unelte, se cunosc de foarte multă vreme, dar deabia în ultimul timp au apărut încercări de găsire a unor posibilități pentru înlăturarea autovibrațiilor folosind sistemele de comandă adaptivă [10], [50]. Se indică [10], două posibilități de înlăturare a autovibrațiilor:

- înlăturarea autovibrațiilor pe calea automatizării regimurilor de așchiere:

- înlăturarea autovibrațiilor prin stabilizarea poziției relative a piesei de prelucrat față de sculă de așchiat.

Analiza primului grup de procedee constă în obținerea unor amortisări efective prin acționarea asupra forțelor din procesul de așchiere, iar analiza celui de al doilea grup constă în principal în acționarea asupra unor elemente din însăși S.T.E. al strungului. Pe baza rezultatelor cercetărilor privind mecanismul de amortizare a autovibrațiilor s-a constituit un model al procesului de prelucrare pe strung, model, în care după cum se observă din fig.2.8. intră un număr mare de elemente ce caracterizează comportarea dinamică a sistemului în timpul procesului, acesta considerindu-se un sistem dinamic închis.

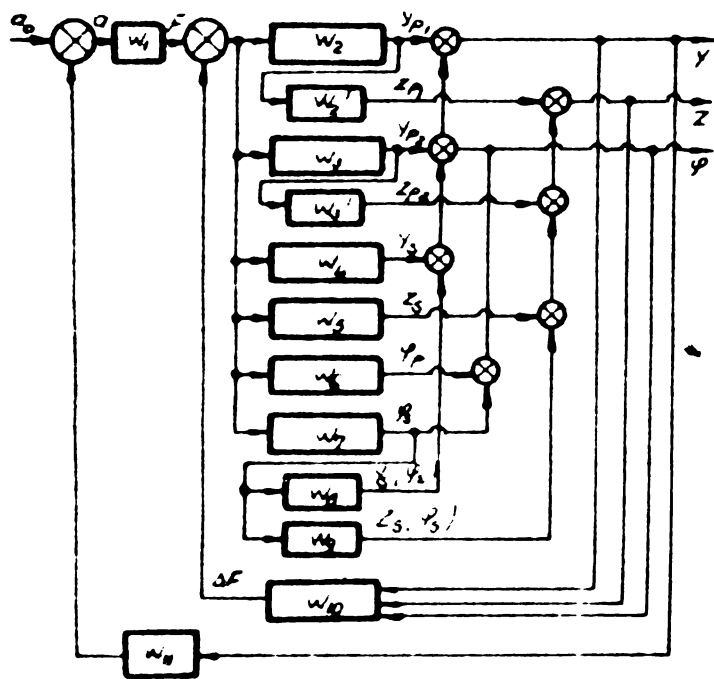


Fig. 2.8

$w_1 - w_n$ - reprezintă funcțiile de transfer în sistem

a_0 - grosimea așchii [mm]

a - grosimea efectivă de așchiere [mm]

F - forța de așchiere [daN]

Y_{P1}, Y_{P2} - compunerea deplasării relative a piesei față de sculă după axa Y . [mm]

Z_{P1}, Z_{P2} - compunerea deplasării relative a piesei față de sculă după axa Z [mm]

Y_S, Z_S - deformația elastică relativă a suportului S după axele Y și Z . [mm]

φ_P, φ_S - unghiul de rotire a piesei P și suportului S [gr]

P - creșterea forței de așchiere în funcție de viteza de așchiere și geometria sculei. [daN]

Gradul de influență al fiecăruia din factorii prezentați, asupra stabilității procesului de așchiere s-au determinat pe un strung model K62 stabilindu-se caracteristicile sistemului elastic și procesului de așchiere în cazul prelucrării oțelurilor de construcție. Analiza stabilității pe modelul menționat indică că după direcția de deplasare a piesei și suportului este posibilă excitarea autovibrațiilor în proces în două cazuri:

- dacă frecvența proprie a vibrațiilor după axa elipsei de rigiditate este foarte redusă ($f_p \approx 0,8 - 1,2 f_s$)

- dacă dispersia frecvenței este foarte mare ($f_p \leq 4 f_s$) dar proiecțiile deplasărilor piesei P și a suportului S pe axa y au valori distincte.

În primul caz autovibrațiile au un caracter discontinuu, acest lucru corespunzând deplasărilor piesei de prelucrat după axele elipsei de rigiditate.

În cel de al doilea caz apare în timpul așchierii așa numitul "efect de filtrare" al frecvențelor joase, când elementul cu frecvență mică a vibrației, influențează vibrațiile elementelor cu frecvență mare obligând repetarea vibrațiilor primului element, în regia de urmărire: în cazul analizat corespunzător urmăririi suportului S

după deplasarea piesei P în direcția axei y. Acestea indică că schema constructivă a strungului model 1K62 a fost necesară să se realizeze rotirea suportului în planul oz , rigiditatea la torsiune a suportului depășind rigiditatea piesei pe direcția y.

În fig. 2.9 este prezentată schema de acționare a momentului forței de așchiere asupra suportului strungului, unde:

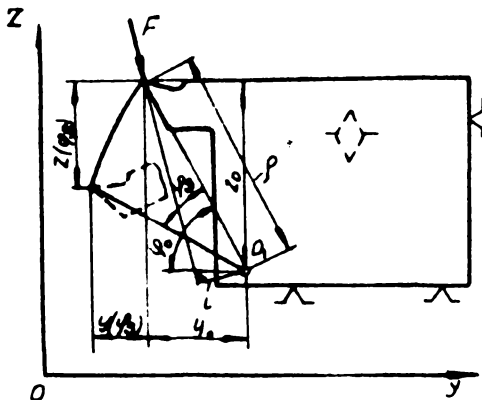


Fig. 2.9

- O_1 - centrul de rotație al suportului
- ρ - raza de rotire a suportului [mm]
- I_{O_1}, Z_{O_1} - coordonatele față de centrul de rotație
- $y(l_s), z(l_s)$ - deplasările după cele două direcții rezultate în urma rotirii suportului [mm]
- l - brațul ce dă momentul de rotație al suportului față de O_1
- ϕ_0 - unghiul ce-l face direcția forței F cu orizontala [gr]

ϕ_s - unghiul cu care se rotește suportul față de poziția inițială. Încercările experimentale efectuate pe modelul 1K62 au arătat că pentru amortizarea autovibrațiilor este necesară întreruperea conturului autovibrațiilor, fapt ce corespunde excluderii din model - fig. 2.8 - a verigilor paralele.

În condițiile utilizării CA în scopul diminuirii autovibrațiilor se indică să se acționeze fie în direcția asigurării amortizării autovibrațiilor fie în direcția mării stabilității la vibrații a S.F.E. În primul caz se pune problema stabilizării forței de așchiere și a distanței dintre piesă și sculă, iar în cel de al doilea caz stabilizarea mării unghiului ϕ_0 de rotire relativă a forței de așchiere față de axele elipsei de rigiditate; stabilizarea unghiului de rotire a suportului ϕ_s , stabilizarea constantei de timp T_p și în ultimă instanță înlăturarea influenței urmelor de la prelucrarea anterioară.

Utilizarea celui de al doilea procedeu este posibil de aplicat într-un sistem cu C.A., cu constantă de timp a cărei valoare să depășească timpul unei perioade a autovibrației. Ținând seama de cele prezentate în tabela 2.1. sînt indicate caracteristicile de bază pentru C.A.

Prima procedeu este analiza pe larg în lucrarea [10], vom prezenta doar schemele bloc ale acestor sisteme de C.A.

12.159
301

Mărimea de comandă	Parametrii de comandă	Strategia de comandă	$T_{c,y}$ și T_k
F	s	F = const.	$T_{c,y} = (0,1 \div 0,2) T_k$
Y	A_c	Y = const.	$T_{c,y} \leq T_k$
β	$\frac{F_z}{F_y}, \frac{J_z}{J_y}$	$\beta = const.$	$T_{c,y} \geq T_k$
φ_c	$\frac{F_z}{F_y} L, J$	$\varphi_c = const.$	$T_{c,y} \geq T_k$
T_p	v sau s	$T_p = const.$	$T_{c,y} \geq T_k$

Tab.2.1.

In fig.2.10a este indicată o schemă pentru CA în care stabilizarea procesului de aşchiere se realizează prin acţionarea asupra mărimii avansului s.

In circuitul C A se stabileşte mărimea de referinţă în blocul NR care se compară cu mărimea măsurată MM ce poate fi un traductor de deplasare, de viteză sau accelerometru, iar semnalul primit se transmite unui element de execuţie

EE care modifică parametral stabilit (in cazul dat avansul). In acest caz se arată că stabilitatea sistemului poate fi asigurată pentru valori ale lui T_{CA} de 5 - 10 ori mai mici decât ale timpului T_a^* .

Cea de a doua schemă de C.A. din primul caz se referă la stabilizarea poziţiei relative, y a sculei pe calea reglării dimensiunii A_c stabilită statistic și este prezentată în fig.2.10b. In acest caz durata transitorie în S.C.A, T_{CA} nu trebuie să depășească 0,02 sec. și chiar la $T_{CA} < T_a$

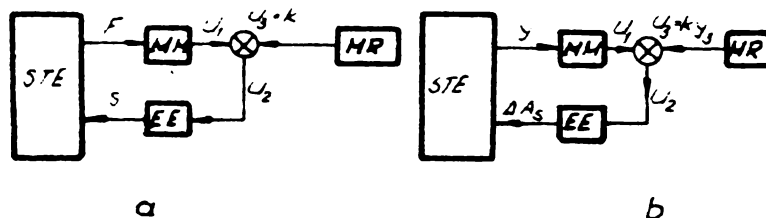


Fig.2.10

autovibrațiile însetează, acest lucru depinzând însă și de grosimea aşchii; cu cât aceasta crește, gradul de stabilitate se reduce. In cazul mașinilor de mărime mijlocie, menținerea constantă a grosimii aşchii prin S.C.A. se realizează pe calea modificării mărimii (dimensiunii) reglate statistic A_c . Ca și în primul caz, în figură se observă că mărimea măsurată y se compară cu o mărime prestabilită (de referință), în blocul NR, iar semnalul U_2 ieșit din comparator se transmite elementului de execuție EE.

Cele prezentate fac obiectul cercetărilor, efectuate de B.M. Basrov și V.I. Gornochin, ele fiind mai pe larg tratate în literatură [147] [146]

Din cea de a doua categorie de sisteme de C.A. ce conduc la diminuarea intensității autovibrațiilor prin mărirea stabilității
* T_a perioada autovibrației

S.T.E. în fig.2.11 este prezentată schema bloc a unui astfel de sistem care controlează stabilitate

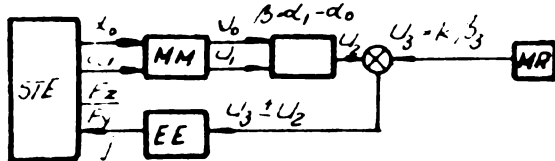


Fig.2.11

procesului de aşchiere prin valorile celor două unghiuri φ_0 și φ_s exprimate prin coeficientul a a cărui valoare se compară cu mărimea inițial prescrisă în blocul MR, semnalul fiind transmis la EE care modifică raportul celor două componente F_z/F_y (ce modifică evident unghiurile φ_0 și φ_s .) astfel încît să se stabilească poziția pentru care rezultanta forțelor de aşchiere în planul yOz față de poziția axei elipsei de rigiditate asigură o prelucrare liniștită.

Realizarea unui astfel de procedeu de comandă la strunguri presupune realizarea unui mecanism necesar rotirii suportului acesta definind poziția axelor elipsei de rigiditate față de direcția rezultantei componentelor F_z și F_y . Rotirea suportului S și schimbarea poziției forței rezultante conduc la modificarea brațului L și deci a momentului, fenomen sesizat de cei doi traductori T_1 și T_2 .

Soluția adoptată în sistem pentru păstrarea constantă a momentului este prezentată în fig.2.12 și ea constă în aplicarea unor corecții poziției suportului ce se realizează cu ajutorul unui motor electric M cu mecanisme șurub-piuliță.

În aceste condiții realizarea conducerii mărimii constante de timp a procesului de aşchiere

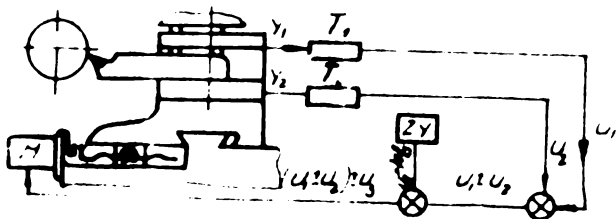


Fig.2.12.

constă în găsirea acelor valori ale ei prin care să se realizeze rămînerea în urmă a forței de aşchiere față de deplasare - acesta fiind principiul care stă la baza generării autovibrațiilor - în concordanță cu relația $T_p = k \frac{a_0}{v}$ (v - viteza de aşchiere; a_0 - grosimea aşchii; k - coeficient de tasare al aşchii; k - coeficient ce se determină în procesul de lucru) prin conducerea mărimii lui T_a se pot determina grosimea aşchii a_0 sau viteza de aşchiere v . În fig.2.13 se indică schema bloc într-o comandă adaptivă CA cu conducerea duratei tranzitorii T_p și în acest caz se observă că structura S.C.A. se păstrează ca și la sistemele mai înainte prezentate ea constă din

elementul de măsurare MM al timpului T_p , blocul mărimilor de referință MR, un element de comparare și elementul de execuție care poate fi mecanismul de avans sau viteza de așchiere v .

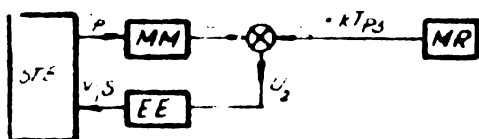


Fig.2.13

stabilizarea deplasării elastice relative pe calea reglării mărimii statice -fig.2.10 b -, acordarea și stabilizarea unghiului de rotație a suportului, au fost verificate experimental pe modelul 1K61.

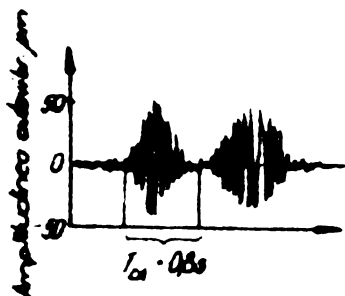


Fig.2.14

a suportului la $T_{CA} = 0,15$ ce influențează mai ales procedeul.

Exprimarea analitică a posibilităților de dirijare automată a stabilității procesului de așchiere [50] pentru sistemele de comandă adaptivă mai înainte analizate evidențiază încă odată metodologia de lucru și principiul adoptat în S.C.A. conceput și experimentat.

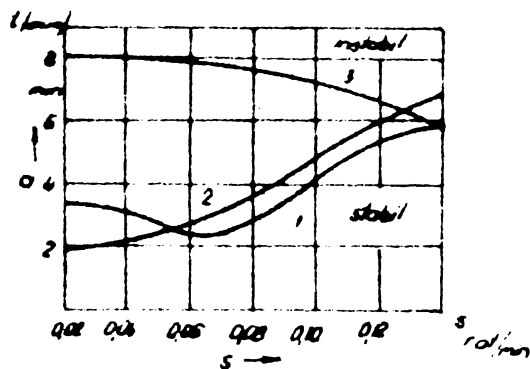


Fig.2.15

pentru aceleași condiții de lucru dar pe calculator, iar curba 3

Așa cum se afirmă [10] trei din sistemele prezentate: stabilizarea forței de așchiere pe calea reglării avansului longitudinal -fig.2.10 a -,

In urma încercărilor efectuate s-au stabilit următoarele:

- stabilizarea componentei F_z a forței de așchiere prin S.C.A. cu $T_{ct} = 0,8$ sec prin modularea autovibrațiilor -fig.2.14.
- stabilizarea deplasării elastice prin reglarea mărimii statice $T_{CA} = 0,425$, amortizând autovibrațiile.
- stabilizarea unghiului de rotație

Așa cum s-a mai arătat ca măsură pentru limita de stabilitate s-a ales adâncimea de așchiere, fig. 2.15 în care curba 1 reprezintă limita de stabilitate pentru mașina pe care s-au efectuat încercările experimentate. Din figură se observă că domeniul de stabilitate crește pentru valori mai mari ale avansului. Curba 2 s-a construit

s-a ridicat pentru aceleași condiții de lucru dar, utilizându-se în dirijarea mașinii S.C.A. La curba 3 se remarcă zona mare de stabilitate pe care o oferă un S.C.A. la prelucrarea pe strunguri. Schema

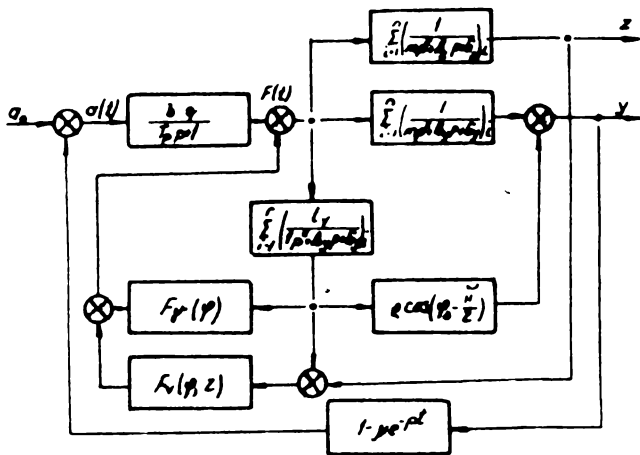


Fig.2.16

lui momentelor 0 , ca urmare a variației forțelor de așchiere, cu brațul 1 este considerată ca foarte importantă, aceasta și alături de ea poziționarea suportului pe direcția y fiind determinante în asigurarea stabilității procesului de așchiere.

Prin bascularea suportului este influențată în primul rând distanța relativă y (l) a cărei expresie este de forma:

$$y(l) = \frac{1}{2} \int_0^l \cos\left(\varphi - \frac{\tau}{2}\right) \sum_{i=1}^n \frac{1}{I_1 p^2 + \beta_1 + G l_i} \quad (2.1)$$

ρ - [mm] raza vectoare a punctului de aplicație a forței față de O_1

l_p - [mm] brațul momentului la bascularea cu unghiul

φ - [rad] unghiul de basculare al suportului

J - [cm⁴] momentul de inerție

β - amortisarea

G - [N/rad] rigiditatea pe direcția de basculare a suportului.

La stabilirea ecuației de mișcare corespunzător structurii din fig.2.16 s-a modificat grosimea așchii la diferite mărimi ale avansului s și la diferite lungimi de pîrghie l .

Analiza efectuată pe un calculator analogic a arătat că punctul limitei de stabilitate poate fi deplasat utilizînd sisteme de reglare care să aibă caracteristicile de mai jos:

- pentru reglarea prin deplasarea radială adică pe direcția y - fig.2.10 b -

$$y_R (T_1 p^2 + T_2 p + 1) = y_0 - y(\zeta) \quad (2.2)$$

aceasta în cazul când informația de conducere a procesului vine ne-
 mijlocit de la rigiditatea (sau elasticitatea) sistemului dinamic

y_0 - mărimea inițială a deplasării

$y(s)$ - deplasarea în regim dinamic

y_R - mărimea reglată a deplasării

p - operatori diferențiali

- în cazul când informațiile despre procesul de așchiere sînt
 transmise prin forța de așchiere fig.2.10 a - există expresia

$$y_R (T_1 p^2 + T_2 p + 1) = P_0 - P(s) W_y(p) \quad (2.3)$$

sau exprînd în funcție de parametrul ce modifică mărimea măsura-
 tă, avansul s avem

$$S_R (T_1 p^2 + T_2 p + 1) = f [P(s)] \quad (2.4)$$

cu condiția să se țină seama ca

$$P(s) = f(a, a_R, b) = P_0 = \text{const} \quad (2.5)$$

unde $W_y(p)$ - coeficient de transmitere pe direcția .

- în cazul basculării suportului fig.2.11 și fig.2.12 când
 conducerea procesului prin S.C.A. se realizează prin acest procedeu

$$L_R (T_1 p^2 + T_2 p + 1) = - f(s) \quad (2.6)$$

iar în cazul când se realizează o rigidizare a suportului, unghiul
 de basculare poate tinde la zero, adică

$$L(s) = \frac{W_d(s)}{G(p)} = \frac{P(s) \cdot l_0}{G(p)} \rightarrow 0 \quad (2.7)$$

și ținînd seama de aceasta, atunci când conducerea sistemului sîr
 realiza după momentul rezistent din proces, din expresia 2.6 se ob-
 ține

$$L(s) = (T_1 p^2 + T_2 p + 1) = - \frac{W(s)}{G(p)} \quad (2.8)$$

și ținînd seama de 2.7 caracteristica de reglare devine

$$W_R (T_1 p^2 + T_2 p + 1) = - W(s) \quad (2.9)$$

Pentru exemplificare - folosînd acest procedeu al basculării
 în fig.2.17 se indică modul de schimbare al grosimii așchii - atunci
 când sistemul intră în instabilitate - la o creștere a adfucimii
 (grosimii) de așchiere cu Δa unde la timpul δ_0 avem

$$h(\varepsilon_0) = S \cdot \sin \lambda \quad (2.10)$$

λ - [rad] unghiul de atac al sculei

Urmare a creșterii adâncimii apare o creștere a forței de așchiere,

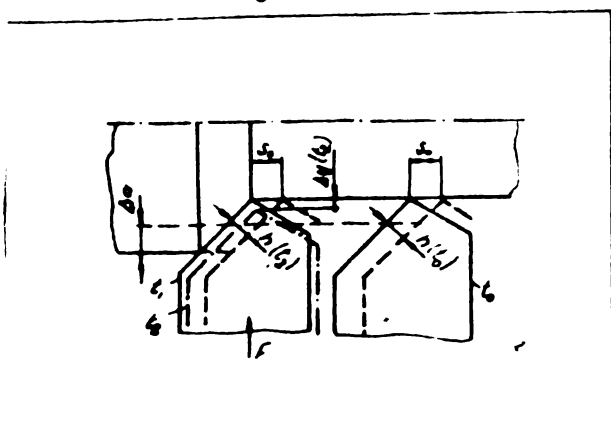


Fig.2.17

lucru ce produce deformația suplimentară în sistem și deci distanța dintre piesă și sculă va crește și ea cu mărimea

$$\Delta y(\varepsilon_2) = \Delta b k_s \cdot s_0 \sin \lambda \frac{1}{w_y(p)} \quad (2.11)$$

b - grosimea așchii [mm]

s_0 - avansul la momentul t_0 [$\frac{mm}{rot}$]

k_s - forța de așchiere specifică [N/mm^2]
iar grosimea așchii devine

$$h(\varepsilon_2) = h(\varepsilon_0) - \Delta y(\varepsilon_2) \cos \lambda \quad (2.12)$$

Mărimea de perturbație Δy sesizată de S.C.A. va fi preluată de acesta, comparată cu mărimea prescrisă cu timpul de basculare ε_{CA} și la $\varepsilon_3 = \varepsilon_2 + \varepsilon_{CA}$ grosimea așchii va avea din nou valoarea inițială $y_R = y(\varepsilon_2)$ iar

$$h(\varepsilon_2 + \varepsilon_{CA}) = h(\varepsilon_0) - [\Delta y(\varepsilon_2) - y_R] \cos \lambda = h(\varepsilon_0) \quad (2.13)$$

Curba 3 realizată printr-un asemenea reglaj este prezentată în diagrama din fig.2.15.

La modificarea forței de așchiere când se realizează bascularea suportului așa cum se indică în fig.2.12. valoarea cu care se rotește suportul este dată de expresia

$$\varphi \approx \frac{F \cos \alpha_0}{L^2 J_{AB}} \left[(2 l_K - L) \operatorname{tg} \alpha_0 + 2(k - a_0) \right] \quad (2.14)$$

Schema suportului împreună cu circuitul de reglare este prezentată în fig.2.18 iar semnificația rotațiilor din expresia (2.13) este:

α_0 - unghiul forței de așchiere față de axa [rad]

L - distanța dintre reazemele A și B [mm]

J_{AB} - rigiditatea reazemelor AB [N/mm]

l_K - distanța între suportul și proiecția machiei tăietoare pe axa y [mm].

- k - distanța de la machia tăietoare la suportii A B [mm].
 m_0 - distanța între suportul C și suportii A-B [mm]

Inercările au condus la concluzia că la o încărcare suficient

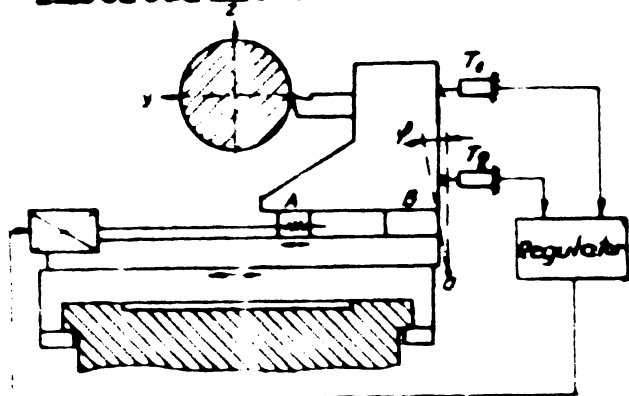


Fig.2.18

de mare a mașinii procesul este stabil pentru un timp de basculare relativ mare $T_{CA} > 0,2$ s, lucru ce se explică prin aceea că la reglarea măririi perturbatoare CA reacționează în sistem înainte de a fi atinsă li-

mita de stabilitate.

Din încercările experimentale efectuate s-a constatat că pentru prelucrarea pieselor rigide se pretează conducerea procesului prin CA folosind procedeul deplasării radiale după ecuația (2.2) sau după modificarea forței de apăsare, după ecuația (2.3) sau (2.4). La prelucrarea pieselor svelte de lungime mare și diametru mic procedeul conduserii procesului după modificarea forței de apăsare nu a dat rezultate satisfăcătoare din punct de vedere al vibrațiilor. În schimb pentru același tip de piese, folosindu-se procedeul basculării suportului, ecuația (2.6) s-a putut realiza o prelucrare liniștită fără depășirea limitei de stabilitate.

2.3. Aprecieri critice asupra structurii și funcțiilor S.C.A. analizate

- În sistemul de comandă adaptivă analizate s-a observat că cel mai frecvent ca măriri de referință în sistem s-au ales, forța de apăsare, puterea acționării principale momentului la arborele principal, iar pentru păstrarea în limitele prescrise a acestor parametri cel mai adesea s-a acționat asupra avansului sau vitezei de apăsare. Înțelegem prin aceasta că sistemele de comandă adaptivă au printre altele rolul de a adapta în permanență procesul de apăsare unor condiții inițial prescrise, acestea fiind fie măriri constante fie funcții de alți parametri.

- În ultimii ani s-au manifestat preocupări intense în direcția studierii dinamicii procesului de apăsare și a implicațiilor ce le introduce aceasta în păstrarea unor performanțe de natură tehnologică la prelucrarea pe mașini-unelte [7, 8, 10, 22, 23, 90, 66, 170, 171, 172, 174].

La analiza comenzilor adaptive pe mașini-unelte deși s-au luat în considerare un număr mare de parametri tehnologici în scopul realizării sau menținerii unor condiții impuse, în aproape toate cazurile nu s-a ținut seama de vibrațiile ce apar în procesul de așchiere și de efectul acestora asupra piesei de prelucrat. Acționarea asupra unuia sau altuia dintre parametrii tehnologici în scopul satisfacerii unor condiții poate conduce la o așchiere liniștită, dar acesta nu poate fi decât un efect întâmplător ce nu poate fi luat în considerare în analiza propusă. Luarea în considerare în S.C.A. a unor parametri de referință cât mai puțini posibili dar care să răspundă unui număr cât mai mare de condiții impuse vor simplifica mult, S.C.A. dar în nici un caz, neglijarea autovibrațiilor - legate efectiv de așchiere - nu ar însemna un progres în construcția S.C.A.

În ideea realizării unor S.C.A. complete în care alături de mărimi de reglare legate direct de precizia sau încărcarea mașinilor-unelte s-ar lua în considerare și autovibrațiile ce apar la așchiere aceasta nu ar face decât să întregască ideea de adaptabilitate a procesului de așchiere. Pe de altă parte tratarea singulară a S.C.A. privită doar prin prisma înlăturării autovibrațiilor din procesul de așchiere ar soluționa acest aspect, dar neglijarea altora, ce țin seama de alte condiții ar conduce de asemenea la neajunsuri de natură tehnologică.

Încercările de integrare într-un S.C.A. a autovibrațiilor și prezentate în lucrarea de față au dat unele rezultate satisfăcătoare pentru unele tipuri de prelucrări, dar în același timp au apărut și o seamă de insuficiențe pentru alte tipuri de prelucrări. În acest sens este necesar să se realizeze un S.C.A. al cărui principiu - algoritm - să satisfacă cât mai multe, - chiar toate - tipurile și procedeele de prelucrări de pe mașina respectivă.

Conducerea procesului de așchiere folosind ca mărimi de informație deformația pe direcția y a S.T.E. ecuația (2.2) introduce complicații privind sesizarea și măsurarea acestor deformații, existând posibilitatea în acest caz să apară și variații ale adâncimii de așchiere. Acceptarea unui astfel de procedeu pretinde elemente de sesizare și de execuție de mare finețe și precizie.

În cazul luării în considerare a ecuației (2.3) sau 2.4) pentru conducerea procesului prin S.C.A. apar de asemenea câteva neajunsuri evidente. Acest principiu are la bază modificarea raportului forțelor de așchiere F_x/F_y , fapt ce conduce la dificultăți privind posibilitățile de obținere a unor precizii ridicate, aceasta conducând și

la modificări ale rigidității suportului. Din fig.2.9 se observă de asemenea că modificarea forței de aşchiere provoacă și o modificare a momentului atunci când brațul l rămâne constant. Schimbarea parametrului s în scopul modificării mărimii forței de aşchiere în deosebii pentru operațiile finale nu este cazul cel mai fericit acesta fiind un motiv în plus să afirmăm că soluția nu satisface pe deplin. De altfel se apreciază [50] că acest procedeu nu a satisfăcut nici la încercările experimentale efectuate cu C.A pe modelul de strung 1K62, la mici modificări ale forței de aşchiere au apărut autovibrații.

Se apreciază că soluția care a dat cele mai bune rezultate a fost cea a conducerii SCA utilizând ecuația 2.6, după procedeul de basculare. Problemele dificile care apar în acest caz sînt legate de basculare T_{CA} care trebuie să se modifice pentru diferite condiții de lucru, cunoscut fiindcă aceasta realizează amortizarea în sistem în funcție de durata unei perioade a autovibrației. Un alt neajuns al acestui principiu de comandă constă în aceea că, bascularea suportului chiar și pentru perioade de timp foarte scurte provoacă variații ale adîncimii de aşchiere, acestea provocînd periodice (funcție de frecvența de basculare) denivelări pe suprafața prelucrată. Dezavantajul cel mai mare al acestui procedeu este însă legat de însăși principiul soluției; este posibil ca într-un anumit caz procesul să se mențină un timp mai îndelungat la limita de stabilitate, caz în care S.C.A. ar trebui să comande bascularea suportului în mai multe cicluri, fapt ce ar putea conduce la o instabilitate a însuși sistemului de comandă. În plus realizarea și măsurarea efectivă a constantelor de timp în proces este dificilă de realizat, chiar și numai în condiții de laborator.

Cu toate acestea rezultatele obținute constituie un progres cert dar sînt necesare noi investigații în scopul stabilirii unor principii unice, valabile pentru toate procedeele de prelucrări și în același timp posibile de cuplat cu S.C.A. ce folosesc alte funcții tehnologice.

Cap.3. DESPRE SISTEMUL DINAMIC AL

MASINILOR UNELTE

3.1. Generalități

Indicii calității dinamice a mașinilor-unelte (MU) [56], [76], [78], [114], [125], [126], [129] cuprind precizări cu privire la asigurarea unor anumite precizii dimensionale de prelucrare și a unei anumite calități a suprafeței, ambele evident pentru o anumită capacitate de producție, precum și pentru rezerva de stabilitate, durata de funcționare, viteza de reacție, grad de stabilitate, etc. În timpul procesului de așchiere apar fenomene tranzitorii și staționare, fenomene provocate de un mare număr de factori cum ar fi: greutatea subansamblurilor mobile și semifabricatelor, forțelor de strângere, forțelor de inerție, acțiunile termice din zona de așchiere, modificarea secțiunii așchiei, etc. În ansamblul mașinii toți acești factori, se exprimă prin variația simultană a stărilor de tensiune, a vitezelor, presiunilor etc., ce nu trebuie să depășească o anumită limită admisă pentru un anumit tip de mașină-unelte. Stabilirea acestei limite se face analizând variația unuia sau mai multor parametri în funcție de domeniul de dispersie a valorilor față de valoarea limită admisă. În acest mod se poate explica posibilitatea studierii separate a proceselor dinamice ale mașinilor-unelte, iar variația mărimilor precizate mai înainte are loc concomitent, reprezentând un proces dinamic unic în cadrul sistemului. Acest proces depinde de acțiunea factorilor externi și a proprietăților sistemului el fiind definit de calitatea dinamică a mașinii - unelte. Calitatea dinamică a mașinii-unelte este determinată de stabilitatea sistemului și de caracteristica reacției sale la acțiunea factorilor externi. În legătură cu calitatea dinamică a mașinii-unelte, este de recomandat să se urmărească în deosebi precizia de prelucrare, și capacitatea de producție. Acești parametri influențați direct de deplasarea relativă sculă - semifabricat, de durabilitatea sculei, de regimul admis de sistem prin condițiile de stabilitate și precizie.

3.2. Sistemul dinamic al mașinii unelte

Procesele ce apar la prelucrarea pe mașini-unelte și care sînt determinate de sistemul dinamic al M-U pentru care se consideră procesele de lucru și sistemul tehnologic elastic (STE) în interacțiunea lor.

Procesele de lucru sînt reprezentate prin, procesele de așchiere și frecările care au loc în sistemele de acționare.

Procesele de lucru acționează asupra STE provocînd deplasări ale elementelor constructive ale acestuia modificînd poziția reciprocă a elementelor aflate în mișcare relativă; sculă-semifabricat; sanie, ghidaj, etc. Acțiunea sistemului elastic asupra proceselor de lucru se manifestă prin modificarea parametrilor lor de bază: secțiunea așchiei, presiunea normală pe suprafețele de prelucrare, viteza de deplasare, etc. Această acțiune provoacă variația forțelor, a cantității de căldură degajată, etc.

Se poate deci spune că forțele cît și celelalte forme de acțiune ale proceselor de lucru asupra sistemului elastic sînt forțe sau acțiuni interne. Se observă deci că această dependență dintre procesele de lucru și sistemul elastic provoacă reacția inversă a sistemului.

Atunci cînd se neglijează acțiunea inversă, a sistemului elastic asupra proceselor de lucru, forțele din proces se consideră ca fiind exterioare sistemului, ele pot fi considerate constante sau variabile în timp.

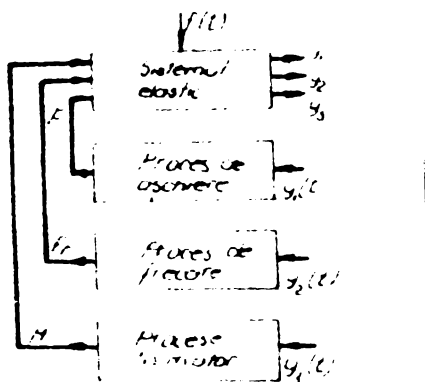


Fig.3.1.

Schema convențională a acțiunii proceselor de lucru asupra sistemului elastic este reprezentată în fig.3.1.

Se observă că pe lângă procesele de lucru în care intră: procesele de așchiere, de frecare și procese în motor, mai acționează asupra sistemului elastic forțele de inerție din sistem,

greutatea subansamblelor și semifabricatelor, forța de stingere a pieselor, sursele termice, șocurile și vibrațiile ce apar fie datorită factorilor externi, fie celor din proces, acestea sînt prezente în sistem prin funcția $f(t)$. Acțiunea factorilor externi asupra proceselor de lucru conduce la modificarea unor parametri ce caracterizează aceste procese (t) .

In general însă, la studierea comportării dinamice a unui sistem se ia în considerare și acțiunea inversă a sistemului elastic asupra proceselor de lucru. Schema unui astfel de sistem, cu acțiune inversă este reprezentată în fig.3.2.

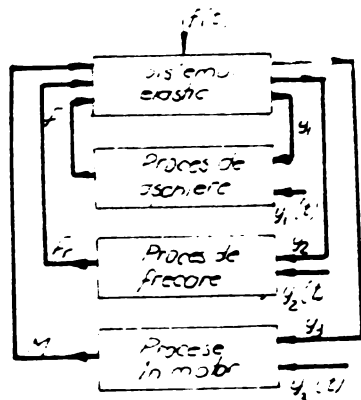


Fig.3.2

Sub forma în care este reprezentată schema din figură, sistemul dinamic al maşinii-unelte se poate asemăna cu schema unui sistem cu reglare automată, deosebirea constînd doar în aceea că legăturile dintre elementele sistemului prezintă interacţiunea sistemului elastic cu procesele de lucru.

Sistemele dinamice ale maşinilor-unelte sînt neliniare și deosebit de complexe. Dat fiind acest fapt în cazul cel mai general, ecuația care descrie comportarea unui sistem dinamic închis are forma (3.1)

$$L(x_0, \frac{dx_0}{dt}, \frac{d^2x_0}{dt^2}, \dots) = F(f, \frac{df}{dt}, \frac{d^2f}{dt^2}, \dots, y, \frac{dy}{dt}, \frac{d^2y}{dt^2}, \dots) \quad (3.1)$$

O astfel de ecuație descrie modul de comportare al sistemului dinamic închis, sub acțiunea factorilor externi, exprimați prin funcția $f(t)$, și al variației reglării $y(t)$, în raport cu mărimea de ieșire x_0 .

Astfel de ecuații alcătuite pe baza unor principii generale ale mecanicii teoretice, hidrodinamicii, electrotehnicii, etc. pot fi ecuații neliniare deosebit de complexe poate chiar ecuații integrodiferențiale, rezolvarea acestora fiind deosebit de greoaie, uneori imposibilă. Rezolvarea comportării unui sistem în regim dinamic, într-un astfel de caz se realizează prin aducerea la forme mai simple a acestor ecuații, sau sistem de ecuații, prin înlocuirea lor cu altele echivalente care sînt de fapt ecuații liniare cu coeficienți constanți. Această operație de liniarizare în tehnică este foarte frecventă [16],[48],[49],[53],[55],[71],[76],[121],[124],[140],[147],[153] în special în cazul maşinilor-unelte [76]. Pentru sistemele liniare, frecvent se utilizează principiul superpoziției. Acesta constă în aceea că efectul total al factorilor ce acționează concomitent asupra sistemului liniar va fi egal cu suma efectelor, provocate prin acțiunea fiecărui factor separat. Utilizînd acest principiu ecuația (3.1) va deveni:

$$L(x_0, \frac{dx_0}{dt}, \frac{d^2x_0}{dt^2}, \dots) = (f, \frac{df}{dt}, \frac{d^2f}{dt^2}, \dots) + N(y, \frac{dy}{dt}, \frac{d^2y}{dt^2}, \dots) \quad (3.2)$$

Rezolvarea acestui gen de ecuații este foarte comodă utilizând transformata Laplace care este definită prin relația (3.3)

$$f(s) = \int_0^{\infty} e^{-s\tau} \cdot f(\tau) d\tau \quad ; \quad \tau = \frac{d}{dt} \quad (3.3)$$

care atunci când integrala are sens, permite trecerea de la funcția $f(\tau)$ la funcția $f(s)$, obținându-se astfel din operațiile de derivare și integrare, operații algebrice simple de înmulțire sau împărțire. În acest fel ecuația (3.2) devine:

$$L(s) \cdot x_0 = S(s) \cdot f + N(s) \cdot y. \quad (3.4)$$

unde $L(s)$, $S(s)$ și $N(s)$ sînt simple polinoame în s a căror relație desfășurată va fi

$$(a_0 s^n + a_1 s^{n-1} + \dots + a_{n-1} s + a_n) x_0 = (b_0 s^m + b_1 s^{m-1} + \dots + b_{n-1} s + b_m) f + (c_0 s^k + c_1 s^{k-1} + \dots + c_{k-1} s + c_k) y \quad (3.5)$$

unde coeficienții polinoamelor a, b și c sînt determinați de proprietățile sistemului elastic și ale proceselor de lucru precum și a legăturilor dintre ele, iar soluția ecuației (3.5) va fi de forma:

$$x_0 = x(\tau) + x^0(\tau)$$

Pentru ecuația omogenă $L(s) \cdot x_0 = 0$, soluția generală $x(\tau)$, descrie procesul transitoriu al sistemului, iar soluția particulară, $x^0(\tau)$ - corespunzătoare membrului drept al ecuației -

$[S(s) \cdot f + N(s) \cdot y]$, va descrie procesul stabil al sistemului. Formarea și rezolvarea ecuațiilor (3.5) reprezintă punctul de plecare pentru studiul și analiza sistemului dinamic al mașinii-unelte, al elementelor sale și al legăturilor dintre ele. Prin analiza legăturilor sistemelor dinamice ale mașinilor-unelte, se poate pune în evidență particularitățile de bază ale acestor sisteme și anume:

- sistemul dinamic al mașinii-unelte este un sistem închis, format din mai multe circuite;

- acțiunea elementelor de bază ale sistemului pot fi considerate ca fiind direcționale;
- interacțiunea dintre procesele de lucru se produce numai prin intermediul sistemului elastic.

Esențial în analiza comportării dinamice a unei mașini-unelte este ca sistemul dinamic al acesteia să se considere un sistem închis, aceasta constituind de fapt baza dinamicii mașinilor-unelte.

3.2.1. Despre stabilitatea procesului de așchiere

În subcapitolul 3.1 s-a prezentat influența STE asupra comportării la stabilitate. În cele ce urmează, STE se va atășa procesul de așchiere, care de fapt generează vibrațiile autoexcitate. Caracteristica S.E.S. în cazul cel mai general poate fi reprezentată prin suma caracteristicilor modurilor de vibrații normale fig.3.3 acestea fiind foarte bine puse în evidență de un sistem cu două grade de libertate cu legătură după coordonate. În fig.^{3.3} este indicat

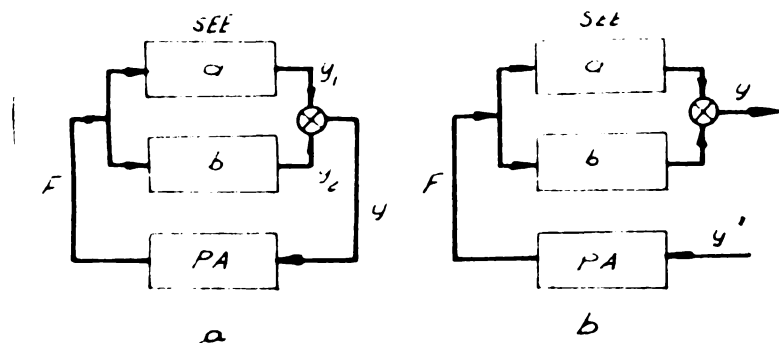


Fig.3.3

circuitul legăturilor unui astfel de sistem cu procesul de așchiere, unde cu a și b s-au notat modurile normale de vibrații ale S.E.S.,* iar P.A. reprezintă procesul de așchiere. În fig.3.3a este reprezentată schema sistemului dinamic al mașinii-unelte, închis, în fig.3.3b a

sistemului deschis. La baza teoriei lui Kuzinov a legăturii după coordonate care explică condițiile de apariție a autovibrațiilor, se află tocmai particularitatea sistemelor cu mai multe grade de libertate, semnă caracteristicii dinamice. O astfel de caracteristică, prezentată în fig.3.4 descrie condițiile de stabilitate și lățimea limită a stratului de așchiat. Segmentul de dreaptă R^0 delimitat de caracteristica sistemului pe axa reală negativă, indică comportarea la stabilitate

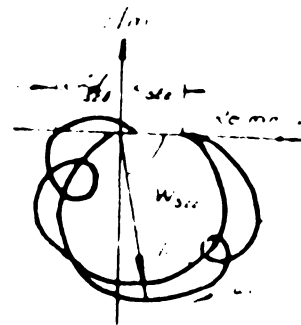


Fig.3.4

* SEE Sistem elastic echivalent

a sistemului. Cu cât este mai mare acest segment R_{ed}^0 pe axa negativă cu atât lățimea limită a stratului de aşchiat va fi mai mică și prin urmare stabilitatea la autovibrații va fi mai mică. Expresia lățimii limită a stratului de aşchiat în funcție de segmentul R_{ed}^0 care ține seama că acest segment la limita de stabilitate este egal cu unitatea, este de forma

$$t_{lim} = \frac{1}{K R_{ed}^0}, \quad (3.6)$$

Luând în considerare rigiditatea tehnologică K_j și rigiditatea de aşchiere k_p , lățimea limită se poate exprima și cu relația (3.7)

$$t_{lim} = \frac{K_j}{K_p} \quad (3.7)$$

unde

$$K_j = \frac{P}{\Delta y} \quad [\text{daN/mm}]$$

$$K_p = \text{tg } \alpha = \frac{P}{t} \quad [\text{daN/mm}]$$

În fig.3.5. sînt reprezentate schematic direcțiile de deplasare ale sculei - sistemul cu două grade de libertate - și diagrama $F=f(t)$ după care

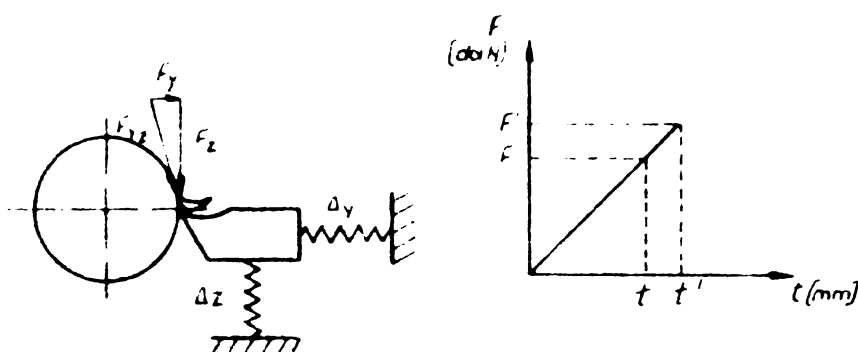


Fig.3.5.

se determină rigiditatea tehnologică. Stabilitatea sistemului în acest caz rezultă ca urmare a modului de variație a forței și a adîncimii de aşchiere.

Interpretarea fizică a fenomenului de pierdere a stabilității sistemului este ilustrată [36, 42, 56, 76, 129, 141, 145, 148] în fig. 3.6 pentru sistemul cu mai multe grade de libertate. În acestea vibrația sculei în raport cu semifabricatul nu reprezintă decît rezultatul compunerii mai multor vibrații simple de translație sau cu rotație. În fig.3.6. este reprezentat un sistem cu două grade de libertate, caz tipic pentru aşchiera pe strung, în care se însușească două vibrații de translație după cele două axe. Datorită decalajului de fază care poate să existe între vibrațiile după cele două direcții, traiectoria mișcării între piesă și sculă care rezultă din compunerea celor două vibrații este o curbă închisă

care teoretic are forma unei elipse nămită elipsa deplasărilor.

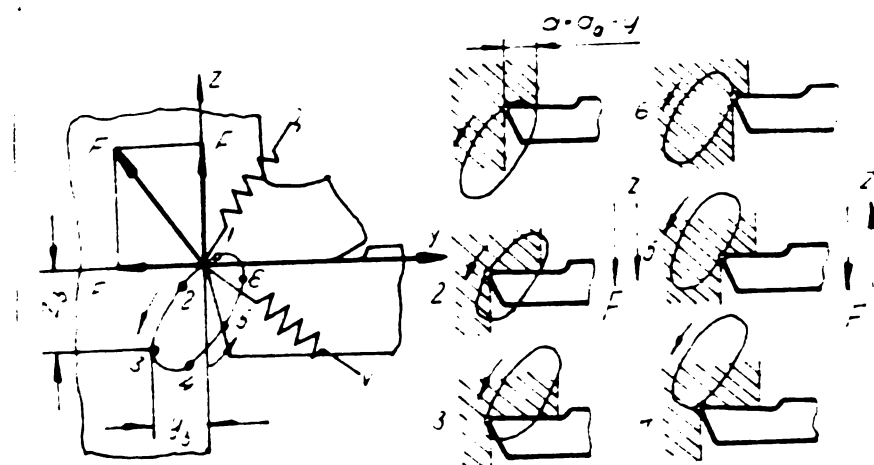


Fig. 3.6

În fig.3.6 se observă că vârful sculei care descrie elipsa, conduce la variația grosimii stratului de așchiat și prin urmare a forței de așchiere. La deplasarea în sensul creșterii forței, grosimea stratului de așchiat va

fi mai mare decât în cazul deplasării în sensul scăderii forței de așchiere. Dacă decalajul de fază între vibrații este astfel, încât vârful sculei să se deplaseze invers sensului indicat în figură înseamnă că sistemul este stabil iar variația forței de așchiere în acest caz va avea un efect amortăzor.

În analiza caracteristicilor dinamice ale procesului de așchiere cît și din caracteristicile amplitudine fază trasate de diverși autori [56],[76] se desprinde ideea că; în procesul de așchiere apare o răminere în urmă a variației forței față de coordonată respectiv grosimea stratului de așchiat. Intersecția caracteristicii dinamice a S.E.E. cu axa reală negativă indică gradul de stabilitate al sistemului; cu creșterea adîncimii de așchiere (t), punctul de intersecție al caracteristicii cu axa reală negativă se îndepărtează tot mai mult de originea axelor de coordonate și prin urmare gradul de stabilitate scade.

Încercările efectuate de ICPMA pe modelul SP630-NC pentru

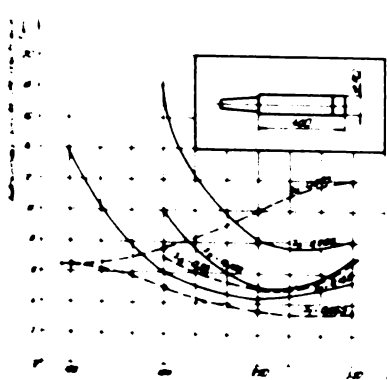


Fig.3.7

stabilirea adîncimii limită, au condus la determinarea acesteia în funcție de turația piesei. Rezultatele sînt prezentate în diagrama din fig.3.7., în care se observă că odată cu creșterea avansului procesul este stabil la adîncimi mai mari. De altfel, legat de stabilitatea procesului de așchiere, unul din cele mai importante aspecte este evidențiat în

lucrările [42],[129],[130],[133] ale lui Eliasberg, Sokolovski și Steinsler

in care aceasta este legată de viteza de aşchiere.

Din analiza prezentată privind influenţa caracteristicilor dinamice asupra stabilităţii procesului de aşchiere se observă că, formele tuturor caracteristicilor procesului de aşchiere reflectă acelaş fapt: rămânerea în urmă a variaţiei forţei de aşchiere faţă de coordonată. In capitolele următoare ale lucrării se va prezenta în mod detaliat influenţa parametrilor tehnologici asupra stabilităţii şi căile de păstrare a acestora în procesul de aşchiere pe strungari.

3.3. Vibraţiile maşinilor - unelte

In timpul procesului de aşchiere pe MU se întâmplă frecvent ca acesta să fie întrerupt sau să se modifice parametrii regimului datorită unor perturbaţii ce apar în proces, perturbaţii care în terminologia tehnică sînt cunoscute sub denumirea de vibraţii. In toate cazurile de aşchiere, în stabilirea regimurilor de lucru pe MU - se porneşte de la ideea satisfacerii cerinţelor pe care o piesă trebuie să le îndeplinească într-o maşină. In linii mari aceste cerinţe vîdează:

- calitatea prelucrării;
- precizia dimensională şi de formă, în plan perpendicular pe suprafaţa de prelucrat, cît şi de-a lungul acesteia;
- costul minim al operaţiei.

In funcţie de aceste cerinţe se stabilesc regimurile de aşchiere pentru realizarea unei piese, ţinîndu-se bineînţeles seama de MU pe care urmează să se efectueze prelucrarea, de posibilităţile pe care aceasta le oferă. Considerentul de ordin economic impune stabilirea unor încărcări la capacitatea maximă a maşinii şi deci evaluarea parametrilor regimului (adîncime, avans, viteză) la cote cît mai ridicate înă, în limitele posibilităţilor pe care maşina le oferă în ce priveşte puterea de acţionare principală, posibilităţile lanţului cinematic al mecanismului de avans, rezistenţa sculei cu care se efectuează operaţia, durabilitatea sculei (cu numărul minim de reascuţiri) şi altele.

Este evidentă deci tendinţa de încărcare maximă posibilă şi admisă, pe o maşină-uneltă atunci cînd se proiectează şi se aplică o tehnologie de prelucrare pe o maşină de aşchiat metal. Din pîcate însă în majoritatea cazurilor aceste regimuri şi deci

încărcării ale mașinilor unelte nu sînt posibile datorită frecvențelor perturbații ce apar în timpul procesului de lucru, acestea fiind mai întotdeauna datorate vibrațiilor. Acest fenomen produce: deplasări suplimentare a unor subansamble ale mașinilor-unelte, conducînd chiar la distrugerea unor organe, deplasări ale sculei cu pierderea preciziei, usuri rapide și chiar ruperea sculei, iar pe suprafața pieselor ce se prelucresc apar urme evidente ale muchiei așchietoare ale sculei, ceea ce poate conduce la rebuturi irecuperabile. Este de înțeles deci cauza pentru care preocuparea unui mare număr de cercetători s-a îndreptat înspre studiul și analiza comportării statice și dinamice ale mașinilor-unelte în condițiile vibrațiilor. Se amintește că tendința de automatizare prin diverse procedee, de programare a regimurilor și a lanțurilor de dimensiuni echiparea cu calculatoare, deci computerizarea prelucrărilor pe mașini unelte din ultimul deceniu, a produs un salt uriaș în concepția constructorilor de mașini. Prin urmare este normal ca față de fenomenele nedorite ce apar într-un proces, o mașină complet automatizată să poată fi în măsură să ia o decizie prin care respectivele fenomene să poată fi atenuate. Pe mașinile-unelte clasice o astfel de decizie o ia operatorul, modificînd un parametru pentru înlăturarea fenomenului. Analizînd tipurile de vibrații ce apar la așchieră pe mașini-unelte, cu referire directă la strunguri se poate spune că ele au o natură foarte diferită. În general mașinile - unelte sînt construite în așa mod încît să aibă capacitate de amortizare suficientă la apariția unor șocuri în sistem. S-a constatat de altfel că acestea dispar după o perioadă de timp relativ scurtă prin disiparea (amortizarea) energiei introduse. Apar în schimb vibrațiile forțate care pot însoți în permanență un proces de lucru.

Apariția se datorește unor factori care se prezintă în principal în paragrafele următoare.

3.3.1. Vibrațiile forțate ale strungurilor

Așa cum s-a prezentat mai înainte, acest tip de vibrații ține în general de natura constructivă a mașinilor, ele visează în primul rînd organele de mașini în mișcare, neechilibrate [35],[36],[45],[51],[56],[59],[125],[129],[133],[142],[146] dinamic, și pot compromite procesul de așchiere dacă nu se iau măsuri de înlăturare încă din faza de proiectare sau prototip a mașinii unelte, în cele ce urmează se prezintă pe scurt influența diferitelor factori asupra acestor vibrații.

- Vibrațiile produse de roțile dințate în angrenare se datorează în principal defectelor de execuție: excentricități, erori de execuție a profilului sau erori de divizare. Aceste defecte conduc la mișcări de rotație neuniforme, motiv pentru care la mașini de precizie în multe cazuri se folosesc transmisii prin curele, acestea având rol de filtru. Utilizarea lor evită oscilațiile la tensiune de frecvență ridicată [35] .

- Vibrațiile produse prin transmisiile cu curele sînt uneori destul de pronunțate atunci cînd apar în funcționare variații ale fibrei neutre din curea.

Acest fenomen dă naștere la vibrații forțate torsionale cît și rectilinii, în plus, datorită fenomenului care generează acest tip de vibrații forțate apar variații ale sarcinii în lagăre și ale vitezelor unghiulare ale roților de curea. Variațiile fibrei neutre a curelelor se datorează, defectelor roții de curea, (excentricități) defectelor de formă sau de structură a curelei (variații ale profilului curelei sau neomogenitatea materialului din care este executată). Experimental s-a constatat că, curelele date sînt mai silențioase decît cele trapezoidale, deoarece generează perturbații mai reduse, iar forța perturbatoare este aproape independentă de tensiunea din curea [56] .

- Vibrațiile ce apar datorită lagărelor folosite în construcția strungurilor, au ca principală sursă, imprecizia dimensională a elementelor ce compun rulmenții cu bile și cu role, sau neregularităților de pe suprafețele de rulare. Cunoșcîndu-se frecvența vibrațiilor se poate determina elementul rulmentului care provoacă vibrațiile [56] . Detectarea elementului care produce vibrații este mai dificilă în cazul rulmenților cu două sau mai multe rînduri ale corpurilor de rostogolire. În construcția lagărelor de rostogolire, cazul cel mai avantajos îl prezintă rulmenții cu două rînduri de corpuri de rostogolire și cu un joc radial redus. Această calitate conferă rulmenților rigiditate ridicată și capacitate de amortizare bună, lucru ușor de realizat la rulmenții cu role la care se pot realiza jocuri negative prin prestringerile inițiale ale acestora.

Comparînd comportarea lagărelor de rostogolire și a celor de alunecare la vibrații se apreciază că lagărele de alunecare au calități mai bune doar în cazurile în care se folosesc pentru ungere uleiuri cu vîscozitate ridicată.

- Vibrațiile datorate aşchierii intermitente, apar la prelucrările unde sculele de aşchiat au un număr mai mare de muchii aşchietoare, cum este cazul la operațiile de frezare sau broşare sau la strunjire când aceasta se desfăşoară pe suprafețe discontinue. În principal apariția vibrațiilor în acest caz se datorează variației forțelor de aşchiere. Astfel la frezare, componenta tangențială a forței de aşchiere este cea care produce vibrațiile, ea acționând

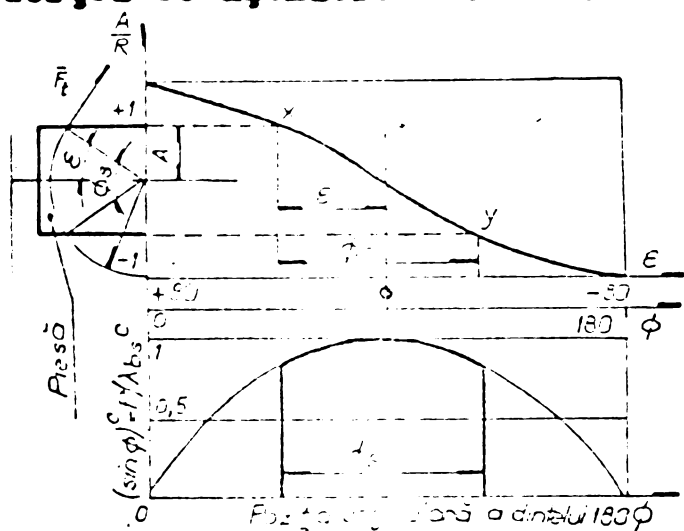


Fig.3.8

direct asupra dintelui frezei. După R.Piekenbrink [56] legea de variație a forței de aşchiere tangențială funcție de unghiul ϕ care definește poziția muchiei aşchietoare este prezentată în fig. 3.8. Se observă că pulsația componentei tangențiale este accentuată lucru ce produce vibrații forțate. Este de menționat faptul că utilizarea frezelor cu dinți înclinați

asigură o aşchiere mai liniștită. Ele sînt de recomandat atunci cînd este posibilă utilizarea lor. La strunjire prelucrarea suprafețelor discontinue produc variații mari ale forțelor de aşchiere fenomen ce favorizează apariția și chiar întreținerea vibrațiilor forțate fapt ce are urmări nefaste asupra procesului de aşchiere: suprafețe de calitate necorespunzătoare, uzuri rapide ale sculei.

- Vibrațiile forțate ce apar datorită altor mașini, sau de asemenea o pondere însemnată. Ele se datorează unor utilaje care în mod curent produc vibrații și care nu sînt afectate în prea mare măsură de prezența acestora în exploatare, cum ar fi: presele, motoarele cu ardere internă, compresoarele etc. Într-un atelier de prelucrări mecanice vibrațiile planșoului conține un spectru larg de frecvențe în-cît este foarte posibil ca unul din acestea să se găsească în apropierea frecvenței proprii a mașinii-unelte. Izolarea față de aceste vibrații se realizează prin folosirea izolatorilor de vibrații, la mașina care generează acest fenomen fie la mașina-unelte influențată de acesta, de obicei se preferă prima soluție [56],[115],[130] mai ales cînd forțele de excitație sînt produse de ciocane sau prese. În general izolatorii de vibrații produc o micșorare a frecvențelor proprii, a amortizării și a constantei elastice. Ansamblul structurii poate deveni astfel mai susceptibil față de forțele de excitație

interne, putându-se de asemenea modifica în mod nedorit comporta-rea sa față de vibrațiile autoexcitate. Este totuși avantajos faptul că numai modurile joase de vibrații (care nu au un rol impor-tant la marea majoritate a mașinilor unelte), sînt modificate în mod apreciabil. Pentru încărcări medii pot fi utilizați cu bune rezultate izolatori din cauciuc, foi de plută, masă plastică, iar pentru încărcări foarte mari se utilizează ca izolatori, amorti-soare hidraulice sau cu frecare uscată [21],[31],[56],[64],[108]

- Variațiile ce apar datorită alunecării intermitente la mecanismele de translație (avans), au ca sursă de generare fre-carea dintre suprafețele în contact, aceste vibrații mai sînt cu-noscute și sub denumirea de "mers sacadat" (stick-slip). Cînd în-cepe mișcarea suportului sculei prin cuplarea unei transmisii, în lanțul cinematic al acesteia apare o deformare elastică pînă cînd forțele ce transmit mișcarea depășesc forțele de frecare statice de pe suprafețele în contact (ghidaje). După aceasta suportul în-cepe să se miște iar forța de frecare scade la valoarea sa dinami-că. Ca urmare a scăderii forței de frecare, suportul sculei capă-tă o accelerație mare și face un salt înainte, din cauza inerției. La sfîrșitul saltului transmisia capătă o deformare de sens opus, această deformare trebuie însă anulată înainte ca o altă mișcare să poată avea loc. Ca urmare, s-au creat condiții ca fenomenul să se repete. Acest fenomen face parte din categoria cunoscută în ge-neral sub numele de "oscilații de relaxare".

Apariția alunecării intermitente depinde de interacțiunea citerva factori [36],[56],[65],[76],[88],[89],[93],[94],[95],[123] cum ar fi:

- masa corpului ce se deplasează prin alunecare
- rigiditatea sistemului de antrenare în mișcarea de avans
- amortizarea ce există în sistemul de avans
- viteza de deplasare a corpului care alunecă (suportului)
- rugozitatea suprafeței de alunecare
- lubrefiantul utilizat

De obicei fenomenul apare la viteze de deplasare mici cînd trebuiesc deplasate piese de dimensiuni mari pe distanțe mici față de poziția de repaus. Pentru evitarea apariției acestui fene-men se reduce fie masele în mișcare fie se măresc vitezele de de-plasare sau se asigură mecanismului de avans o rigiditate foarte mare.

Rezultate foarte bune s-au obținut prin utilizarea ca supra-fețe de contact a fontei turnate cu un material plastic.

Se folosesc cu succes în construcția de mașini ghidajele cu ungere sub presiune. Menționându-se pelicula de ulei dintre suprafețele de contact la o anumită presiune se elimină posibilitatea apariției frecării mixte, uscate și viscoase și prin urmare nu poate să apară fenomenul de avans sacadat.

3.3.2. Vibrațiile autoexcitate ale strungurilor

S-a văzut că vibrațiile forțate care apar la prelucrarea pe mașini unelte sînt generate de factori externi care nu țin de procesul de așchiere.

În procesul de așchiere apar însă vibrații care se datoresc însăși procesului. Acest tip de vibrații sînt cunoscute sub denumirea de vibrații autoexcitate. Se apreciază că ele sînt foarte dăunătoare pentru durabilitatea sculei așchietoare, pentru calitatea suprafeței prelucrate de ele. Fiind însoțite de șgomote considerabile ele influențează și capacitatea de producție a mașinii, vibrațiile autoexcitate ale mașinilor unelte au un caracter întîmplător, efectele nedorite ale acestuia în special limitarea regimurilor de așchiere - au preocupat un număr mare de cercetători. Caracterul complex precum și multitudinea factorilor care favorizează apariția autovibrațiilor au condus la emiterea unui număr mare de teorii privind natura și originea autovibrațiilor la așchiera pe mașini-unelte, grupate sub denumirea "principii de generare a autovibrațiilor". În cele ce urmează vom prezenta principalele teorii emise privind apariția autovibrațiilor la așchiera pe mașini-unelte.

a) - Principiul fragmentării așchiilor la prelucrarea cu viteze mici [76],[120],[129]. Acest principiu a fost enunțat de P.Taylor și mai tîrziu de I.S.Steinberg [133] care a emis ipoteza că autovibrațiile ce apar în procesul de așchiere are ca sursă de generare fenomenul de rupere periodică a depunerilor de pe tăișul sculei. Steinberg explică însă constanța prezenței vibrațiilor autoexcitate în cazul cînd frecvența perturbatoare variază prin existența efectului produs de urmele rămase pe suprafața de prelucrat de la o trecere anterioară cunoscut sub denumirea de efect al vibrațiilor regenerative. Acest ultim fenomen a fost mai tîrziu acceptat și de alți cercetători cum ar fi I.Tlustii, R.Polacek, S.A.Tobias, W.Fishwick, V.A.Kudinov [56],[76],[79],[120],[125],[129],[133],[142],[145]. Teoria privind faptul că, originea autovibrațiilor se datorează fenomenului de

fragmentare a așchiilor nu a putut explica o seamă de fenomene legate de frecvența autovibrațiilor, crearea constând în principal în aceia că, acest gen de vibrații, s-a considerat că poate fi redus la studiul oscilațiilor forțate ale S.E.E. sub influența unor forțe periodice exterioare, neglijându-se tocmai fenomenul real care generează autovibrațiile - existența unei forțe interioare dependente de procesul de așchiere.

b) - Principiul vibrațiilor regenerative. Studiile întreprinse de numeroși cercetători au condus la concluzia că, caracterul autooscilant al vibrațiilor la așchiera pe mașini unelte are ca origine efectul produs de urmele rămase pe suprafața de prelucrat de la trecerea anterioară. Primul care a explicat influența urmelor de pe suprafața de prelucrat asupra apariției autovibrațiilor a fost N.D.Drosdlov, acestei teorii alăturându-se I. Flustfi, M. Polacek, S.A. Tobias, V.A.Kudinov, [56],[76],[133],[142],[145]. Legat de acest principiu A.I.Kașikin [67] a pus în evidență căile de acțiune inversă - reacția negativă - a S.E. asupra procesului de așchiere care constă în principal în: variația unghiurilor active ale sculei și în cazul prelucrării cu vibrații, variația forței de frecare pe suprafețele de așezare și degajare ale sculei ca urmare a variației unghiurilor și în funcție de viteza de așchiere, influența urmelor de la trecerea anterioară, evidențiind ca factor determinant în apariția autovibrațiilor caracteristica descrescătoare a forței de frecare a așchiei pe suprafața de degajare a sculei. Omisiunea făcută însă de unii dintre autorii prezentați constă în aceia că în ipotezele emise, precum și în cercetările întreprinse au luat în considerare doar caracteristica statică a procesului de așchiere, neglijând aspectul dinamic determinant în studiul acestui gen de oscilații. În acest sens A.P.Sokolovski și-a adus o contribuție esențială [129],[130] indicând importanța care o prezintă în analiza fenomenului de apariție a autovibrațiilor, raportul între viteza de oscilație și viteza de așchiere $\frac{V}{v}$ și nu valoarea absolută a vitezei mișcării oscilatorii. El a descris din punct de vedere matematic decalajul de fază existent între variația forței de așchiere și deplasare în procesul autovibrator, insistând cu deosebire asupra dependenței forței de așchiere de viteza de așchiere. Interpretarea fizică a variației forței fiind explicată prin existența unor zone de rezistență diferită a materialului de prelucrat în procesul deformării plastice la intrarea cuțitului într-un ma-

terial moale și retragerea lui din materialul scrisat. Această nouă ipoteză a dependenței forței de viteză a atras atenția multor cercetători în explicarea fenomenului autovibrațiilor ca R. Arnold, A.L. Voronov, L.S. Kurashkin, Tobias și Fishwick [56], [72], [76], [97], [98], [101], [134], [152]. Aceste explicații li s-au alăturat cele emise de M. Elinsberg, S. Doi, S. Kate [35], [42], [45] întregite cu ideea că decalajul de fază stabilit experimental este o urmare a fenomenului de întârziere a deformațiilor plastice în zona de așchiere. Lucrarea lui M.E. Elinsberg [42] încearcă să dea o interpretare fizică fenomenului de întârziere a forței de așchiere în raport cu deplasarea. Aceste contribuții au adus multe elemente noi în explicarea și cunoașterea fenomenului de apariție a autovibrațiilor.

c).- Principiul dependenței forței de așchiere de grosimea stratului de așchiat. Acest principiu a fost explicat în lucrările lor de J. Tlustfi, E. Salje și V.A. Zudinov [77], [122], [143] și constă în aceea că variația forței de așchiere în funcție de deplasare, respectiv prezența decalajului de fază dintre acestea este urmare a faptului că grosimea stratului de așchiat prezintă o variație inegală datorită mișcării relativ complexe ce apare între sculă și piesă, asemănător cazului unui S.E. cu mai multe grade de libertate. O serie de cercetători în încercările experimentale efectuate au determinat traiectoria eliptică pe care o descrie vârful cuțitului de strung în material [4], [21], [36], [56], [59], [67], [75], [77], [109], [118], [125], [130], [143], [144], [145], [164] literatura tehnică consemnând în numeroase lucrări acest fenomen. În funcție de proprietățile SE ale mașinii-unelte, particularitățile traiectoriei mișcării constau în aceea că, la deplasarea în sensul acțiunii forței de așchiere scula pătrunde în materialul de prelucrat, înălturînd o așchie de grosime mai mare decît în cazul deplasării în sens invers forței de așchiere cînd se produce retragerea cuțitului și deci detașarea unei așchii mai subțiri, forța de așchiere variînd în funcție de variația grosimii stratului detașat.

Toate cazurile prezentate mai înainte care reprezintă principii ce explică natura și originea autovibrațiilor, sînt o reflectare parțială a comportării sistemului dinamic închis al mașinii-unelte. Este deci necesar ca în analiza comportării dinamice a mașinilor-unelte să se țină seama de caracteristica dinamică a mașinii.

Cap.4. AMORTIZAREA VIBRAȚIILOR AUTOEXCITATE
ȘI INFLUENȚA REGIMULUI DE AȘCHIERE
ASUPRA ACESTORA LA AȘCHIEREA PE
STRUNGURI

În procesul de așchiere pe lingă mișcările pe care mașina - unelte le execută și care în mod obișnuit sînt fără vibrații a-par și mișcări suplimentare, nedorite, care conduc la perturbații ale procesului și implicit la instabilitatea acestuia.

Pentru evitarea acestor fenomene, la prelucrarea pe mașini-unelte, trebuie cunoscute cauzele care le produc.

Perturbațiile ce apar în timpul așchierii pe mașini-unelte cu deosebire de strunguri pot fi:

- a)- perturbații de scurtă durată și acestea apar ca șocuri izolate
- b)- perturbații de lungă durată și ele se prezintă de obicei ca fenoții periodice.

La perturbațiile de lungă durată (vibrații) întîlnite adeseori, contribuie atât mașina-unelte cît și scula și piesa de prelucrat.

Prezența vibrațiilor în procesul de așchiere influențează negativ o seamă de factori: - lasă urme pe suprafața prelucrată, reduc durabilitatea sculei, provoacă dereglări ale mașinii unelte și în ultimă instanță acestea limitează regimul de așchiere.

Analizînd vibrațiile ce apar la prelucrarea pe mașini-unelte se constată că prezența acestora se datorează:

- unei rigidități necorespunzătoare a mașinilor unelte
- parametrilor sculei cu care se prelucurează
- unor defecte de fundație a mașinii
- forțelor perturbatoare care apar în procesul de așchiere

Rigiditățile mașinilor unelte și parametrii geometrici ai sculelor nu se modifică esențial la trecerea din starea de stabilitate într-un regim cu vibrații, în schimb forțele perturbatoare pot să apară din mai multe cauze, cum ar fi:

- cauze de ordin constructiv
- neechilibrarea în mișcare a componentelor mașinii

- perturbații ce se datorează în exclusivitate procesului de așchiere, acestea apar odată cu declanșarea acestuia și dispar atunci când procesul de așchiere încetează.

Această ultimă cauză ce provoacă perturbații la așchiere este cunoscută sub denumirea de vibrații autoexcitate sau autovibrații.

Autovibrațiile apar în timpul așchierii și sînt întreținute de o forță variabilă creiată și dirijată de însăși mișcarea din proces aceasta dispare odată cu încetarea procesului și odată cu ea dispar și autovibrațiile.

În scopul atenuării intensității autovibrațiilor pe mașini-unelte, se reamintesc cauzele care le provoacă și asupra cărora se va acționa, iar variația forței de așchiere la un regim constant stabilit pe mașină se datorează în principal:

- variației vitezei de alunecare a așchiei pe suprafața de degajare a sculei
- variației unghiului de degajare și așezare a sculei
- variației coeficientului de frecare între așchie și fața de degajare a sculei, datorită vitezei de alunecare a așchiei și vitezei de pătrundere a sculei în material.

Atenuarea și în ultimă instanță eliminarea vibrațiilor la prelucrarea pe strunguri se poate realiza prin:

- mărirea rigidității S.T.E.
- mărirea capacității de amortizare.
- alegerea corespunzătoare a regimurilor de așchiere
- alegerea corespunzătoare a geometriei sculei
- utilizarea unor dispozitive speciale de amortizare.

Dintre acestea regimul de așchiere și geometria sculei influențează în mod deosebit autovibrațiile la așchiere. Este de înțeles în acest caz că atenuarea autovibrațiilor la așchieria pe strunguri se poate realiza cel mai comod prin acționarea asupra unuia sau altuia din parametrii regimului cu așchiere -v,s,t - în sensul modificărilor, aceasta însă fără complicații constructive și tehnologice prea mari chiar și la schimbarea lor din mers și sub sarcină. Așa cum s-a arătat, modificarea parametrilor regimului, conduce la obținerea unor domenii de stabilitate satisfăcătoare, iar în cazul când acestea nu sînt suficiente se recurge la alte căi ce vizează, rigiditatea S.T.E., geometria sculei sau utilizarea unor dispozitive speciale de amortizare a vibrațiilor.

Mărirea rigidității S.T.E se obține prin:

- eliminarea jocurilor din lagăre și mecanisme de avans (șurub, piuliță, pinion-cremalieră) sau chiar realizarea de prestrângere
- realizarea de prestrângeri la îmbinările de suprafețe și în ghidaje (în deosebi închise)
- creșterea rigidității pieselor svelte și a batiarilor

Față de cele arătate, un deosebit interes îl prezintă modul în care parametrii regimului de așchiere influențează atenuarea autovibrațiilor și căile prin care aceste autovibrații pot fi înlăturate acționându-se asupra parametrilor v, s și t

4.1. Influența parametrilor regimului de așchiere asupra vibrațiilor autoexcitate

În scopul înlăturării vibrațiilor autoexcitate la prelucrarea pe strunguri este recomandabil a se acționa asupra parametrilor regimului de așchiere [56], [60], [80], [108], [130], [134], [143], [154], considerându-se geometria sculei așchietoare, se impune și considerarea atenuării acestor vibrații în timp cât mai scurt și în timpul așchierii, adică din mers și sub sarcină. În cele ce urmează se va analiza modul în care parametrii regimului de așchiere influențează vibrațiile autoexcitate și posibilitățile de folosire a lor ca mărimi regulate într-un sistem pentru scoaterea automată a STE din starea de instabilitate.

4.1.1. Influența vitezei de așchiere asupra intensității vibrațiilor

Este cunoscut că la prelucrarea pe strunguri, alegerea vitezei de așchiere este funcție de:

- adâncimea și avansul de așchiere,
- geometria sculei și condițiile concrete ale așchierii,
- proprietățile materialului de prelucrat și ale sculei,
- durabilitatea sculei,
- puterea disponibilă la arborele principal al strungului.

Pentru marea diversitate de prelucrări, de materiale, de tipuri de mașini și scule, domeniul în care se aleg vitezele de lucru variază de la ordinul unităților la ordinul sutelor de metri pe minut. Datorită acestor intervale foarte largi ale vitezei, în timpul așchierii pe anumite domenii ale acestora apar șomote și autovibrații

procesul intră în instabilitate, literatura [45],[56],[72],[82],[118],[130] consemnează un mare număr de exemple prin care se evidențiază fenomenul de apariție a autovibrațiilor la valori ale vitezei de aşchiere care diferă între ele.

Din diagramele de stabilitate [56],[125],[146] ca și din lucrările experimentale [130],[136] efectuate pînă în prezent se confirmă rezultatul cercetărilor fundamentale privind stabilitatea la aşchiere pe strunguri după viteză. Diagramele ridicate experimental [56],[146] descriu comportarea procesului de lucru atît în cazul cînd nu apare efectul de variație al grosimii aşchiei (a adîncimii t) - este cazul prelucrărilor fără urme de la trecerea anterioară - cît și în cazul cînd apare efectul de variație al adîncimii de aşchiere.

După Tobias condiția de stabilitate a procesului la aşchiera pe strunguri este dată de semnul amortizării totale care are expresia:

$$D_e + D_s + D_r + D_o = 0 \quad (4.1)$$

La pragul de stabilitate amortizarea totală trebuie să fie egală cu zero conform (4.1) - cînd amortizarea totală este pozitivă procesul este stabil, iar cînd semnul acesteia este negativ procesul este nestabil. Cei patru factori care dau amortizarea compusă sînt:

$$D_s = \frac{\mu \cdot \lambda^* \omega_0}{2 k \cdot \omega} \sin \frac{2 \pi \omega}{\Omega} \quad \text{- amortizarea echivalentă dată de variația grosimii aşchiei la prelucrarea de strunjire}$$

unde:

$$\Omega = 2 \pi n \quad \text{- viteza unghiulară a piesei ce se prelucrează}$$

$$\omega = 2 \pi f_0 \quad \text{- pulsația proprie a vibrațiilor sculei}$$

$$\omega_0 = 2 \pi f \quad \text{- pulsația vibrațiilor autoexcitate}$$

$$\lambda^* = \beta \lambda_1 \quad \text{- factorul de amortizare al grosimii aşchiei}$$

$$\beta \quad \text{- coeficient de deplasare relativă}$$

$$k \quad \text{- constanta de elasticitate echivalentă}$$

$$\lambda_1^* \quad \text{- este funcție de tipul vibrației pe direcție radială (tip A) sau tangențială (tip B).}$$

$$D_e = \frac{1}{2} \frac{Q_e}{\omega_0} \quad \text{- amortizarea structurală efectivă}$$

$$D_r = \frac{1}{\pi} \frac{\lambda \omega_0}{k \Omega} \quad \text{- amortizarea echivalentă datorită efectului variației vitezei de avans.}$$

$$D = \frac{1}{2} \frac{\lambda_2 \omega_0}{k R} \quad \text{- amortizarea echivalentă datorită efectului de pantă } \lambda_2 \text{ a curbei de variație a forței de aşchiere în funcție de viteza de aşchiere}$$

Ecuația (4.1) definește pragul de stabilitate, iar în absența efectului de regenerare (absența urmelor) acesta se exprimă cu

amortizarea compusă D_c a cărei expresie este

$$D_c = D_e + D_r + D = 0 \quad (4.2)$$

Investigarea stabilității procesului de aşchiere se realizează prin reprezentarea lui D_c în funcție de turația adimensională ($\frac{\omega}{\omega_0} = \frac{n}{n_0}$) determinând acele domenii de turații pentru care $D_c > 0$ - toate acestea fiind domenii de stabilitate a procesului. In fig.4.1. sînt prezentate diagramele de stabilitate caracteristice prelucrării fără efectul de regenerare. Diagramele cuprind o serie de curbe ce reprezintă variația amortizării, variația vitezei de avans D_r în funcție de $\frac{\omega}{\omega_0}$. Curbele sînt ridicate pentru diferite valori pozitive și negative ale raportului $\frac{\lambda^*}{k}$. Așa cum se observă

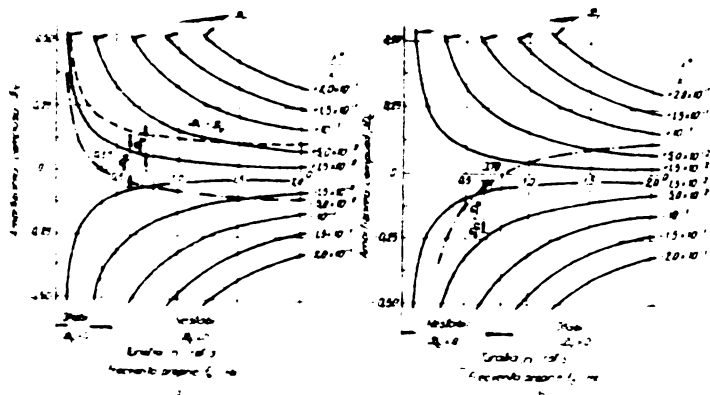


Fig.4.1.

din cele două diagrame a și b din fig.4.1 pentru valori ale raportului $\frac{\lambda^*}{k} > 0$ procesul devine instabil numai la turații relativ ridicate, iar pentru valori negative ale aceluiași raport, procesul intră în instabilitate la valori joase ale turației ca în fig.4.1 b. In cazul unei asemenea metode de determinare a domeniilor de stabilitate la prelucrarea pe mașini unelte, este de reținut faptul că o modificare de semn a factorului de variație a vitezei de avans λ^* se realizează numai dacă, coeficientul de deplasare relativă β schimbă de semn, dar acesta poate schimba de semn numai prin schimbarea sau modificarea mașinii unelte. Se remarcă în acest caz faptul că prin acest procedeu se apelează în mod direct la caracteristica

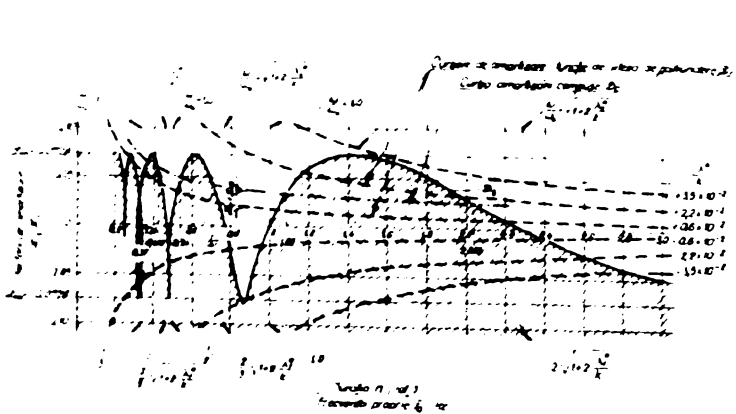


Fig.4.2.

mașinii-unelte. Coeficientul de deplasare relativă β influențează condițiile de aşchiere și în cazul existenței efectului de regenerare, lucru ce se observă în diagramele din fig.4.2 și 4.3. Se remarcă faptul că instabilitatea apare în domeniile de turații în care amortizarea

totală a sistemului este negativă, adică în zonele în care curbele amortizării (traseate cu linie punct.) intersectează zonele hașurate

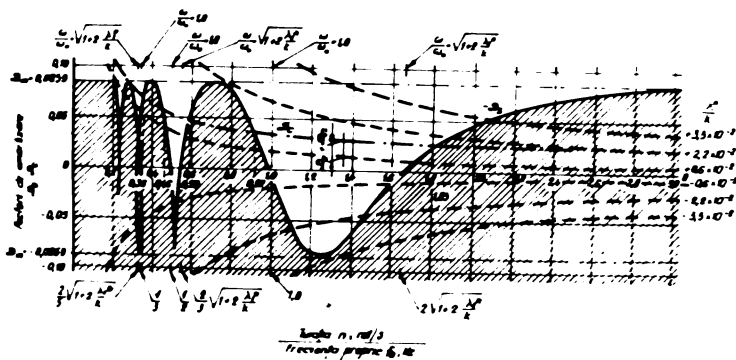


Fig.4.3

cas al prelucrării în prezența efectului de regenerare se constată că, prin schimbarea semnului lui β și ca urmare și a lui $\frac{\lambda}{k}$ o așchiere ce se desfășoară liniștit poate deveni instabilă și invers.

În condițiile echipării unui strung cu C.A. este necesar a se lua în considerare influența ce o exercită viteza asupra stabilității, evident cu toate implicațiile ce le poate introduce un astfel de parametru.

În lucrările [72], [130], [143], [150] pe baza unor numeroase experiențe se afirmă că există o viteză critică la care vibrațiile autoexcitate ating o valoare maximă după care intensitatea lor scade cu scăderea vitezei dar și cu creșterea ei peste cea critică ajungându-se la valori practic imperceptibile ale amplitudinii autovibrației, una din expresiile analitice care exprimă acest mod de variație fiind dată de relația

$$A = \frac{2}{\sqrt{3c}} \cdot \frac{v}{\omega} \sqrt{a - \frac{h \cdot v}{B}} \quad (4.3)$$

unde

v - viteza de așchiere [m/min]

$\omega = 2\pi f$ - frecvența circulară [Hz]

f - frecvența [Hz]

h - coeficient de rezistență ce crește cu creșterea adâncirii de așchiere.

$B = \frac{t}{\sin \alpha}$ - lățimea stratului de metal îndepărtat de cuțit. (lățimea cuțitului) [mm]

a, c - coeficienți constanți ce caracterizează procesul de așchiere [150]

Din relația (4.3) se observă că pe măsură ce crește viteza de așchiere, amplitudinea vibrațiilor crește la început până la o anumită valoare

iar peste o anumită valoare a turației $\frac{n}{10}$ procesul se stabilizează. Cele prezentate în fig.4.2 se referă la autovibrațiile de tip A când $\beta > 0$, iar în fig.4.3 este reprezentată diagrama de stabilitate pentru vibrațiile de tip B când $\beta < 0$ și în acest

$$v = \frac{2}{3} \frac{a}{h} \cdot B$$

dună care dacă expresia de sub radical a $-\frac{h \cdot v}{B}$ devine egală sau mai mică decât zero - adică $v \leq \frac{a}{h} \cdot B$ - autovibrațiile din proces nu vor mai apărea. Se poate spune că viteza contribuie la atenuarea autovibrațiilor, iar cu creșterea ei peste anumite valori acestea pot fi chiar eliminate. Trebuie însă analizată măsura în care acest parametru poate fi luat în considerare în C.A pe strunguri. Concluzia privind influența vitezei de așchiere asupra autovibrațiilor este deosebit de importantă dacă ținem seama de faptul că ea constituie o bază teoretică ce oferă condiții de prelucrare fără vibrații la viteze mari, aceasta asigurând stabilitatea procesului de așchiere precum și o productivitate mărită. Dispariția fenomenului de autovibrație la viteze ridicate se explică prin aceea că la astfel de viteze dispare principala cauză generatoare de autovibrații - rămânerea în urmă a variației forței de așchiere față de variația mărimei avansului. Confirmarea celor afirmate

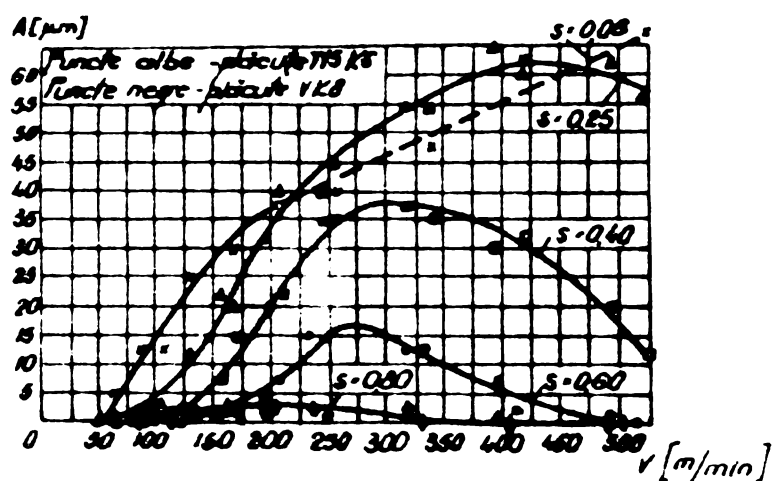


Fig.4.4

este ilustrată de numeroase încercări experimentale [72], [133] efectuate în condiții foarte variate. În diagrama din fig.4.4 este reprezentată dependența amplitudinii autovibrațiilor de viteza de așchiere pentru diferite mărimi ale avansului, utilizându-se două tipuri de plăcuțe - T15K6 și VK8 - Din figură se observă că maximi

amplitudinii autovibrațiilor se deplasează spre valori mai ridicate ale vitezei de așchiere pe măsură ce valorile avansului sînt mai mici. De asemenea pentru diferite mărimi ale adîncimii de așchiere în diagrama din fig.4.5 este reprezentată legea de variație a amplitudinii autovibrațiilor A în funcție de viteza de așchiere, pentru două valori ale avansului. Se observă că pe măsură ce adîncimea de așchiere scade amplitudinea autovibrațiilor se reduce și în același timp maximiul curbelor la diferite adîncimi de așchiere se deplasează spre valori mai mici ale vitezei de așchiere. Analizînd cele două diagrame a și b din fig.4.5 se remarcă mărimea mult redusă a amplitudinii A pentru aceeași valoare a adîncimii de așchiere t, dar la

un avans mai ridicat. Pentru $t = 1 \text{ mm}$ în cazul unui avans $s = 0,25 \text{ mm/rot}$ amplitudinea $A = 65 \mu\text{m}$ în jurul vitezei de $v = 500 \text{ m/min}$

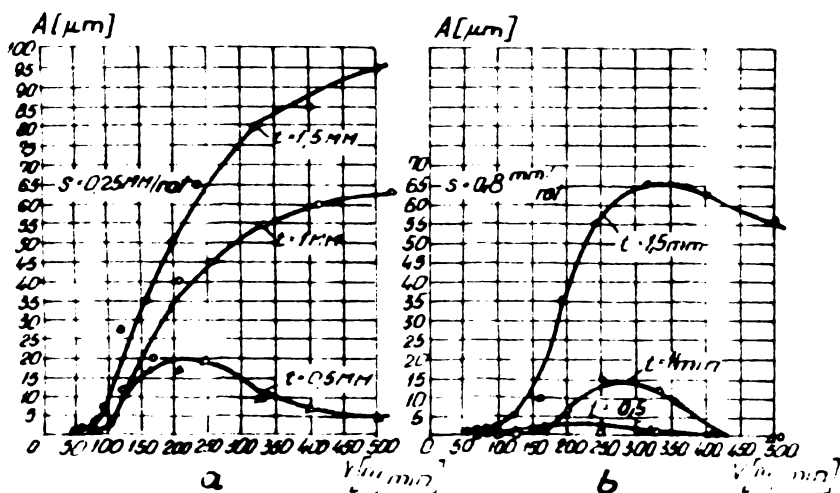


Fig. 4.5

pe cînd la un avans $s = 0,08 \text{ mm/rot}$ amplitudinea $A = 15 \mu\text{m}$ la o viteză $v = 275 \text{ m/min}$. În diagrama din fig. 4.6 este reprezentată influența vitezei asupra amplitudinii autovibrațiilor A pentru diferite măriri ale unghiului de atac principal α se observă că și în acest caz maxi-

mul amplitudinii se deplasează spre valori mai mici ale vitezei pe măsură ce unghiul de atac crește.

Din cele trei figuri prezentate se constată că există o strînsă corespondență între parametrii regimului de așchiere și amplitudinea autovibrațiilor. Încercările experimentale au confirmat de asemenea și legea de variație a frecvenței autovibrațiilor f cu viteza de așchiere. În fig. 4.7. se observă că variația frecvenței este proporțională cu variația vitezei, unghiul de degajare δ influențind sen-

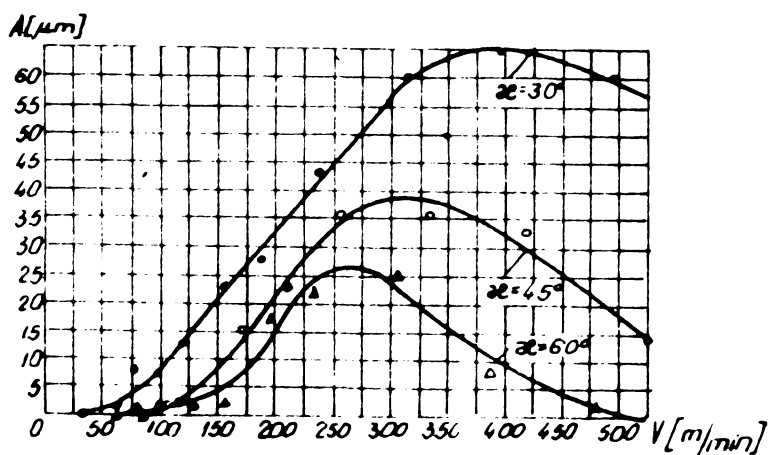


Fig. 4.6

sibil frecvența. Prin diagrama din fig. 4.8. s-a ilustrat dependența amplitudinii autovibrațiilor de frecvență la diferite viteze de așchiere, în care se observă că la valori mai mici ale vitezei atât amplitudinea A a autovibrațiilor cât și frecvența acestora se reduc. Diagramele confirmă și faptul că spre vitezele mari crește frecvența autovibrațiilor dar în același timp scade amplitu-

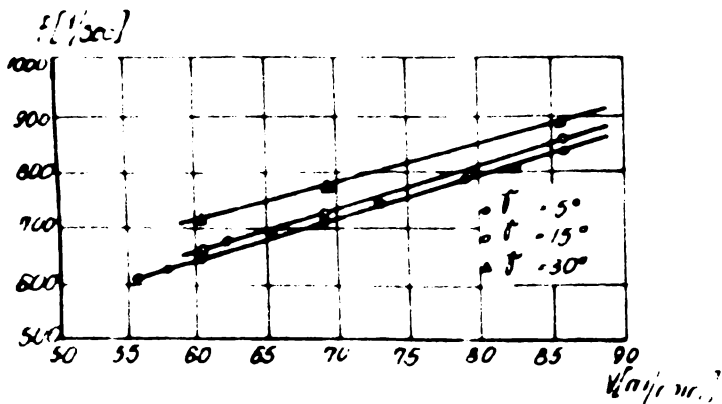
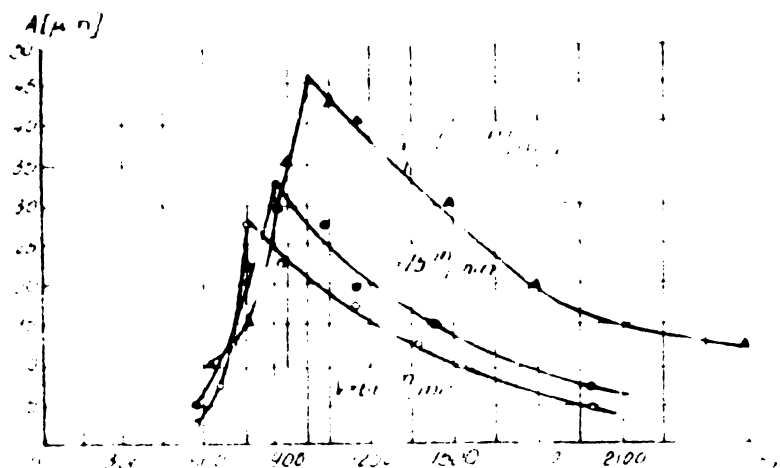


Fig. 4.7

crește frecvența autovibrațiilor dar în același timp scade amplitu-

dinea acestora. Deși amplitudinea autovibrațiilor la așchiere depinde de un număr apreciabil de factori în lucrare [72] este prezentată relația de calcul



cul a amplitudinii autovibrațiilor A , ce are forma (4.4) se observă că expresiile 4.3 și 4.4 au formele apropiate și de asemenea termenii care le compun sînt identici.

Fig.4.8

$$A = \frac{2}{\omega} \sqrt{\frac{2(V \cdot u - 1) c \cos \varphi + (p \cos \varphi - h) e^{u \cdot v}}{3 c u^2 \cos}}$$

sau

$$A = \frac{2}{\omega} \sqrt{\frac{2(V \cdot u - 1) c \cos \varphi - h e^{u \cdot v}}{m}} \quad (4.4)$$

v - viteza de așchiere [m/min]

c, u - coeficient care depinde de așchiere, de materialul ce se prelucrase, de sculă și de geometria acesteia

h - coeficient de rezistență

φ - unghiul dintre normala la suprafața de așchiat și deplasarea sculei [gr]

Din relația (4.4) se observă că termenul $p \cos \varphi - h$ influențează mărimea amplitudinii A , pentru valori negative ale acesteia procesul devine stabil pînă se atinge valoarea V_{1cr} - fig.4.9.

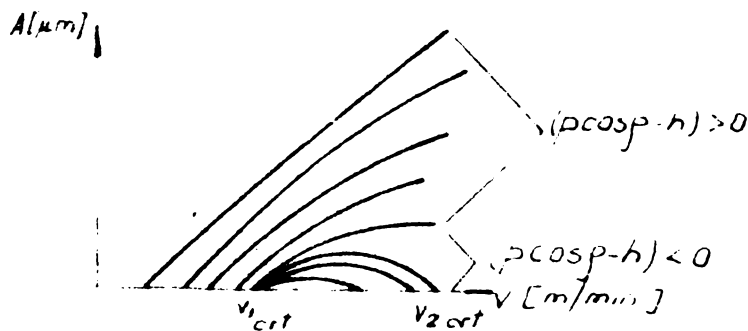


Fig.4.9

La atingerea valorii V_{1cr} apar autovibrațiile și amplitudinea autovibrațiilor crește pe măsură ce crește viteza pînă la o anumită valoare a acestuia după care la o creștere în continuare a vitezei amplitudinea autovibrației scade iar în jurul valorii

V_{2cr} mărimea acestuia devine neglijabilă. Ținînd seama de cele prezentate se apreciază că, prin analiza stabilității la autovibrații a procesului de așchiere după viteză, există două zone de stabilitate distincte și anume: pe domeniul de viteze cuprins între $0 - V_{1cr}$ - zona vitezelor joase - și pe domeniul $V_{2cr} - \infty$ - zona vitezelor ridicate - între acestea pe domeniul $V_{1cr} - V_{2cr}$ situîndu-se zona de

instabilitate a procesului de aşchiere, pe acest interval al vitezelor este mult mai evidentă rămânerea în urmă a forţei de aşchiere faţă de variaţia grosimii aşchii, principalul factor care generează fenomenul de autovibraţii în proces. În cazul în care procesul de aşchiere se desfăşoară cu viteze prea ridicate sau mult reduse - din dorinţa de a ieşi din zona vibraţiilor - problema care se pune este cea a durabilităţii sculelor. La o aşchiere liniştită durabilitatea sculei este mai mare decât în cazul aşchierii în prezenţa vibraţiilor, prin urmare reducerea intensităţii acestora în procesul de aşchiere ar conduce implicit şi la o durabilitate mai ridicată a sculei.

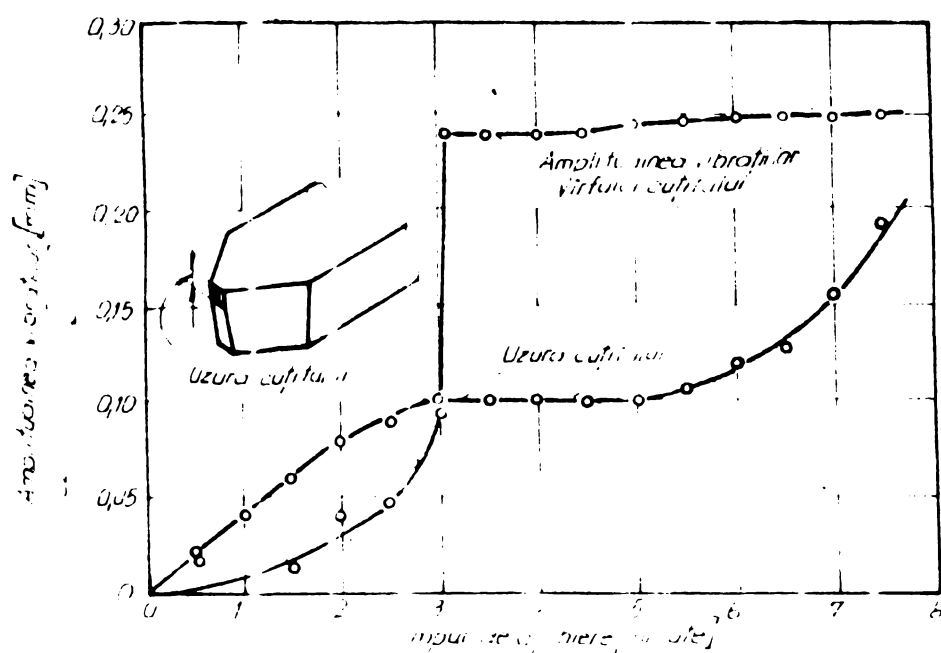


Fig. 4.10

În diagrama din fig. 4.10 ridicată după R.N. Arnold [56] se prezintă variaţia uzurii sculei şi influenţa acesteia asupra vibraţiilor în procesul de aşchiere. Este deci necesar să analizăm modul în care autovibraţiile din proces influenţează durabilitatea sculei, precum şi căile prin care aceasta poate fi

mărită. În cazul unei aşchieri liniştită între durabilitatea sculei T_0 şi viteza de aşchiere v_0 se cunoaşte relaţia de dependenţă

$$v_0 T_0 = C ; \quad T = \sqrt{\frac{C}{v_0}} \quad (4.5)$$

unde

C, n - constante pentru anumite condiţii de funcţionare.

Pentru a vedea în ce măsură creşte durabilitatea sculei în cazul dispariţiei vibraţiilor, fără a se introduce diferenţe prea mari faţă de condiţiile reale de aşchiere, se consideră :

- operaţia de aşchiere este cea de strunjire transversală (retesare)
- mişcarea relativă în vibraţii a sculei are loc în direcţia vitezei de aşchiere
- funcţia deplasare - timp, a muchiei aşchietoare poate fi aproximată cu o funcţie triunghiulară

- nu există efectul de variație al grosimii așchiei
 - nu apar sarcini datorită impactului. În aceste condiții T_d
 durabilitatea sculei se determină cu expresia :

$$\frac{T_d}{T_0} = \frac{2}{(1 + \frac{A_0 \omega}{V_0}) + (1 - \frac{A_0 \omega}{V_0})^n} \quad (4.6)$$

unde

- A - amplitudinea autovibrațiilor [μm]
- ω - pulsația autovibrațiilor [Hz]

Încercările experimentale efectuate în condițiile precizate mai înainte, au arătat că amplitudinea maximă a autovibrațiilor ce poate să apară este dată de

$$A = \frac{V_0}{n}$$

Făcînd substituția în expresia (4.6) și luîndu-l pe $n = 3$ (ordin de mărime determinat prin încercări experimentale obținem

$$\frac{T_d}{T_0} = \frac{1}{4} \text{ de unde } T_d = \frac{T_0}{4} \quad (4.7)$$

Din relația finală (4.7) se observă că durabilitatea sculei în prezența autovibrațiilor este mai mică cu patru ori față de cazul în care procesul s-ar desfășura liniștit. Experimental [56] s-au determinat valori și mai mari de reducere a durabilității sculelor în prezența autovibrațiilor. Este deci imperios necesar ca în cazul în care procesul de așchiere se desfășoară cu vibrații, să se procedese la o creștere sau reducere de viteză care să conducă la atenuarea autovibrațiilor și implicit la un spor de durabilitate. În

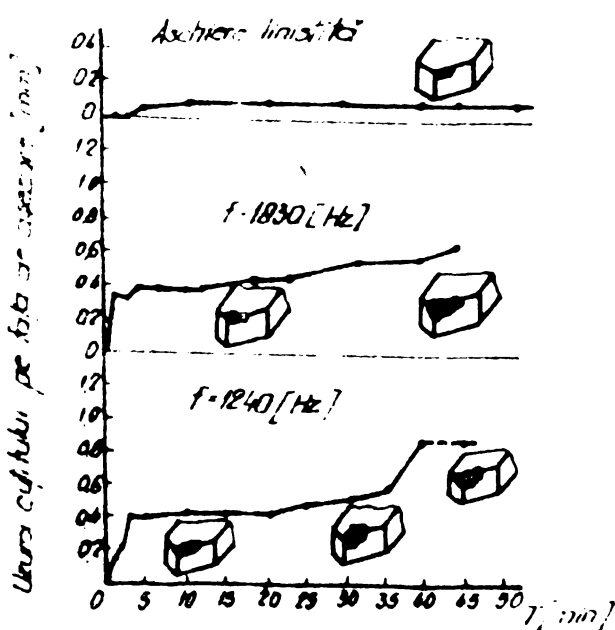


Fig.4.11

plăcuță cu aliaj dur. Din cele două diagrame se remarcă gradul scăzut de uzură, atunci cînd proc. de așchiere se desfășoară liniștit, iar în cazul

lucrarea [56] se apreciază că eliminarea autovibrațiilor conduce la o creștere a durabilității sculei de la 80 pînă la 200 de ori existînd în acest sens rezerve prin acționarea asupra exponentului despre care se afirmă că în condiții normale, mărimea sa se situează între limitele 5 și 10. Pentru edificarea celor afirmate, în diagrama din fig.4.11 este reprezentată viteza de uzură a sculei din oțel rapid la strunjire iar în fig.4.12 a sculei din

așchierii cu vibrații la frecvențe mari ale acestora - ce corespunde și unor viteze mai mari - se observă o uzură mai redusă decât în ca-

sul frecvențelor mai joase, deci a unor viteze mai mici, este și acesta un motiv pentru a se putea afirma că eliminarea autovibrațiilor din procesul de așchiere la viteze mici și chiar în cazul vitezelor ridicate (peste cea optimă v_T) este posibilă și chiar avantajoasă. În literatură [36, 40, 62, 96, 125] se evidențiază în mai toate cazurile ca factori cu o influență directă asupra uzurii sculelor următorii:

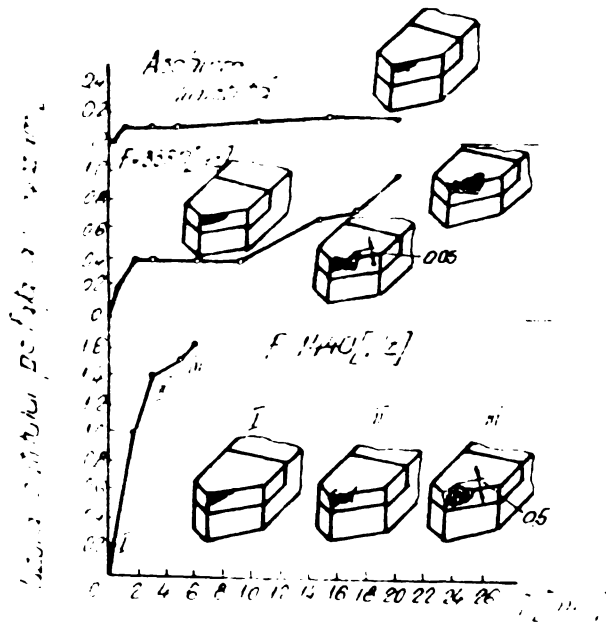


Fig.4.12

- mărimea suprafeței așchiate $[mm^2]$
- lungimea drumului parcurs de vârful sculei în metal în timpul așchierii $[mm]$

- timpul de așchiere $[min]$

Pentru acești factori lungimea drumului parcurs de vârful sculei în metal în timpul așchierii definește în mod cel mai fidel gradul de uzură al sculei într-o unitate de timp. În diagrama din fig.4.13 se

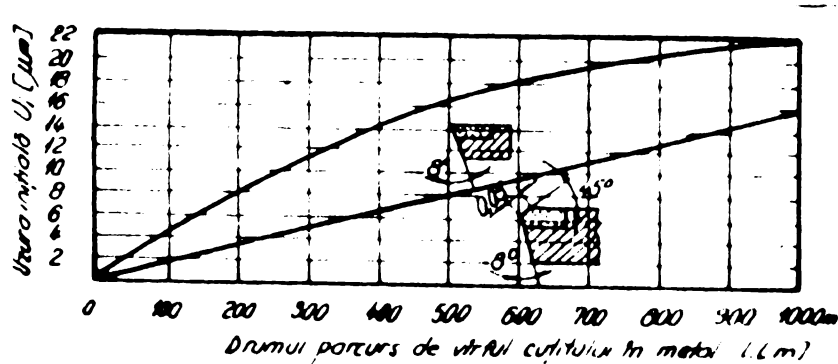


Fig.4.13

observă că uzura sculei crește pe măsură ce drumul parcurs de sculă în metal crește și el. În condițiile în care procesul de așchiere se desfășoară cu vibrații pentru o viteză inițială v_T considerată economică, pentru eliminarea acestora este

necesar să se modifice viteza, fie în sensul reducerii ei - oare în care durabilitatea este mai puțin afectată - fie în sensul creșterii sale la o valoare $v > v_T$, cas în care durabilitatea poate fi compromisă. Făcînd o analiză a durabilității după drumul parcurs de vârful sculei în material în condițiile desfășurării liniștite a procesului și cînd acesta se desfășoară cu vibrații se va observa că în ultimul caz drumul parcurs de sculă este mult mai mare pentru aceeași unitate de timp și cu aceiași parametri tehnologici. În diagrama din fig.4.14

este prezentată traectoria după care se deplasează vârful sculei

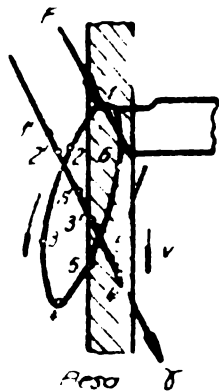


Fig.4.14

în timpul aşchierii cu vibrații așa numita - elipsă a deplasărilor - acesta fiind un drum suplimentar pe care îl parcurge scula, înafara celui pe care îl execută pentru generarea suprafeței.

Deși în literatura de specialitate sînt precizate aspecte ale gradului de uzură a sculei funcție de drumul parcurs în semifabricat o expresie a acestuia care să țină seama și de vibrații,

luînd în considerare "elipsa deplasărilor" nu a fost formulată încă.

Dacă într-un proces de aşchiere liniștit, drumul pe care îl parcurge scula de exemplu pentru a strunji o piesă de lungime L , de diametru D și cu un avans s are expresia:

$$l_0 = \pi \cdot D \cdot \frac{L}{s} \quad [\text{mm}] \quad (4.8)$$

l_0 - drumul parcurs la o aşchiere liniștită.

În cazul unei aşchieri cu vibrații acest drum va fi diferit de cel parcurs în regim liniștit și anume:

$$l_v = l_0 + \Delta l \quad [\text{mm}] \quad (4.9)$$

Δl - drumul parcurs de vârful sculei pe traectoria eliptică dată de unda de vibrații $[\text{mm}]$

$$\Delta l = n_0 \cdot f \cdot \frac{L}{s} \cdot 60 \quad [\text{mm}] \quad (4.10)$$

$n_0 = \pi \left[\frac{3}{2} (a+b) - \sqrt{a \cdot b} \right]$ perimetru elipsei deplasărilor $[\text{mm}]$

$f = \frac{\omega}{2\pi}$ - frecvența vibrației sculei $[\text{Hz}]$

n - rotația piesei $[\text{rot/min}]$

s - avansul $[\text{mm/rot}]$

a, b - axele elipsei, în funcție de rigiditatea STE $[\text{mm}]$

făcînd substituția în (4.10) obținem expresia drumului suplimentar al vârfului sculei

$$\Delta l = \frac{L \cdot \omega}{n \cdot s} \cdot 30 \left[\frac{3}{2} (a+b) - \sqrt{a \cdot b} \right] \quad [\text{mm}] \quad (4.11)$$

revenind la expresia (4.9) a drumului parcurs de sculă la prelucrarea cu vibrații obținem:

$$l_v = \frac{L}{s} \left\{ \pi D + \frac{\omega}{n} 30 \left[\frac{3}{2} (a+b) - \sqrt{ab} \right] \right\} \quad [\text{mm}] \quad (4.12)$$

Comparînd cele două expresii (4.8) și (4.12) pentru drumul parcurs de vârful sculei în cazul aşchierii liniștite și respectiv

al drumului parcurs de sculă la o aşchiere cu vibraţii se observă că $l_v \gg l_e$, este deci evidentă această diferenţă de drum care conduce la uzuri diferite ale sculei în cele două cazuri de aşchiere. Analisind aspectul ce vizează influenţa uzurii sculei asupra capacităţii de producţie se apreciază că şi acest caz comportă o analiză a timpilor de lucru efectivi - t_p - datorită faptului că ciclul dintre două reaşchiri se măreşte - durabilitatea - evident creşte şi ea. Utilizarea unor regimuri intense, viteze ridicate şi în acelaş timp o durabilitate satisfăcătoare presupune şi o alegere corespunzătoare a sculelor de aşchiat [62],[63],[96]. Incercările experimentale efectuate pe diverse materiale de scule au condus la alegerea citorva tipuri de plăci minero-ceramice. TV-13; TM-332; TM-333 şi considerarea lor ca materiale cu calitate foarte rezistente la uzură. În diagrama din fig.4.15 este prezentată durabilitatea optimă pentru plăcuţe tip TM-332,- din care se observă că acest tip de plăcuţe este foarte potrivit pentru viteze de aşchiere ridicate, durabilitatea în acest caz fiind puţin afectată. În tabela 4.1 este prezentată valoarea vitezelor de aşchiere, corespunzătoare unei durabilităţi de 90 minute pentru cîteva

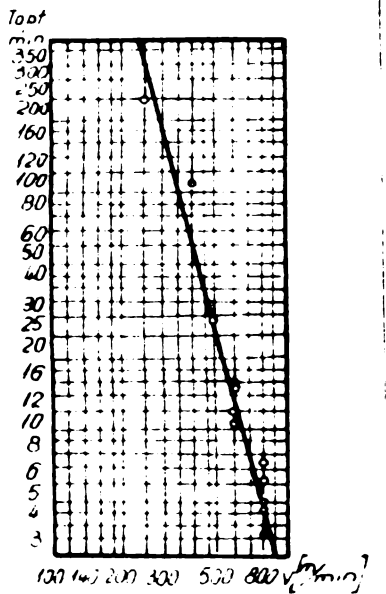


Fig.4.15

tipuri de plăcuţe minero-ceramice la prelucrarea unui oţel OLC45.

Se observă din tabelă că pentru durabilitatea amintită în funcţie de tipul plăcuţelor vitezele optime se situează în limitele 230-375 m/min.

Din cele prezentate se poate aprecia că prin creşterea sau micşorarea vitezei de aşchiere se pot diminua sau chiar înlătura autovibraţiile din sistem în deosebi la prelucrarea cu viteze ridicate se obţin avantaje economice suplimentare, trebuie însă avut în vedere în acest caz valoarea acestor viteze ele neputînd fi oricît de mari fiind limitate de posibilităţile maşinii şi în ultima instanţă chiar de durabilitate

gerea citorva tipuri de plăci minero-ceramice. TV-13; TM-332; TM-333 şi considerarea lor ca materiale cu calitate foarte rezistente la uzură. În diagrama din fig.4.15 este prezentată durabilitatea optimă pentru plăcuţe tip TM-332,- din care se observă că acest tip de plăcuţe este foarte potrivit pentru viteze de aşchiere ridicate, durabilitatea în acest caz fiind puţin afectată. În tabela 4.1 este prezentată valoarea vitezelor de aşchiere, corespunzătoare unei durabilităţi de 90 minute pentru cîteva

Tipul plăci	Materialele prelucrate	Valoarea vitezelor de aşchiere în obşii durabilităţi $T = 90$ min în m/min
TV-12	Oţel 45	155-230
TV-13	" 45	210-320
TV-18	" 45	145-255
TM-333	" 45	330-340
TM-333	" 45	360-370
TM-332	" 45	360-375

Tab.4.1

sculei. Această afirmație este legată în primul rând de consumul de putere care nu trebuie să depășească puterea maximă admisă la arbele mașinii.

$$P_{ef} \quad P_{max AP}$$

Edificatoare în ceea ce privește influența vitezei de așchiere asupra intensității autovibrațiilor este și profilograma din fig.4.16 în care curba 1 corespunde unei așchieri liniștite, iar curba 2 pentru o așchiere cu vibrații. Din profilegramă se observă că în domeniul vitezelor joase 100 m/min și cel al vitezelor ridicate 510m/min

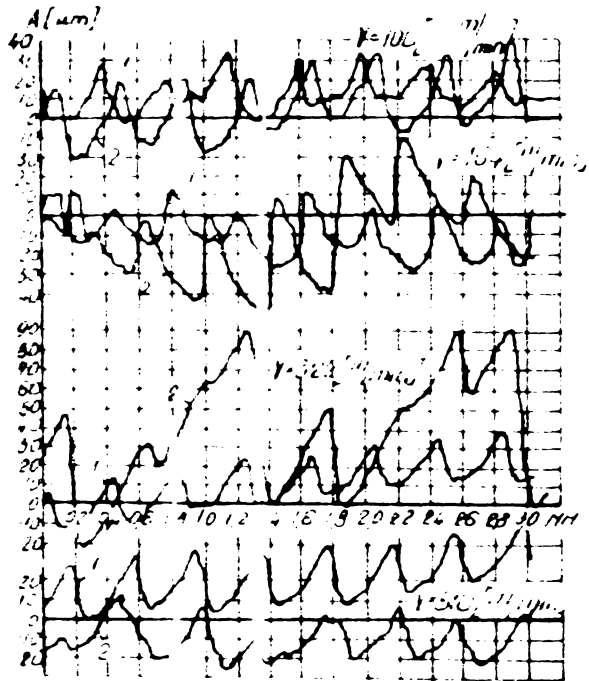


Fig.4.16

amplitudinea unei vibrațoare este mult diminuată iar în zona vitezelor 328 m/min aceasta are o valoare apreciabilă.

Dacă vom lua în considerare și faptul că, variațiile de viteză în timpul așchierii nu influențează nici microgeometria suprafeței prelucrate [40] în prea mare măsură fapt ilustrat de diagrama din fig.4.17- ne dăm seama că acest parametru viteză, oferă posibilități dintre cele mai bune pentru a putea fi utilizat ca mărime comandată în proces pentru înlăturarea auto-

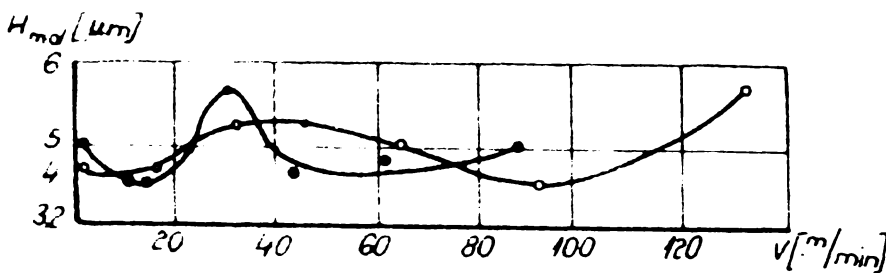


Fig. 4.17

vibrațiilor ce pot apărea la așchieră pe strunguri, luându-se în considerare bineînțeles și restricțiile pe care acest parametru le introduce.

4.1.2 Influența avansului asupra intensității vibrațiilor.

Acest parametru al procesului de așchiere - avansul - ca și viteza de așchiere are o influență dăunătoare asupra autovibrațiilor. Numeroasele încercări experimentale consemnate în literatura de specialitate [36],[56],[60],[72],[81],[118],[125],[130],[142],[143],[146],[169] confirmă

faptul că mărimea avansului la aşchiere pe strunguri are un efect stabilizator asupra procesului de aşchiere. Incercările efectuate pe un oţel aliat [130] : 33M₀C11 cu menţinerea constantă a parametrilor v şi t şi modificarea în sens crescător şi descrescător a mărimei avansului s au demonstrat că prin creşterea sa procesul se stabilizează.

În diagrama din fig.4.18 este reprezentată variaţia amplitudinii autovibraţiilor A în funcţie de grosimea - avans - în care se observă că pe măsură ce această mărime creşte, valoarea lui A scade, ajungându-se ca la avansuri în jur de 0,061 mm/rot aceasta să fie de 13 μ m.

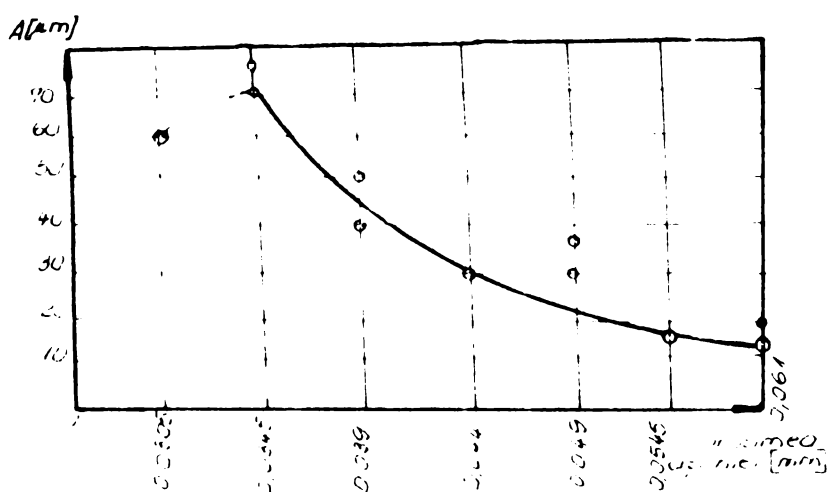


Fig.4.18

ci doar o răsuire, ecruisare, fenomen caracteristic de altfel şi în cazul strungirilor cu adâncimi foarte mici. Caracterul descrescător al curbei poate fi

explicat satisfăcător folosind expresia (4.3) a amplitudinii în care prin creşterea avansului conţinut în termenul $\frac{h \cdot v}{s}$ acesta va creşte şi prin urmare valoarea întregii expresii a lui A va scădea. În cele ce urmează se va analiza influenţa avansului asupra amplitudinii

luându-se în considerare şi geometria sculei de aşchiat. În fig. 4.19a este prezentată diagrama de variaţie a frecvenţei şi amplitudinii funcţie de mărimea avansului pentru diferite unghiuri de aşchieră a sculei.

În diagramele din fig.4.20a, 4.21a şi 4.22 sînt prezentate

de 13 μ m.

În figură se observă că la prelucrarea cu grosimi mici -avansuri mici-instabilitatea procesului este mai accentuată, apar autovibraţii cu amplitudine mare -reprezentate în diagramă prin curba punctată - fenomen ce se datorează faptului că, ouşitul nu realizează o tăiere a semifabricatului

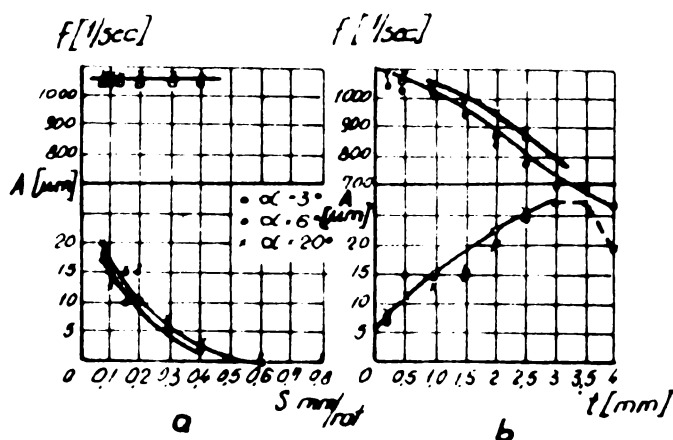


Fig.4.19

curbele de variație ale amplitudinii în funcție de avans pentru unghiul de degajare γ , pentru raza vârfului sculei r și respectiv pentru diferite unghiuri de atac principal. Din diagramele prezentate se observă că mărimea avansului de lucru nu influențează frecvența autovibrațiilor, în toate cazurile aceasta menținându-se la valori constante. În schimb mărimea amplitudinii autovibrațiilor se reduce simțitor pe măsură ce avansul crește fapt ce se remarcă în toate cazurile indi-

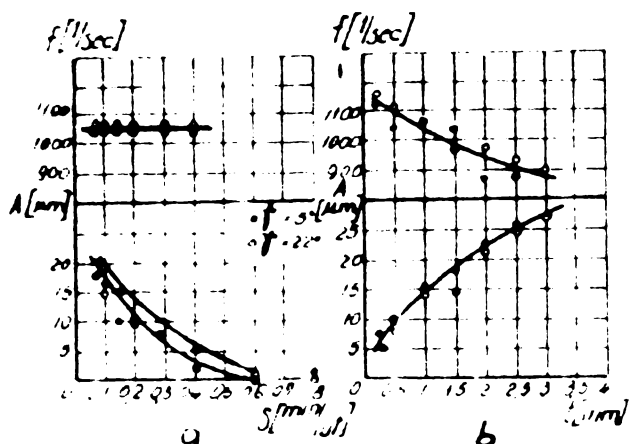


Fig.4.20

ferent de geometria sculei folosită la așchiere, unde în jurul valorilor de 0,5-0,7 mm/rot. vibrațiile dispar cu desăvârșire. Dintre parametri geometrici raza vârfului sculei și unghiul de atac produc modificări ale frecvenței autovibrațiilor în deosebi ultimul parametru în domeniul destul de largi. Influența aproximativ neglijabilă a avansului asupra frecvenței autovibrațiilor este evidențiată și de diagrama din fig.4.23 în care se observă că,

pe măsură ce avansul crește amplitudinea autovibrațiilor scade în același timp

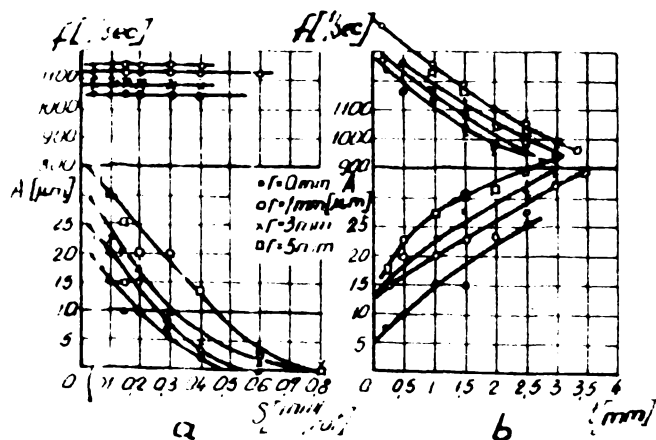


Fig.4.21

maximală funcției ce descrie variația amplitudinii A în funcție de frecvența f se deplasează sensibil spre valori mai mici ale acesteia pe măsură ce avansul s crește. Deși parametrul s prin creșterea sa are un puternic efect stabilizator asupra procesului de așchiere pe strunguri, din punct de vedere al calității prelucrării influența sa este negativă, fapt oglindit în diagrama din fig.4.24. În care se observă că pe măsură ce avansul crește

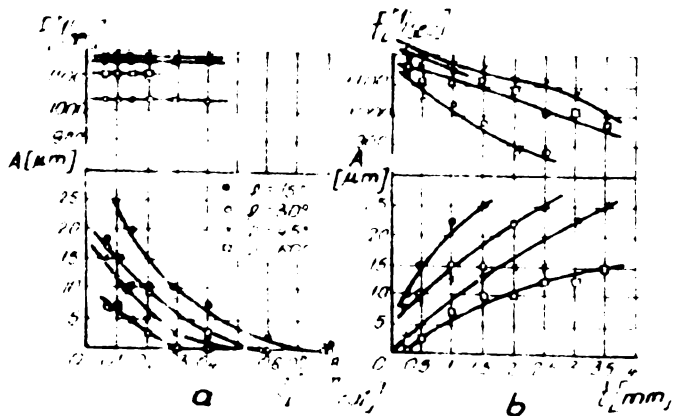


Fig.4.22

crește și microneregularitățile de pe suprafața prelucrată și în ace-

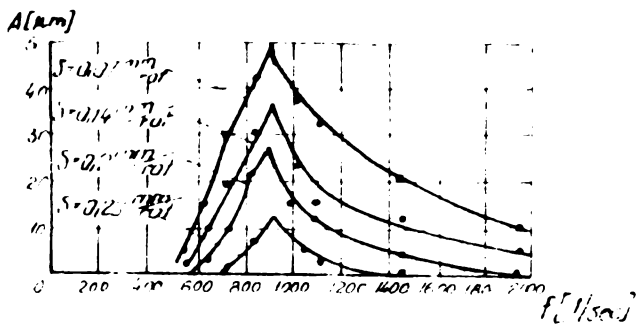


Fig.4.23

se remarcă o puternică atenuare a unei vibra-
toare A pe măsură ce
avansul crește.

În urma analizei mo-
dului în care avansul
influențează amplitu-
dinea autovibrațiilor
la așchiere, prin mo-
dificarea mărimii sale
în sens crescător se
poate aprecia că acest
parametru are un efect
stabilizator asupra
procesului și prin ur-
mare din punct de ve-
dere al dinamicii

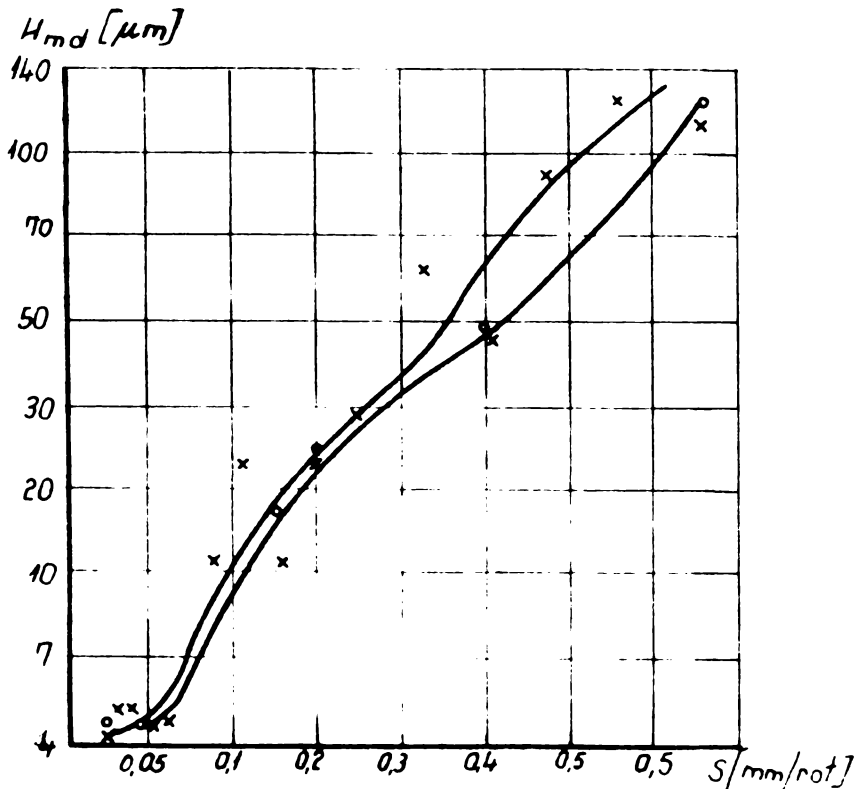


Fig. 4.24

procesului creșterea sa este
avantajoasă.

Sub aspect tehnologic însă
îndeosebi la aparițiile finale
nu este recomandabilă mărirea
avansului.

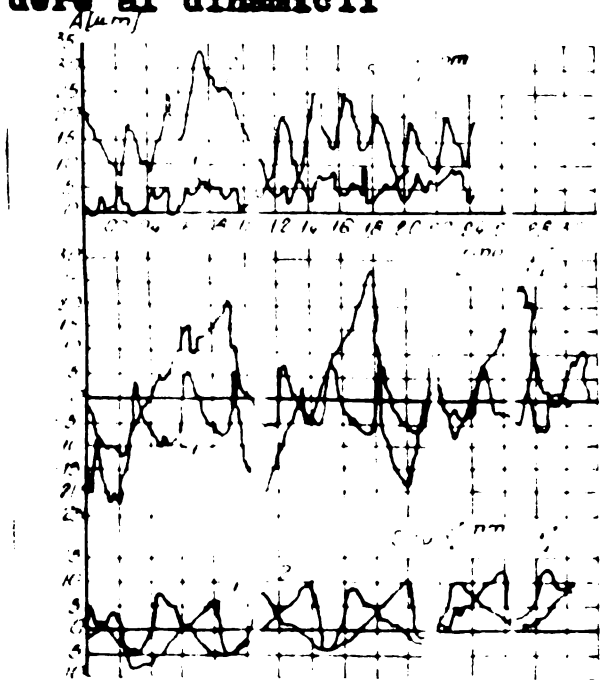


Fig.4.25

4.1.3. Studiul influenței variației simultane a parametrilor v și s asupra intensității autovibrațiilor

Din analiza gradului de influență asupra autovibrațiilor a celor doi parametri ai regimului de așchiere v și s s-a constatat că aceștia pot modifica esențial regimul de așchiere cu autovibrații. În acest scop în cele ce urmează se va analiza interacțiunea directă a vitezei și avansului asupra procesului de lucru.

Din punct de vedere tehnologic [36][62] creșterea capacității de producție a mașinilor-unelte se poate realiza acționând asupra parametrilor v , s și t . Din relația timpului de bază la strunjire:

$$T_{bm} = \frac{\pi \cdot d \cdot l \cdot A \cdot n}{1000 \cdot C_{VT} \cdot t^{1-x_v} \cdot s^{1-y_v}} \quad [\text{min}] \quad (4.13)$$

unde

- l - lungimea suprafeței ce se prelucurează [mm]
- n - turația [rot/min]
- s - avansul sculei [mm/rot]
- i - numărul de treceri
- A - adânsul de prelucrare [mm]
- t - adâncimea de așchiere [mm]

Se observă că pentru micșorarea sa, respectiv creșterea capacității de producție, se pot mări adâncimea de așchiere t sau avansul s . Conform celor prezentate în lucrarea [36] în cazul măririi adâncimii de așchiere de "a" ori, din raportul celor doi timpi de mașină obținuți la prelucrarea cu adâncimea t și cu adâncimea at conform relației (4.14) se observă că timpul de bază devine mai mic de a^{1-x_v} ori și unde $0 < 1-x_v < 1$

$$\frac{T_{bm}(at)}{T_{bm}} = \frac{1}{a^{1-x_v}} \quad (4.14)$$

Din punct de vedere tehnologic creșterea adâncimii de așchiere este avantajoasă, dar acest parametru nu poate fi utilizat ca mărime comandată în C.A după cum se va vedea din studiul influenței acestuia asupra intensității autovibrațiilor.

În cazul când avansul se mărește de același număr "a" de ori, luându-se în considerare relațiile de mai înainte se ajunge la concluzia că timpul de bază se micșorează de asemenea de a^{1-y_v} ori unde $0 < 1-y_v < 1$. Dat fiind faptul că $x_v < y_v$ rezultă că $1-x_v > 1-y_v$ și deci la prelucrarea cu adâncimi mari se obține o capacitate de producție mai mare decât în cazul prelucrării cu avansuri mari și adâncimi mici.

Prin mărirea vitezei cu aceeași valoare "a" și micșorarea avansului de la s la s_a folosind relația (4.13) vom obține:

$$T_{bn(a.v)} = \frac{\overline{t} \cdot d \cdot l \cdot A}{1000 \cdot a \cdot v \cdot t \cdot s_a} \quad [ms] \quad (4.15)$$

iar viteza de așchiere va fi:

$$a.v = \frac{C_{VT}}{t_s^x \cdot y_v} \quad [m/min] \quad (4.16)$$

Făcînd raportul timpului de mașină inițial și cel după creșterea vitezei de "a" ori, se obține relația

$$\frac{T_{bn(a.v)}}{T_{bn}} = \left(\frac{s}{a \cdot s_a} \right)^{1-v} \quad (4.17)$$

aceasta arată că timpul de mașină crește la o creștere a vitezei pe seama micșorării avansului. Cu alte cuvinte se poate spune că prin creșterea vitezei și micșorarea avansului nu se favorizează timpul de mașină. Aceiași situație este și în cazul mării vitezei pe seama reducerii adîncimii de așchiere de la t la t_a , creșterea timpului de bază de mașină în acest caz fiind dat de raportul $\left(\frac{t}{t_a}\right)^{1-x_v}$

Analizînd sub aspect tehnologic cazurile prezentate, se desprind următoarele concluzii:

- pentru micșorarea timpului de bază, respectiv creșterea capacității de producție este recomandabil să se lucreze cu secțiuni mari de așchie și în acest caz preponderența unuia dintre factorii regimului de așchiere t sau s trebuie judecată de la caz la caz.

- după criteriul capacității de producție în general apare prioritatea adîncimii de așchiere asupra avansului, însă din punct de vedere al consumului de energie, prioritatea avansului față de adîncimea de așchiere este mai evidentă.

- Preponderența avansului față de viteza de așchiere se confirmă în toate cazurile atît din punct de vedere al consumului de energie cît și al capacității de producție.

Față de cele prezentate dacă vom lua în considerare și modul de acționare al C.A asupra parametrilor v și s se apreciază că aceștia pot fi utilizați ca măriri comandate în proces prin CA în scopul ieșirii din instabilitate.

În cele ce urmează vom analiza posibilitățile ce le oferă cei doi parametri v și s prin utilizarea lor ca măriri comandate în CA a strungurilor. S-a arătat că odată cu creșterea avansului se

realizează o creștere a capacității de producție iar ceea ce este mai important - se stabilizează procesul de așchiere. Este necesar însă să se țină seama de faptul că o modificare a avansului de lucru nu poate avea loc în orice condiție, aceasta trebuie dictată de condițiile concrete de lucru și evident ținându-se cont de algoritmul comensii adaptive. În cazul când procesul de așchiere se desfășoară liniștit cu un avans s , pe suprafața piesei rămân urme ale vârfului sculei a căror pas $p_1 = s$, este chiar avansul. La apariția autovibrațiilor în proces, prin acționarea asupra avansului - în scopul stabilizării - prin creșterea sa la o mărime $s_2 > s_1$ procesul se stabilizează din nou, perioada în care are loc avansul

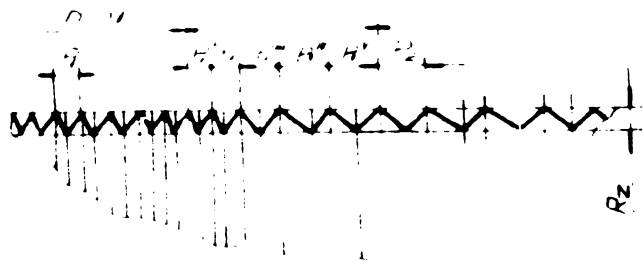


Fig.4.26

transitoriu pe o lungime în care pasul microneregularităților este variabil - fig. 4.26, anume:

$$s_1 = p_1 < p_2 < \dots < p_n = s_2$$

cas în care calitatea suprafeței prelucrată este discutabilă. Din figură se observă că lungimile $n \cdot s_1$ și $n \cdot s_2$ (n este turația piesei) ale

suprafeței prelucrate depind de stabilitatea procesului, pe când lungimea $L = f(\omega)$ este o funcție de durată transitorie. Se observă deci în acest caz că avansul s nu este optim să fie utilizat ca unică mărime comandată în CA a strungului. Acesta nu satisface în toate condițiile de lucru, creșterea lui fiind limitată de avansul tehnologic maxim admis de mașină. La analiza vitezei de așchiere, în subcapitolul 4.1.1 s-a afirmat că acest parametru poate fi luat în considerare ca mărime comandată prin CA dar cu unele restricții de care trebuie să se țină seama:

- pentru ieșirea din vibrații este necesară reglarea în domenii a vitezei - bineînțeles nu în toate cazurile -
- creșterea vitezei este limitată de puterea mașinii și de condiția de durabilitate ca și micșorarea exagerată a acesteia de altfel.

În fig.4.27 este reprezentată legea generală de variație a amplitudinii autovibrațiilor în funcție de viteză, în care se observă că domeniul de instabilitate situat sub curbă este cuprins între vitezele v_1 și v_2 înafara acestora procesul se desfășoară liniștit.

Dealtfel în tabelul 4.2 este foarte bine ilustrat modul în care apar vibrațiile de intensitate maximă sau minimă la diferite viteze de aşchiere pentru anumite valori ale avansului s , adâncimii de aşchiere t și a lungimii în consolă l .

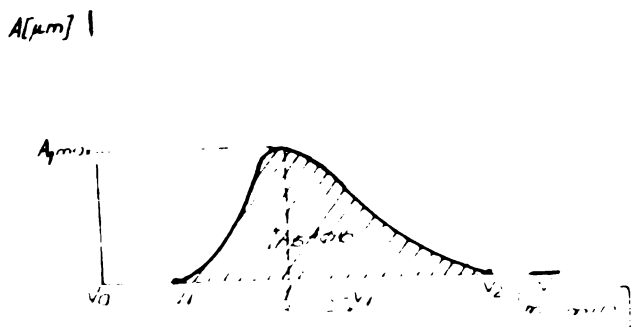


Fig.4.27

Din analiza celor doi parametri v și s privind influența lor asupra intensității auto-vibrațiilor se pot trage următoarele concluzii:

- la aparițiile de degroșare în cazul apariției autovibrațiilor se acționează asupra avansului în sensul creșterii sale, această creștere fiind însă limitată de avansul tehnologic maxim admis de sistemul tehnologic elastic STE.

- În cazul creșterii avansului pînă la limita admisă de sistem fără ca autovibrațiile să dispară, se va acționa asupra vitezei de aşchiere în sensul reducerii sale sub valoarea v_1 .

Intensitatea vibrațiilor Amplitudina A [μm]	Viteza de aşchiere V [m/min]	Viteza de aşchiere V [m/min]	Viteza de aşchiere V [m/min]	
A = f(s)	s = 0,6	275	100	500
	s = 0,8	200	100	350
A = f(t)	t = 0,5	225	75	510
	s = 0,25			
s = 0,8	t = 0,5	200	75	375
	t = 1	275	125	425
A = f(l)	l = 45	325	100	> 500
	l = 60	275	75	500

Tab.4.2

- Creșterea avansului la degroșare conduce la o creștere a capacității de producție și bineînțeles la diminuarea intensității autovibrațiilor.

- În scopul înlăturării autovibrațiilor se poate acționa simultan asupra avansului în sensul creșterii sale și asupra vitezei în sensul reducerii sale, aceasta conducînd și la o creștere a capacității de producție - sau cel puțin la menținerea în limite acceptabile a acesteia.

Variația celor doi parametri v și s este prezentată în diagrama din fig.4.28.

- La operațiile de finisare acționarea asupra avansului nu este recomandabilă din punct de vedere tehnologic, aceasta ar conduce la

o calitate necorespunzătoare a suprafeței.



Fig.4.20

- Parametrul unie asupra căruia se poate acționa va fi viteza de așchiere fiind cunoscut că aceasta nu influențează precizia de prelucrare prin modificarea mărimii sale, obținându-se la valori ale vitezei peste limita de stabilitate

- v_2 - o stabilizare a procesului de așchiere.

Din analiza celor doi parametri v și s se poate spune că, utilizare ca mărime comandată în CA a strungului a unuia sau a celuilalt este funcție de condițiile concrete de lucru, mai mult, atunci când în CA încărcarea mașinii se realizează prin parametrul s - așa cum este cazul strungului de experimentat - modelul SP-630-NC unicul parametru comandat va fi viteza. În acest sens va fi necesar să se stabilească logica operațiilor în comanda mașinii - deci algoritmul sistemului.

4.1.4. Influența adâncimii de așchiere asupra intensității autovibrațiilor.

Asemenea vitezei și avansului, la așchiera pe strunguri, adâncimea de așchiere influențează intensitatea autovibrațiilor [6], [45], [56], [60], [72], [80], [118], [125], [129], [146]. Numeroasele încercări experimentale efectuate în acest sens consemnează modificări esențiale ale mărimii amplitudinii A a autovibrațiilor la variații ale adâncimii de așchiere. În încercările experimentale a numeroși cercetători s-a constatat, că la o creștere a adâncimii de așchiere cu o rată $t = 0,5$ mm, pînă la $t = 4$ mm frecvența autovibrațiilor nu se modifică esențial (la $t = 2$ mm s-a obținut o frecvență $f = 306$ Hz, iar la $t = 4$ mm, s-a obținut $f = 334$ Hz).

Spre deosebire de frecvență însă, amplitudinea autovibrațiilor crește rapid, pe măsură ce crește și adâncimea de așchiere. În încercările efectuate de Sokolovski 130 s-a arătat că dacă la o adâncime de așchiere $t = 2$ mm amplitudinea autovibrației atinge valoarea de $A = 84 \mu m$, la o creștere a acesteia cu 2 mm, amplitudinea ajunge la o valoare $A = 334 \mu m$. Se observă că la o creștere nu prea mare a adâncimii de așchiere, amplitudinea autovibrațiilor

poate atinge creșteri apreciabile.

Se poate spune că mărirea adâncimei de așchiere influențează în mod negativ stabilitatea procesului. Faptul este în contradicție cu principiile tehnologice care indică pentru creșterea capacității de producție adâncime de așchiere cât mai mari, din acest punct de vedere autovibrațiile sînt limitative.

Cele constatate sînt confirmate și analitic prin expresia (4.3) în care se observă că prin creșterea adâncinii de așchiere - notată cu B - termenul $\frac{h \cdot v}{B}$ scade și prin urmare c este valoarea amplitudinii A , de asemenea aceasta se amplifică și prin creșterea lățimii de așchiat.

În diagramele din fig.4.19b; 4.20b; 4.21b; și 4.22b sînt indicate modurile de variație ale amplitudinii și frecvenței autovibrațiilor în funcție de adâncimea de așchiere pentru diferiți parametri geometrici ai sculei de așchiat. Din toate diagramele se observă că frecvența autovibrațiilor scade pe măsură ce adâncimea de așchiere crește, cel mai puțin depinzînd de variația unghiului de atac χ .

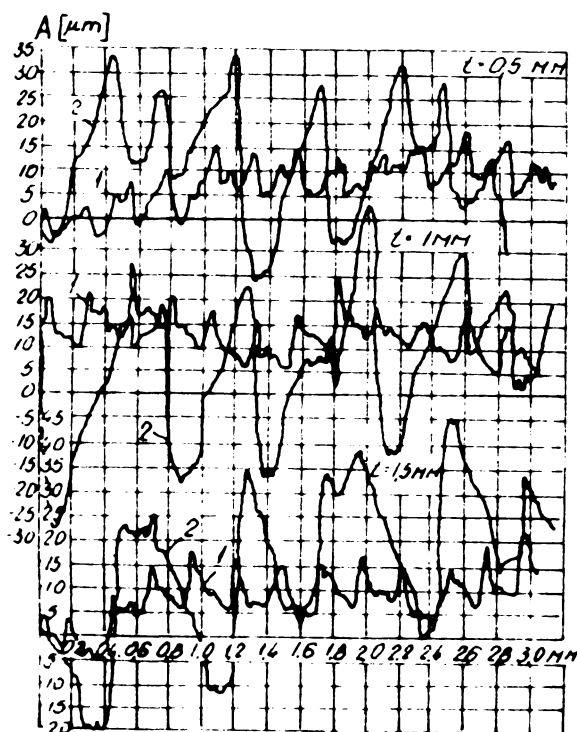


Fig.4.29

având în vedere că adâncimea de așchiere joacă un rol important în stabilizarea procesului, fapt ce presupune alegerea unor valori ale acestui parametru care să permită treceri cât mai puține dar în același timp să nu creeze instabilitate în proces. În practică, pentru fiecare tip de mașină se cunoaște așa numita adâncime limită - mărime oîndă la care se asigură stabilitatea procesului - această adâncime nu este admis să fie nici foarte mică caș în care procesul de așchiere ar fi compromis, strunjirea

Analiza prezentată, privind influența adâncinii de așchiere asupra intensității autovibrațiilor este foarte bine ilustrată de profilograma din fig.4.29 din care se desprinde aceeași concluzie privind influența adâncinii asupra amplitudinii. Dacă la cele prezentate vom mai adăuga și faptul că, variația adâncinii de așchiere provoacă variații ale calității suprafeței, rezultă dezavantajele suplimentare ale adâncinii de așchiere.

Ținînd seama de cele prezentate se poate spune că adâncimea de

limitându-se la răsuirea sau ecruisarea suprafeței prelucrate, fapt ce ar conduce la o amplificare a instabilității în proces.

În practica tehnologică, adâncimea de așchiere t se alege în limitele $t_{\min} < t < t_{\max}$ după care se stabilește numărul de treceri.

La strunjire (în deosebi la prelucrarea pieselor lungi de tipul arborilor) adâncimea de așchiere se alege maximă, din considerații tehnologice, fapt ce presupune că modificarea parametrului t în C.A. nu poate avea loc decât în sensul micșorării sale. Dacă însă la o trecere oarecare "i" ce are loc cu adâncimea t procesul se desfășoară liniștit până în momentul apariției autovibrațiilor, când prin SCA s-ar comanda reducerea adâncinii de așchiere cu un t .

$$t_1 = t - \Delta t$$

continuându-se procesul cu această nouă adâncime t_1 are loc și o descărcare a mașinii. Dacă pe parcursul aceleiași treceri i apar n astfel de fenomene, adâncimea finală de așchiere t_1 va fi în acest caz

$$t_1 = t - (\Delta t + \Delta t_1 + \Delta t_2 + \dots + \Delta t_{n-1}) \quad (4.18)$$

La următoarea trecere i+1 care va avea loc în mod normal cu aceeași adâncime t se vor socoti celelalte t mărimi de la trecerea anterioară, astfel că, noua adâncime de așchiere va fi

$$t_{i+1} = t + \sum_1^{n-1} \Delta t_1 \quad (4.19)$$

Din relația (4.19) se observă că la un moment dat $t_{i+1} > t_{\max}$ de unde decurg două inconveniente:

- apariția unei forțe (și deci puteri) mult mai mari decât cea admisă de mașină, lucru ce conduce la o suprasolicitare a mașinii;

- compromiterea dinamicii procesului prin creșterea lui $t \gg t_{\max}$ și tot fiind că stabilizarea procesului prin acționarea asupra adâncinii de așchiere se realizează prin reducerea mărimii acesteia.

În cazul când trecerea i+1 se va face cu o adâncime $t' < t$ în scopul evitării instabilității procesului, se ajunge să nu se mai respecte cele i treceri inițial stabilite, deci din punct de vedere tehnologic soluția nu satisface. Din cele prezentate se desprind concluziile:

- adâncimea de așchiere deși are un efect stabilizator

asupra autovibrațiilor prin micșorarea mărimii sale, ea introduce complicații tehnologice prin modificarea sa în timpul procesului;

- calitatea suprafeței se înrăutățește prin modificarea mărimii sale în timpul procesului.

4.1.5. Influența geometriei sculei asupra intensității autovibrațiilor.

La analiza parametrilor tehnologice privind influența lor asupra autovibrațiilor s-a arătat că aceștia au o influență puternică asupra stabilității procesului. Incercările experimentale au arătat că și geometria sculei are o influență apreciabilă asupra intensității autovibrațiilor [56],[60],[72],[129],[130],[169]. Spre deosebire însă de parametrii v, s și t geometria sculei este mai dificil de modificat în timpul procesului de așchiere din acest motiv, în scopul stabilizării procesului este bine să se țină seama și de valorile parametrilor ce caracterizează geometria precum și materialele părții active a sculei. În acest sens recomandările din literatură stabilesc

- valori cât mai mari ale unghiului de atac principal χ , acestea reduc componenta F_y a forței de așchiere, precum și a unghiului de atac secundar χ_1 ,

- cât privește influența unghiurilor de degajare λ și așesare λ , ele se recomandă a fi cât mai mari, dar în limitele acceptate de condițiile tehnologice impuse;

- raza la vârful sculei se recomandă a fi cât mai mică pentru atenuarea autovibrațiilor;

- s-a constatat că dintre materialele utilizate pentru partea activă a sculei cea mai mică influență asupra intensității autovibrațiilor o are oțelul rapid, iar cea mai mare, o au plăcuțele minerale-ceramice.

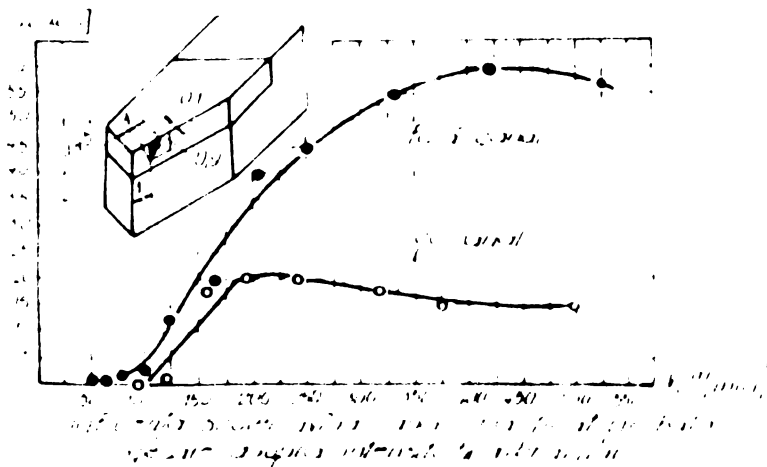


Fig.4.30.

Se obișnuiesc ca în același scop în practică să se practice pe suprafața de așesare canale ca în fig. 4.30 care au o influență apreciabilă asupra intensității unei vibrațoare.

4.1.6. Concluzii privind influența parametrilor regimului de așchiere v , s și t asupra vibrațiilor autoexcitate la strunjire

Din analiza parametrilor v , s și t privind modul în care aceștia influențează intensitatea autovibrațiilor la așchiere pe strunguri se pot trage următoarele concluzii:

- viteza de așchiere influențează amplitudinea vibrațiilor autoexcitate având domenii în care stabilizează procesul de așchiere. Domeniile de viteză în care procesul se desfășoară liniștit sau cu vibrații diferite de la mașină la mașină, acestea fiind determinate în principal de caracteristicile mecanice ale fiecărei mașini;

- modificarea mărimii vitezei în timpul procesului nu influențează precizia și calitatea prelucrării;

- viteza de așchiere este un parametru care poate fi modificat prin CA, dar prezintă inconvenientul că este necesar să se modifice în limite largi pentru o posibilă stabilizare a procesului;

- limitări din punct de vedere constructiv; prin aceea că acționările principale nu au reglare continuă a vitezei;

- avansul de lucru are un efect stabilizator asupra procesului de așchiere prin creșterea sa aceasta însă nu poate fi oricât de mare, ea este limitată de intervalul disponibil pe strung

- comanda avansului se poate efectua relativ ușor, el poate fi reglat în mod continuu;

- modificarea avansului în timpul lucrului influențează calitatea și precizia prelucrării;

- pentru operațiile finale nu este recomandabilă modificarea avansului;

- suplarea avansului cu viteza de așchiere ca mărimi ce pot fi comandate prin CA este posibilă și chiar avantajoasă - inconvenientele ce le introduce un parametru fiind suplinate de avantajele ce le oferă celălalt parametru;

- cu creșterea avansului maximul amplitudinei se deplasează spre valori mai mari ale vitezei;

- adâncimea de așchiere stabilizează procesul de așchiere pe măsură ce aceasta se micșorează.

- nu se recomandă folosirea adâncimii de aşchiere ca parametru comandat prin C.A. acesta introduce dificultăţi de ordin tehnologic.

Din cele prezentate se apreciază că mărimile V şi s pot fi luate în considerare ca mărimi comandate prin CA, fiind necesar în acest sens stabilirea ecuaţiilor logice care vor conduce procesul.

Cap.5. STABILITATEA PROCESULUI DE AȘCHIERE

LA STRUNJIRE

5.1. Introducere

În prezent este foarte cunoscută noțiunea de stabilitate la vibrații a mașinilor-unelte. În studiul dinamicii mașinilor-unelte este de asemenea cunoscut termenul de factor excitator al autovibrațiilor, prin acesta înțelegându-se dependența forței de așchiere sau componentelor sale, de parametri regimului de așchiere și geometria sculei ($v, t, s, \alpha, \delta, \lambda$). În realitate însă acest termen nu reprezintă altceva decât legătura inversă între sistemul elastic echivalent (SEE) și procesul de așchiere într-un sistem dinamic închis al mașinii-unelte.

Varietatea formelor de legătură într-un sistem se poate manifesta prin: instabilitatea proprie a sistemului elastic (SE), instabilitatea proprie a procesului de așchiere, legăturile multiple ale SEE în prezența unui număr mai mare de grade de libertate. Totodată este de mare importanță caracterul prelucrării: prelucrare fără urme de la trecerea anterioară - prelucrare tipică pentru acest caz fiind operația de filetare - sau prelucrarea după urme de la trecerea anterioară care foarte frecvent întâlnește la prelucrarea pe mașini-unelte, și în speță la majoritatea prelucrărilor pe strung.

De aceea se va trata condiția de stabilitate a procesului de așchiere, considerând anumite valori ale amplitudinii autovibrațiilor, ca măriri de referință. Evident, condiția de stabilitate va fi satisfăcută doar pentru valori ale amplitudinii autovibrațiilor mai mici decât mărimea de referință.

5.2. Stabilirea mărinii de referință a amplitudinii.

Prezența autovibrațiilor în procesul de așchiere este, în principiu permanentă. Când se depășesc anumite valori ele pot fi sesizate prin fenomene caracteristice în cazul prelucrărilor cu viteze mari - și deci frecvențe ridicate - precum și prin urmele

lăstate pe suprafața prelucrată în cazul operațiilor de degroșare când amplitudinea autovibrațiilor este mare, iar frecvența redusă. Mai întâi este însă important de știut care este mărimea amplitudinii și frecvenței autovibrațiilor, cunoscut fiind faptul că amplitudinea este parametrul care influențează direct calitatea și precizia suprafețelor prelucrate. Este necesară și limitarea măririi amplitudinii autovibrațiilor în procesul de așchiere, important fiind în acest caz de știut care poate fi mărimea amplitudinii A , adică de precizia și calitatea prelucrării.

5.2.1. Determinarea teoretică a măririi de referință

Posibilitățile mari ce le oferă prelucrarea pe strunguri a pieselor de diferite forme și dimensiuni presupune satisfacerea unor condiții privind precizia de formă și dimensiune, - prin urmare alegerea claselor de precizie corespunzătoare - la executarea acestora pe mașini-unelte și deci și pe strunguri. În acest caz este necesar să se sublinieze pentru operațiile cele mai frecvente și anume: de degroșare, semifinisare și finisare, clasele de precizie în care acestea se execută - conform prescripțiilor STAS 6859-68- precum și rugozitatea ce trebuie să se obțină la operațiile respective. În literatură [36]/[165] se indică pentru operațiile de strunjire rugozitățile ce trebuie să se obțină, valorile lor fiind prezentate în

tabela 5.1. Prin sonda hașurată în ambele sensuri s-au indicat valorile rugozităților ce se obțin mai frecvent la prelucrarea pe strunguri. Conform indicațiilor STAS, calitatea suprafeței prelucrate

5.1

Denumirea procedurii	Raportul valorii suprafeței R_a (μm)										
	0.02	0.03	0.04	0.05	0.06	0.08	0.10	0.12	0.15	0.20	0.25
Strunjire											
frezare											
adâncire											

Tab.5.1

se apreciază după: abaterea medie aritmetică a profilului, R_a , sau după, înălțimea neregularităților, R_z . În tabela 5.2 sînt indicate valorile preferențiale ale parametrilor R_a și R_z și a lungimii de bază - l - ținîndu-se seama și de precisiile [36]/[106] prezentate în tabela 5.3 referitor la rugozitate și la clasele de precizie. Pentru operațiile ce caracterizează cel mai bine prelucrarea pe strung - degroșarea și finisarea - în ideea celor prezentate mai înainte, se pot stabili valorile lui R_z , care în același timp reprezintă și dublul amplitudinii $2A$ - a autovibrației - limită prescrisă pentru fiecare mărime corespunzătoare operațiilor respective

considerind-o a fi mărime de referință pentru acea operație.

R_a [μm]	R_z [μm]	Lungimea de bază [mm]
0,012	0,053	0,08
0,025	0,125	
0,05	0,25	
0,1	0,5	
0,2	1,0	0,25
0,4	2,0	
0,8	4,0	
1,6	8,0	
3,2	12,5	0,8
6,3	25	
12,5	50	
25	100	
50	200	2,5
100	400	
		8

Tab.5.2.

este posibilă, respectind valorile prezentate în tab.5.4. In cazul cind la prelucrarea pe mașini-unelte se pune această problemă, a limitării nivelu-

lui autovibrațiilor, din condițiile cauzate pe mașini se pot instala elemente de automatizare care să satisfacă o diversitate mai mare de clase de precizie decit cele prezentate în tab.5.3.

Nr crt.	Operația	R_z [μm]	R_a [μm]	2A [μm]
1	degroșare	50	12,5	50
2	semifinisare	12,5	3,2	12,5
3	finisare	4	0,4	4

Tab.5.4

Dintre cei doi parametri R_a și R_z ce caracterizează calitatea suprafeței prelucrate la operațiile de strunjire, parametrul R_z se apropie cel mai mult și reprezintă cel mai fidel amplitudinea unei vibrațoare la așchiere. In acest caz, vom lua în considerare pentru prelucrarea pe strung, ca mărime de referință la operațiile de degroșare, semifinisare și finisare valorile prezentate în tabela 5.4. Din cele prezentate, se poate aprecia că la prelucrarea pe strunguri respectarea condițiilor de precizie și calitate prin limitarea amplitudinii autovibrațiilor este

Nr crt.	Felul prelucrării	Clasa de precizie	Rugozitatea R_a conform STAS 5730-66	Rugozitatea R_z conform STAS 5730-66
1	Prelucrarea de degroșare cu cuțite	4-7	12,5-100	50-400
2	Prelucrarea de semifinisare cu cuțite	3-4	3,2-12,5	12,5-50
3	Prelucrarea de finisare cu cuțite	2-3	0,8-1,6	4,0-8,0

Tab.5.3.

Așa cum s-a arătat rugozitatea suprafeței prelucrate R_z este dublul amplitudinii 2A și prin urmare ea poate fi considerată ca mărime de referință în SCA, după autovibrații. In acest caz se poate concluziona că, CA

a procesului de aşchiere se realizează într-un sistem cu buclă închisă, folosind valorile lui R_g pentru cele mai frecvente operații de strunjire ca mărimi de referință, acestea servind drept mărimi de comparație față de cele reale din proces.

5.3. Stabilizarea procesului de aşchiere

Procesul de aşchiere, datorită condițiilor foarte variate de lucru poate trece din starea de aşchiere liniștită în stare de instabilitate și invers, stabilizarea fiind dictată de proprietățile de amortizare ale sistemului, fie de utilizarea unor metode și dispozitive de stabilizare.

De obicei în practică la apariția fenomenului de instabilitate se procedează la modificarea unor parametri ai regimului de aşchiere, de cele mai multe ori a avansului sau a vitezei de aşchiere. Aceste modificări ale avansului sau vitezei influențează evident capacitatea de producție a mașinii-unelte, mai ales când acestea se fac întâmplător, doar din dorința de a se stabili procesul. Deși în literatură nu s-au făcut aprecieri privind cota de influență a unuia sau altuia dintre parametri s și v asupra stabilizării procesului de aşchiere, se apreciază totuși că avansul s prin creșterea sa are o puternică influență asupra stabilității în aşchie. În condițiile utilizării C.A pe strunguri pentru care se consideră ca mărimile de referință forța de aşchiere F_g sau momentul de torsiune M_t - ale căror mărimi se modifică prin acționarea asupra parametrului s - pentru care există o lege de variație bine definită în funcție de rigiditatea STE, forța de aşchiere efectivă din proces F_{ge} fiind tot timpul egală sau proporțională cu forța de referință F_{gr} , mărirea avansului nu mai poate fi modificată decât după legea variației a forței de referință, prin urmare în aceste condiții parametrul s nu poate fi luat în considerare, ca mărime de prim ordin în stabilizarea procesului.

Lucrarea de față își propune să echipeze strungurile având C.A, cu un astfel de sistem de stabilizare a autovibrațiilor. În speță este vorba de modelul SP-630-NC-CA pentru care s-a realizat SCA [156] având ca mărimile de referință forța de aşchiere F_{gr} . În diagramele din fig.5.1 și fig.5.2 sînt prezentate curbele de variație ale forței de referință de-a lungul axei longitudinale a strungului pentru cazul prinderii combinate a piesei în fig.5.1 și prinderea între

virfuri fig.5.2. în cazul menținerii constante a deformației STB

pe lungimea de prelucrare. Pentru păstrarea considerărilor mai înainte amintite, s-a procedat la modificarea avansului de lucru, în condițiile menținerii unei adâncimi de așchiere constante. Relația (5.3) exprimă legea de variație existentă între avansul de așchiere și forța de referință dealungul piesei

$$s = \sqrt{\frac{075 \frac{F}{SF}}{233 t}} \quad (5.1)$$

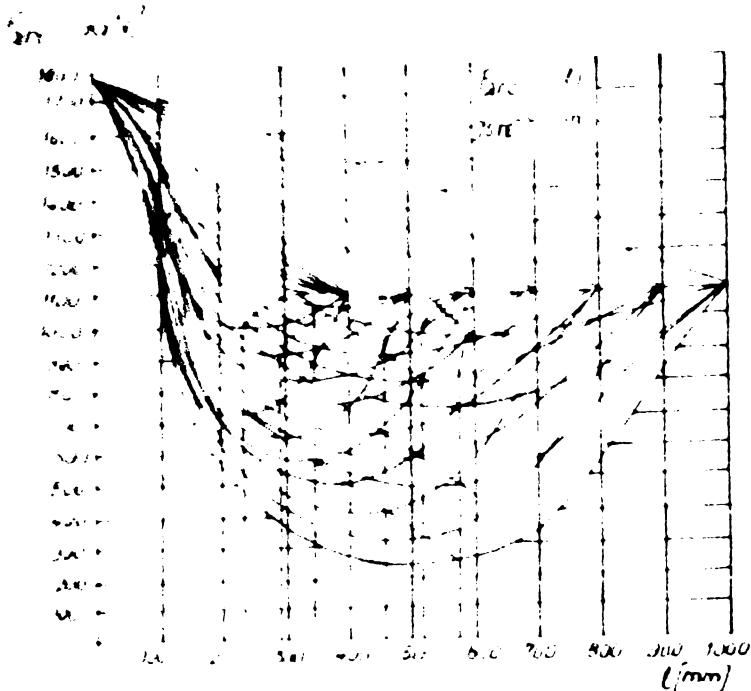


Fig.5.1.

această expresie fiind reprezentată grafic în diagrama din fig.5.3. Din cele prezentate se observă că dealungul a-mei virfurilor, în scopul menținerii constante a unui parametru, forța de așchiere F_s trebuie să respecte o lege de variație bine definită și implicit avansul este dependent de această lege, fapt ce presupune dela început

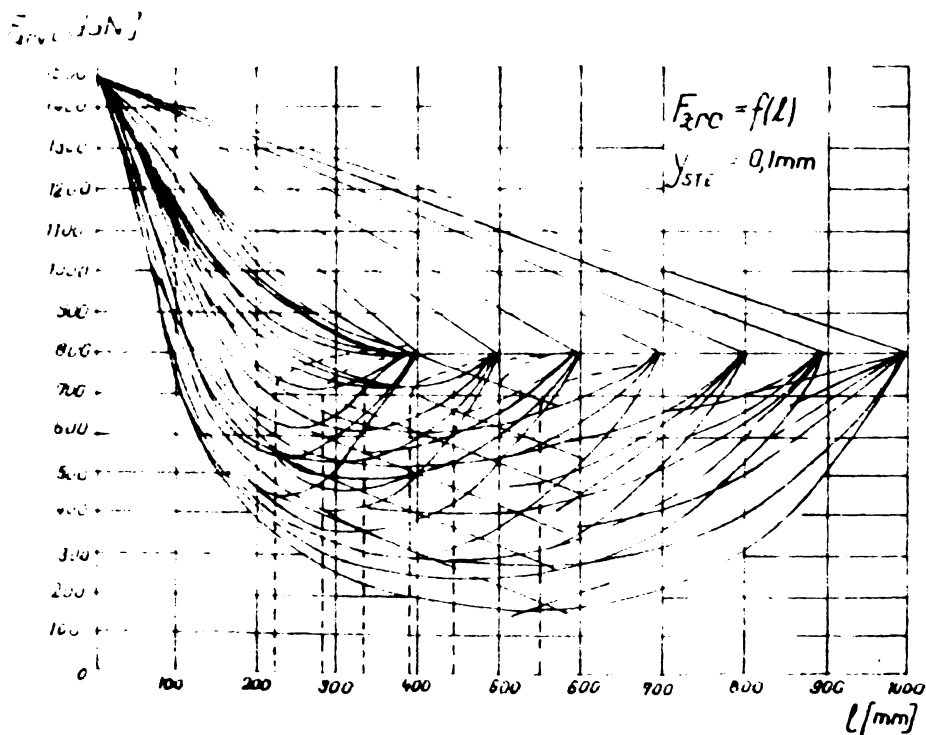


Fig.5.2

renunțarea la posibilitățile ce le oferă acest parametru în ce privește stabilizarea procesului de așchiere, pentru unele cazuri.

Așa cum s-a analizat în cap.4, viteza luată în considerare la stabilizarea procesului de așchiere, care deși nu are un efect stabilizator atât de pronunțat ca avansul, este totuși recomandată de câteva avantaje nete și anume:

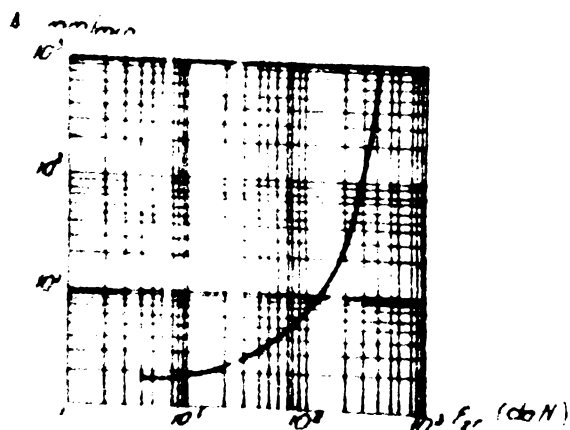


Fig.5.3

- modificarea să nu influențeze calitatea suprafeței prelucrate;
- este parametrul care prin modificarea sa influențează cel mai puțin capacitatea de producție a mașinii;
- modificarea vitezei în sensul micșorării ei nu va ridica probleme în ce privește puterea mașinii, dinpotrivă aceasta asigurând o oarecare rezervă;
- acest parametru se pretează pentru toate regimurile de lucru, fără nici un fel de complicație tehnologică;
- asigură o uzură redusă a sculelor în exploatare.

Acestea sînt avantajele esențiale pe care le oferă acționarea asupra vitezei de așchiere în C.A.

Vom analiza deci modul în care viteza de așchiere conduce la atenuarea autovibrațiilor în procesul de așchiere în condițiile menținerii amplitudinii acestora sub valorile mărimilor de referință stabilite.

5.3.1. Calculul la stabilitate după viteză la așchiere

5.3.1.1. Stabilitatea sistemelor cu un grad de libertate.

La apariția vibrațiilor în procesul de așchiere, influența acestora asupra semifabricatului ce se prelucrează este diferită în funcție de deplasările ce apar datorate acestui fenomen. Cea mai mare influență asupra suprafeței ce se prelucrează, o au vibrațiile ce se propagă pe direcția normală la suprafața piesei, acestea lăsînd urme cu influență nefastă asupra preciziei și calității prelucrării. Deplasările datorate vibrațiilor după o direcție tangențială la suprafața de prelucrat influențează în mai mică măsură calitatea prelucrării. Așa cum se apreciază [4],[36],[55],[72],[125],[129],[130],[140],[143],[146],[154] componenta normală de așchiere F_y , are influență cea mai mare asupra preciziei și calității prelucrării, variația ei provocînd în principal autovibrațiile la așchiere. O relație aproximativă a componentei normale a forței de așchiere este dată de Sokolovski [129],[130] și ea este de forma:

$$F_y = F - r_y + aB \frac{V^1}{V} + bB \frac{V^2}{V^2} + cB \frac{V^3}{V^3} \quad (5.2)$$

unde: $F = C_r B \cdot s^q$ - componenta normală a forței de așchiere [daN]
 C_r - coeficient ce ține seama de materialul de prelucrat și geometria sculei
 $B = \frac{t}{\sin \alpha}$ lățimea așchiei [mm]

- t - adâncimea de aşchiere [mm]
 χ - unghiul principal de atas al sculei °
 s - avansul de lucru [mm/rot]
 q = 0,75 exponent stabilit experimental
 $r = q \frac{F}{S} = C \frac{B}{s \sin \chi^{0,25}}$ coeficient ce ține seama de forța de aşchiere
 y - deplasarea sculei pe direcția normală la suprafața de prelucrat [mm]
 \dot{y} - viteza de deplasare a sculei pe direcția y mm/sec
 a, b, c - coeficienți ai regimului de aşchiere stabiliți experimental.

Ținând seama de expresia (5.2) ecuația diferențială a mișcării este de forma

$$m\ddot{y} = F_y - F - k_y - h\dot{y} \quad (5.3)$$

- m - masa raportată la suportul portsculă [Kg]
 k - coeficientul de elasticitate al suportului [mm/daN]
 h - coeficient ce ține seama de regimul de aşchiere.

Valoarea mărimii lui r din ecuația (5.2) este dată de expresia

$$r = q \cdot \frac{F}{S} = C \frac{B}{s^{0,25}} \quad (5.4)$$

$$C = 0,75 C_r$$

C_r - mărime ce depinde de materialul de prelucrat și forma sculei.

Integrala ecuației (5.3) după câteva transformări devine de forma

$$y = A \sin \omega t e^{at}$$

A - amplitudinea autovibrației [μ m]

iar pulsația circulară în acest caz va fi

$$\omega = \sqrt{\frac{k+r}{m}}$$

k - rigiditatea dinamică a modelului experimentat [daN/mm]

m - masa redusă a sculei în consolă daN cm⁻¹s²

Apariția mărimii r în expresia frecvenței se explică prin aceea că termenul ry din ecuația (5.4) are aceeași influență ca și termenul care exprimă forța de elasticitate.

În analiza sistemelor autovibratorii care execută vibrații staționare se disting : sursa de energie cu sens constant, factorii care tind să intensifice și să excite mișcarea vibratorie precum și factorii care limitează creșterea vibrațiilor. În analiza de față vom accepta ca ipoteze simplificatoare faptul că procesul de aşchiere este liber, caz în care vom examina autovibrațiile ce se

propagă pe direcție normală, la suprafața ce se prelucurează. Atît din ipotezele mai înainte acceptate cît și dintr-o serie de studii [4], [12-9], [143] s-a stabilit că influența asupra componentei F_y a forței de așchiere nu se datorează doar vitezei y' ci și valorii ei raportate la viteza de așchiere, aceasta depinzînd deci de raportul $\frac{y'}{v}$. Pentru simplificare s-a admis pentru forța de excitație valoarea $a.B \frac{y'}{v}$ unde se observă că pentru acest caz forța de așchiere este o funcție liniară de viteza y' .

Luînd în discuție factorul care limitează intensitatea autovibrațiilor trebuie spus că pentru ca așchiera să fie posibilă este necesar ca sensul de deplasare al tăișului sculei să fie de așa natură încît să se păstreze o valoare oarecare, chiar și cea minimă a unghiului de așesare. Forța care limitează vibrațiile poate fi prezentată sub forma $-cB(\frac{y'}{v})^3$ semnul minus (-) indică, că direcția de acțiune a forței este inversă sensului vitezei y' . Cele două mărimi, ale forței de excitație și a forței ce limitează vibrațiile (amortizarea) le găsim în expresia forței de așchiere, relația (5.2).

Termenul $b.B(\frac{y'}{v})^2$ face ca la angajarea și la retragerea cuțitului, valoarea absolută a mărimii ΔF_y să fie diferită, astfel că relația poate fi mai bine interpretată analizînd curbele determinate pe cale experimentală.

Valoarea variației forței de așchiere în acest caz este dată de (5.5)

$$\Delta F_y = a.B \frac{y'}{v} + b.B \left(\frac{y'}{v}\right)^2 + c.B \left(\frac{y'}{v}\right)^3 \quad (5.5)$$

iar expresia (5.2) a componentei F_y a forței de așchiere, ținînd seama de (5.5) se mai poate scrie

$$F_y = F - ry + \Delta F_y \quad (5.6)$$

astfel că ecuația finală în acest caz va fi dată de (5.7)

$$y'' + \alpha y' - \beta y' - \gamma y'^2 - \delta y'^3 = 0 \quad (5.7)$$

Este de subliniat pentru acest caz faptul că formula (5.2) și respectiv (5.3) exprimă în mod aproximativ fenomenul real, trebuie însă avut în vedere că pentru metoda bilanțului energetic folosită în cazul de față, unde esențial este doar faptul că, lucrul mecanic într-un ciclu al forței de așchiere reale trebuie să fie egal cu lucrul mecanic al forței considerate în calcul, acest mod de analiză satisface, bineînțeles alegînd cît mai exact coeficienții din relațiile prezentate. Coeficienții termenilor din ecuația (5.7) au forma:

$$\beta = \frac{a.B - h.v}{v.m} \quad \alpha = \frac{k + r}{m} \quad (5.8)$$

(5.8)

$$\xi = \frac{c \cdot B}{2 \cdot v} \quad \eta = \frac{b \cdot B}{m \cdot v^2}$$

La procesul vibrator participă în afară de forța de aşchiere și forțele de rezistență. Din analiza unui mare număr de publicații [4], [37], [72], [75], [129], [143], [150] se constată că aceste forțe depind în general de viteza mișcării vibratorii și de forțele care acționează asupra sistemului (în primul rând forța de aşchiere).

Forțele rezistente se exprimă prin termenul - $r\dot{y}$ având în vedere faptul că valoarea coeficientului k crește pe măsură ce crește forța de aşchiere.

În continuare vom analiza stabilitatea la autovibrații a sistemelor cu un grad de libertate în cazul când prelucrarea se desfășoară pe suprafață fără urme și în cazul prelucrării pe suprafață cu urme de la trecerea anterioară.

5.3.1.1.1. Stabilitatea la prelucrarea fără urme.

În cazul analizei sistemelor cu un grad de libertate (ipoteza simplificatoare) se vor lua în considerare doar vibrațiile unui element din sistemul elastic (SE) al mașinii unelte, fie ale piesei ce se prelucrase fig.5.4a, fie ale sculei fig.5.4b și aceasta presupunând că celelalte elemente adică suportul (respectiv piesa de prelucrat) sînt perfect rigide și deci nu vibrează. Analiza unaia sau a altuia din cele două cazuri ar conduce la

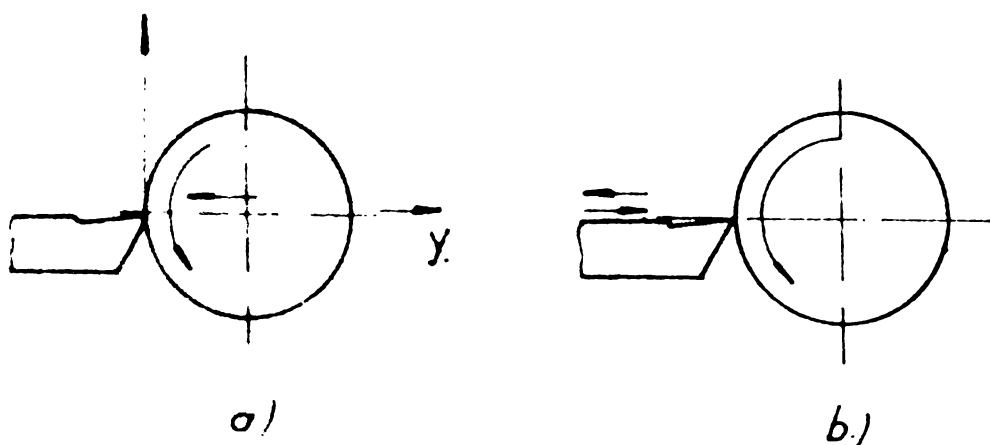


Fig.5.4

concluzii similare. Cazul real însă este cel al sistemelor cu două grade de libertate sau al analizei deplasărilor simultane ale piesei și suportului sculei.

Din ecuația bilanțului energetic [129] după o serie de integrări și transformări se ajunge la expresia finală (5.9) din care se determină valoarea amplitudinii unei vibratoare în funcție de viteza de aşchiere, adică:

$$-\beta + \frac{3}{4} \xi A^2 \omega^2 = 0 \quad (5.9)$$

A - amplitudinea autovibrațiilor. [μm]

ω - pulsația autovibrațiilor [Hz].

Efectuind substituțiile (5.8) în ecuația (5.9) se determină expresia amplitudinii autovibrațiilor în forma

$$A = \frac{2}{3c} \cdot \frac{v \cdot r_0}{\omega} \sqrt{a - \frac{v \cdot h}{B}} \quad (5.10)$$

înlocuind $a = k \cdot r_0$ ce ține seama de materialul de prelucrat și geometria sculei obținem :

$$A = \frac{2}{3c} \cdot \frac{v r_0^{3/2}}{\omega} \sqrt{k - \frac{v \cdot h}{B r_0}} \quad (5.11)$$

Efectuind operațiile în (5.11) se determină ecuația de stabilitate a procesului de aşchiere pentru sistemele cu un grad de libertate după viteza de aşchiere.

$$4 r_0 h \cdot v^3 - 4 k r_0^2 B v^2 + 3 c \omega^2 B A^2 = 0 \quad (5.12)$$

$k = 0,714$ coeficient de excitație stabilit experimental după [150]

$$r_0 = C_p \cdot C_r \cdot \lambda \quad (5.13)$$

$C_p = 0,75$ coeficient ce ține seama de material (cifra s-a ales pentru oțeluri)

$C_r = 128$ coeficient care ține de geometria sculei de aşchiat ($\alpha \geq 45^\circ$; $\alpha, \delta > 0$) ales după [36], [129], [130]

$$= \frac{P_y}{P_s} = \frac{C_{F_y}}{C_{F_s}} \cdot t^x \cdot s^y \cdot \frac{x - x_{F_y} - y_{F_y}}{y_{F_y} - y_{F_s}} \quad (5.14)$$

notăm

$$\frac{C_{F_y}}{C_{F_s}} = Q ; \quad x_{F_y} - x_{F_s} = \delta ; \quad y_{F_y} - y_{F_s} = \psi$$

Revenind la r_0

$$r_0 = C_p \cdot C_r \cdot Q \cdot t^\delta \cdot s^\psi \quad (5.15)$$

se observă că mărimea acesteia se schimbă cu: modificarea parametru-ului t sau s , fapt ce conduce la o descriere mai reală a fenomenului autovibrator din proces, spre deosebire de [36], [71], [130], [143] expresiile cunoscute în care λ era considerat un aport constant. În aceiași ecuație (5.12)

h - coeficient ce ține seama de apăsarea de aşchiere avînd expresia:

$$h = H \cdot B^x \cdot S^y \cdot Q \quad (5.16)$$

$$H = H_1 C ; \quad S = s \sin \alpha ; \quad B = \frac{t}{\sin \alpha}$$

$\lambda = 45^\circ$ unghiul de atac principal.

Valoarea de 45° a unghiului de atac principal s-a ales din condiția limită de stabilitate a procesului de așchiere aceasta fiind valoarea de la care influența unghiului de atac asupra intensității autovibrațiilor scade simțitor.

Din analiza ecuației (5.10) se poate observa că apar două cazuri distincte și anume:

- un caz vizează însăși condiția de stabilitate, adică amplitudinea autovibrației care trebuie să fie mică. Din ecuația (5.10) se observă că pentru satisfacerea acestei condiții cantitatea de sub radical trebuie să fie mică, de unde

$$v = r_0 \frac{B \cdot k}{h} \quad (5.17)$$

sau

$$v = \frac{k \omega}{H_1 C \omega (\sin \lambda)^{1-xq+yq}} \frac{C_p C_r Q t^{1+d-xq-yq}}{C_p C_r Q t^{1+d-xq-yq}} \quad (5.18)$$

În diagrama din fig.5.5 după cele trei coordonate, s , t și v

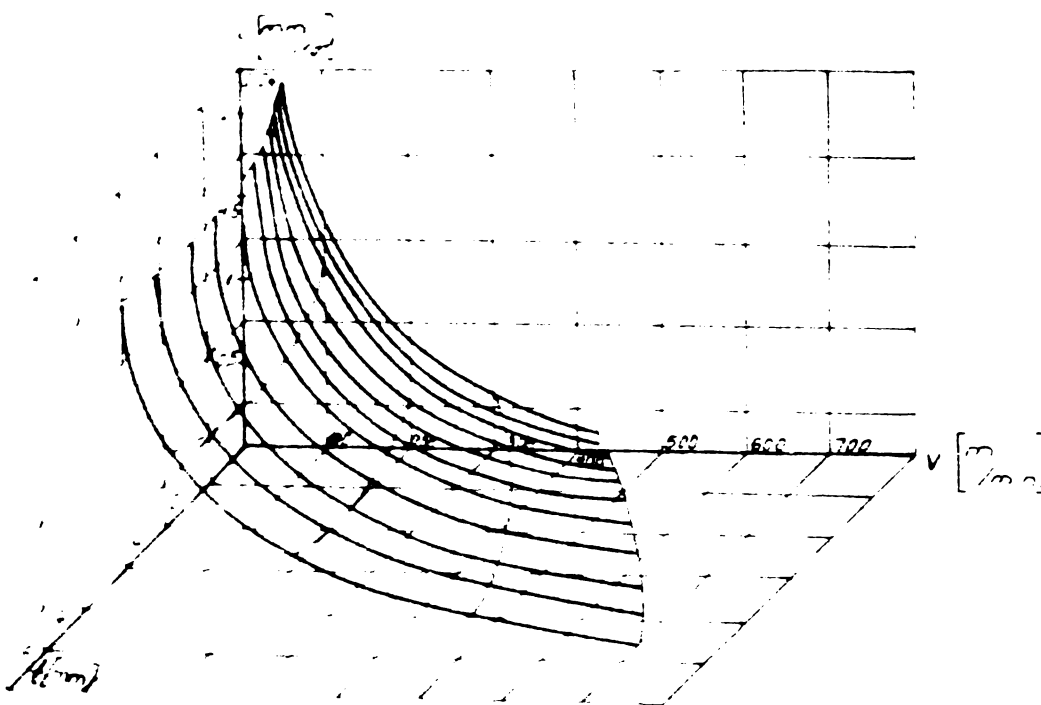


Fig.5.5

sunt prezentate curbele de variație ale vitezei de așchiere din condiția de stabilitate a procesului de așchiere. Se observă că pe măsură ce adâncimea de așchiere t scade și avansul s crește, maximele vitezelor pentru $A = 0$ se deplasează spre va-

luri mai mici. În cazul regimurilor intense ce folosesc valori ale avansului între 0,56-0,8 mm/rot și adâncii de așchiere între 3-5 mm, mărimile vitezelor se situează în jurul valorilor de 300-350 m/min deci în jurul unor valori relativ ridicate, limitative pentru durabilitatea sculelor în cazul regimurilor de degroșare, dar care pot fi luate în discuție pentru operațiile de finisare lucru ce se va elucida la stabilirea algoritmului.

Cel de al doilea aspect, ușor de sesizat din ecuația (5.10) este legat de cazul desfășurării procesului de așchiere cu amplitudine maximă.

Valorile vitezelor de așchiere pentru acest caz se determină din (5.11) punând condiția ca prima derivată să se anuleze, adică:

$$\frac{dA}{dv} = 0.$$

rezultând ecuația vitezei pentru cazul când amplitudinea autovibrațiilor A este maximă, respectiv:

$$v = \frac{2}{3} r_0 \frac{B \cdot k_0}{h} \quad (5.19)$$

sau

$$v = \frac{0,66 k \omega}{H_1 C \omega (\sin \lambda)^{1-xq+yq}} \frac{C_p C_r Q t^{1+d-xq_s} \psi - yq}{\quad} \quad (5.20)$$

In diagrama din fig.5.6 sînt prezentate curbele de variație ale

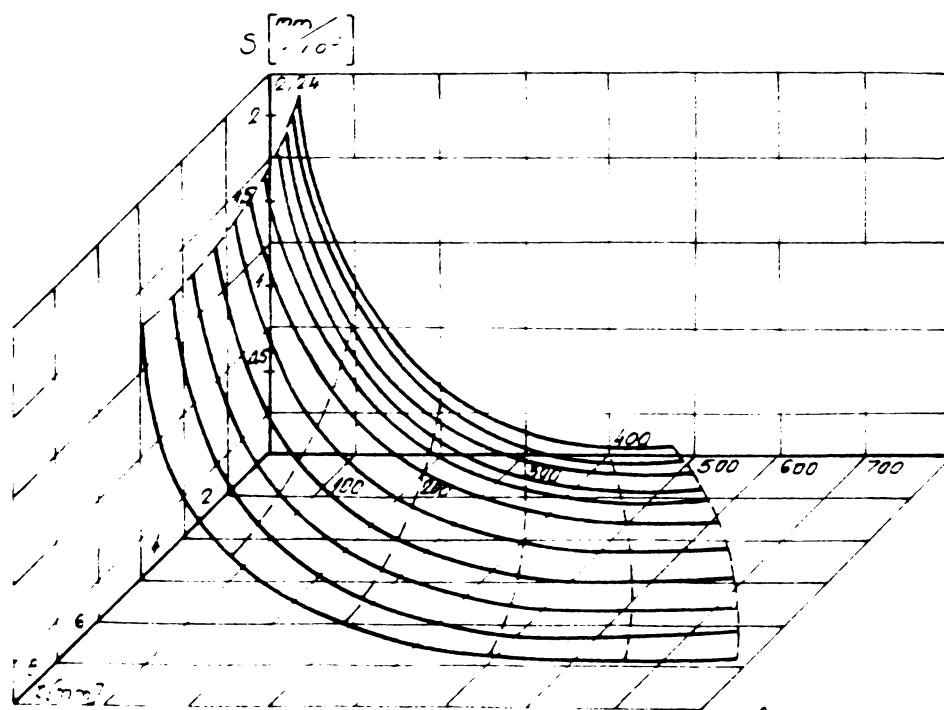


Fig.5.6

vitezei, atunci când amplitudinea A este maximă. Se observă că pentru adâncimi de așchiere mici, maximul curbelor se deplasează spre valori mai mici ale vitezelor, iar pentru valori mai mici ale avansului, valorile vitezei pentru care am-

plitudinea este maximă se plasează în domeniul unor mărimi mai ridicate de viteză. Cunoașterea exactă a mărimilor vitezei pentru care amplitudinea este maximă permite plasarea regimurilor de așchiere reale în domeniul de stabilitate al procesului fără a afecta capacitatea productivă a mașinii.

Deși analiza sistemelor cu un grad de libertate nu reflectă în mod real comportarea sistemului dinamic al mașinii-unelte, curbele de variație ale vitezei de așchiere determinate analitic exprimă în mod

general comportarea SE și ele pot constitui un indiciu prețios în analizele ulterioare.

Un alt aspect care împiedică o analiză reală a comportării SE este și faptul că prelucrarea pe suprafețe fără urme este un caz de excepție în prelucrare pe strunguri. (doar operația de filotare).

5.3.1.1.2. Stabilitatea la prelucrarea după urme

La strunjirea după urme de la trecerea anterioară [4][36][129] apar unele fenomene noi în ceea ce privește apariția autovibrațiilor, fapt ce conduce la reconsiderarea unor principii acceptate ca valabile pentru primul caz.

În fig.5.7 sînt prezentate două oscilograme unde curba 1 reproduce profilul rămas pe suprafața prelucrată de la trecerea precedentă iar curba 2 prezintă urma lăsată de sculă la trecerea cu-

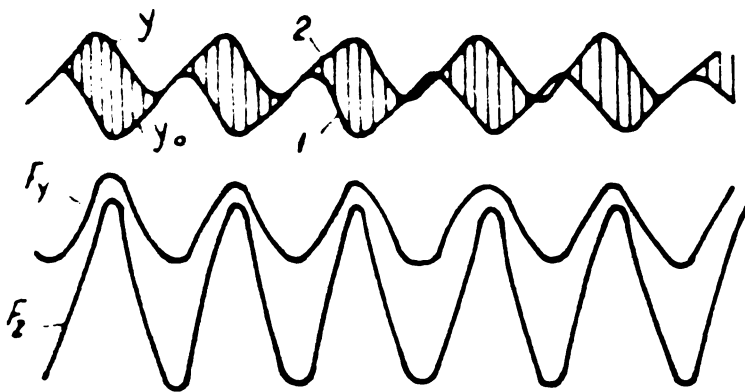


Fig.5.7

Semnificația celor două măriri din figură este următoarea

y - deplasarea cuțitului în metal în timpul trecerii ce se studiază mm

y_0 - deplasarea cuțitului în metal la trecerea precedentă mm iar grosimea instantanee a Δy a așchii în acest caz este dată de diferența

$$\Delta y = y - y_0$$

În figura 5.8 a și b sînt indicate, diagramele de variație ale componentei F_y a forței de așchiere în funcție de deplasarea y și respectiv în funcție de grosimea stratului așchiat A . La strunjirea după urme, grosimea A a așchii nu este egală cu deplasarea y a piesei de prelucrat în raport cu scula de la cazul strunjirii fără urme, din acest motiv relațiile dintre F_y, A și y sînt diferite.

rentă - ce se studiază - astfel că suprafața hașurată din figură reprezintă stratul de metal ce se îndepărtează suplimentar la cea de a doua trecere.

În aceeași figură 5.7 se indică și oscilograma forțelor F_y și F_z .

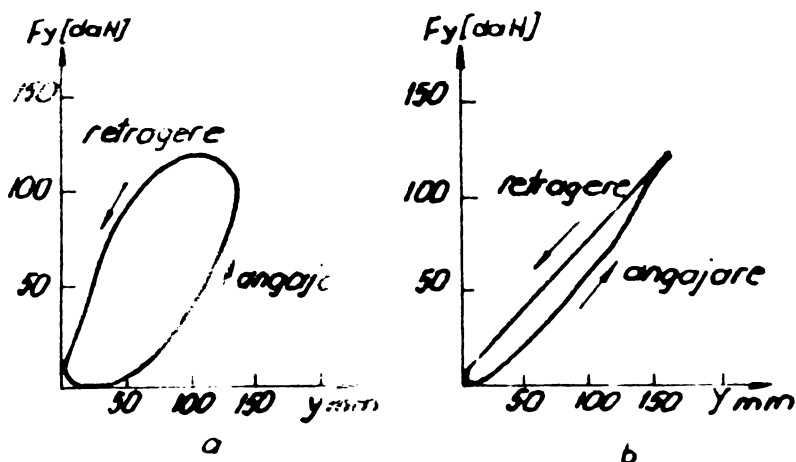


Fig.5.8

In fig.5.8 a suprafața diagramei reprezintă lucrul mecanic total de excitație, iar suprafața diagramei din fig. 5.8b reprezintă numai o parte din acesta.

Diferența dintre valorile forțelor la retragerea și la angajarea cuțitului se datorește direct modificării

grosimii așchii la strunjirea urmelor de pe suprafața ce se prelucurează. Se apreciază [4] după Anosov că 85% din lucrul mecanic consumat pentru întreținerea vibrațiilor este condiționat de acțiunea forței periodice la strunjirea suprafețelor cu urme - excitație secundară - și numai 15% se datorează influenței factorilor fizici - excitație primară - această parte a lucrului este reprezentată în diagrama din fig.5.8b.

Forța care apare la așchieria undelor datorate vibrațiilor pe suprafața ce se prelucurează și care determină așa numita excitație secundară se exprimă sub forma

$$- r (y - y_0) \tag{5.21}$$

unde: $r = C \frac{B}{(s \cdot \sin \alpha)^{0.25}}$

Ecuatia mișcării în acest caz va fi apropiată de forma ecuației (5.7) avînd doar în membrul drept pentru forța de excitație, termenul rezultat din (5.21) - ry_0 , astfel că ea va fi de forma

$$\dot{y} + \alpha y - \beta \dot{y} - \gamma \dot{y}^2 + \xi \dot{y}^3 = p^2 y_0 \tag{5.22}$$

Folosind ca și în cazul precedent metoda bilanțului energetic, înmulțind cu dy ecuația (5.22) și integrînd între limitele unei perioade, după o serie de transformări se ajunge la ecuația (5.23) din care se poate exprima amplitudinea undei vibratoare:

$$-\beta \omega + \frac{3}{4} \xi \omega^3 A^2 - p^2 = 0 \tag{5.23}$$

unde

$$p^2 = \frac{r}{\omega}$$

Inlocuind valorile lui p^2 , β și ξ cunoscute se obține expresia

$$A = \frac{2}{\sqrt{3}} \frac{v}{\omega} \sqrt{a + \frac{r_0 v}{\omega} - \frac{h v}{B}} \tag{5.24}$$

In expresia de sub radical primul termen reprezintă excitația primară, cel de al doilea excitația secundară iar cel de al treilea

rezistențele din sistem. Neglijând primul respectiv al doilea termen de sub radical se obțin amplitudinile în cazul existenței, numai a excitației primare respectiv secundare. Și în acest caz considerându-se pulsația vibrațiilor egală cu pulsația sistemului conservativ

$$\ddot{y} + y = 0$$

de unde

$$\omega = \sqrt{\alpha} = \sqrt{\frac{k+r}{m}} \quad (5.25)$$

Efectuând operațiile în (5.24) vom determina ecuația de stabilitate pentru cazul sistemelor cu un grad de libertate, la prelucrarea după urme de la trecerea precedentă și ea este de forma:

$$4(r_0 B - \omega h)v^3 + 4kr_0 \omega B v^2 - 3c\omega^3 B A^2 = 0 \quad (5.26)$$

Din analiza celor două ecuații (5.12) și (5.26) ce definesc stabilitatea sistemelor cu un grad de libertate pentru prelucrare fără urme și respectiv după urme se observă că forma lor este asemănătoare, cu singura deosebire că termenul în v^3 conține și factorul excitator datorat variației grosimii stratului așchiat prin urmele de la trecerea anterioară.

Ca și în cazul precedent, analizând ecuația (5.24) se observă că condiția de stabilitate este satisfăcută pentru $\lambda = 0$, adică atunci când cantitatea de sub radical este nulă. Din această condiție se determină expresia lui v

$$v = r_0 \frac{k \omega B}{h\omega - r_0 B} \quad (5.27)$$

în care făcând substituțiile cunoscute, ajungem la expresia finală a vitezei :

$$v = \frac{k \omega}{\frac{H_1 C \omega (\sin \alpha)^{1-xq+yq}}{C_p C_r Q t^{1+\delta} - xq - yq} - 1} \quad (5.28)$$

- Curbele obținute după această ecuație sînt prezentate în fig.5.9 și ele reprezintă legea de variație a vitezei de așchiere din condiția de stabilitate pentru diferite combinații ale parametrilor s și t ai regimului de așchiere. Deși curbele sînt mai plate decît în cazul așchierii fără urme, ele respectă aceeași lege de variație din care se observă că pe măsură ce valoarea avansului scade este necesar să se mărească valoarea vitezei pentru menținerea procesului de așchiere în domeniul de stabilitate, în același scop, pe măsură ce adîncimea de așchiere scade și vitezele de așchiere se reduc. Din aceeași ecuație (5.27) se determină și expresia vitezele

de aşchiere pentru amplitudinea maximă. Pentru acest caz maximul

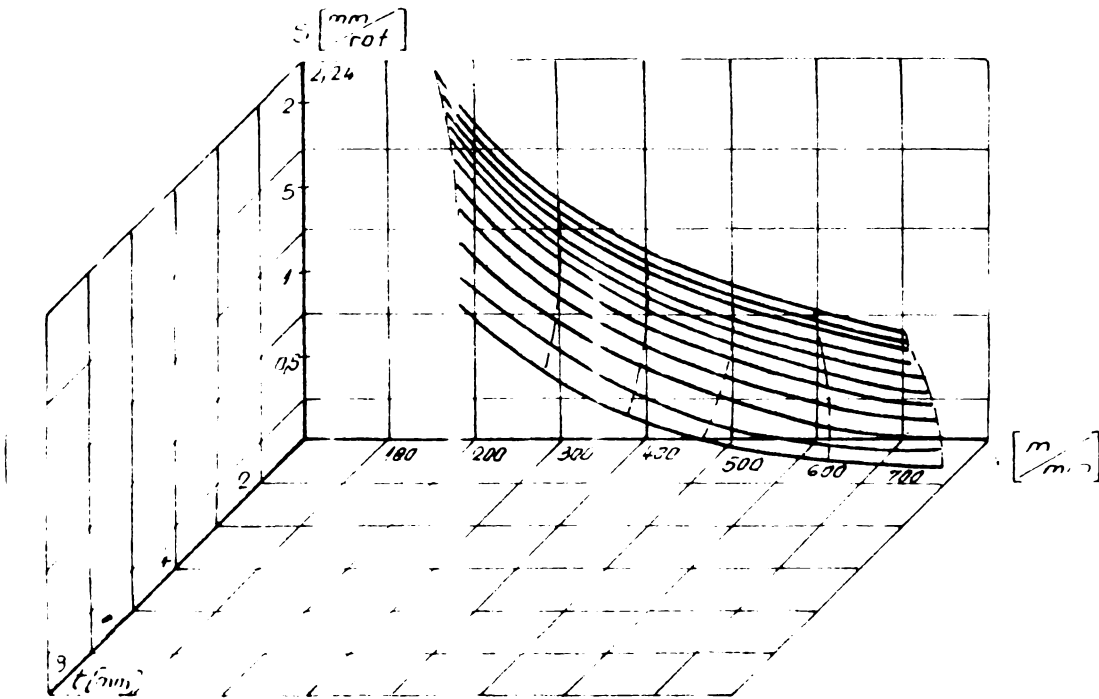


Fig.5.9

vitezei de aşchiere pentru amplitudinea maximă a vibraţiei

$$v = \frac{0,66 k \omega}{H_1 C \omega (\sin \alpha) \frac{1-xq+yq}{C_p C_r Q t^{1+\delta} - xq_s \psi - yq}} \quad (5.30)$$

Curbele de variaţie a vitezei de aşchiere în acest caz sînt prezentate în diagrama spaţială din fig.5.10. Si în acest caz legea de variaţie a vitezei se păstrează

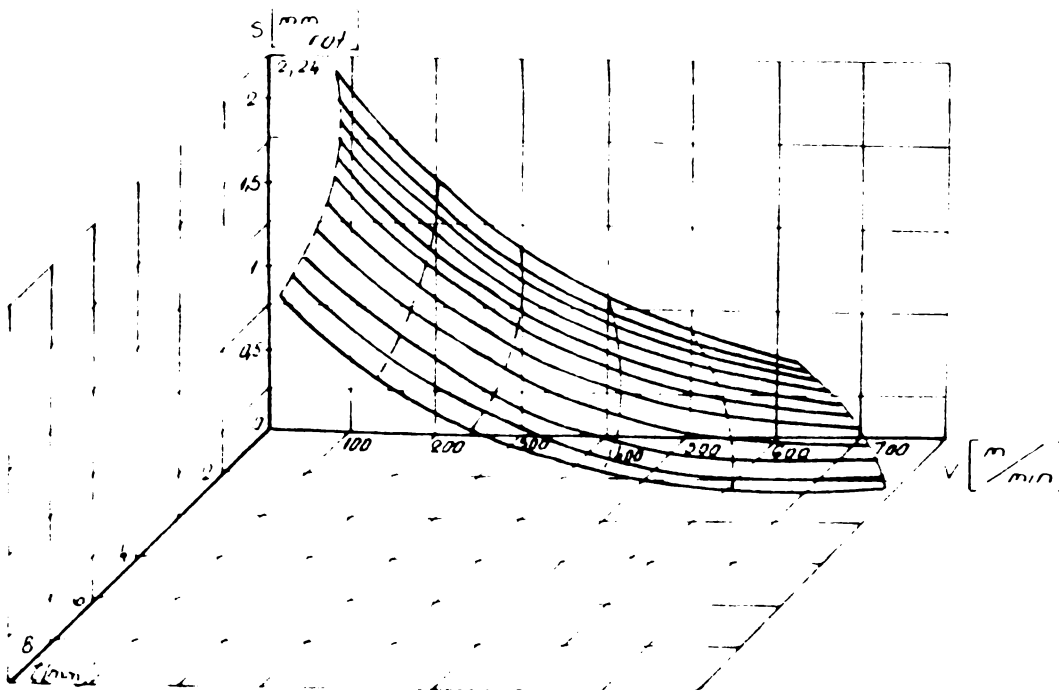


Fig.5.10

curbelor se obţine în punctele în care se anulează derivata $\frac{dA}{dv} = 0$, pentru această condiţie se obţine expresia

$$v = \frac{2}{3} \cdot \frac{k \cdot B}{h \omega - r \cdot B} \quad (5.29)$$

Făcînd aceleaşi substituiri vom obţine expresia

Din compararea ecuaţiilor (5.18) (5.20), (5.28), (5.30) precum şi a diagramelor corespunzătoare rezultă că în cazul unei strunjiri după urme în scopul stabilizării procesului de aşchiere vitezele din proces sînt mai reduse decît în cazul prelucrării pe suprafeţe fără urme

Ecuațiile prezentate nu satisfac în toate cazurile și în deosebi atunci când mașinile unelte sînt dereglate, avînd jocuri mari în lagărele arborelui principal, în ghidaje și pinolă, noi însă tratăm cazul mașinilor-unelte apte de a fi utilizate pentru precizii medii de prelucrare. Se apreciază de asemenea că rigiditatea sistemului este un element important și că aceasta poate asigura lucrul fără vibrații. Acest element al sistemului elastic - rigiditatea - are o însemnătate mult mai generală, el influențînd nu numai vibrațiile de natură autoexcitată ci și cele ce se datorează altor factori. Frecvența vibrației de asemenea depinde de rigiditatea sistemului. Aceasta crește pe măsură ce se mărește rigiditatea. Amplitudinea de asemenea depinde în mare măsură de rigiditatea sistemului. Din expresia (5.25) se observă că pe măsură ce rigiditatea k din (5.26) crește, crește și frecvența și prin urmare scade amplitudinea A a autovibrației.

Din analiza celor două procedee de prelucrare pentru sistemele cu un grad de libertate - prelucrare fără urme și după urme de la trecerea precedentă - se desprinde o concluzie importantă și anume aceea că : stabilizarea procesului de așchiere după viteză nu se pretează pentru toate operațiile de prelucrare posibile de pe strunguri, în același domeniu de variație a viteselor. Este deci necesară o delimitare a domeniilor de viteză pentru diferitele operații (în general cele clasice: finisare și degroșare), această analiză se va face la stabilirea algoritmului.

Un alt considerent ce trebuie menționat în continuare este cel legat de faptul că în general la prelucrarea pe strunguri prima trecere nu este și ultima, prin urmare cazurile de prelucrare cu ponderea cea mai mare (exceptînd filetarea), sînt cele după urme de la o trecere precedentă acest caz apropiindu-se mai mult de realitate. O notă generală privind comportarea la autovibrații a strungurilor, evidențiată în 4.1.1 și ilustrată în fig.4.4 și 5.5, o regăsim în cele două cazuri studiate, de prelucrare fără urme și după urme de la trecerea precedentă.

Din diagramele prezentate în fig.5.6 și 5.10 ce caracterizează prelucrarea cu amplitudini maxime, se observă că valorile viteselor sînt deplasate spre stînga (în zona ce caracterizează prelucrarea cu amplitudini maxime), față de diagramele prezentate în fig. 5.5 și 5.9 ce descriu comportarea procesului de așchiere în zona de stabilitate. Aceste fenomene însă sînt conturate mai clar în analiza sistemelor cu două grade de libertate.

5.3.1.2. Stabilitatea sistemelor cu două grade de libertate

5.3.1.2.1. Cazul deplasării după o direcție

În literatură [129],[130] astfel de sisteme sînt considerate cu două grade de libertate deși direcția de deplasare este unică, diferind doar numărul elementelor ce se deplasează (în cazul nostru două, piesa și scula de prelucrat).

Analiza acestora are drept scop studiul vibrațiilor sistemului suport, arbore - limitîndu-ne la cazul vibrațiilor apropiate de cele armonice - în cazul prelucrării pieselor cu grad mare de sveltețe $\frac{L}{d}$ - (fără a fi necesară utilizarea unor dispozitive suplimentare), pentru a se stabili domeniile de viteze în care procesul este stabil. Acest caz, pentru tipul de piese menționat este mai apropiat de situația reală ce poate avea loc la prelucrarea pe strung și el reclamă o astfel de analiză. Se va considera că forțele de rezistență și cele de excitație nu sînt mari ca în care vibrațiile vor fi apropiate de cele armonice. Se mai face presupunerea că vibrațiile celor două mase (arbore și suport) coincid ca sens sau sînt defasate cu π

Pentru determinarea mărimii amplitudinii A se pleacă de la ecuația bilanțului energetic, egalînd cu zero suma lucrului mecanic al tuturor forțelor care acționează asupra sistemului în decursul unei perioade complete. Forța de excitație depinde de viteza relativă $\dot{y}_1 - \dot{y}_2$ și are expresia

$$\pm \left[\frac{a \cdot B}{v} (\dot{y}_1 - \dot{y}_2) + \frac{b \cdot B}{v^2} (\dot{y}_1 - \dot{y}_2)^2 - \frac{c \cdot B}{v^3} (\dot{y}_1 - \dot{y}_2)^3 \right] \quad (5.31)$$

y_1 - deplasarea elementului suport din sistem [mm]

y_2 - deplasarea arborelui din sistem [mm]

La studiul acțiunii forței asupra suportului se consideră semnul (+) din expresia (5.31), iar pentru studiu acțiunii forței asupra arborelui se ia în considerare semnul (-) din aceeași expresie

Pornind de la expresia ecuației bilanțului energetic

$$E = L_{\text{exc}} - L_{\text{rez}} = 0 \quad (5.32)$$

unde lucrul mecanic al forțelor excitatoare pentru o perioadă este

$$\begin{aligned} L_{\text{exc}} &= \int_0^T \left[\frac{a \cdot B}{v} (\dot{y}_1 - \dot{y}_2) + \frac{b \cdot B}{v^2} (\dot{y}_1 - \dot{y}_2)^2 - \frac{c \cdot B}{v^3} (\dot{y}_1 - \dot{y}_2)^3 \right] d(y_1 - y_2) = \\ &= \pi \cdot h_v^2 \omega \frac{B}{v} \left(a - \frac{3}{4} c \frac{\omega^2}{v^2} h_v^2 \right) \end{aligned} \quad (5.33)$$

iar lucrul mecanic al forțelor rezistente

$$L_{\text{rez}} = \int_0^T h_1 \dot{y}_1 dy_1 + \int_0^T h_2 \dot{y}_2 dy_2 = \pi \omega (h_1 h_{v1}^2 + h_2 h_{v2}^2) \quad (5.34)$$

h_1, h_2 - au același sens ca și coeficientul h din relațiile stabilite mai înainte.

Revenind la ecuația bilanțului energetic (5.32)

$$E = \pi \omega A^2 \left\{ \frac{B}{v} \left(a - \frac{3}{4} \epsilon \frac{\omega^2}{v^2} A^2 \right) - h \left[\xi \left(\frac{h_{v1}}{h_v} \right)^2 + \psi \left(\frac{h_{v2}}{h_v} \right)^2 \right] \right\} \quad (5.35)$$

din această ecuație rezultă expresia amplitudinii undei vibratoare

$$A = \frac{2}{\sqrt{3\epsilon}} \cdot \frac{v}{\omega} \sqrt{a - h \frac{v}{B} \left[\xi \left(\frac{h_{v1}}{h_v} \right)^2 + \psi \left(\frac{h_{v2}}{h_v} \right)^2 \right]} \quad (5.36)$$

Ca structura ecuația (5.36) se observă că se aseamănă cu ecuațiile (5.10) și (5.24), aceasta fiind mai complexă datorită faptului că în acest caz se exprimă dependența amplitudinii de rezistențele piesei și suportului precum și de caracteristicile sistemului elastic. Si în acest caz respectarea condiției de stabilitate în sistem presupune respectarea inegalității

$$\frac{dB}{dA} < 0$$

Nerespectarea acestei inegalități conduce la apariția unui dezechilibru energetic în sistem care la rîndul său conduce la o amplificarea a stării de instabilitate.

Făcînd notațiile de mai jos expresia amplitudinii (5.36) va deveni mai simplă

$$u = \frac{h_{v1}}{h_{v2}} \quad h_v = h_{v1} - h_{v2}$$

de unde

$$\frac{h_{v1}}{h_v} = \frac{u}{u-1} ; \quad \frac{h_{v2}}{h_v} = \frac{1}{u-1} ; \quad \xi + \psi = 2$$

notînd

$$F(u, \xi) = \frac{\xi(u^2 - 1) + 2}{(u - 1)^2}$$

$$A = \frac{2}{\sqrt{3\epsilon}} \frac{v}{\omega} \sqrt{a - h \frac{v}{B} F(u, \xi)} \quad (5.37)$$

iar condiția de stabilitate în acest caz va fi

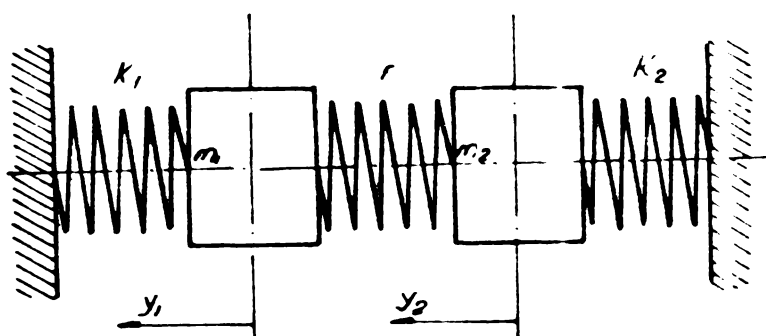
$$\frac{a \cdot B}{v} > h \cdot F(u, \xi) \quad (5.38)$$

de unde

$$v = \frac{a \cdot B}{h \cdot F(u, \xi)} \quad (5.39)$$

Din ecuația (5.39) trebuie determinate valorile funcției $P(u, \xi)$ celelalte mărimi fiind cunoscute.

Pentru a determina valorile funcției $P(u, \xi)$ ce caracterizează rezistența la vibrații a sistemului se pleacă de la ecuația ce descrie legea de mișcare a sistemului reprezentat schematic în fig.5.11 și care are forma (5.40).



$$m_1 \ddot{y}_1 + k_1 y_1 + r(y_1 - y_2) = 0 \quad (5.40)$$

$$m_2 \ddot{y}_2 + k_2 y_2 - r(y_1 - y_2) = 0$$

făcînd notațiile

$$\alpha_1 = \frac{k_1 + r}{m_1} ; \alpha_2 = \frac{k_2 + r}{m_2}$$

$$\beta_1^2 = \frac{r}{m_1} ; \beta_2^2 = \frac{r}{m_2}$$

sistemul (5.40) devine

Fig.5.11

$$\ddot{y} + \alpha_1 y_1 - \beta_1^2 y_2 = 0 \quad (5.41)$$

$$\ddot{y}_2 + \alpha_2 y_2 - \beta_2^2 y_1 = 0$$

rădăcinile sistemului în acest caz vor fi de forma

$$y_1 = h_{v1} \sin(\omega_1 t + \varphi_1) + h_{v2} \sin(\omega_2 t + \varphi_2) \quad (5.41)'$$

$$y_2 = h_{v1} \eta_1 \sin(\omega_1 t + \varphi_1) + h_{v2} \eta_2 \sin(\omega_2 t + \varphi_2)$$

Înlocuind în (5.41) vom obține valoarea raportului amplitudinilor celor două moduri de vibrații

$$u = \frac{h_{v1}}{h_{v2}} = \frac{\beta_1^2}{\alpha_1 - \omega^2} = \frac{\alpha_2 - \omega^2}{\beta_2^2}$$

unde : ω_1, ω_2 - pulsațiile proprii ale sistemului; η_1, η_2 - coeficienți de distribuție ai amplitudinilor.

$$\beta_1^2 = \frac{r}{m_1}$$

$$\alpha_1 = \frac{k_1 + r}{m_1}$$

$$r = r_0 \cdot B = \frac{C C_0 Q t (\sigma + 1) \nu}{P R \sin \alpha}$$

$k_1 ; m_1$ - rigiditatea și respectiv masa elementului analizat (arbore sau suport). funcție de elementul cu frecvența cea mai mare.

Din determinările [168] pe modelul SP 630-NC, s-a stabilit că frecvența arborelui principal $\omega_{AP} = 208,8 \text{ Hz}$ iar frecvența saniei transversale $\omega_{ST} = 70,6 \text{ Hz}$. Prin urmare

$$K_1 = R_d = \frac{1}{E_d} = 300 \text{ [N/mm]}$$

$$E_3 = 0,333 \text{ [μm/daN]} \text{ elasticitatea dinamică.}$$

Masa redusă a sistemului este dată de expresia (5.42)

$$m_1 = \frac{Q_1}{E_d} \cdot 10^7 \quad (5.42)$$

unde $Q_1 = \frac{F}{\Delta \omega} = 25,46$ factorul dinamic de amplificare.

Inlocuind în (5.44) obținem:

$$m_1 = 448,69 \text{ [daN]}$$

Aceleași mărimi pentru suport s-au stabilit în aceleași condiții.

$$Q_1 = 14,71$$

$$m_1 = 294 \text{ [daN]}$$

Ținând seama de cele prezentate s-au stabilit, pentru simplificare numai pentru $t = 3 \text{ mm}$ și $s = 1 \text{ mm/rot}$ - valori frecvent utilizate în practică - mărimile $f_1^2 = 0,49$; $f_2^2 = 0,7$; $L_1 = 7,03$; $L_2 = 108$ iar vibrațiile corespunzătoare primului și respectiv celui de al doilea mod de vibrații sînt exprimați prin ω_1^2 , și ω_2^2 în expresiile (5.43)

$$\begin{aligned} \omega_1^2 &= \frac{\omega_a^2 + \omega_b^2}{2} - \frac{1}{2} \sqrt{(\omega_a^2 - \omega_b^2)^2 - 4 f_1^2 \cdot f_2^2} \\ \omega_2^2 &= \frac{\omega_a^2 + \omega_b^2}{2} + \frac{1}{2} \sqrt{(\omega_a^2 - \omega_b^2)^2 + 4 f_1^2 \cdot f_2^2} \end{aligned} \quad (5.43)$$

Așa cum s-a analizat, utilizînd legăturile de tipul ry ambele mase m_1 și m_2 (a arborelui și suportului) vor vibra cu aceeași pulsație ω_1 sau ω_2 cas în care

$$\omega_2 \geq \omega_a \geq \omega_b \geq \omega_1$$

adică pulsațiile vibrațiilor sistemului $1, 2$ se vor găsi în afara pulsațiilor vibrațiilor elementelor sale, (ținînd bineînțeles seama de prezența legăturilor dintre elementele sistemului) revenind la raportul amplitudinilor funcție de pulsație

$$u = \frac{h \sqrt{1}}{\sqrt{2}} = - 84,81$$

Cunoscînd această valoare [129] tabelar se indică mărimile funcției $F(u, \xi)$. Pentru cazul nostru $\xi = 2,18$ r iar pentru valori ale lui $u \approx -100$ valoarea funcției $F(u, \xi) = 1,96$ pentru suportul sculei. Revenind la expresia vitezei (5.39) și efectuînd substituțiile cunoscute obținem:

$$v = \frac{0,51 k \omega}{H_1 C \omega (\sin \alpha)^{1-xq+yq}} \frac{C_p C_r Q t^{1+\sigma-xq} \psi - yq}{s} \quad (5.44)$$

Pentru această expresie a vitezei s-au ridicat

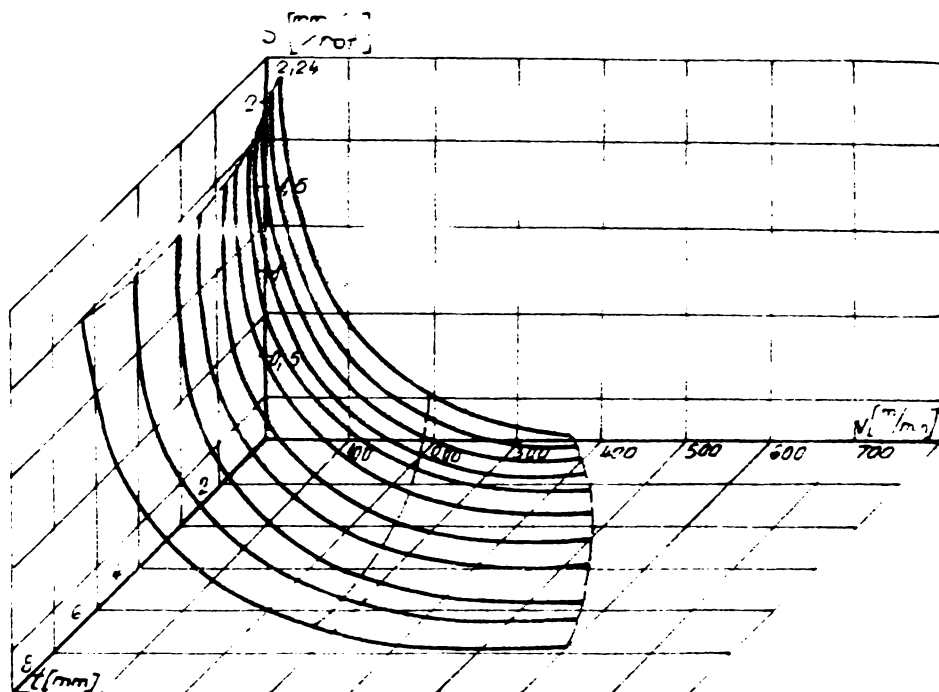


FIG. 5.12

curbele de stabilitate din fig. 5.12 în care se remarcă alura asemănătoare a acestora cu cea a curbelor ridicate în cazurile analizate mai înainte.

Din toate cazurile prezentate s-a văzut că viteza de aşchiere joacă un rol de prima importanță în desfășurarea fără perturbații a procesului de aşchiere.

Viteza de aşchiere oferă posibilitatea stabilizării procesului prin reducerea amplitudinii autovibrațiilor, acest lucru însă în condițiile când acestea nu sînt influențate de vibrațiile forțate. În cele prezentate de altfel nu s-a ținut seama de influența vibrațiilor forțate considerîndu-se că mașina unealtă are toate organele în mișcare echilibrate și că ele nu pot genera astfel de vibrații. În toate cazurile prezentate s-au ridicat curbele de stabilitate pentru lucrul cu viteze mari, dar același fenomen apare și în cazul lucrului pe strunguri cu viteze mici, acest aspect fiind tratat în subcapitolul 5.3.1.2.2.

5.3.1.2.2. Cazul deplasării după două direcții

Vibrațiile sistemelor cu două grade de libertate se apropie cel mai mult de situația reală din procesul de aşchiere. La aceste sisteme analiza deplasării virfului sculei se face nu numai pe direcția y , normală la suprafața de aşchiere și după direcția s , tangentă la aceeași suprafață, deplasarea virfului sculei așa cum s-a mai arătat avînd loc după o elipsă - elipsa deplasărilor -

Așa cum decurge procesul de aşchiere, în zona de plasticitate

a acestuia, se observă că ecuația ce descrie acest fenomen va fi nelineară. Cum s-a arătat vibrațiile virfului sculei, sînt de forma

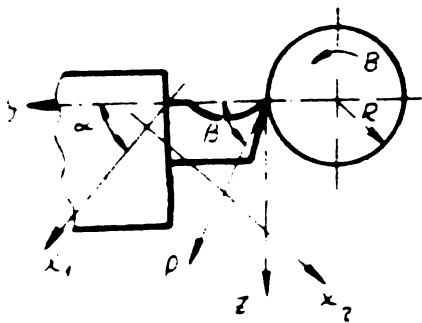


Fig.5.13

nelineară și pentru sistemele cu două grade de libertate ecuația mișcării este exprimată prin sistemul (5.45), iar în fig.5.13 este prezentată schema sistemului cu două grade de libertate deplasarea sculei avînd loc după direcțiile y și z . De menționat că și în acest caz raționamentul are la origine aceeași expresie (5.4) a componentei P_y de așchiere.

$$\begin{aligned} m\ddot{y} + (k_y + r \cos\beta)y + k_{y_z} \cdot z &= [\varepsilon f(y, \dot{y}) \cos\beta - c_y \dot{y}] \\ m\ddot{z} + (k_z + r \sin\beta)z + k_{y_z} \cdot y &= [\varepsilon f(y, \dot{y}) \sin\beta - c_z \dot{z}] \end{aligned} \quad (5.45)$$

unde

m - masa suportului mașinii [Kg]
 β - unghiul ce îl face forța rezultantă P_{yz} cu direcția y [°]
 $k_y = k_1 \cos^2 \alpha + k_z \sin^2 \alpha$; $k_z = k_1 \sin^2 \alpha + k_2 \cos^2 \alpha$

$$k_{y_z} = \frac{k_1 - k_2}{2} \sin 2\alpha$$

k_1, k_2 - coeficienți de rigiditate reduse la axele x_1 și x_2
 c_y, c_z - coeficienți de frecare viscoasă după direcția y și z
 $f(y, \dot{y})$ - partea nelineară a forței de așchiere.

Rezolvarea sistemului (5.45) fără membrul drept ($\varepsilon = 0$) conduce la soluțiile (5.44), iar soluțiile particulare [150] pot fi de forma:

$$\begin{aligned} y &= A e^{h\tau} e^{i(\omega\tau + \theta)} \\ z &= A_1 e^{h\tau} e^{i(\omega\tau + \theta + \ell)} = \chi A e^{h\tau} e^{i(\omega\tau + \theta + \ell)} \end{aligned} \quad (5.46)$$

A, A_1 - amplitudinile constante ale vibrațiilor după cele două direcții y și z

$h = \frac{1}{2\omega_a \cdot m}$ decrementul logaritmic sau amortizarea vibrației

l - factorul de amortizare

$\omega_a \approx \omega_0$ pentru valori mici ale lui h

m - masa

$h = 0,02 - 0,1$ la mașinile-unelte după [161], [162]

$\chi = \frac{A_1}{A}$ raportul celor două amplitudini

ℓ - unghiul de fază al vibrațiilor

θ - unghiul de început de fază

Soluțiile (5.46) mai pot fi scrise și sub forma

$$y = A(\varepsilon) e^{i(\omega \varepsilon + \theta)} \quad ; \quad z = A(\varepsilon) e^{i(\omega \varepsilon + \theta + \ell)} \quad (5.47)$$

Iar amplitudinea care este o funcție de timp se poate exprima cu relația:

$$\frac{dA(\varepsilon)}{d\varepsilon} = h \cdot A(\varepsilon) \quad (5.48)$$

Înlocuind soluțiile aflate în sistemul (5.45) se va obține

$$\begin{aligned} A \left[m(h^2 - \omega^2 + 2h\omega i) + k_y + r \cos \beta \right] + d e^{i\ell} k_z &= 0 \\ A (k_y + r \sin \beta) + b e^{i\ell} \left[m(h^2 - \omega^2 + 2h\omega i) + k_z \right] &= 0 \end{aligned} \quad (5.49)$$

Rezolvarea sistemului de ecuații (5.45) luând în considerare și membrul drept conduce la soluții de forma

$$y = A e^{i(p \cdot \varepsilon + \theta)} = A e^{i\psi} \quad ; \quad z = \lambda A e^{i(p \cdot \varepsilon + \theta + \ell)} = \lambda A e^{i(\psi + \ell)} \quad (5.50)$$

unde amplitudinea A și faza θ satisfac ecuațiile în primă aproximație

$$\frac{dA}{d\varepsilon} = h \cdot A + \varepsilon A_1(h) \quad ; \quad \frac{d\theta}{d\varepsilon} = \omega - p + \varepsilon B_1(A) \quad (5.51)$$

unde h, ω, λ, ℓ - parametri constanți ce se determină prin rezolvarea ecuației omogene

p - partea necunoscută a mișcării vibratorii perturbatoare

După N.V. Vasilescu [150] luând în considerare ecuația (5.49)

în primă aproximație se va obține

$$\frac{dA}{d\varepsilon} = h A + \sum C_n A^n \quad ; \quad \frac{d\theta}{d\varepsilon} = \omega - p + \sum D_n A^{n-1} \quad (5.52)$$

În scopul stabilizării procesului de aşchiere pentru ecuațiile (5.49) punem condiția ca $\frac{dA}{d\varepsilon} = \frac{d\theta}{d\varepsilon} = 0$ de unde pentru determinarea amplitudinii vom obține

$$h + \sum C_n A^n = 0 \quad ; \quad p = \omega + \sum D_n A^{n-1} \quad (5.53)$$

Din prima ecuație (5.49) vom determina valoarea amplitudinii auto-vibrațiilor în funcție de viteza de aşchiere

$$A = \frac{2}{\sqrt{3} \sqrt{1044 Q}} \cdot \frac{v}{\omega} \sqrt{0,835 Q - \frac{(c_y + \lambda^2 c_s)^v}{B}} \cdot \frac{2h m (1 + \lambda^2)^v}{B} \quad (5.54)$$

unde

$$Q = \cos \beta + \lambda \sin \beta \cos \ell$$

$$B = \frac{t}{\sin \lambda}$$

și în acest caz, în scopul stabilizării procesului de aşchiere în tot timpul desfășurării acestuia este necesar să se păstreze restricția ca amplitudinea să fie un $\varepsilon < A_p$. Din această condiție expresia (5.54) după câteva transformări se mai poate exprima și sub forma:

$$v^2 \left\{ v \left[\chi^2 (c_s + 2hm) + c_y + 2hm \right] + 3,34 Q \cdot B \right\} - 3E^2 \omega^2 B \sqrt{1,044Q} = 0 \quad (5.55)$$

Punind condiția ca $\Lambda=0$, aceasta asigurând stabilitatea procesului vom determina valoarea vitezei de aşchiere care să satisfacă această condiție

$$0,835Q - \frac{(c_y + \chi^2 c_s)v}{B} + \frac{2hm(1 + \chi^2)v}{B} = 0 \quad (5.56)$$

de unde

$$v = \frac{0,835 Q t}{2hm - c_y + (2hm - c_s) \chi^2 \sin \chi} \quad (5.57)$$

Pentru ecuația (5.55) s-a realizat programul de calculator a cărei schemă logică este prezentată în fig.5.14. Programarea s-a efectuat - în acest caz pe calculatorul FELIX-C-256 în limbaj FORTRAN și COBOL.

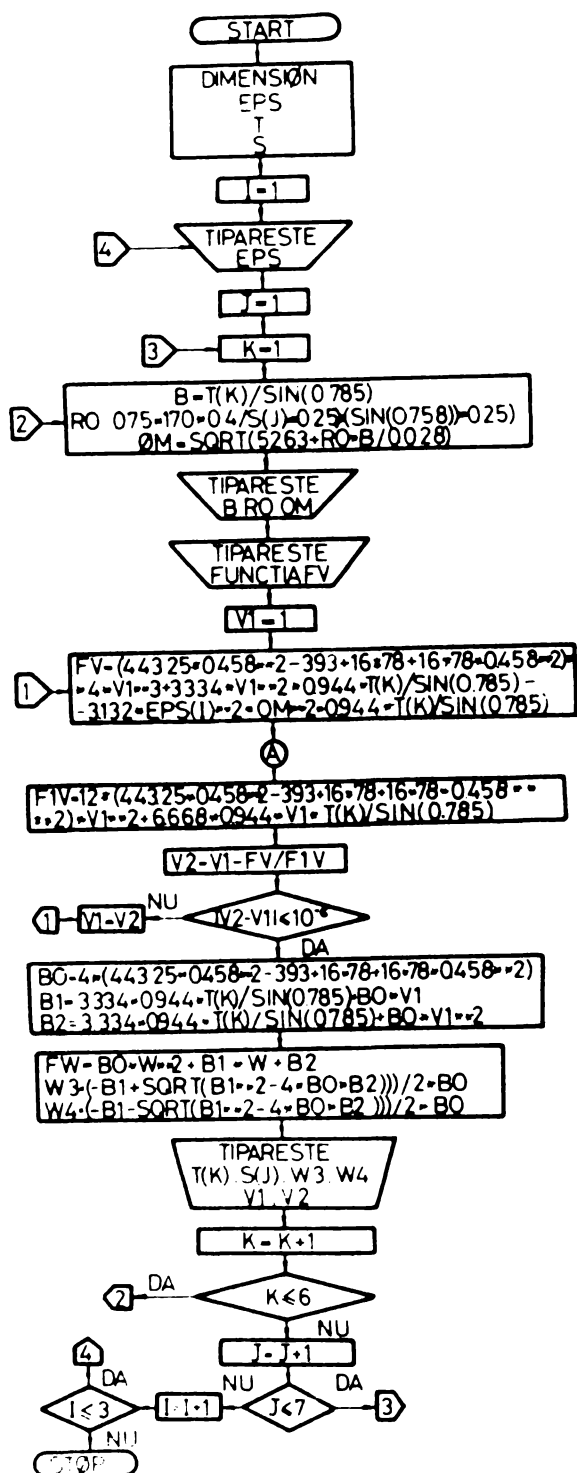


Fig.5.14

TRAN și COBOL.

Ecuația (5.54) se observă că are structură asemănătoare cu ecuațiile (5.10); (5.24) obținute de Sokolovski.

În fig.5.15 sînt reprezentate curbele de variație ale vitezei de aşchiere din condiția de stabilitate pentru operațiile de degroşare. În funcție de parametri α și t ai regimului de aşchiere.

Curbele sînt determinate pentru avansuri cuprinse în domeniul $\alpha=0,1-2$ mm/rot la adîncimi de aşchiere $t=1-3$ mm, curbele fiind ridicate pentru valori ale lui $\epsilon = 0,01$ mm

Din diagrama spațială se observă că la valori mai mici ale avansului vitezele sînt deplasate spre valori mai mici, ele crescînd pe măsură ce crește și avansul. În cazul operațiilor de degroşare pentru menținerea

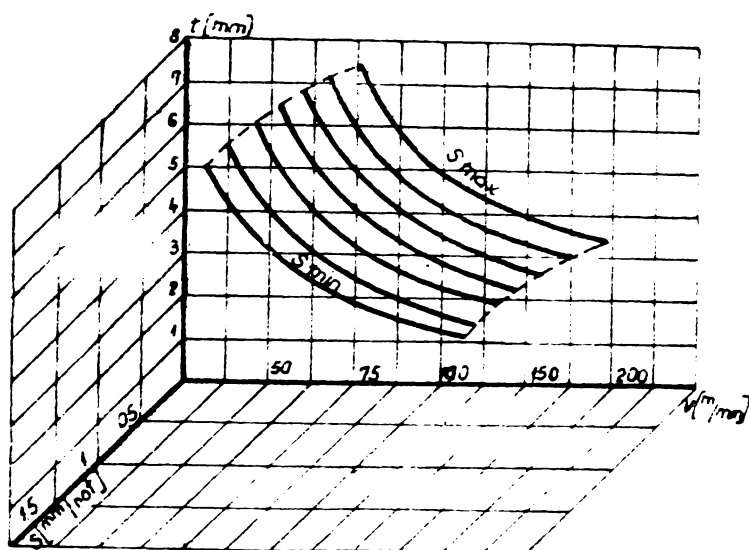


Fig.5.15

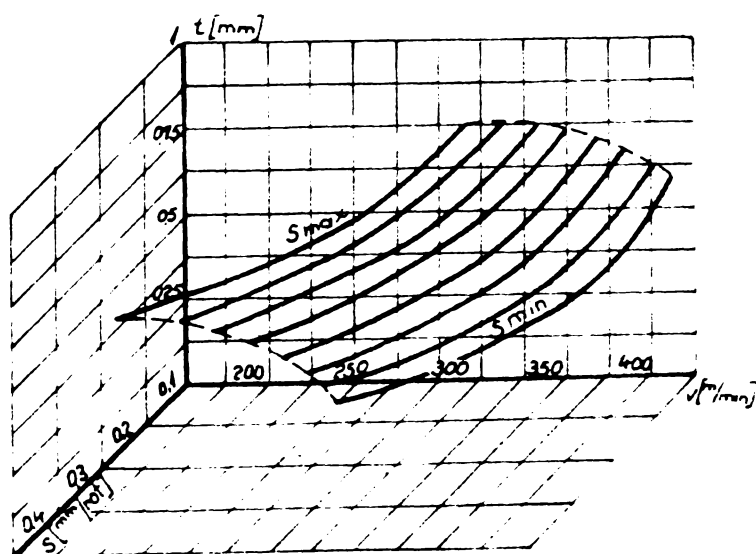


Fig.5.16

stabilității procesului la variații ale lui s sau t , vitezele trebuie reduse, instabilitatea aparând la valori mai ridicate ale vitezelor. Din aceeași diagramă se observă că, pentru valori mai mici ale adâncinii de așchiere t procesul se menține stabil și la viteze mai mari.

În cazul operațiilor de finisare, stabilitatea se realizează prin creșterea vitezei de așchiere. În diagrama din fig.5.16 sînt prezentate curbele de stabilitate pentru valori ale lui $\epsilon = 0,0032$ mm. Din diagrame se observă că pentru valori mai mici ale avansului curbele sînt deplasate spre valori mai mari ale vitezelor de așchiere. Curbele au fost ridicate pentru valori ale avansului cuprinse între $s = 0,1-0,35$ mm/rot și pentru adâncinii de așchiere $t = 0,25 - 1$ mm

Din cele prezentate se desprind cîteva concluzii importante:

- în toate cazurile procesul de așchiere se stabilizează

să prin creșterea sau reducerea vitezei de așchiere, existînd un domeniu de mijloc în care procesul este instabil în jurul valorilor de 150-250 m/min

- pentru valori mai mici ale avansului curbele de stabilitate se deplasează spre mărimi mai mici ale vitezelor în cazul operațiilor de degroșare - avansul introduce perturbații prin reducerea sa - iar în cazul operațiilor de finisare, pentru aceeași variație a avansului curbele se deplasează spre mărimi mai mari ale vitezelor.

- din diagramele prezentate se observă că se păstrează legea de variație a curbelor de stabilitate în toate cazurile, ele fiind mai plate în cazul prelucrărilor după urme și în cazul general ceea ce exprimă apropierea de curbele reale de variație determinate experimental.

5.3.2. Stabilitatea procesului de așchiere după avans

Așa cum se observă din expresiile analitice prezentate, avansul prin creșterea sa are un efect stabilizator, caracteristică de care trebuie să se țină seama la stabilizarea procesului de așchiere. Pornind de la condiția că procesul de așchiere trebuie să se mențină în domeniul optimului vom lua în considerare expresia vitezei economice în cazul ei cel mai general, relația (5.58)

$$V_{c_e} = \frac{C_v K_v}{T^m t^{x_v} s^{y_v}} \quad (5.58)$$

C_v - constantă în funcție de condițiile așchierii ce se alege din tabele

K_v - coeficient de corecție a vitezei, funcție de condițiile concrete de așchiere

T - durabilitatea [min]

t - adâncimea de așchiere [mm]

s - avansul de așchiere [mm/rot]

m, x, y - coeficienți ce se indică tabelar și de asemenea, expresia vitezei de așchiere din condiția de stabilitate a procesului, relația (5.42).

Pentru ca ambele aspecte ale așchierii, economicitate și stabilitate să fie satisfăcute este necesar ca:

$$V_{c_c} = V \quad (5.59)$$

adică

$$\frac{C_v K_v}{T^m t^{x_v} s^{y_v}} = \frac{a \cdot B}{h \cdot F(u, \xi)}$$

de unde

$$s = \frac{y_v}{T^m a t (1 + k_v)} \frac{C_v \cdot K_v \cdot h \cdot F(u, \xi)}{\sin} \quad (5.60)$$

În cazul prelucrării oțelurilor pentru $y_v = 0,45$; $k_v = 0,15$; $T = 60$; $m = 0,2$; $C_v = 221$; $k_v = 0,94$ expresia avansului din condițiile impuse, devine de forma

$$s = \sqrt[0,45]{90,1 \frac{F(u, \xi) \sin \alpha}{a.t^{1,15}}} \quad (5.61)$$

expresia s-a stabilit pentru cazul sistemelor cu două grade de libertate la prelucrarea fără urme. După același raționament s-a determinat expresia avansului din condiția de economicitate și stabilitate a procesului de așchiere pentru deplasarea după două direcții ce are forma:

$$s = \sqrt[0,45]{\frac{0,835 v^{1+k_v} q}{C_v k_v [(2h_m - C_y) + (2h_m - C_g) \alpha^2]} \sin \alpha} \quad (5.62)$$

Pentru cazul prelucrării oțelului expresia (5.61) devine de forma

$$s = \sqrt[0,45]{0,091 \frac{v^{2,15} q}{[(2h_m - C_y) + (2h_m - C_g) \alpha^2]} \sin \alpha} \quad (5.63)$$

Cele două ecuații (5.61) și (5.62) ale avansului determinate din condiția de stabilitate exprimă de fapt aceeași lege de variație, pentru sistemele cu două grade de libertate analizate.

Un astfel de mod de exprimare a avansului, din condiția de stabilitate și economicitate, nu este consemnat în literatura tehnică, dar aceste relații pot constitui baza unor algoritmi în automatizarea conducerii procesului de așchiere, atunci cînd se oferă o astfel de posibilitate.

5.3.2.1. Stabilitatea dinamică a mecanismului de avans

Echiparea strungurilor cu S.C.A în care se utilizează ca mărime de referință forța de așchiere F_R - așa cum este conceput sistemul din lucrarea [156] - presupune o analiză a vitezelor de avans în scopul evitării apariției unei instabilități pe direcția de deplasare a sănii port sculă (dealungul piesei).

S.C.A conceput [156] are ca principal scop păstrarea unei erori constante pe întreaga lungime a piesei ce se prelucurează, fapt ce presupune evident în SFE o variație riguros controlată a forței de așchiere, această lege de variație fiind prezentată în diagrama din fig.5.3 și descrisă de expresia (5.3). Fenomenul luat în discuție poate avea efecte nedorite în deosebi la prelucrarea pieselor de tipul arborilor la care raportul $\frac{1}{q}$ este relativ mare, caz în care pentru menținerea unei deformații constante presupune o reducere apreciabilă a vitezei de avans. Din punct de vedere dinamic se apreciază

că avansul nu poate fi oricât de mic, acesta va introduce condiții restrictive ce se vor răsfringe bineînțeles și asupra forțelor de așchiere efectivă și de referință.

In cazul cînd viteza de avans coboară sub o anumită limită apare așa zămăta mișcare de stick-slip (a-lunecare sacadată) procesul devenind in acest caz instabil. In fig.5.17 este reprezentat schematic mecanismul de avans și legăturile sale elastice, iar expresia (5.66) reprezintă ecuația ce descrie mișcarea acestui sistem.

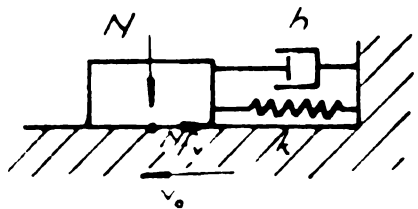


Fig.5.17

$$m \cdot \ddot{x} + h \dot{x} + kx - N f_v = 0 \quad (5.64)$$

m - masa inertială a sistemului $[daN \cdot cm^{-1} \cdot s^2]$

h - coeficientul de amortizare

k - constanța de elasticitate pe direcția componentei F_x $[daN/mm]$

N - forța normală pe suprafața ghidajelor $[daN]$

f_v - coeficientul de frecare

Se observă că ecuația (5.64) care descrie mișcarea de avans este neliniară datorită termenului $N f_v$. Coeficientul de frecare f_v depinde de cîțiva factori $[88][89][95][123]$ iar expresia matematică a acesteia este dată de (5.65)

$$f_v = f\left(\frac{\lambda}{\lambda_{cr}}\right) \quad (5.65)$$

$\lambda = \frac{\mu \cdot v}{p}$ caracteristica regimului de lucru

μ - coeficient dinamic de vîscozitate $[cp]$

p - presiunea specifică $[daN/cm^2]$

v - viteza de deplasare a sănii (viteza de avans) în $[m/min]$

λ_{cr} - caracteristica regimului de lucru la care apare frecarea lichidă

$\frac{\lambda}{\lambda_{cr}}$ - reprezintă caracteristica relativă a regimului de lucru

In general instabilitatea vitezei de avans apare în zona frecărilor mixte, existînd o viteză critică peste care mișcarea este liniștită. In diagrama din fig.5.18 este prezentată legea de variație a coeficientului de frecare $f=f(v)$, în care se observă prezența a două domenii ; cel al frecărilor mixte situat în zona vitezelor joase și domeniul frecărilor lichide situat în zona vitezelor ridicate.

Revenind la ecuația mișcării (5.64) aceasta mai poate fi scrisă sub forma (5.66)

$$mx + hx + kx - \left(\frac{F}{cr} \right) v = 0 \quad (5.66)$$

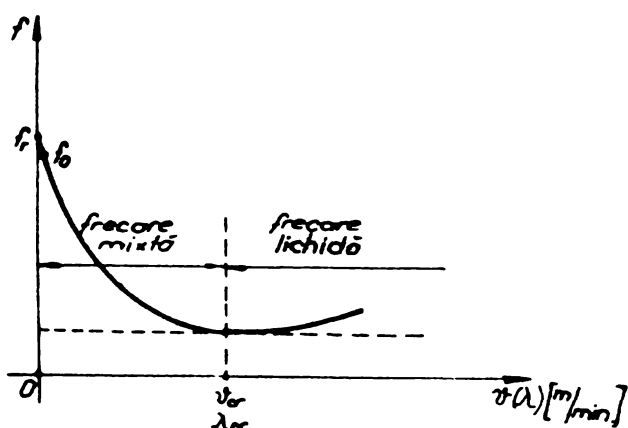


Fig.5.18

Făcînd o analiză a sistemului vibrator cu ajutorul teoriei similitudinii [95] în care se admit ca mărimi de bază m -masa, k -rigiditatea; v -viteza de deplasare, obținem funcțiile S ce definesc procesul, și gradul său de stabilitate. Ecuațiile funcțiilor S sînt prezentate

$$\begin{aligned}
 S_1 &= m^{\alpha} \cdot k^{\beta} \cdot v^{\gamma} \cdot \frac{F}{cr} = \left[\frac{F \cdot T^2}{L} \right]^{\alpha} \cdot \left[\frac{F}{L} \right]^{\beta} \cdot \left[\frac{L}{T} \right]^{\gamma} \\
 S_2 &= m^{\alpha} \cdot k^{\beta} \cdot v^{\gamma} \cdot N = \left[\frac{F \cdot T^2}{L} \right]^{\alpha} \cdot \left[\frac{F}{L} \right]^{\beta} \cdot \left[\frac{L}{T} \right]^{\gamma} \cdot \left[\frac{F}{L} \right] \\
 S_3 &= m^{\alpha} \cdot k^{\beta} \cdot v^{\gamma} \cdot N = \left[\frac{F \cdot T^2}{L} \right]^{\alpha} \cdot \left[\frac{F}{L} \right]^{\beta} \cdot \left[\frac{L}{T} \right]^{\gamma} \cdot \left[\frac{F \cdot T}{L} \right]
 \end{aligned} \quad (5.67)$$

în care

F - forța; T - timpul ; L - spațiu

Din aceste ecuații (5.67) se vor determina expresiile S în care

S_1 - este criteriul ce caracterizează similitudinea de dirijare a frecării și are expresia

$$S_1 = \frac{\lambda}{\lambda_{cr}} \quad (5.68)$$

S_2 - criteriul ce caracterizează similitudinea încărcării

$$S_2 = \frac{N}{v \sqrt{k \cdot m}} \quad (5.69)$$

S_3 - criteriul ce caracterizează similitudinea amortizării în sistem

$$S_3 = \frac{h}{\sqrt{k \cdot m}} \quad (5.70)$$

Se apreciază că sistemul parametric adimensional (5.67) satisface condițiile ce se impun la analiza gradului de stabilitate al deplasării saniei suportului.

Pentru analiza stabilității mecanismului de avans ce pleacă de la determinarea criteriului S_1 , acesta indică în ce măsură regimul de lucru se apropie de regimul frecării lichide.

Această etapă a calculului permite evaluarea mărimii frecării în dirijarea și alegerea parametrilor optimați care să conducă la apropierea de regimul frecării lichide. Cu aceasta se determină caracteristica regimului de lucru.

$$\lambda = \frac{\mu \cdot v}{p} \quad (5.71)$$

această caracteristică se determină pentru regimurile de lucru cele mai grele, încărcare și viteză. Caracteristica critică λ_{cr} a regimului de lucru corespunzătoare frecării lichide se determină cu relația

$$h_{cr} = 1176 \cdot 10^{-2} \frac{i^2 \left[1 + \left(\frac{l}{i \cdot b} \right)^2 \right]}{1 \cdot c_k} \cdot h_{cr}^2 \quad (5.72)$$

unde

- h_{cr} - grosimea minimă a peliculei de ulei suficientă pentru menținerea condiției de frecare lichidă [mm]
- i - numărul de reazine pe ghidaj ($i=k+1$)
- k - numărul canalelor de ungere pe ghidaj
- l - lungimea ansamblului mobil (saniei) [mm]
- b - lățimea ghidajului [mm]
- c_k - coeficient ce se indică în tabela 5.5

K	0	1	2	3	4	5	7	9	11	13	15
c_k	0,165	0,198	0,210	0,216	0,220	0,225	0,234	0,243	0,249	0,257	0,263

Tab.5.5

Pentru h_{cr} s-au făcut determinări experimentale, valorile acestuia fiind prezentate în tabela 5.6.

Materialul / la frecare pe F_c	h_{cr} [mm]
fontă	0,005
OL C 45	0,006
bronz	0,005
plăci de zinc	0,004
material antifricțiune	0,004
textolite	0,006

Tab.5.6

Din diagrama prezentată fig.5.18 se observă că punctul de minim al curbei reprezintă viteza critică, cunoașterea acestui punct conduce la stabilirea zonei de separație a frecării lichide de cea mixtă, acest punct corespunzând de fapt condițiilor concrete din proces pentru un anumit p , v și λ_{cr} . Di relația (5.71) se poate scrie

$$v_{cr} = \lambda_{cr} \frac{p}{\mu}$$

La stabilirea valorilor pentru criteriul S_1 apar 3 cazuri distincte de auziere.

- a) $S_1 \geq 1$ între sanie și batiu are loc o frecare lichidă și deci procesul se desfășoară liniștit.
- b) $S_1 = 0,7 - 0,95$ condițiile de lucru se apropie de cele normale, adică deplasarea se realizează undeva la limitele superioare spre o frecare lichidă
- c) dacă valorile lui S_1 sînt situate sub minima de la punctul b apare posibilitatea ca mișcarea să aibă loc în salturi, apare deci instabilitatea în proces.

Mărimile concrete stabilite pentru S_2 și S_3 caracterizează condiția de încărcare și amortizare a mecanismului de acționare al mesei, în funcție de aceste valori pe diagrama din fig. 5.19 în coordonatele S_2 și S_3 se stabilește zona de lucru concretă, care poate fi stabilă sau instabilă.

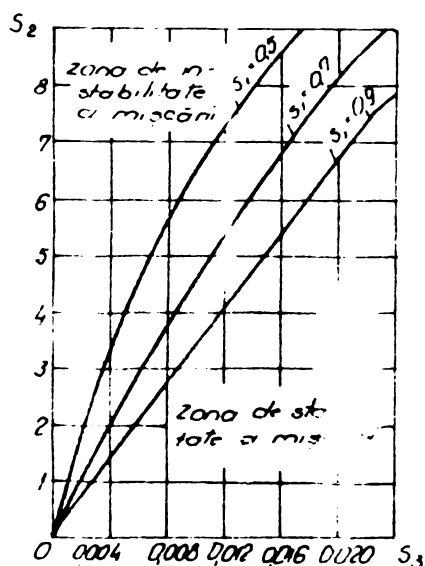


Fig.5.19

Atunci cînd s-a determinat analitic și grafic zona de stabilitate, din criteriul S_2 se determină valoarea vitezei care trebuie să situeze mișcarea la limita zonei de stabilitate.

$$V_{cr} = \frac{N}{S_2 \sqrt{k \cdot n}} \quad (5.73)$$

În concret pe mașina uhealtă valoarea vitezei critice va fi de forma

$$V_{cr} = s_{lim} \cdot n \quad (5.74)$$

s_{lim} - avansul limită al săniei [mm/rot]

n - turația barei de tracțiune [rot/min]

Cum pentru menținerea limitei de stabilitate expresiile (5.73) și (5.74) trebuie să fie satisfăcute

$$\frac{N}{S_2 \sqrt{k \cdot n}} = s_{lim} \cdot n \quad \text{de unde}$$

$$s_{lim} = \frac{N}{n S_2 \sqrt{k \cdot n}} \quad (5.75)$$

Expresia (5.75) indică valoarea limită a avansului pentru pătrunderea mișcării de avans în zona de stabilitate.

S-a văzut însă că în SCA există o lege de variație a avansului bine definită (5.1) în acest caz este necesară acționarea asupra parametrului n din (5.74)

$$n \geq \frac{v_{cr}}{s_{CA}} \quad (5.76)$$

s_{CA} - avansul stabilit în funcție de mărimea de referință prin
 s_{CA} [mm/rot]

Se știe că expresia avansului în CA este de forma

$$s_{CA} = 0,75 \sqrt{\frac{P_{S.R}}{233 \cdot t}}$$

înlocuind în (5.73) vom obține

$$n \geq \frac{v_{cr}}{s_{CA}} = \frac{v_{cr}}{0,75 \sqrt{\frac{P_{S.R}}{233 \cdot t}}} \quad (5.77)$$

Expresiile (5.75) și (5.77) deduse în cadrul prezentei lucrări exprimă gradul în care este posibilă încărcarea mașinilor-unelte, în concret a strungurilor pentru a se asigura o deplasare liniștită a mecanismului de avans.

Mărimea avansului limită s_{lim} din (5.75) exprimă condiția de limitare a încărcării mașinilor-unelte pentru a se menține o viteză de deplasare corespunzătoare, aici însă trebuie ținut seama în același timp și de inegalitatea (5.78)

$$s_{lim} \leq s_{max \text{ tehn.}} \quad (5.79)$$

Se mai poate acționa și asupra parametrului n (5.74) mai ales atunci când mecanismul de avans este independent - cazul S.C.A.

Din cele prezentate se poate trage concluzia că acționarea de avans prezintă unele deficiențe legate de dinamica procesului, cu referire directă la mărimile mici ale vitezei de avans, când este posibilă instabilizarea procesului, motiv pentru care este bine să se țină seama de posibilitățile ce le poate oferi mașina-uneltă în exploatare.

5.4. Concluzii

Analiza stabilității procesului de așchiere la prelucrarea pe mașini-unelte comportă considerații de natură tehnologică cit și dinamică privind comportarea S.T.E al acestora.

Din cele prezentate se pot stabili câteva concluzii privind modul în care procesul de așchiere se stabilizează prin modificarea regimului de așchiere.

- S-a văzut că, dintre parametrii procesului de aşchiere, viteza şi avansul au influenţa cea mai mare asupra stabilităţii procesului ;

- viteza de aşchiere cum s-a observat din analiza sistemelor cu unul şi două grade de libertate, stabilizează procesul de aşchiere diminuând simţitor amplitudinea autovibraţiilor - această logică este valabilă pentru operaţiile de finisare ;

- prin reducerea mărimii sale, viteza de aşchiere diminuează simţitor amplitudinea autovibraţiilor, lucru confirmat în analizele efectuate, acest aspect al comportării în aşchiere a sistemului putând fi compatibil cu operaţiile de degrosare ;

- avansul are de asemenea influenţă stabilizatoare asupra procesului de aşchiere, prin creşterea valorii sale ;

- privind stabilitatea mecanismului de avans în procesul de aşchiere, s-a observat că reducerea sub anumite limite a vitezei de avans în deosebi la sarcini mari conduce la apariţia mişcării cu frecare negativă "stik-slip" aceasta având influenţă defavorabilă asupra procesului de aşchiere ;

- expresiile matematice stabilite au tocmai acest scop să limiteze valoarea vitezei de avans, pentru a se evita intrarea în instabilitate.

Cap.6. STABILIREA ALGORITMULUI SI A LEGILOR CE

GUVERNEAZA S.C.A. CU LUAREA IN CONSIDERARE

A AUTOVIBRATIILOR

6.1. Introducere

In capitolele anterioare - 4 și 5 - s-au analizat și stabilit posibilitățile reale ce le oferă parametrii regimului de aşchiere pentru găsirea de soluții eficiente în scopul desfășurării liniștite a procesului de aşchiere pe strunguri. Din cele analizate s-a putut observa că, deși mai mulți factori pot contribui la atenuarea autovibrațiilor nu toți aceștia pot fi folosiți în mod eficient în acest scop. În final s-a constatat că avansul și viteza de aşchiere au o pondere însemnată în stabilizarea procesului cu o pondere însemnată în stabilizarea procesului de aşchiere, fiecare din aceștia însă având și neajunsuri fie de natură constructivă fie tehnologică.

Dacă vom mai lua în considerare și faptul că realizarea în S.C.A. a unei limitări a autovibrațiilor pe lângă CA propriu zisă, deja realizată 156 pentru modelul SP630 NC+CA care are ca mărime de referință componenta F_{zr} și prin urmare avansul s nu mai poate fi luat în considerare pentru acest caz, singurul parametru rămânând viteza de aşchiere.

Deci la stabilirea algoritmului se va ține seama în primul rând de legile de variație ale vitezei de aşchiere din condiția de menținere a stabilității procesului, avansul luându-l în considerare doar pentru cazurile de excepție - când SCA nu folosește ca mărime de referință forța sau momentul, sau când nu se utilizează CA pe strung.

Pentru acest caz, când se ia în considerare viteza de aşchiere ca parametru de stabilizare al procesului, este necesar să se analizeze modul cum variază puterea la arborele principal în funcție de legea de variație a vitezei din condițiile de stabilitate a procesului de aşchiere, în cele ce urmează abordându-se acest aspect.

6.2. Variația vitezei și avansului în condițiile menținerii forțelor maxime

Eliminarea autovibrațiilor la așchieria pe strunguri, presupune modificarea mărimii vitezei sau avansului în timpul procesului de lucru. Schimbarea acestor parametri nu poate fi făcută pe domenii oricât de largi, acest lucru fiind limitat de mai mulți factori cum ar fi:

- puterea la arborele principal al mașinii,
- forța maximă admisă în STE,
- domeniul de turație la arborele principal,
- posibilitatea schimbării din mers și sub sarcină a turației arborelui principal, R_{AP} ,
- precizia și calitatea prelucrării.

Se observă deci că modificarea lui v și s este condiționată de factorii mai sus enunțați, iar nerespectarea acestor condiții poate conduce la inconveniente de ordin constructiv și tehnologic.

Pentru exemplificare se efectuează o analiză concretă pentru modelul SP-630-NC a cărui putere efectivă la motorul acționării principale este $N=22$ Kw . Considerând randamentul cutiei de viteze

$\eta = 0,8$ vom determina puterea efectivă la arborele principal

$$N_{AP} = N \cdot \eta_T = 15,75 \text{ [kw]}$$

$$\eta_T = \eta_{cv} \eta_m = 0,71$$

$\eta_{cv} = 0,8$ randamentul cutiei de viteze

$\eta_m = 0,891$ randamentul motorului electric tip ASI-2003.

Condiția ce se cere a fi respectată în acest caz este ca puterea efectivă la arborele principal N_{ef} să fie mai mică decât puterea dezvoltată de mașină la arborele principal N_{AP} , adică

$$N_{ef} = \frac{F_s \cdot v}{6120} \leq N_{AP} \quad (6.1)$$

Este de asemenea necesar să se țină seama de momentul maxim ce poate fi dezvoltat la arborele principal, acesta fiind dat de relația (6.2)

$$M_{max} = \frac{F_{smax} \cdot d_{max}}{2} = 3,74 \cdot 10^4 \frac{v_{AP}}{n_{o1}} \quad (6.2)$$

unde

F_{smax} - forța de așchiere maximă după direcția s [daN] .

d_{\max} = diametrul maxim al piesei de prelucrat mm

n_{ci} - turația de calcul inferioară a arborelui principal rot/min

Din cartea mașinii pentru modelul SP-630-NC, diametrul maxim de prelucrat peste sania portcutit $d_{\max} = 340$ mm iar turația minimă $n_{\min} = 31,5$ rot/min, cu aceste valori vom compara și stabili forța maximă admisă în lagărul mașinii

$$F_{\max} = 5,411 \cdot 10^3 \frac{N_{AP}}{n} \quad (6.3)$$

de unde rezultă că $F_{\max} = 2950$ daN această valoare însă este mai mare decât forța admisă în lagărul principal $F_{\text{adm.lag}} = 2310$ daN ea fiind impusă de constructorul modelului exemplificat.

Inegalitatea (6.4) nefiind satisfăcută este necesară o reevaluare a momentelor și puterilor luând în considerare forța minimă,

$$F_{\max} > F_{\text{adm.lag}} \quad (6.4)$$

în cazul nostru cea suportată de lagărul arborelui principal

$$M = \frac{F_{\text{adm.lag}} \cdot d}{2}$$

iar puterea la arborele principal

$$N_{AP} = \frac{M \cdot n}{9,74 \cdot 10^4} = \frac{F_{\text{adm.lag}} \cdot d \cdot n}{19,48 \cdot 10^4} \quad [\text{kw}] \quad (6.5)$$

Prin substituirea valorilor cunoscute vom determina puterea la arborele principal din condiția de rezistență a lagărului, ea va fi de 12,7 kw

Revenind la inegalitatea (6.1), se observă că este necesar ca parametri v și s ai regimului de așchiere să fie astfel stabiliți încât această inegalitate să fie în permanență satisfăcută.

Fiind seama de expresia forței de așchiere

$$F_s = C_{F_s} \cdot t^{x_{F_s}} \cdot s^{y_{F_s}}$$

și substituind-o în (6.1) vom avea valoarea maximă a sării avansului din condiția de rezistență a lagărului mașinii:

$$s = \sqrt[3]{\frac{F_{\text{adm.lag}} \cdot d \cdot n}{C_{F_s} \cdot t^{x_{F_s}} \cdot s^{y_{F_s}} \cdot 9,74 \cdot 10^4}} \quad (6.6)$$

de unde se observă că pentru o anumită adâncime de așchiere t inițial stabilită unicul parametru care influențează valoarea avansului este viteza de așchiere, asemănător putându-se exprima și

valoarea lui $v = f(s)$. Relația (6.6) indică de fapt valoarea maximă a avansului suportată de lăgăruirea arborelui principal; această mărime însă este limitată și din alte considerente.

Este cunoscut că avansul maxim tehnologic admisibil $s_{\max \text{ teh. adm}}$ depinde de un mare număr de factori :

- rigiditatea STE
- scula folosită la prelucrare
- mecanismul de avans
- calitatea suprafeței prelucrate
- geometria sculei

Deși pentru operațiile de degroșare nu se ia în considerare la alegerea parametrilor regimului de așchiere ca primă condiție respectarea calității suprafeței prelucrate, vom stabili totuși atât pentru operația de finisare, cât și pentru cea de degroșare, mărimea maximă admisă a avansului și din condiția de calitate a suprafeței. În acest caz mărimea avansului se exprimă cu relația (6.7)

$$s = \frac{C_S \cdot R_z^y \cdot r^u}{t^x (\mathcal{H} \mathcal{H}_1)^z} \quad [\text{mm/rot}] \quad (6.7)$$

$C_S \approx 0,008$ coeficient constant 83

$\mathcal{H} = \frac{\gamma_c}{4}$ unghiul de atac principal - cazul cel mai defavorabil [rad]

$\mathcal{H}_1 = \frac{\gamma_c}{12}$ unghiul de atac secundar [rad]

t - adâncimea de așchiere [mm]

R_z - rugozitatea suprafeței [μm]

r - raza vârfului sculei [mm]

y, u, x, z - coeficienți specificați în literatură [106]

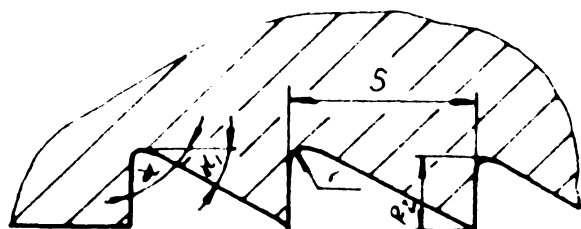


Fig.6.1

Vom determina prin urmare mărimea avansului ținând seama de calitatea suprafeței în cazul operațiilor de finisare și degroșare, luând în considerare fig.6.1 și ținând seama de valoarea mărimilor prezentate în tabela 6.1.

Revenind la relația (6.7) vom stabili valoarea maximă a avansului la finisare și degroșare ținând seama de valoarea factorilor și exponenților expresiei.

$$C_v = 0,006 ; r = 0,5 \text{ mm} ; y = 1,4 ;$$

$$u = 0,7 ; x = 0,3 ; z = 0,35$$

și corespunzător operații considerate conform tab.6.1. s-a ales R_z

și t . În același tabel 6.1 este indicată valoarea maximă admisă pentru avans în cazul rugozităților maxime admise de prelucrare.

Operația	r (mm)	α_0	α_1	t (mm)	$R_z \text{ max}$ [μm]	f (mm/rot)
finisare	0,5	30°	30°	0,5	12,5	0,324
degroșare				5	400	2,94

Tab.6.1

Este cunoscut însă că valoarea maximă a avansului se verifică și din condiția de rezistență a mecanismului de avans, prin urmare este necesar, să fie respectată inegalitatea

$$F_x \leq F_a \quad (6.8)$$

F_a - forța maximă admisă de mecanismul de avans [daN]

F_x - componenta axială a forței de așchiere [daN]

În literatura de specialitate [1] forța axială maximă F_a ce o poate suporta sistemul de avans se poate determina, în cazul când mișcarea de avans se realizează prin mecanismul, șurub piuliță, făcând fie calculul șurubului la flambaj, fie calculul piuliței la presiune specifică.

Pentru sistemele de avans, cu șurub și piuliță ce trebuie să realizeze o deplasare precisă [1] [30] când șurubul este din oțel iar piulița din bronz, presiunea specifică pe filet $p_a = 144 \text{ daN/cm}^2$. În cazul strungului SR-630-NC mecanismul ce realizează mișcarea de avans este un șurub cu bile, deci contactul este oțel pe oțel, ceea ce ar fi un avantaj în plus, dar întrucît acest contact teoretic se consideră punctiform vom păstra în calcule valoarea presiunii specifice prezentate mai înainte.

Componenta axială maximă pe care mecanismul de avans o poate transmite este dată de relația (6.9)

$$F_g = \frac{p_a \cdot \pi \cdot \lambda \cdot d_{\text{med}}^2 \cdot t_2 \cdot z}{100 \cdot s} \quad (6.9)$$

unde

$$\lambda = \frac{1}{d_{\text{med}}} \approx 4 \text{ raportul dintre lungimea piuliței și diametrul}$$

mediu al filetului

$d_{\text{med}} = 37$ - diametrul mediu al șurubului, conform STAS 7529-66 [mm]

$t_2 = 5,5$ - înălțimea de lucru a spirei filetului [mm]

$z = 1$ - numărul de începuturi a filetului

$S = 10$ - pasul filetelui șurubului [mm]

Înlocuind valorile stabilite în expresia (6.8) vom obține valoarea forței axiale ca fiind $F_a = 1365$ daN .

Acceptînd că, componenta axială a forței de așchiere F_x după [20]/[39]/[125] are forma

$$F_x = C_{F_x} \cdot t^{x_{F_x}} \cdot s^{y_{F_x}} \cdot K_{F_x} \quad (6.10)$$

pentru un avans maxim $s = 2,24$ și $t = 8$; $C_{F_x} = 60$ la prelucrarea cu scule avînd plăcuțe de aliaj dur și exponenții $x_{F_x} = 1,2$; $y_{F_x} = 0,65$ se va obține valoarea componentei forței de așchiere $F_x = 1189$ daN , se observă că în acest caz inegalitatea este satisfăcută

$$F_x = 1189 < F_a = 1365$$

Revenind la valoarea componentei F_z a forței de așchiere, pentru modelul SP-630-NC luînd în considerare valoarea forței rezultante $F_{zy} = 2640$, precum și raportul $\frac{F_y}{F_z} = 0,55$ vom scrie că

$$\begin{cases} F_y = 0,55 F_z \\ \sqrt{F_z^2 + F_y^2} = 2640 \end{cases} \quad (6.11)$$

rezolvînd sistemul de ecuații se obține valoarea componentei $F_z = 2310$ daN .

Revenind la inegalitatea (6.8) se observă că componenta axială maximă a forței de așchiere F_x este mai mică decît forța axială ce poate fi transmisă de mecanismul de avans.

În acest caz se poate spune că alegerea avansului de degroșare din condiția de rezistență a mecanismului de avans este acoperitoare. Este evident că valoarea avansului se poate mări și reduce în același timp adîncimea t pentru menținerea constantă a forței, dar prin aceasta se diminuează capacitatea de producție a mașinii.

6.3. Stabilirea logicii și a parametrilor regimului de așchiere la prelucrare cu CA după autovibrații.

6.3.1. Schema logică la operațiile de finisare cu CA pe strunguri

La operațiile de finisare principalii parametri care se cer a fi respectați sînt precizia și calitatea piesei prelucrate, ultimul fiind în mod direct influențat de parametrii regimului de așchiere

prin rugozitatea R_a a suprafeței prelucrate. La finisare nu se pune problema încărcării mașinii la puterea nominală și nici a modificării avansului s sau a adâncimii t în timpul procesului, singurul parametru al regimului de așchiere care poate fi modificat în scopul stabilizării procesului și care nu influențează calitatea suprafeței este viteza v . Prin urmare la apariția autovibrațiilor în timpul procesului de așchiere se va acționa asupra vitezei în sensul creșterii ei, caz în care este necesar să se stabilească valoarea optimă a acestor viteze și în ce limite trebuie să varieze acestea pentru a se menține un regim optim de așchiere.

Datorită adâncimilor și avansurilor mici de așchiere la operațiile de finisare nu se consumă pe seama acestora întreaga putere la arborele principal, trebuie însă de văzut în ce măsură va influența această mărime, creșterea de viteze, deci cât trebuie să crească viteza de așchiere. Așa cum se știe avansul de lucru la finisare se

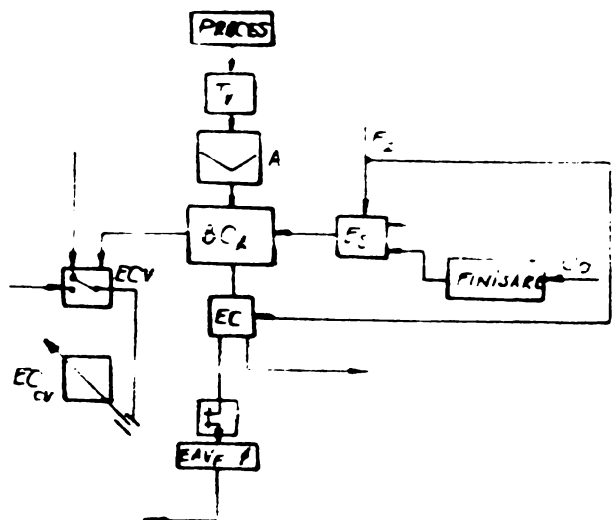


Fig.6.2

alege din condiția de calitate și precizie, adâncimea de așchiere în funcție de adausul de prelucrare, viteza de așchiere în schimb trebuie să satisfacă atât condiția de economicitate cât și cea de stabilitate a procesului. În schema logică din fig.6.2 se observă că procesul de așchiere la finisare prezintă două aspecte distincte.

- primul legat de cazul când procesul de așchiere are loc cu vibrații sub mărimea de referin-

ță $A < A_p$ și în această situație se urmărește ce către SCA doar menținerea unui avans care să satisfacă condițiile de calitate impuse, prin sistemul de bază.

- cel de al doilea caz este legat de fenomenul apariției autovibrațiilor $A > A_p$, când se acționează asupra vitezei în sensul creșterii ei pînă la valoarea de stabilizare a procesului dar în același timp comparîndu-se în permanență puterea efectivă N_{ef} ce se modifică odată cu modificarea vitezei cu puterea la arborele principal N_{AP} respectînd inegalitatea

$$N_{ef} < N_{AP}$$

Din schema logică se observă că traductorul T_v captează sub formă de mărime mecanică variațiile din sistem - amplitudinea auto-vibrațiilor - și o transmite sub formă de semnal electric la amplificatorul A de acole la blocul de comparare K_A care compară mărimea măsurată cu valoarea mărinii de referință A_r prescrisă pentru operația de finisare. Atunci cînd există inegalitatea $A > A_r$ semnalul trece prin elementul de comutare EC și ajunge la elementul de acordaj EA_{v_p} pentru finisare care comandă în elementul de execuție -cutia de viteză - creșterea vitezei pînă ce procesul se stabilizează.

În continuare este necesar să stabilim valorile economice ale vitezelor la finisare.

6.3.1.1. Alegerea vitezelor economice pentru operația de finisare cu C.A.

Așa cum s-a arătat mai înainte în scopul menținerii regimului de așchiere în domeniul optimului este necesar să stabilim pentru parametrii tehnologici frecvent folosiți la operațiile de finisare valoarea vitezelor optime de așchiere. În acest sens vom lua în considerare pentru avansul s valoarea indicată în tabela 6.1. pentru operațiile de finisare iar pentru adîncimea de așchiere [23] [83] [174] alegem $t = 0,1 \pm 1$ mm valori frecvent folosite, viteza economică determinînd-o cu expresia (6.12) după [26]

$$v = \frac{C_v \cdot k_v}{T^m \cdot t^x \cdot s^y} \quad (6.12)$$

Pentru prelucrarea unui arbore din oțel OLC45 cu $\sigma_r = 62 \text{ daN/mm}^2$ s-au ales valorile de mai jos ale coeficienților din relația (6.12)

$C_v = 273$ pentru avansul $s < 0,3 \text{ mm/rot}$

$T = 60$ durabilitatea sculei min

$m = 0,2$

$x_v = 0,15$

$y_v = 0,2$

iar coeficientul de corecție al vitezei are forma

$$K_v = K_T \cdot K_m \cdot K_\alpha \cdot K_{\alpha_1} \cdot K_\beta \cdot K_\gamma \cdot K_\delta \cdot K_\epsilon \cdot K_\zeta$$

unde

$K_T = 1$ coeficient ce depinde de durabilitatea sculei - pentru $T = 60 \text{ min}$

$K = 0,81$ coeficient ce ține seama de unghiul de atac principal - pentru $\alpha = 90^\circ$

$K_1 = 0,91$ coeficient ce ține seama de unghiul de atac secundar - pentru $\alpha_1 = 30^\circ$

$K_h = 1$ coeficient ce ține seama de usura sculei - pentru $h=0-1$ [mm]

$K_r = 0,94$ coeficient ce ține seama de raza la virf a sculei
- pentru $r = 0,5$ [mm]

$K_{ms} = 1$ coeficient ce ține seama de materialul sculei de prelucrat - pentru oțel T15K6

$K_o = 1$ coeficient ce ține seama de felul strunjirii - pentru strunjire longitudinală.

$K_m = 2,33$ coeficient ce ține seama de materialul de prelucrat și se determină cu relația de mai jos

$$K_m = C_m \left(\frac{73,5}{v_r} \right)^n$$

$$n = 1,75 ; \quad v_r = 62 \text{ da}/\text{mm}^2 ; \quad C_m = 0,8$$

Revenind la relația coeficientului de corecție a vitezei, acesta va avea valoarea $K_v = 1,83$.

Calculul vitezei de așchiere s-a efectuat pentru avansuri $s = 0,1 ; 0,2 ; 0,3 ; 0,324$ mm/rot. Cunoscând parametri regimului de așchiere, v , s și t s-a determinat [39] componenta principală a forței de așchiere F_g folosind relația (6.13).

$$F_g = 9,8 C_{F_g} \cdot t^{x_{F_g}} \cdot s^{y_{F_g}} \cdot v_a^{n_{F_g}} \cdot K_{F_g} \quad (6.13)$$

unde

K_{F_g} este coeficient global de corecție și este de forma:

$$K_{F_g} = K_{m_g} \cdot K_{x_g} \cdot K_{\lambda_g} \cdot K_{r_g} = 0,72$$

$K_{m_g} = 0,881$ coeficient ce ține seama de materialul de prelucrat - pentru OLC45

$K_{x_g} = 0,89$ coeficient ce ține seama de unghiul de atac principal - pentru $\alpha = 90^\circ$

$K_{\lambda_g} = 1$ coeficient ce ține seama de unghiul de înclinare al tăieșului principal

$K_{r_g} = 0,87$ coeficient ce ține seama de raza de rotunjire a virfului sculei - pentru $r = 0,5$

iar ceilalți coeficienți din (6.13) au valorile $x_{F_g} = 1$; $y_{F_g} = 0,75$;

$n_{F_g} = 0,15$. Cunoscând vitezele și forțele de așchiere se poate determina puterea ce se consumă în proces folosind relația (6.1). În tabela 6.2 sînt indicate valorile vitezei economice V_T a componentei principale a forței de așchiere F_g și a puterii N în cazul finisării pentru diferite valori ale avansului de așchiere.

Din tabelă se observă că puterea maximă $N=10,85$ kw la regimul cel mai intens de finisare, $s=0,324 \frac{\text{mm}}{\text{rot}}$

Nr. crt	Avansul s [mm/rot]	Adâncimea de aşchiere t [mm]	Viteza economică v [m/min]	Forţa de aşchiere F _z [kgf]	Puterea consumată N [KW]
1	0,1	0,05	533	746	0,63
		0,1	493	14,9	1,2
		0,25	426	38,0	2,64
		0,5	385	77,5	4,87
2	0,2	0,05	465	12,6	0,958
		0,1	428	15,7	1,08
		0,25	373	65,8	3,04
		0,5	340	131	7,25
3	0,3	0,05	426	17,25	1,2
		0,1	392	36,9	2,23
		0,25	343	88,6	4,97
		0,5	309	181	10,02
4	0,324	0,05	416	18,7	1,27
		0,1	389	37	2,35
		0,25	340	95,6	3,32
		0,5	306	195,5	10,85

şi $t=0,5$ mm corespunde viteza economică $v_r=306$ m/min ; de altfel aceste valori sînt apropiate de valorile vitezelor ce asigură stabilitatea procesului, prezentate în diagramele de stabilitate din cap.5. In această idee, de menţinere a vitezelor economici dar şi de păstrare a stabilităţii procesului de aşchiere, modelul exemplificat SP-630-NC dispune de un număr de 12 trepte de turaţii distincte.

Tab.6.2

In tabela 6.3 sînt prezentate mărimile turaţiilor, vitezelor reale şi funcţie de acestea ale puterilor efective la arborele principal al maşinii - pentru gama de diametri mai reprezentativi ce se pot prelucra pe strung peste sa-nia portcuţit.

In diagrama din fig.6.3. S-a reprezentat în coordonate logaritmice legea de variaţie a vitezei economice în funcţie de adîncimea de aşchiere, pentru diferite mărimi ale avansului, pentru o durabilitate $T=60$ min iar în diagrama din fig.6.4 este prezentată legea de variaţie a vitezei de aşchiere în funcţie de componenta principală a forţei de aşchiere F_z la diferite valori ale avansului.

Nr. crt	Diametrul piesei de prelucrat d [mm]	Turaţia n [rot/min]	Viteza reală v [m/min]	Forţa de aşchiere F _z [kgf]	Puterea consumată N [KW]
1	50	1400	223	11,6	0,272
				11,7	0,273
				11,8	0,274
				11,9	0,275
				12,0	0,276
				12,1	0,277
2	100	1400	440	11,6	0,338
				11,7	0,339
				11,8	0,340
				11,9	0,341
				12,0	0,342
				12,1	0,343
3	150	1000	471	11,6	0,379
				11,7	0,380
				11,8	0,381
				11,9	0,382
				12,0	0,383
				12,1	0,384
4	200	700	335	11,6	0,446
				11,7	0,447
				11,8	0,448
				11,9	0,449
				12,0	0,450
				12,1	0,451
5	250	500	192	11,6	0,512
				11,7	0,513
				11,8	0,514
				11,9	0,515
				12,0	0,516
				12,1	0,517
6	300	355	334	11,6	0,577
				11,7	0,578
				11,8	0,579
				11,9	0,580
				12,0	0,581
				12,1	0,582
7	340	355	370	11,6	0,642
				11,7	0,643
				11,8	0,644
				11,9	0,645
				12,0	0,646
				12,1	0,647

Tab.6.3

Din ambele figuri 6.3 şi 6.4 se observă că pe măsură ce avansul s scade valorile vitezelor economice cresc, acest lucru fiind evidenţiat şi de curbele de stabilitate ale procesului de aşchiere.

Tinîndu-se seama de faptul că la prelucrarea pe strunguri viteza este dependentă direct de diametrul piesei şi de turaţia acesteia în diagrama din fig. 6.5 s-a reprezentat legea de variaţie

a vitezei pentru diferite diametre ce pot fi prelucrate pe modelul

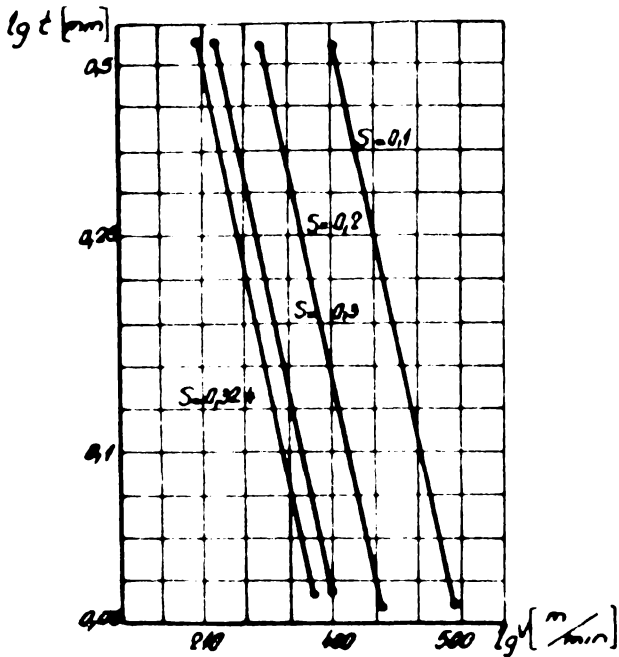


Fig.6.3

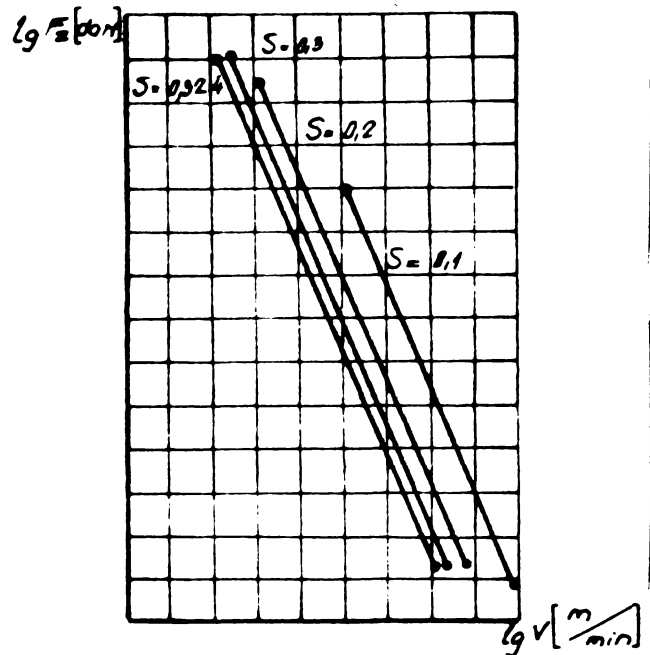


Fig.6.4

SP-630-NC ținându-se seama de turațiile existente pe acest tip de mașină. Pentru menținerea unui regim economic de așchiere la prelucrarea pieselor de diametri indicați în diagrama din fig.6.5,

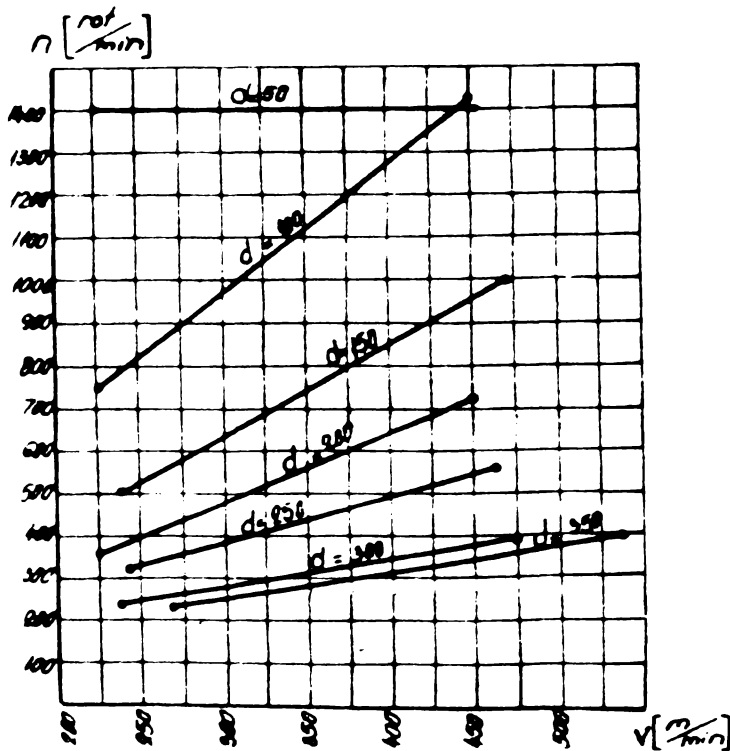


Fig.6.5.

este necesar să se aleagă valori ale turațiilor n ale arborelui principal situate sub dreapta ce reprezintă diametrul ce se prelucurează. Diagrama prezentată poate fi utilizată pentru operațiile de finisare pe toate tipurile de strunguri, cu condiția ca parametri s și t să fie aleși sub limita superioară celor înscrise în diagrama din fig.6.3.

La operațiile de finisare deși vitezele de așchiere au valori mai ridicate ele nu pot depăși anumite limite. În tabela 6.4 sînt indicate valorile limită ce pot fi folosite, chiar și peste valorile vitezei economice determinate prin calcul - folosind plăcuțe mineralo-ceramice. În aceeași tabelă sînt prezentate și puterile efective din procesul de așchiere. Se observă că la valori mici ale avansului deși vitezele de așchiere sînt ridicate, puterile sînt

foarte mici, datorită componentei F_z a forței de așchiere care

scade pe măsură ce viteza de așchiere crește, fapt atestat și de diagrama din *fig.6.4*. Din cele analizate pentru cazul prelucrării de finisare pe strunguri folosind S.C.A. în care parametrul comandat în scopul menținerii mărimii de referință în proces este viteza de așchiere, se apreciază că odată atinsă limita de stabilitate valoarea vitezei va deveni un parametru limitativ, aceasta pentru a nu depăși puterea efectivă ce poate fi dezvoltată de mașina unealtă.

În acest sens în S.C.A. este necesar introducerea unui element de comparare și

nr. ord.	parametrii de lucru	v	f	s	F_{ch}	P_{ch}	F_{max}	P_{max}	F_{min}	P_{min}	Observ.
1	80	1000	0.1	0.1	1000	1000	1000	1000	1000	1000	
2	100	1000	0.1	0.1	1000	1000	1000	1000	1000	1000	
		1000	0.1	0.1	1000	1000	1000	1000	1000	1000	
		1000	0.1	0.1	1000	1000	1000	1000	1000	1000	
		1000	0.1	0.1	1000	1000	1000	1000	1000	1000	
3	150	1000	0.1	0.1	1000	1000	1000	1000	1000	1000	
		1000	0.1	0.1	1000	1000	1000	1000	1000	1000	
		1000	0.1	0.1	1000	1000	1000	1000	1000	1000	
		1000	0.1	0.1	1000	1000	1000	1000	1000	1000	
4	200	1000	0.1	0.1	1000	1000	1000	1000	1000	1000	
		1000	0.1	0.1	1000	1000	1000	1000	1000	1000	
		1000	0.1	0.1	1000	1000	1000	1000	1000	1000	
		1000	0.1	0.1	1000	1000	1000	1000	1000	1000	
5	250	1000	0.1	0.1	1000	1000	1000	1000	1000	1000	
		1000	0.1	0.1	1000	1000	1000	1000	1000	1000	
		1000	0.1	0.1	1000	1000	1000	1000	1000	1000	
		1000	0.1	0.1	1000	1000	1000	1000	1000	1000	
6	300	1000	0.1	0.1	1000	1000	1000	1000	1000	1000	
		1000	0.1	0.1	1000	1000	1000	1000	1000	1000	
		1000	0.1	0.1	1000	1000	1000	1000	1000	1000	
		1000	0.1	0.1	1000	1000	1000	1000	1000	1000	
7	360	1000	0.1	0.1	1000	1000	1000	1000	1000	1000	
		1000	0.1	0.1	1000	1000	1000	1000	1000	1000	
		1000	0.1	0.1	1000	1000	1000	1000	1000	1000	
		1000	0.1	0.1	1000	1000	1000	1000	1000	1000	

Tab. 6.4

evident limitare a puterii după temperatura de lucru a motorului electric din acționarea principală.

6.3.2. Schema logică la operațiile de degroșare cu C.A. pe strunguri.

Desfășurarea cu vibrații a procesului de așchiere cere din partea SCA luarea de decizii care să conducă la înlăturarea stării de instabilitate, acționându-se asupra unuia din cei doi parametri ai regimului de așchiere, s sau v . Acționarea asupra acestor parametri prin SCA al strungului nu se poate face însă la întâmplare. Se cunoaște că avansul de așchiere prin creșterea sa are un efect stabilizator asupra autovibrațiilor din proces, în plus această creștere, conduce implicit și la un spor de capacitate de producție fapt ce reprezintă un avantaj evident. Păstrarea însă a unei precizii ridicate de formă și dimensiune, presupune angajarea mai multor parametri în acest scop și în deosebi aceia care prin modificarea lor conduc la variația deformațiilor în STE al strungului - este vorba în principal de forțe și momente.

Dat fiind faptul că deformația STE de-a lungul piesei, dinspre păpușa mobilă înspre cea fixă variază ca în *fig.6.5*. deformație ce este dată de expresia (6.14) -

$$\Delta y = y_{pm} - y_{pf} \tag{6.14}$$

- y_{pa} - deformația la vârful păpușii mobile [μm]
- y_{pf} - deformația la vârful păpușii fixe [μm] se înțelege că aceasta influențează asupra formei și dimensiunii piesei. Menținerea constantă a acestei deformații între cele două vîrfuri ar elimina neajunsul menționat. Acest deziderat poate fi realizat prin modificarea mărimii forței ce provoacă această deformație, de-a lungul axei AB. Este cunoscut că această deformație este dată de rezultanta

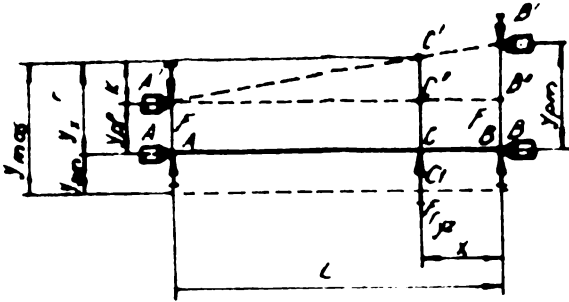


Fig.6.6

celor două componente ale forței de așchiere F_z și F_y ;

$$F_{R_{zy}} = \sqrt{F_z^2 + F_y^2}$$

iar modificarea acesteia în scopul menținerii preciziei dorite trebuie să se facă funcție de această deformație

$$F_R = f(y) \tag{6.15}$$

În cazul menținerii constante a forței rezultante [7][156] deformația este dată de expresia (6.16)

$$\Delta y = F_{R_{zy}} (W_{\max.sist.} - W_{\min.sist.}) \tag{6.16}$$

$W_{\max.sist}$ $W_{\min.sist}$ - cedarea maximă și minimă a sistemului [μm]
 În cazul unei piese oarecare de prelucrat unde W_{\max} și W_{\min} sînt constante, din relația (6.16) se observă că pentru menținerea constantă a deformației Δy , este necesară modificarea mărimii forței rezultante $F_{R_{zy}}$, prin urmare modificarea avansului, aceasta însă cu valori bine stabilite. Toate acestea sînt analizate pe larg în lucrarea [156] care tratează despre încărcarea automată pe strunguri.

În condițiile mai sus arătate, modificarea mărimii avansului în sensul creșterii sale cu scopul atenuării autovibrațiilor, cînd într-un SCA se folosește ca mărime de referință forța de așchiere, nu este posibilă. În celelalte cazuri cînd avansul nu are și alte funcții în sistem el poate fi folosit ca parametru comandat într-un SCA pentru stabilizarea procesului de așchiere, excepțind bineînțeles cazul operațiilor finale. În fig.6.7 este prezentată schema logică pentru C.A. la operațiile de degroșare în care se observă atît timp cît procesul de așchiere este liniștit, parametri regimului de așchiere se păstrează, modificarea acestora apare cînd în proces amplitudinea autovibrațiilor A A_p devine

mai mare decât mărimea de referință inițial stabilită pentru operația respectivă și se menține pînă ce se restabilește echilibrul inițial adică pînă ce $A < A_r$.

Ca și în cazul finisării autovibrațiile din proces sînt sesizate de traductorul de vibrații T_v , semnalul acestuia este amplificat în A și trimis în blocul de comparare BC_A unde se compară semnalul primit corespunzător amplitudinii autovibrației A cu mărimea de referință A_r . Atunci cînd procesul este stabil și $A < A_r$ în CA a strungului nu lucrează decât sistemul de încărcare. În cazul cînd aşchiera are loc cu vibrații și $A > A_r$ semnalul din blocul de comparare BC_A se transmite elementului EA_{VD} care comandă reducerea vitezei de aşchiere, astfel ca $A < A_r$.

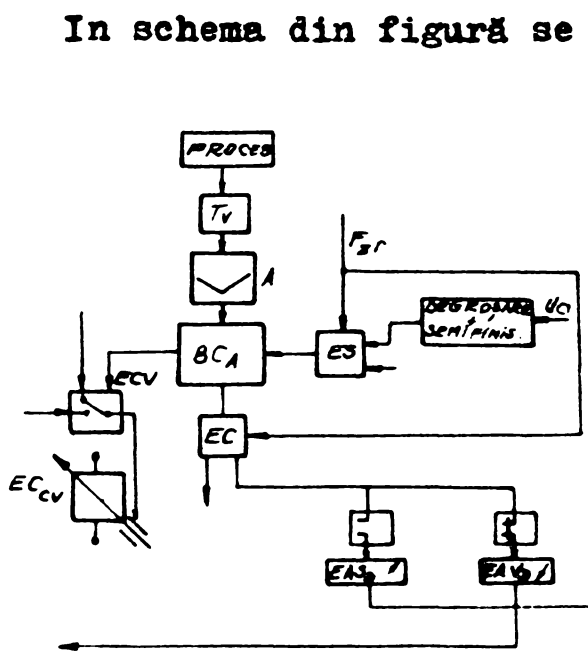


Fig.6.7

mandată fără a introduce complicații în sistem, este viteza de aşchiere în sensul micșorării sale. Dezavantajul în acest caz este de ordin tehnologic, întrucît prin micșorarea momentană a vitezei apare și o micșorare a capacității de producție. Dacă se ține însă seama de faptul că din cei trei parametri t , s și v ultimul are cea mai mică influență asupra capacității de producție, se poate aprecia că acest dezavantaj nu este esențial, mai important fiind faptul că se iese din vibrații.

6.3.2.1. Alegerea regimurilor optime pentru operațiile de degroșare

Ca și în cazul operațiilor de finisare, este necesar să stabilim și pentru operațiile de degroșare forțele maxime și vitezele optime posibile de folosit în procesul de aşchiere pe strung, în

scopul utilizării unor regimuri economice și a unor încărcări apropiate de cele nominale ale mașinii.

În acest sens revenind la exemplul considerat, s-a pornit de la inegalitatea (6.8) din care se cunoaște că mecanismul de avans suportă o sarcină $F_a = 1365$ daN mai mare decât valoarea maximă a componentei axiale F_x calculată pentru regimul cel mai intens suportat de mașină; $S=2,24$ mm/rot și $t=8$ mm. Acesta este într-adevăr regimul cel mai greu - și care practic poate să nici nu fie atins - întrucât în literatură [20] [36] [39] [46] [74] [106] [125] pentru operațiile de degroșare, avansurile maxime prescrise nu depășesc limitele de 1,1-1,2 mm/rot. Din analiza regimurilor optime pentru operațiile de finisare s-a observat că pentru stabilizarea

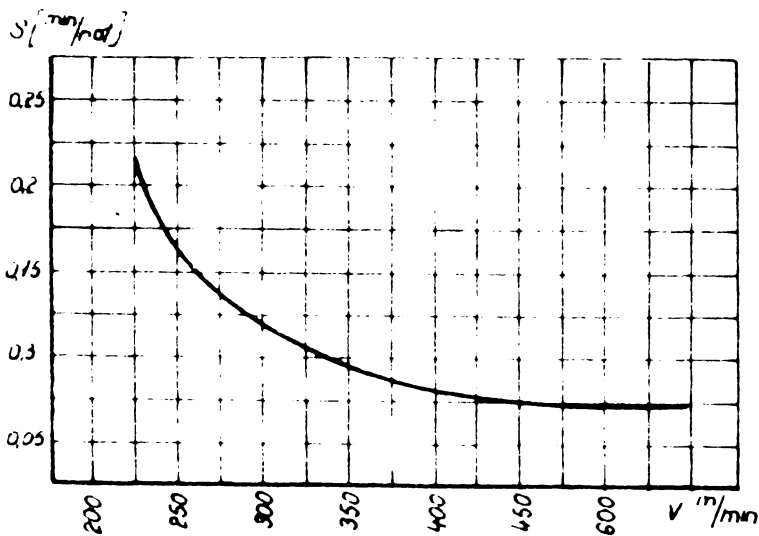


Fig.6.8.

procesului de așchiere, plasarea vitezelor pe partea negativă a curbei - panta coboritoare - nu afectează puterea la arborele principal al strungului, inegalitatea (6.1) menținându-se în orice condiție. În schimb plasarea vitezei pe panta pozitivă a curbei ridică probleme legate atât de puterea mașinii cât și de durabilitatea sculelor așchietoare. Cum se observă din diagrama din fig.6.8 care reprezintă curba de variație a vitezei de așchiere funcție de avans pentru $t = 3$ mm, pentru cazul unei așchieri liniștite, pe măsură ce se reduce avansul valoarea vitezei trebuie să crească. Pentru valori mai ridicate ale avansului 2,24-0,6 mm/rot procesul de așchiere se stabilizează la variații ale vitezei în domeniu mai restrâns decât în cazul avansurilor 0,6-0,3 mm/rot. frecvent folosite la degroșare, când pentru stabilizarea procesului este necesară o reglare a vitezei în domenii mult mai mari $v=700 - 1600$ r/min fapt ce comportă un consum sporit de putere în așchie.

Pornind de la componenta principală a forței de așchiere F_z , pentru regimul cel mai intens $s=2,24$ mm/rot și $t=8$ mm. cu relația (6.17) s-a determinat valoarea acesteia, $F_z = 2310$ (daN).

$$F_z = C_{F_z} \cdot t^{x_{F_z}} \cdot s^{y_{F_z}} \cdot K_{F_z} \quad (6.17)$$

$C_{P_s} = 214$ - constanta de aşchiere, aşchiere pentru oţeluri carbon şi aliate necălite

$$K_{P_s} = 1; \gamma_{P_s} = 0,75; K_{P_s} = 0,782; K_{P_s} = K_{S_s} \cdot K_{V_s} \cdot K_{\gamma_s} \cdot K_{\chi_s} \cdot K_{f_s}$$

$K_{S_s} = 1$ pentru oţeluri cu $v_f = 70 \text{ daV/cm}^2$

$K_{V_s} = 0,94$ pentru avansuri $S = 1 \text{ mm/rot}$

$K_{\gamma_s} = 1,1$ pentru $\gamma = 12^\circ$

$K_{\chi_s} = 1$ pentru $\chi = 45^\circ$

$K_{f_s} = 0,85$ pentru $r = 1$

Tinind seama de condițiile ce trebuiesc îndeplinite de strung prin echipare cu CA.

- o încălzire maximă a maşinii admisă de JTB
- stabilizarea procesului de aşchiere prin reducerea amplitudinii autovibrațiilor

şi în deosebi pentru cea de a doua condiție la care parametrul ce se modifică pentru stabilizarea procesului este viteza de aşchiere

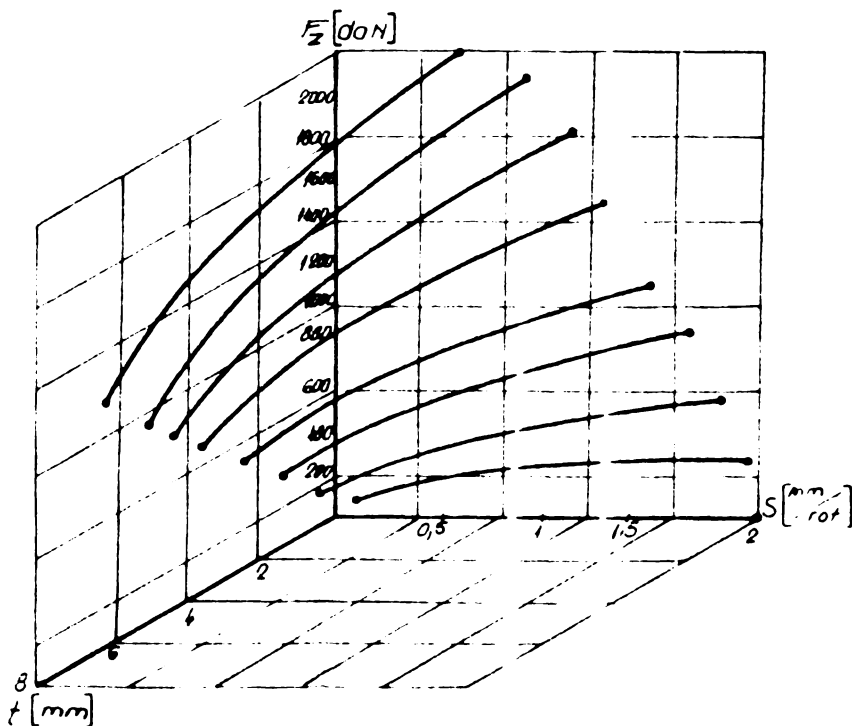


Fig. 6.9

prin urmare mărimile v, s și t trebuie astfel stabilite încît inegalitatea (5.2) să fie păstrată în permanență. Tinind seama de cele enunțate, în diagrama din fig.6.9 s-a prezentat variația forței F_z în funcție de parametri s și t , ținându-se seama de forța maximă capabilă să o suporte lagajele arborelui principal al strungului. Pentru păstrarea aceleiași condiții exprimate în (6.2) dar menținând valoarea vitezelor în domeniul optimului cu relația (6.18) s-a determinat mărimea acestora; curbele de variație fiind prezentate în diagramele din fig.6.10.

cele două caracteristici ale procesului de aşchiere 36 mi se vor mai respecta intrucît la un sistem de încălzire automat, încă din start se va lucra cu s_{max} admis de maşină iar viteza se va modifica numai cu scopul de a se păstra un proces stabil. Din relațiile (6.2) și (6.3) se observă că regimul de aşchiere este limitat de posibilitățile ce le oferă maşina la 12,7 kw,

$$v_T = \frac{C_v \cdot K_v}{T^x \cdot x_v \cdot y_v} \quad (6.18)$$

C_v - constanta pentru aşchiera oţelurilor cu $\checkmark_r = 73,5$

$x_v = 0,15$; $y_v = 0,45$; $n = 0,2$

$T = 60$ min durabilitatea sculei la aşchiere

$K_v = K_T \cdot K_m \cdot K_{\chi_1} \cdot K_{\chi} \cdot K_o \cdot K_f \cdot K_r = 0,94$

Din analiza celor două diagrame din fig.6.9 și fig.6.10 s-a ridicat

curba de variație a forței $F_g = f(v)$ prezentată în fig. 6.11. Pentru păstrarea inegalității (6.1) este necesar ca atât valorile forței F_g cât și cele ale vitezei

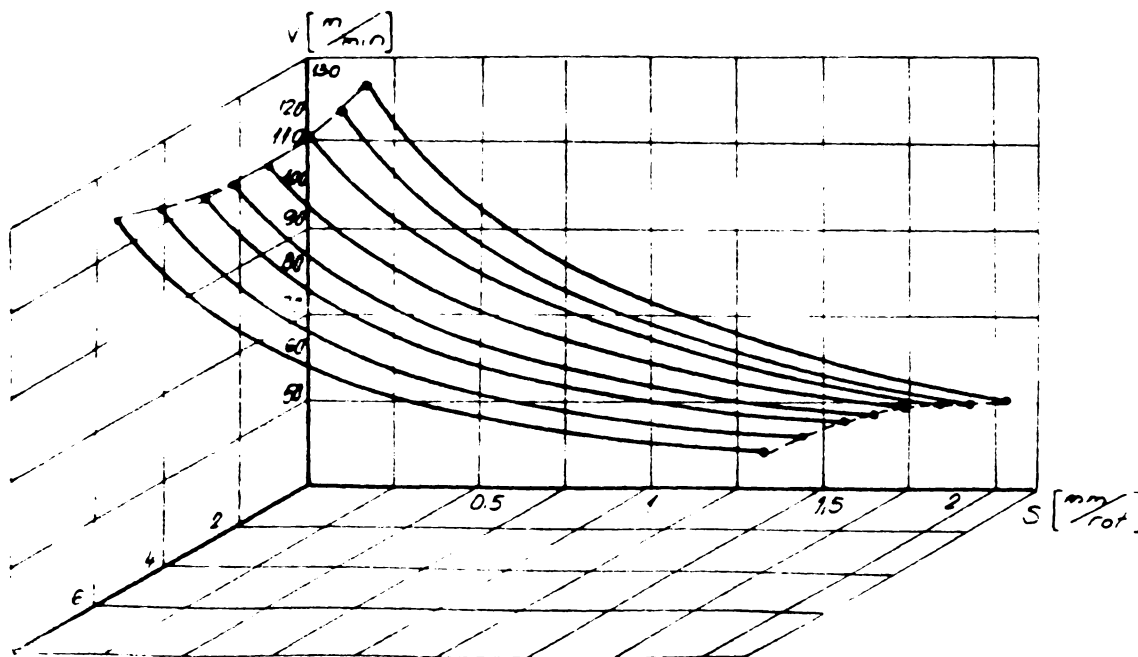


Fig.6.10

lor de aşchiere v să fie situate sub curba din figură, toate aceste valori s-au determinat pentru oţeluri carbon cu $\checkmark_r = 65-75 \frac{daN}{cm^2}$ frecvent utilizate în industria constructoare de maşini, valorile determinate situându-se în apropierea celor consemnate în literatura de specialitate [36] [46][128] pentru scule cu plăcuţe dure T5K10

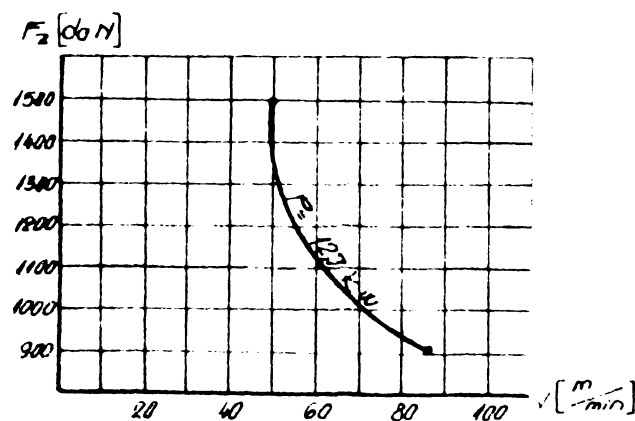


Fig.6.11

6.3.3. Stabilirea algoritmului general.

În condițiile prelucrării cu vibrații pe strunguri, așa cum s-a mai precizat, eliminările acestora și deci stabilizarea procesului se realizează pe seama modificării mărimii vitezei de aşchiere în toate cazurile, cât și prin modificarea mărimii avansului atunci

cînd nu este necesară modificarea avansului din alte considerente (încărcare automată prin CA) [156] sau în cazul ultimei treceri la operațiile de finisare.

Modificarea vitezei de aşchiere nu poate fi făcută la întîmplare ci doar atunci cînd în proces apare un dezechilibru dinamic. Modificarea vitezei de aşchiere atît în sensul creşterii pentru operațiile de finisare cît şi în sensul descreşterii pentru operațiile de degroşare se va face luîndu-se în considerare cîteva aspecte şi anume:

- la creşterea cît şi la reducerea vitezei se va acţiona asupra acesteia pînă ce valoarea amplitudinii autovibraţiei s-a redus sub cea a mărimii de referinţă

- reducerea vitezei nu poate avea loc sub o anumită limită întrucît procesul de aşchiere ar fi compromis. (sub 25-30 m/min) .

- creşterea vitezei nu poate fi oricît de mare, ea este limitată de puterea maşinii.

Funcţia limitativă a sistemului propus se realizează prin stabilirea algoritmului care să dirijeze în SCA după autovibraţii, modificarea vitezei de aşchiere ori de cîte ori este nevoie, dar în limitele admise de restricţiile introduse.

La stabilirea algoritmului, pentru prelucrarea pe strunguri se porneşte de la mărimea de referinţă stabilită în 5.1, faţă de care se compară parametrul din procesul de aşchiere; în cazul de faţă amplitudinea undei vibratoare A - în tot timpul procesului. Mărimea de referinţă cum s-a mai precizat conţine valori ale rugozităţii R_z pentru diferite operaţii caracteristice, exprimată în mărimi electrice - tensiuni - valori care la nevoie pot fi ajustate. Ținînd seama de cele prezentate, la stabilirea algoritmului se porneşte de la inegalitatea (6.19)

$$A < A_r \quad (6.19)$$

A - amplitudinea undei vibratoare măsurată în aşchie [μm].

A_r - mărimea de referinţă a autovibraţiei [μm]

În concordanţă cu indicaţiile STAS 5730-67 36 valorile mărimilor de referinţă pentru cazul operaţiilor obţinute care se folosesc la prelucrarea pe strunguri sînt prezentate în tab. 6.5. Respectarea condiţiei 6.19 în CA după autovibraţii presupune implicit respectarea condiţiei de calitate a suprafeţei întrucît $2A = R_z$.

Pornind de la relaţia (6.7), adică

$$s = \frac{C_s R_z^y r^u}{t^x (\alpha \alpha_1)^s}$$

prin care se exprimă dependența avansului de strunjire la calita-

Operația	R_a [μm]	$2A = R_z$ [μm]
Finisare	0,8	4
	1,6	8
	3,2	12,5
Semi-finisare	3,2	12,5
	6,3	25
	12,5	50
Degresare	25	100
	50	200
	100	400

Tab.6.5

tea suprafeței R_z , adâncimea de așchiere t și geometria sculei λ, λ_1, r la 6 și ținând seama de faptul că $2A \approx R_z$, prin explicitarea lui R_z se obține relația finală a amplitudinii

$$A = 0,5 \sqrt{\frac{s \cdot t^x (\lambda \lambda_1)^z}{C_s \cdot r^u}} \quad (6.20)$$

iar în cazul cînd mărimea de referință se exprimă în funcție de R_a -considerînd că $R_z \approx 4,5 R_a$ -expresia 6.20 va deveni

$$A = 0,11 \sqrt{\frac{s \cdot t^x (\lambda \lambda_1)^z}{C_s \cdot r^u}} \quad (6.21)$$

Expresiile (6.20) și (6.21) reprezintă baza stabilirii algoritmului de prelucrare cu CA după autovibrații pe strunguri. În

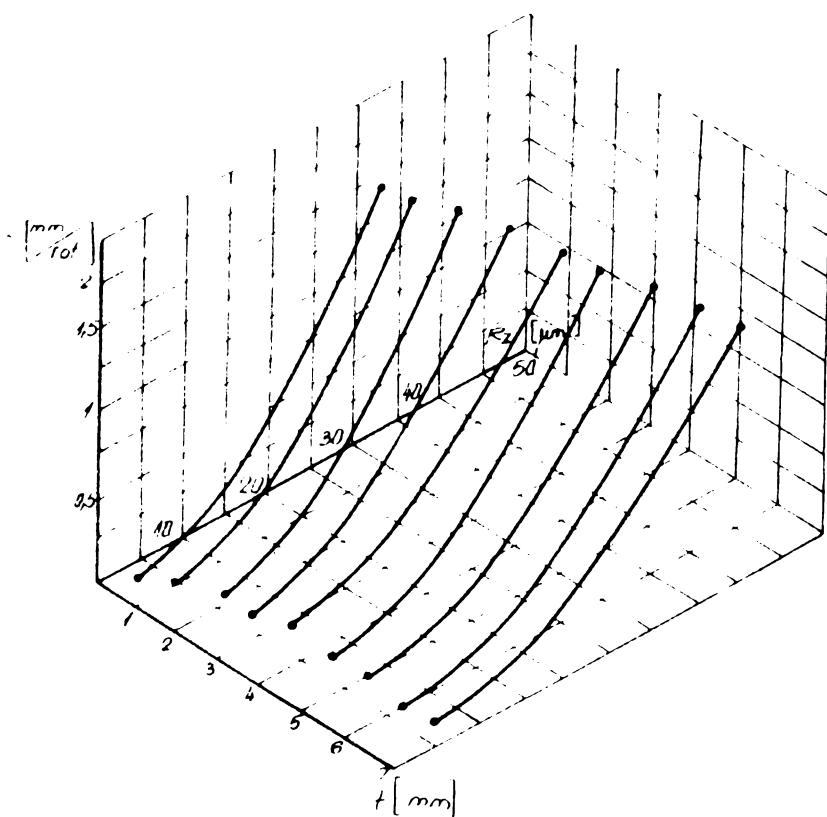


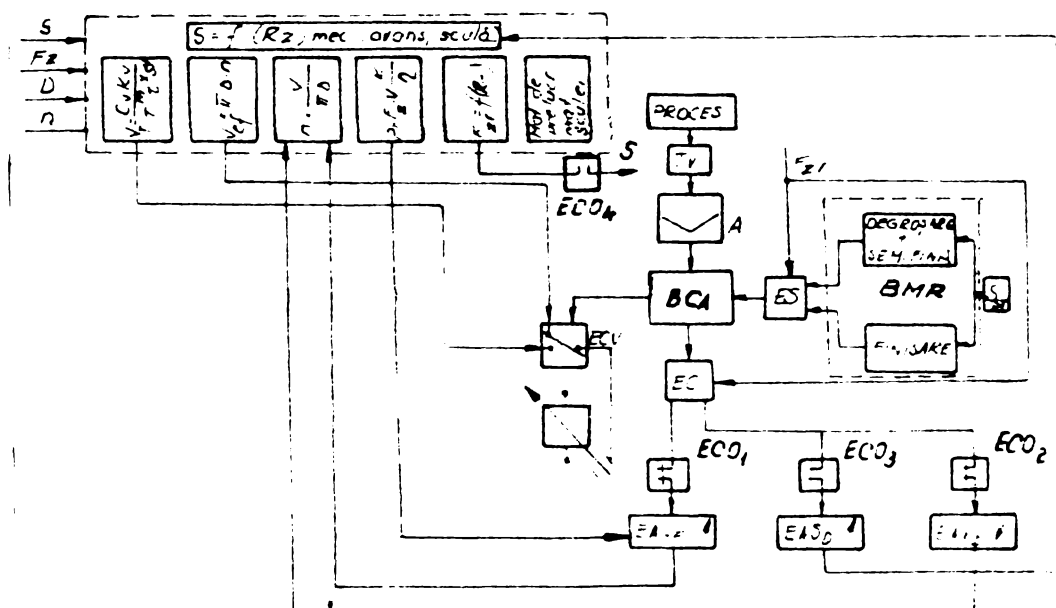
Fig.6.12

diagramele din fig.6.12 este reprezentată legea de variație a mărimei de referință $2A = R_z$ pentru diferite avansuri și adâncimi de așchiere, considerîndu-se ca elemente geometrice ale sculei $\lambda = 45^\circ; \lambda_1 = 15^\circ; r = 1$. Din figură se observă că avansul este mărimea care influențează în gradul cel mai înalt calitatea suprafeței, adâncimea t avînd o influență minoră în comparație cu acesta.

Autovibrațiile din procesul de așchiere sînt captate de transductorul de vibrație T_v care transformă mărimea mecanică de-

plasare, viteză sau accelerație în mărime electrică - tensiune cel mai frecvent - amplificând mărimea semnalului în amplificatorul A. Valoarea semnalului amplificat ce reprezintă mărimea amplitudinii unei vibrațoare intră în blocul de comparare BC_A în care valoarea acesteia se compară cu mărimea de referință A_r din blocul mărimilor de referință BMR în funcție de operația care are loc. Din BC_A pornesc două circuite distincte, care de fapt definesc modul de lucru în SCA.

În cazul când valoarea amplitudinii autovibrațiilor din procesul de așchiere, $A < A_r$ este mai mică decât valoarea mărimei de referință,



conducerea procesului este conectată doar la sistemul de bază [156] cu încărcare automată pe altele considerente [156] decât vibrațiile.

Fig.6.13

Pentru cel de al doilea aspect, când $A > A_r$ la sistemul de bază al CA se cuplează și SCA după autovibrații. Din figură se remarcă faptul că din BMR semnalul trece prin elementul de selectare ES. Acesta are rolul de a selecta mărimea de referință pentru a o trimite spre comparare în BC_A. Selectarea mărimei de referință este funcție de semnalul de la forța de referință F_{gr} .

În sistemul de încărcare, forța de referință fiind stabilită în funcție de deformația y a STE, atinge un minim; pentru cele trei moduri de prindere a piesei combinat, între vîrfuri și în universal, acest minim fiind diferit. Pentru valori ale lui F_{gr} sub aceste minime se realizează selectarea mărimei de referință pentru degroșare când $F_{gr} > F_{gr_{min}}$ și pentru finisare $F_{gr} < F_{gr_{min}}$.

În aceeași idee a comutării semnalului din BMR pe degroșare sau finisare, care să se compare în BC_A cu semnalul transmis de la T_v poate fi utilizat ca parametru de comutare și viteza critică

v_{cr} (pentru care A este maximă). Acest lucru este posibil știut că $v_{cr} = \frac{1}{3}(v_2 - v_1)$

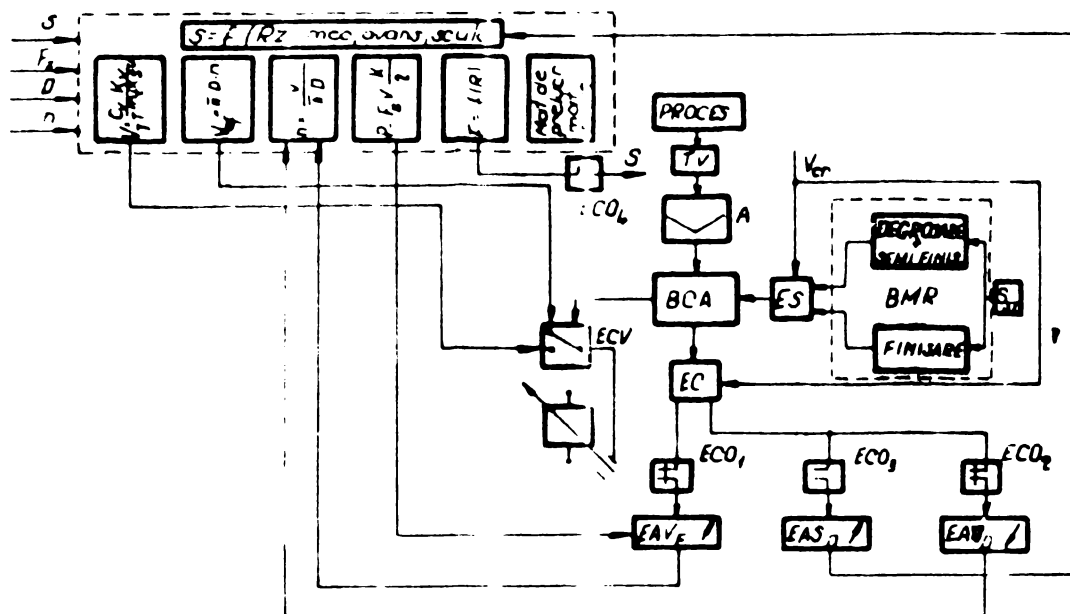


Fig.6.14.

fig.4.27 valerile sale variază în limitele aproximative de 150-250 m/min. În acest caz în schema bloc din fig.6.13 P_{gr} va fi înlocuit cu V_{cr} iar schema bloc va fi conform fig.6.14.

Din BC_A semnalul este trimis în elementul de comutare EC , care are rolul de a comuta pe unul sau celălalt din circuitele de acordare EAV_p ; EAV_D . Comutarea pe unul sau celălalt din circuite se realizează cu semnalul primit de la P_{gr} , astfel că atunci când mărimea A se compară cu mărimea de referință pentru operațiile de degroșare și semifinisare, elementul EC este comutat pe circuitul de acordaj EAV_D - iar în cazul comparării lui A cu mărimea de referință pentru operațiile de finisare EC este comutat pe circuitul EAV_p . Corespunzător logicii stabilite la degroșare și semifinisare pentru stabilizarea procesului se scade viteza, rol ce îl îndeplinește în acest caz elementul EAV_D , iar la finisare același rol de stabilizare al procesului îl realizează EAV_p . Semnalele din cele două elemente de acordaj sînt transmise sistemului de basă de unde se comandă modificarea mărimii vitezei de așchiere, prin schimbarea turației.

În EAV_p intră și semnalul de putere care limitează creșterea de viteză în funcție de puterea consumată în așchiere, încît în permanență să se păstreze inegalitatea $P_a \geq P_{asc}$. În cazurile cînd pe strung nu se folosește sistemul de încărcare automată, sau cînd acesta nu există, exceptînd operațiile finale, (finisare) pentru stabilizarea procesului se poate acționa și asupra avansului în sensul creșterii mărimii sale. Pentru conectarea elementului de acordaj după avans EAS_D prin elementele de conectare ECO se deconectează ECO_1 , ECO_2 și un element ECO_4 ce conduce semnalul lui P_{ZR} la elementul de execuție - cutie de avansuri - și se conectează

doar ECO_3 . In acest fel intreg sistemul este decuplat și procesul de aşchiere este condus doar de SCA după autovibrații prin comanda parametrului s , evident că și acesta este limitat de scula, mecanica de avans etc.

Parametrul F_{gr} , prin valoarea mărimii sale realizează atât selectarea mărimii de referință care să intre în EC_A cât și comutarea mărimii de ieșire pe EAV_P sau pe EAV_D . Atât comutarea cât și selectarea mărimilor are loc pentru anumite valori ale forței de referință F_{gr} . Cum s-a stabilit [156] în SCA la încărcarea automată a strungurilor, forța de aşchiere depinde de un număr mare de factori, iar forța de referință trebuie să cuprindă în expresia sa pe toți aceștia, astfel că ea va deveni o funcție de forma (6.22)

$$F_{gr} = f(l, d, x, m \dots) \quad (6.22)$$

l - lungimea piesei de prelucrat [mm]

d - diametrul piesei de prelucrat [mm]

x - cota curentă de prelucrare [mm]

m - forța admisibilă în aşchiere [daN]

În expresia forței de referință pe lângă parametri amintiți în mod deosebit se ține seama de deformarea sistemului tehnologic elastic Y_{gr} , iar forma acesteia depinde și de nodul de prindere al piesei [23].

Datorită faptului că în cazul prelucrărilor de degroșare și semifinisare prin logica sistemului s-a stabilit reducerea vitezei de aşchiere în scopul stabilizării procesului, precum și faptului că nu există nici în literatură și nici în practică o delimitare a forțelor de aşchiere pentru aceste operații, prin semnalul primit de la F_{gr} (V_{gr}) se va realiza comutarea automată a mărimii de referință și a circuitului de acordaj numai între finisare și degroșare împreună cu semifinisare (în funcție de necesități urmind a se stabili inițial mărimea de referință după care va lucra sistemul, printr-un reglaj efectuat prealabil).

Dacă se ia în considerare relația (6.26) din [156] care exprimă legea de variație a avansului funcție de forța de referință F_{gr} și relațiile (5.20)(5.31) și (5.41) care exprimă

$$s = \sqrt[0.75]{\frac{F_{gr}}{233 \cdot t}} \quad (6.26)$$

legea de variație a vitezei de aşchiere în funcție de parametri regimului de aşchiere din condiția de păstrare a unui proces stabil, se stabilește expresia vitezei de aşchiere în funcție de forța de

referință pentru cazul desfășurării liniștite a procesului de aşchier. Relațiile (6.27) și (6.28) exprimă tocmai această condiție pentru sistemele cu unu și respectiv cu două grade de libertate

$$v = 6,02 \frac{C_s t^{1,33} k}{P_{gr}^{0,33} h \sin \alpha} \quad (6.27)$$

$$v = 3,07 \frac{C_s t^{2,33} k}{P_{gr}^{0,33} h \sin \alpha} \quad (6.28)$$

Din cele două expresii se poate observa faptul că pe măsură ce forța de aşchier crește valoarea vitezei de aşchier se reduce, aspect care se înscrie de fapt în legile care guvernează procesul de aşchier.

Valoarea forței (de referință P_{gr}) care să realizeze comutare mărimilor de referință și a circuitelor de acordaj poate fi stabilită și din condiția de calitate a suprafeței exprimând forța de referință ca o funcție de, calitatea suprafeței R_g ; unghiurile de atac principal α și secundar α_1 ; raza la vîrf a sculei r , avansul de lucru s , cum este prezentată în (6.20).

$$P_{gr} = f (R_g, \alpha, \alpha_1, r, s) \quad (6.29)$$

Pornind de la expresia (6.7) în care este exprimată mărimea avansului $s = f (R_g, r, \alpha, \alpha_1, t)$ și ținînd seama de expresia forței de aşchier (6.30),

$$P_g = C_{P_g} \cdot t^{x_{P_g}} \cdot s^{y_{P_g}} \cdot k_{P_g} \quad (6.30)$$

exprimînd pe t din (6.30) prin înlocuirea sa în

$$t^{x_{P_g}} = \frac{P_g}{C_{P_g} \cdot s^{y_{P_g}} \cdot k_{P_g}} \quad (6.31)$$

(6.7) se va obține pentru $x_{P_g} = 1$; $y_{P_g} = 0,75$; $k_{P_g} = 1$ expresia (6.32)

$$P_g = 300 C_s \frac{R_g^{1,4} r^{0,7} s^{0,25}}{(\alpha \alpha_1)^{0,35}} \quad (6.32)$$

unde valorile și exponenții termenilor C_s , R_g , r , α , α_1 se păstrează din cap.6.2.

În diagramele din fig.6.15 sînt prezentate curbele de variație ale forței P_g funcție de avansul s . Curbele s-au ridicat pentru diferite valori ale parametrilor α , α_1 și r . În fig. 6.15

sunt reprezentate curbele de variație ale forței pentru $R_z = 6,3 \mu m$ iar în fig.6.16 pentru $R_z = 3,2 \mu m$

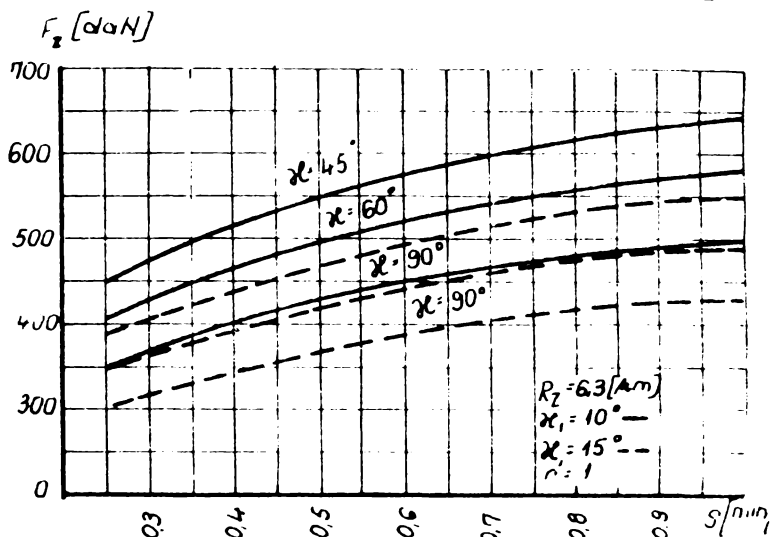


Fig.6.15

realizează trecerea de la mărimea de referință de degroșare și semifinisare la cea de finisare, precum și comutarea de pe circuitul de racordaj de degroșare pe cel de finisare.

Declanșarea semnalului de comandă la elementul de execuție, din momentul când amplitudinea aștevibrațiilor din proces atinge mărimea stabilită, ca fiind de referință, în scopul stabilizării procesului ar conduce neînțelept la depășirea pragului de stabilitate datorită

duratei transitorii din momentul declanșării semnalului până la stabilizarea procesului. Pentru evitarea acestui fenomen, valoarea mării semnalului A ce se compară cu mărimea de referință, transpusă în tensiuni este necesar să fie diminuată astfel încât în AC_A la compararea celor două să existe inegalitatea (6.33)

$$U_R \cdot K \leq U_T \tag{6.33}$$

$$U = U_R \cdot K \tag{6.34}$$

$$U \leq U_T$$

U - semnalul captat la traductor și amplificat [v]

U_T - valoarea mării de referință [v]

K - constantă de siguranță

Se observă că, din (6.34) constanta K are rol de siguranță în sistem. K se stabilește pentru fiecare caz de prelucrare separat.

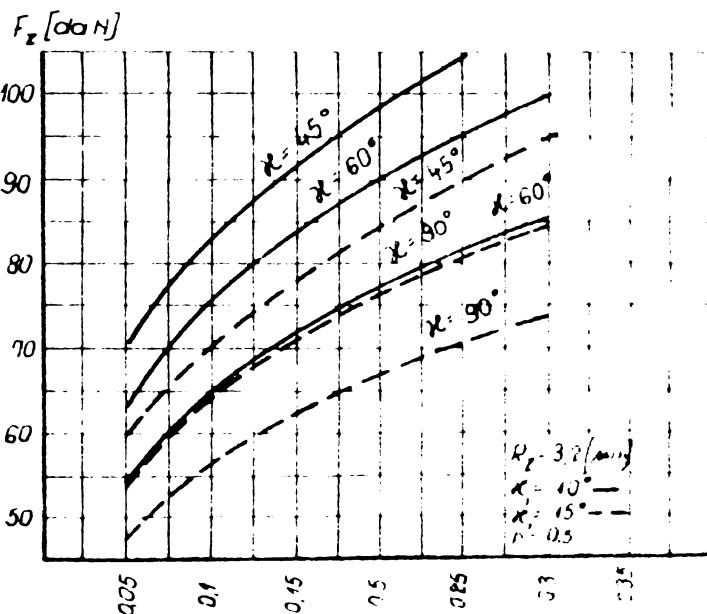


Fig.6.16

$$K_{fin} = \frac{2 A_{min_f}}{R_{sfin}} ; \quad K_{degr} = \frac{2 A_{min_d}}{R_{sdegr}}$$

$2 A_{min_f}, 2 A_{min_d}$ - amplitudinile minime de prelucrări de finisare, respectiv degroșare [μm]

R_{sfin}, R_{sdegr} - rugozitățile corespunzătoare prelucrării de finisare, respectiv degroșare [μm]

Luind în considerare măsurile cele mai frecvente ale amplitudinii autovibrațiilor, stabilite experimental - pentru finisare $A_{min} = 2,7 \mu m$ iar la degroșare, $A_{min} = 14,5 \mu m$, vom stabili în funcție de aceste valori, valoarea constantei K din (6.34).

Astfel se va stabili la finisare $K = 0,843$ iar la degroșare $K = 0,862$, din cele două măsuri vom alege pe cea mai mică, astfel că valoarea semnalului din (6.34) va fi de forma $U = 0,843 \cdot U_p$. Atât timp cât în sistem se păstrează inegalitatea (6.33) se apreciază că procesul este stabil și el se desfășoară fără perturbații și modificări ale parametrilor regimului de așchiere, caș în care lucrează doar sistemul de bază [156]. Că inegalitatea (6.33) nu se mai păstrează în EC_A prin compararea celor două măsuri A cu A_p semnalul rezultat este transmis elementelor de acordaj EAV sau EAS . În cazul cînd SCA lucrează după viteză în funcție de mărimea de referință care lucrează în sistem, se comută prin elementul EC semnalul rezultat în EC_A pe circuitul de acordare corespunzător EAV_p pentru prelucrarea de finisare sau EAV_D pentru prelucrarea de degroșare.

Prin elementul EAV_p se comandă creșterea de viteză în mod progresiv cu rația geometrică a cutiei de viteză, astfel că în cazul unei prelucrări cu o viteză V_1 comutarea elementele de execuție (cuplaje electromagnetice) se va face progresiv după cum urmează

$$\begin{aligned} \text{de la } V_1 \rightarrow V_{1+1} &= V_1 \ell \\ \text{de la } V_{1+1} \rightarrow V_{1+2} &= V_1 \ell^2 \\ &\vdots \\ \text{de la } V_{1+n-1} \rightarrow V_{1+n} &= V_1 \ell^{n-1} \end{aligned} \quad (6.35)$$

Această logică este valabilă pentru prelucrările de finisare pe strunguri.

În cazul operațiilor de degroșare prin elementul EAV_D se comandă reducerea progresivă de viteză astfel că în cazul aceleiași

viteze V_1 reducerea de viteză se va face astfel

$$\begin{aligned}
 \text{de la } V_1 &\longrightarrow V_{1-1} = V_1 \ell^{-1} \\
 \text{de la } V_{1-1} &\longrightarrow V_{1-2} = V_1 \ell^{-2} \\
 &\vdots \\
 \text{de la } V_{1-n+1} &\longrightarrow V_1 = V_1 \ell^{-(n-1)}
 \end{aligned}
 \tag{6.36}$$

În ambele cazuri creșterea respectiv reducerea de viteză are loc doar pe durata stabilizării procesului după ce se restabilește inegalitatea (6.33) procesul se consideră stabilizat și el se va desfășura cu viteza la care s-a ajuns.

Pentru edificarea asupra celor prezentate în fig-6.17 este prezentată diagrama de variație a vitezei (deci a turațiilor) prin relațiile ℓ la finisare și degroșare, precum și modul de modificare a amplitudinii A a autovibrațiilor ajungându-se în final ca mărimea amplitudinii să se situeze sub mărimea de referință A_{RP} la finisare sau A_{RD} la degroșare, în această zonă procesul fiind considerat stabil.

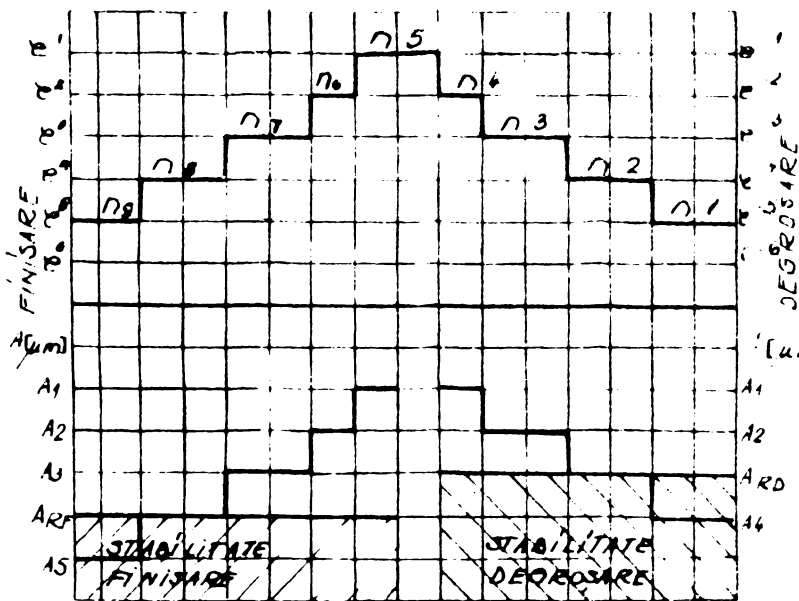


Fig.6.17

se compară în permanență cu puterea disponibilă la motor, astfel că elementul EAV_p ce comandă creșterea de viteză se transmite semnalul din blocul de comparare a puterilor care limitează creșterea de viteză dictată de condiția de stabilizare a procesului, din condiția de menținere în permanență a inegalității $P_{of} < P_{act}$.

În cazul cînd nu se lucrează cu sistemul automat de încadrare (sistemul de bază) adică cînd avansul nu se modifică datorită unor condiții impuse, se poate lucra cu SCA, folosind ca parametru comandat avansul s . Din aceeași fig.6.13 se observă că elementul de acordaj pentru avans EAS_p este dispus pe circuitul de degroșare.

Atunci cînd se lucrează cu CA după avans pentru stabilizarea procesului se comandă creșterea acestuia pînă la stabilizarea procesului, creștere care este și ea limitată de una din condițiile cunoscute, sculă, mecanica de avans, etc.

Revenind la (6.35) și (6.36) expresii ce definesc legea de variația a vitezei de așchiere la finisare și degroșare și analizând cinematoca acțiunii principale se poate spune că schimbarea din mare și sub sarcină a turației este posibilă. În ce privește comanda schimbării în ordine progresivă, crescătoare sau descrescătoare a turațiilor aceasta se realizează prin intermediul unui bloc de comandă [103]

Elementele ce compun schema bloc pentru comanda după autovibrație sînt în majoritate elemente normalizate, fapt ce nu creează dificultăți în materializarea unei astfel de scheme. Astfel că blocurile BC; EC; ES, sînt circuite integrate - CI - și diode de fabricație internă. În EHR - măsurile de referință pentru degroșare și finisare se realizează cu potenționetru liniare, iar pentru comenzile pe diverse circuite se utilizează relee intermediare. Prin urmare se poate aprecia că realizarea unei astfel de scheme bloc care mai include o serie de rezistențe ce nu ridică nici un fel de dificultate constructivă sau de utilizare a unor elemente greu de obținut, ea fiind în acest sens perfect realizabilă, folosind elemente electronice de fabricație internă.

Concluzii

Din cele prezentate se descurind cîteva concluzii ce pot fi considerate drept bază de plecare în comanda adaptivă după autovibrații a procesului de așchiere.

- La prelucrarea de degroșare stabilizarea procesului se realizează prin reducerea consecutivă a vitezei prin schimbarea de turații astfel ca $V_1 > V_{1-1} > V_{1-2} > \dots > V_{1-n}$

- Reducerea vitezei se limitează la valori de 20-30 m/min valori la care de fapt procesul s-a stabilizat în toate cazurile.

- La prelucrarea de finisare stabilizarea procesului se realizează prin creșterea consecutivă a vitezei prin schimbarea treptelor de turații astfel ca $V_1 < V_{1+1} < V_{1+2} < \dots < V_{1+n}$

- Creșterea de viteză în acest caz este limitată de puterea efectivă, în toate cazurile însă s-a constatat că frecvent la valori obișnuite procesul se stabilizează fără a fi necesară intervenția elementului de limitare a puterii

- În EHR se pot introduce și alte valori decît cele prezentate în lucrare atunci cînd se necesită realizarea unor prelucrări pretențioase de precizie dimensională și calitate, operație ce nu comportă nici o dificultate din punct de vedere tehnic.

Cap.7. INCERCARI EXPERIMENTALE SI INTERPRETAREA
REZULTATELOR OBTINUTE PENTRU COMANDA ADI-
PTIVA DUPA AUTOVIBRATII PE STRUNGURI

7.1. Mărimea de referință și dependența ei de R_z

In cap.5 s-a stabilit, că mărimea de referință care să conducă procesul de aşchiere în sistemele cu C.A după autovibrații, este valoarea mărinii rugozității, valoare care este indicată în STAS pentru diverse procedee și operații de prelucrare. Incercările experimentale efectuate în acest sens și-au propus ca prim scop verificarea dependenței dintre rugozitate și dublul amplitudinii autovibrațiilor iar pe de altă parte investigarea posibilităților ce le oferă pentru exemplificare, modelul SP-630-NC- privind precizia dimensională și de formă a suprafețelor prelucrate.

7.1.1. Determinarea experimentală a mărinii rugozității R_z

In cap.5.2.1. din prezenta lucrare s-au stabilit valorile teoretice ale rugozității ce trebuie să servească drept mărini de referință în sistemul C.A după autovibrații. Comparativ cu aceste valori impuse de normele STAS privind calitatea suprafețelor prelucrate, în diferite clase de precizie și cu diferite procedee tehnologice s-a determinat și experimental valoarea rugozității în scopul testării capacității mașinii de a realiza astfel de calități. La stabilirea teoretică a rugozității R_a s-a folosit expresia (7.1)

$$R_a = 2 \frac{A}{4,5} \quad [\mu m] \quad (7.1)$$

$2A = R_z$ - amplitudinea undei vibratoare $[\mu m]$

Valorile stabilite s-au comparat cu cele experimentale obținute pe modelul SP-630-NC. Măsurătorile în cazul modelului amintit s-au efectuat după direcția x - ce coincide cu axa de rotație a piesei și după direcția y, normală la suprafața de prelucrat [168]. În diagrama din fig.7.1, drept concluzii la cele spuse mai înainte se observă că în ambele direcții x și y legea de variație - cu mici excepții se păstrează - valorile amplitudinilor diferind însă și anume ele au valori mai mari după direcția y, de propagare a undei vibratoare.

Pe același model SP-630-NC s-au efectuat măsurători ale

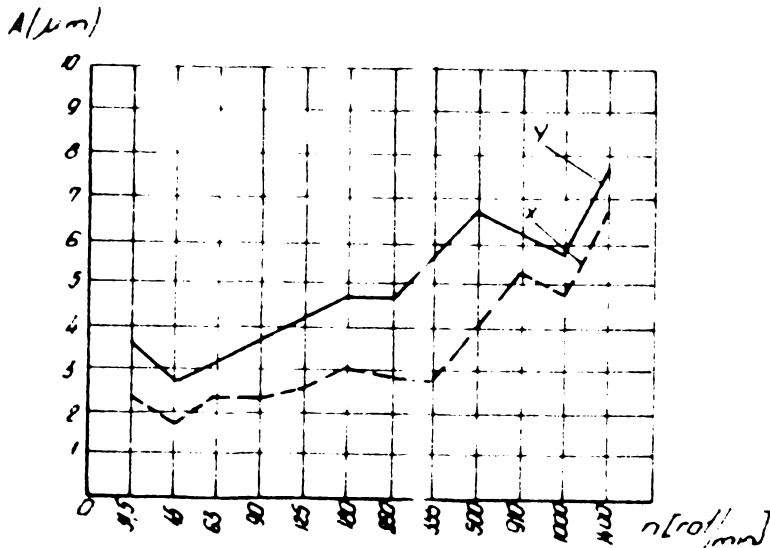


Fig.7.1

$s = 0,07$ mm/rot și adâncimea $t = 0,8$ mm pentru o turație minimă $n = 124$ rot/min și pentru o turație maximă $n = 1400$ rot/min.

Măsurătorile s-au efectuat pe aparatul Talysond Talysurf pentru determinarea rugozității R_a .

Valorile din tabel precum și diagramele prezentate reprezintă rezultatul influenței globale a perturbațiilor asupra procesului de așchiere. Din cele două diagrame prezentate se observă că deși turațiile cu care s-au

rugozității R_a pentru fiecare din turațiile mașinii și de asemenea pentru abaterile de la circularitate. Incercările s-au efectuat pe epruvete din alama iar măsurătorile s-au efectuat pe aparate de măsură Talysond și Talysurf rezultatele experimentale fiind cuprinse în tab.7.1.

În fig. 7.2 și 7.3 se reiau [168] două din măsurătorile efectuate cu avansul

Grupa	n (rot/min)	s (mm/rot)	t (mm)	R_a	A (μ m)
II	124	0,07	0,8	0,55	2,5
	175	0,07	0,8	0,55	3,5
	230	0,07	0,8	0,6	2,4
	355	0,07	0,8	0,55	2,8
	500	0,07	0,8	0,65	2,65
	710	0,07	0,8	0,6	6,5
V	1400	0,035	0,05	1	3,3

Tab.7.1.

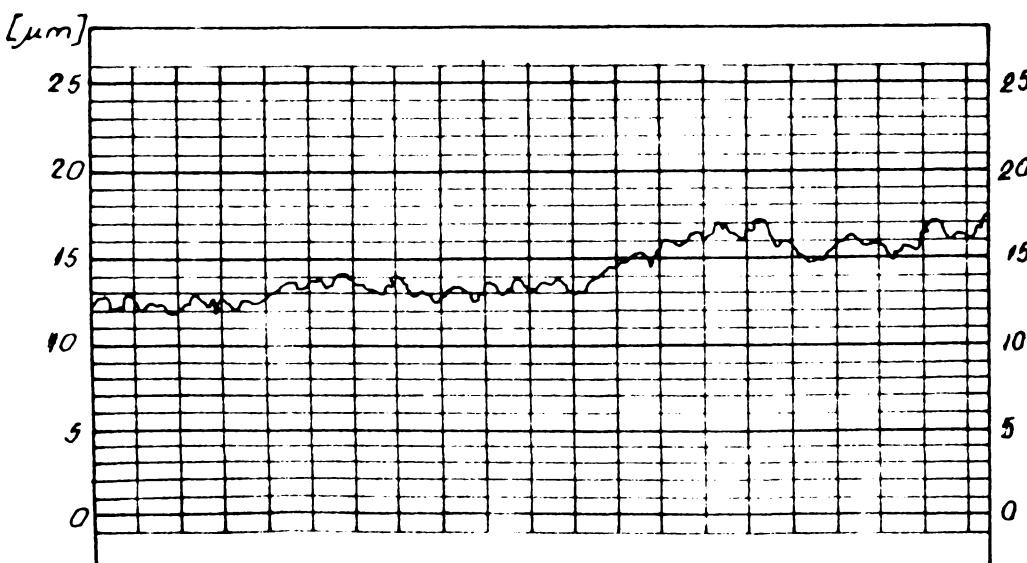


Fig.7.2

Acest fapt mai conduce și la concluzia că mașina are o rigiditate și capacitate de amortizare bună.

efectuat încercările au valori extreme, între abaterile de circularitate ca și între cele de rugozitate R_a diferențele sînt mici fapt ce a condus la concluzia că acest tip de mașină are capacitate de a asigura o calitate bună a suprafețelor.

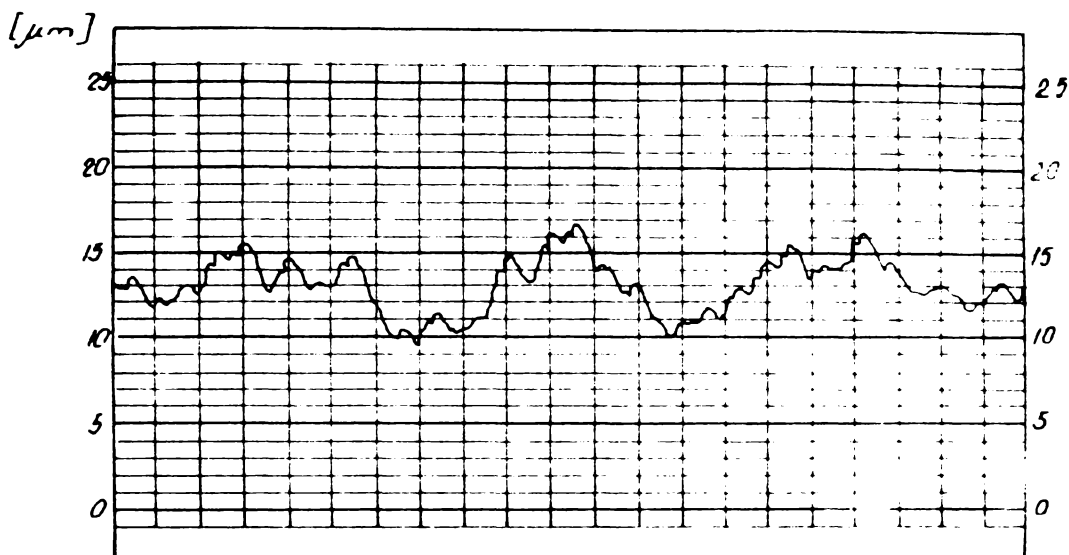


Fig.7.3

7.1.2. Determinarea experimentală a legăturii dintre R_z și $2A$

Dată fiind importanța determinării valorii mărimilor de referință, pentru C.A după autovibrații la aşchiera pe strunguri, pe lângă valorile cunoscute și consemnate în literatura tehnică [23] [83] [97] [129] s-a procedat și la determinarea experimentală a legăturii ce există între mărimea rugozității suprafețelor prelucrate și cea a amplitudinii autovibrațiilor ce apar în desfășurarea procesului de aşchiere. Încercările experimentale s-au efectuat pe două tipuri de strunguri, deci pe mașini cu caracteristici diferite.

Încercările experimentale s-au efectuat pe un strung normal model SN 500 și pe un altul tip S_3 folosind pentru determinarea rigidității în aşchiere metoda obiectului excentric la prelucrarea între virfuri. Determinările rigidității s-au efectuat în laboratorul catedrei de T.C.M. a I.P.T.V. Timișoara folosind un dispozitiv

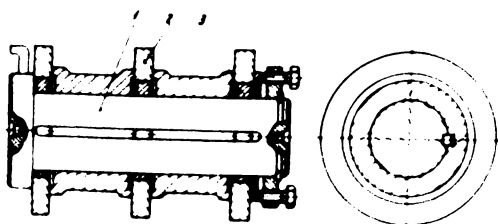


Fig.7.4.

special pentru acest procedeu a cărui construcție este prezentată în fig.7.4. Pentru eliminarea influenței rigidității piesei dispozitivul este construit rigid.

- Datorită excentricității inelelor în timpul unei rotații adâncimea de aşchiere variază de la

t_{\min} la t_{\max} și prin urmare variază și forța de aşchiere, fenomen ce conduse la variația deformațiilor -deci a rigidității - sistemului tehnologic elastic. La prelucrarea pe cele două strunguri s-a

nornit de la o valoare $t_{\min} = 0,2$ mm. și s-a ajuns la $t_{\max} = 4$ mm. Avansul care s-a folosit în timpul aşchierii $S = 0,24$ mm/rot iar viteza $v = 50$ m/min, cuţitul cu plăcuţă de carbură metalică T15K6 a avut geometria $\gamma = 0^\circ$; $\alpha = 15^\circ$; $\lambda = 0$; $\beta = 45$; $\beta_1 = 10^\circ$ iar raza la virful sculei $r = 1$ mm. După strunjirea, cu un comparator s-au măsurat deformațiile pe circumferința piesei prelucrate din 30°

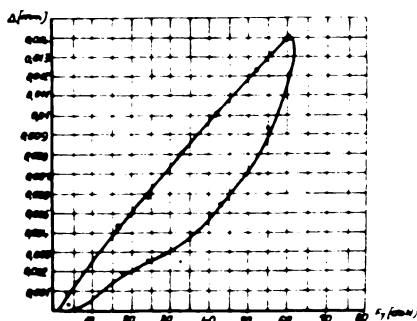


Fig.7.5

în 30° pentru o rotație completă 2 în scopul reprezentării variației rigidității la încărcarea mașinii de la t_{\min} la t_{\max} - precum și la descărcarea mașinii - de la t_{\max} la t_{\min} .

Deformațiile maxime y_{\max} și minime y_{\min} știind că în general deformația este dată de expresia $y = \frac{F}{R_{\max}}$ sînt

date de relațiile [28]

$$y_{\max} = \lambda C_p \cdot S^{0,75} \cdot t_{\max} \cdot \frac{1}{R_{\max}} \quad (7.1)$$

$$y_{\min} = \lambda C_p \cdot S^{0,75} \cdot t_{\min} \cdot \frac{1}{R_{\max}} \quad (7.2)$$

iar diferența celor două deformații, respectiv excentricitatea piesei este funcție de diferența adîncimilor de aşchiere aceasta exprimîndu-se cu relația:

$$y_{\max} - y_{\min} = \lambda C_p \cdot S^{0,75} (t_{\max} - t_{\min}) \frac{1}{R_{\max}} \quad (7.3)$$

Notîndu-se

$$y_{\max} - y_{\min} = \Delta_p \text{ și } t_{\max} - t_{\min} = \Delta_o$$

raportul celor două mărimi $\frac{\Delta_o}{\Delta_p} = c$ este corecția și aceasta intră în expresia rigidității

$$R_{\max} = \lambda C_p \cdot S^{0,75} \cdot c$$

$\lambda = \frac{F}{S}$ raportul forțelor de aşchiere

C_p -coeficient constant de aşchiere

Pentru încercările efectuate pe cele două tipuri de mașini-unelte s-au ridicat curbele de rigiditate ale acestora.

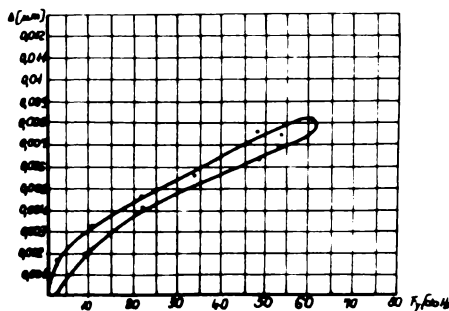


Fig. 7.6

În fig.7.5 se reprezintă rigiditatea în aşchiere pentru

strungul model S_3 iar în fig.7.6 aceeași caracteristică pentru strungul model SN 500.

Din cele două curbe de rigiditate se observă că modelul SN500 este mai rigid decât strungul S_3 fapt evidențiat clar și de curbele de rigiditate statică din fig.7.7a și fig. 7.7b pentru modelul S_3 ridicate prin măsurători statice. Caracteristicile și în așchiere a

celor două tipuri de strunguri influențează în mod direct precizia și calitatea prelucrării. Acest lucru a fost scos în evidență prin încercările experimentale efectuate pe cele două mașini pe care

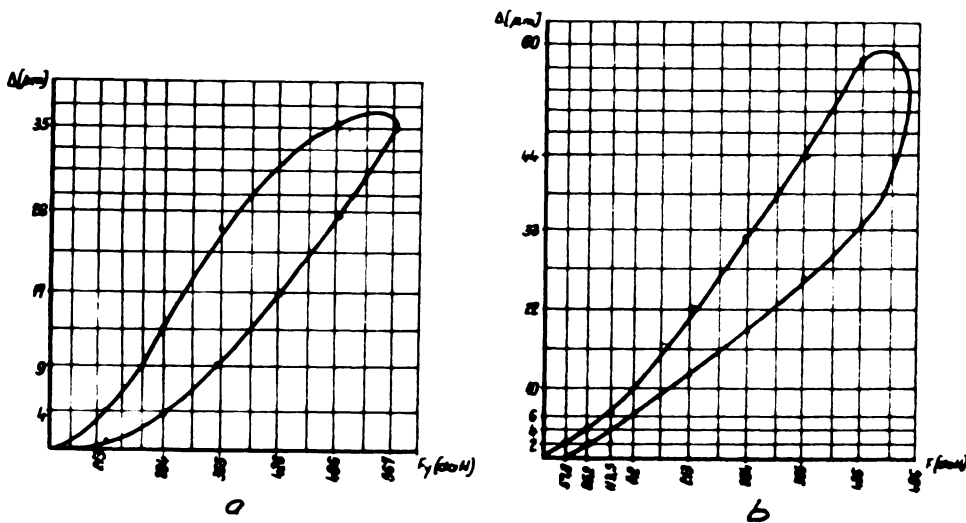


Fig.7.7.

s-au efectuat măsurători de vibrații precum și de rugozitate a suprafețelor prelucrate.

La experiențele efectuate pentru măsurarea autovibrațiilor s-a folosit instalația prezentată schematic în fig. 7.8.

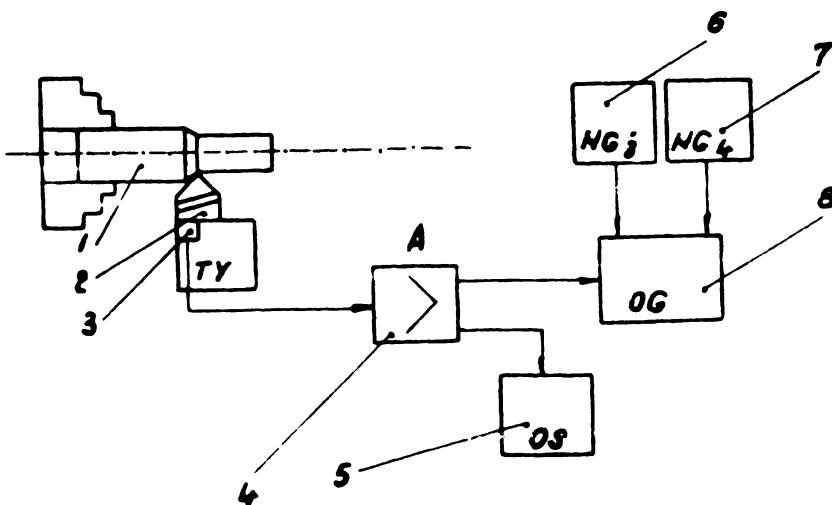


Fig.7.8

Pentru măsurare s-a folosit un cuptor accelerometric tip KD 35a 04ND care s-a fixat pe portcuțit împreună cu scula de așchiat semnalul de la traductorul 3 a fost amplificat în amplificatorul 4 tip RPT-11025 de unde s-a transmis la un osciloscop 5 și un oscilograf 3. Osciloscopul

E 0101 s-a folosit pentru control, înregistrările efectuându-se pe oscilograf - înregistrator - tip 12LS-1. În schema de principiu mai sînt prezentate și două alimentatoare NG3 și NG4 pozițiile 6 și 7

În scopul stabilirii unei legături precise între dublul amplitudinii autovibrațiilor $2A$ și rugozitatea suprafeței prelucrate R_z s-au efectuat măsurători ale rugozității R_z pe aceleași piese și pentru aceleași regimuri de așchiere - pentru care s-au făcut măsurătorile

de vibrații - și pe aceleași strunguri. Schema pentru măsurătorile de rugozitate este prezentată în fig. 7.9. și ea cuprinde piesa de încercat 1, palpatorul rugosimetrului 2, rugosimetrul Brüel Kjaer 3, amplificator RFT 11025, 4, oscilograf înregistrator tip 1215-1, 5 și alimentatoarele NG 3 și NG 4 pozițiile 6 și 7

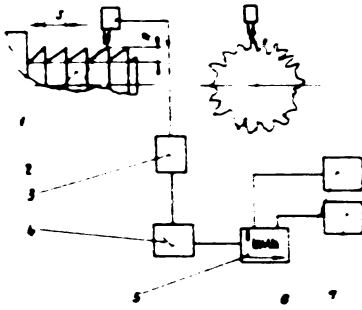


Fig. 7.9.

metria $\alpha = 90^\circ$, $\alpha_1 = 15^\circ$; $\alpha = 8^\circ$; $\alpha' = 0$; $r = 1$. Pentru stabilirea cât mai precisă a determinărilor s-a lucrat cu o lungime în consolă a cuțitului de $l=40$ mm. Incercările experimentale s-au efectuat pentru viteze de 130; 105; 83 m/min, cu avansuri de 0,056; 0,1; 0,16; 0,2; 0,28; 0,56; 1; 1,25; 1,3 mm/rot la adâncimi de 0,2; 0,4; 1 mm. Măsurarea rugozității R_a s-a efectuat după fiecare măsurare a autovibrațiilor. Aceste măsurători s-au efectuat pe urmele de prelucrare după o elice nu pe generatoarea piesei și prin urmare rugozitatea R_a nu a fost influențată de mărimea avansului. Măsurătorile

Experimentările s-au efectuat pe material OL60 cu cuțit cu plăcuțe cu carbură metalică T 15 K 6 avind geometria

s-a efectuat cu avansul cuplat de la măsurarea vibrațiilor iar pentru așezarea virfului palpatorului pe virful spirei - fig.7.9. s-a deplasat căruciorul cu $\frac{S}{2}$ după ce în prealabil s-a fixat poziția virfului palpatorului pe virful cuțitului.

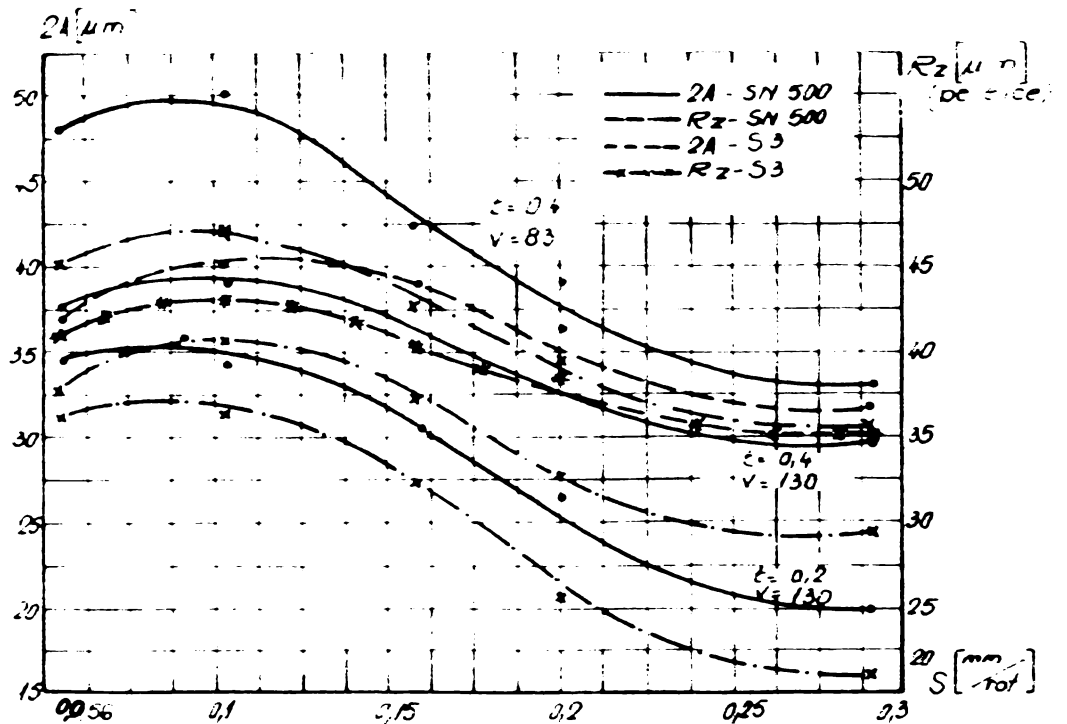


Fig.7.10

Resultatele măsurătorilor de vibrații și de rugozitate pe cele două tipuri de strunguri SN500 și S₃ sînt prezentate în diagramele din fig.7.10 și 7.11. Trecerea de la mărimea măsurată R_a a rugozității la R_z înscrisă în diagrame s-a făcut folosindu-se

BUPT

relația (7.1). Din cele două diagrame se observă că pentru strungul

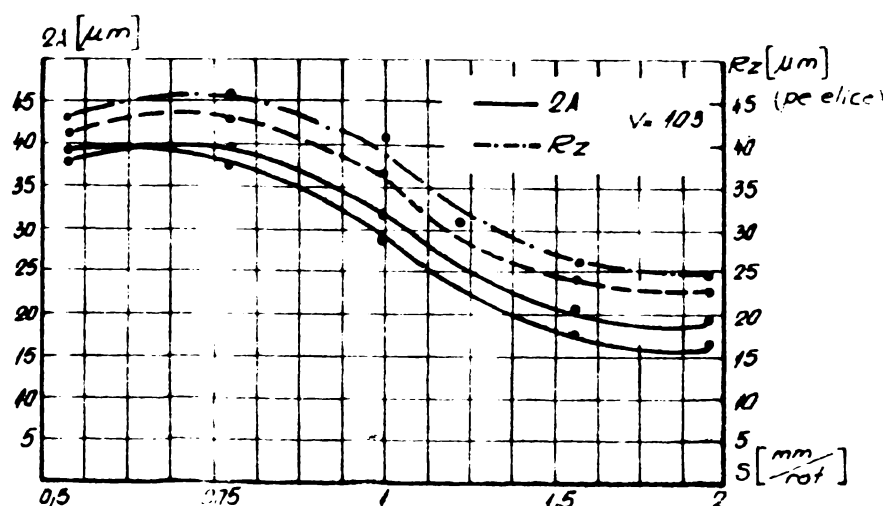


Fig.7.11

de variație a amplitudinii și a rugozității este aceeași. Se poate deci aprecia că mărimea rugozității poate fi folosită ca mărime de referință în C.A după autovibrații.

7.1.3. Concluzii

Deși se cunoaște că dublul amplitudinii autovibrațiilor $2A$ este egală cu rugozitatea suprafeței R_z măsurată pe elicea urmei lăsată de sculă pe suprafața prelucrată, încercările efectuate nu au făcut decât să confirme odată în plus acest lucru. Dată fiind importanța pe care o are rugozitatea R_z în acest caz - ea fiind mărime de referință pentru C.A.- s-a considerat necesară efectuarea unor astfel de încercări în scopul evaluării acestor două mărimi cât și a analizării comportării diferitelor tipuri de strunguri în regim dinamic.

Concluzia esențială - confirmată și în acest caz - este că rugozitatea suprafeței poate servi drept mărime de referință în sistemul de C.A după autovibrații. Acest lucru este valabil în toate cazurile datorită faptului că mărimea amplitudinii autovibrațiilor $2A$, este egală cu rugozitatea suprafeței R_z .

7.2. Determinarea experimentală a dependentei amplitudinii autovibrațiilor de parametrii v și s ai regimului de așchiere

În cap.4 s-au prezentat pe larg parametrii regimului de așchiere care influențează în cel mai înalt grad autovibrațiile la așchiere în general și în mod special pe strunguri. Dintre aceștia viteza de

cu rigiditatea mai redusă valoarea amplitudinii vibrației este mai mare, iar cât privește diferența dintre dublul amplitudinii autovibrațiilor

$2A$ și înălțimea microasperităților R_z , aceasta se datorește erorilor de măsurare, dar important este faptul că alinaura celor două curbe

așchiere și avansul, (cu anumite restricții) s-a arătat că pot servi ca mărimi comandate pe strung pentru plasarea în permanență a procesului de așchiere în limitele unor domenii de stabilitate. Lucrarea nu și-a propus să studieze și legile de variație ale domeniilor de stabilitate în funcție de caracteristicile dinamice ale mașinilor unelte - deși acesta este un domeniu puțin explorat la ora actuală - dar ea a urmărit să analizeze teoretic și experimental influența regimului de așchiere asupra autovibrațiilor și a stabilității de asemenea teoretic și experimental posibilitățile ce la oferă acești parametri - în deosebi v și s - de a fi utilizați într-o comandă adaptivă ca mărimi comandate în funcție; fie de deformațiile STE $F_s=f(\cdot)$, [156], de precizia dimensională sau geometrică a piesei ce se prelucurează, de modul de încărcare a MU, fie de mărimea autovibrațiilor din procesul de așchiere $v=f(A)$ aspect pe care îl analizează prezenta lucrare.

S-a arătat că viteza de așchiere este parametru care poate fi folosit cel mai bine ca mărime comandată într-un sistem de comandă adaptivă după autovibrații, influența sa asupra calității și preciziei de prelucrare fiind minimă. Spre deosebire de viteză, avansul prin folosirea sa ca mărime comandată introduce unele restricții de natură tehnologică și de comandă.

7.2.1. Dependența amplitudinii autovibrațiilor de viteza de așchiere la strunjire

Parametrul regimului de așchiere, care poate fi folosit cu mult succes ca mărime comandată în sistemul cu comandă adaptivă după autovibrațiile din procesul de așchiere, este viteza și aceasta datorită posibilităților ce le oferă această mărime, acestea fiind prezentate în concluziile de la cap.4. Incercările experimentale efectuate pe un strung, model S_3 au avut drept principal scop stabilirea dependenței dintre amplitudinea autovibrațiilor Δ și viteza de așchiere v pentru diferite valori ale avansului s și adâncimii de așchiere t . Instalația folosită este cea prezentată în fig.7.8, materialul folosit la încercările efectuate a fost OLC45, iar scula folosită pentru așchiere a fost cuțit drept cu plăcuță de carbură metalică T15K6 avînd unghiul de atac principal $\alpha = 90^\circ$; unghiul de atac secundar $\alpha_1 = 15^\circ$; unghiul de degajare $\alpha = 0^\circ$; unghiul de așzare $\delta = 6^\circ$, raza la vârful sculei $r = 0,5$ mm. În fig.7.12 este prezentată instalația folosită la încercările efectuate pe strungul S_3 în care 1 este cuțitul, 2 traductorul de vibrații tip KD 35a O&I

3, oscilograf înregistrator, 4 și 5 surse de alimentare 10 4 și 10 5.

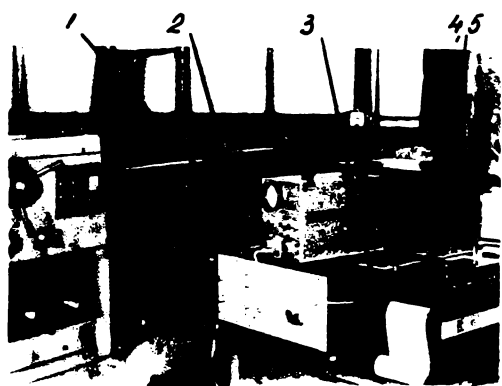


Fig. 7.12

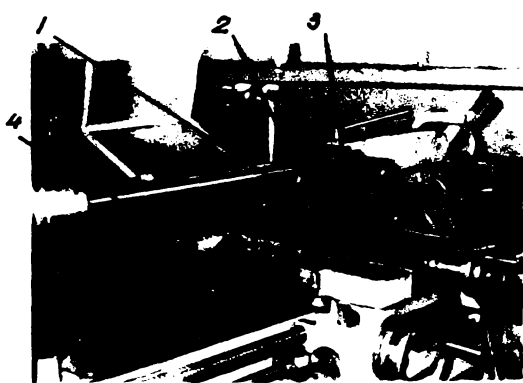


Fig. 7.13

La etalonarea efectuată pentru traductorul KD 35a 0411 s-a folosit un dispozitiv de etalonare construit la I. P.T.V. Timișoara Catedra de Mecanică Teoretică având o amplitudine de etalonare constantă $A = 2,63 \text{ mm}$.

Încercările efectuate s-au desfășurat atât pentru operațiile de degroșare cât și pentru cele de finisare.

În fig. 7.13. este reprezentat portcuțitul și modul de prindere a traductorului de vibrații în care s-a notat 1 portcuțitul, 2 cuțitul, 3 traductorul de vibrații și 4 piesa de prelucrat.

Ținând seama de algoritmul stabilit în 6.3.1 și respectiv 6.3.2. pentru cazul prelucrărilor de finisare și

degroșare, în care s-a stabilit creșterea vitezei de așchiere la prelucrarea de finisare pentru stabilizarea procesului de așchiere și reducerea vitezei de așchiere la prelucrările de degroșare pentru stabilizarea procesului, experimentările efectuate au avut drept scop verificarea algoritmului stabilit în procesul efectiv de așchiere. Din numărul mare de măsurători efectuate - de peste 500 - folosindu-se diferite combinații de regisuri de așchiere s-au ridicat diagrame de variație a amplitudinii autovibrațiilor funcție de viteza de așchiere.

7.2.1.1. Determinări pentru prelucrarea de degroșare

Din algoritmul stabilit 6.3.2, în cazul trecerilor de degroșare pentru stabilizarea procesului de așchiere viteza reală se va reduce față de cea economică astfel încât amplitudinea autovibrațiilor să se situeze sub mărimea de referință stabilită pentru acest tip de operație. Folosind instalația prezentată în fig. 7.12 pentru măsurătorile efectuate, s-au ridicat curbele de variație a amplitudinii autovibrațiilor în funcție de diferite valori ale vitezei de așchiere. Pentru adâncime de așchiere de 2 mm. și avansuri de 0,35 ; 0,4 ; 0,56, folosind un cuțit de strung cu geometria lui înainte

presentată s-au ridicat curbele din fig.7.14. Din figură se observă că pe măsură ce viteza de aşchiere scade valoarea amplitudinii autovibraţiilor se reduce, reducerea fiind mai pronunţată pentru avansuri de aşchiere cu valori mai ridicate. Acest lucru este evidenţiat şi în diagrama din fig.7.15 în care curbele s-au ridicat pentru aceiaşi parametri doar mărimile avansului fiind diferite : 0,16; 0,2; 0,28; 0,315. Comparând aceste curbe stabilite

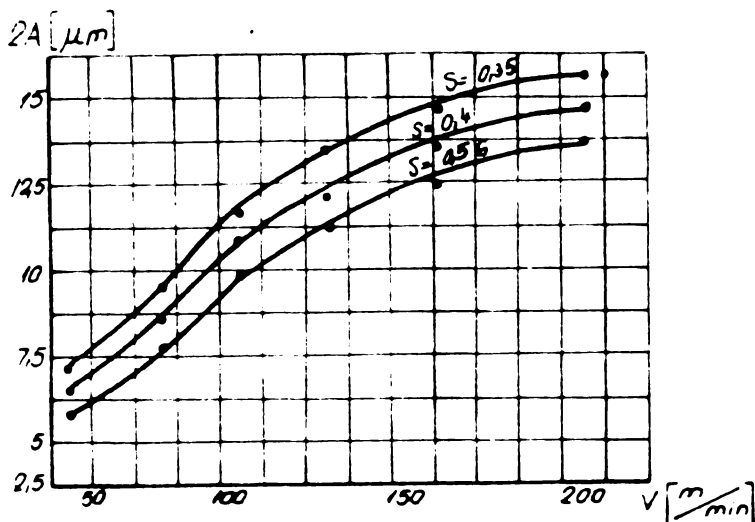


Fig.7.14

experimental cu cele prezentate în cap.5.3.1.2 se observă că ele au aceeaşi aliniere fapt ce confirmă valabilitatea teoretică a rezultatelor experimentale obţinute.

În fig.7.16 se reprezintă înregistrarea amplitudinii autovibraţiilor pentru cazul prelucrării unui oţel OLC45 având parametri regimului de aşchiere $t = 2 \text{ mm}$; $S = 0,28 \text{ mm/rot}$ la vitezele de aşchiere 149,3 m/min pentru domeniul a; 118,5 m/min pentru domeniul b; 94,8 m/min pentru domeniul c; 74,6 m/min pentru domeniul d şi 47,4m/min pentru domeniul e. În fig.7.17

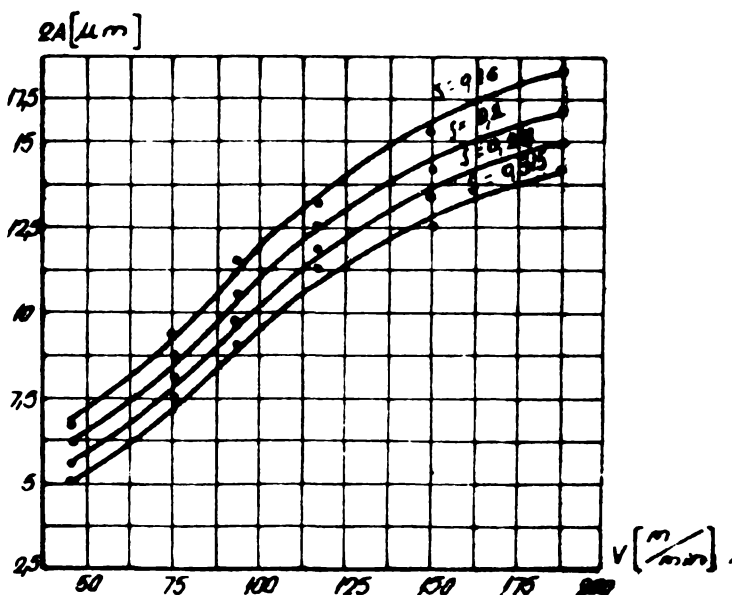


Fig.7.15

este prezentată înregistrarea amplitudinii autovibraţiilor pentru cazul prelucrării aceluiaşi tip de material cu aceeaşi adâncime de aşchiere dar cu avansul $S = 0,35 \text{ mm/rot}$ la viteze de 188 m/min pe domeniul b şi 117,7 m/min pe domeniul c.

Din diagramele prezentate cât şi din înregistrările amplitudinii autovibraţiilor se observă că pe măsura reducerii vitezei de aşchiere, amplitudinile scad, deci că procesul se stabilizează.

De remarcă că înregistrările efectuate în fig. 7.16 s-au efectuat la prelucrarea după urme ale unui avans $s = 0,315 \frac{\text{mm}}{\text{rot}}$,

Fig.7.16

iar înregistrările din fig.7.17 s-au efectuat pentru o prelucrare după urne ale unui avans $s=0,4$ mm/rot.

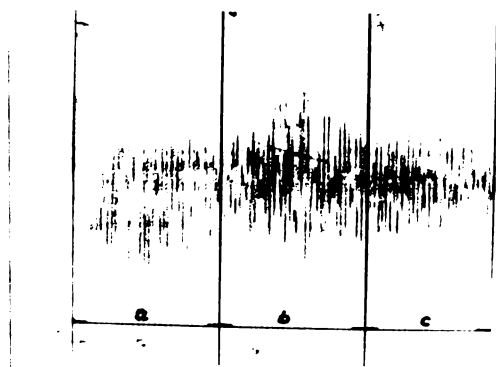


Fig.7.17

efectuat în 3(trei) zone distincte ale piesei; I, lângă păpușa mobilă; II la mijlocul piesei și III lângă păpușa fixă.

În diagrama din fig.7.18 sînt reprezentate curbele de variație ale amplitudinii autovibrațiilor în cele trei zone.

Măsurătorile s-au efectuat pentru prelucrarea cu $t=2$ mm la viteze de 150,7; 132,5 și 100,4 m/min. pentru avansuri de 0,28; 0,315 și 0,4 mm/rot. Din diagramă se observă că procesul se stabilizează cu micșorarea vitezei, mai mult, în zona III la

avansul $s=0,4$ mm/rot amplitudinea este minimă chiar și la viteze mai mari. În fig.7.19 este reprezentată înregistrarea pentru avansul

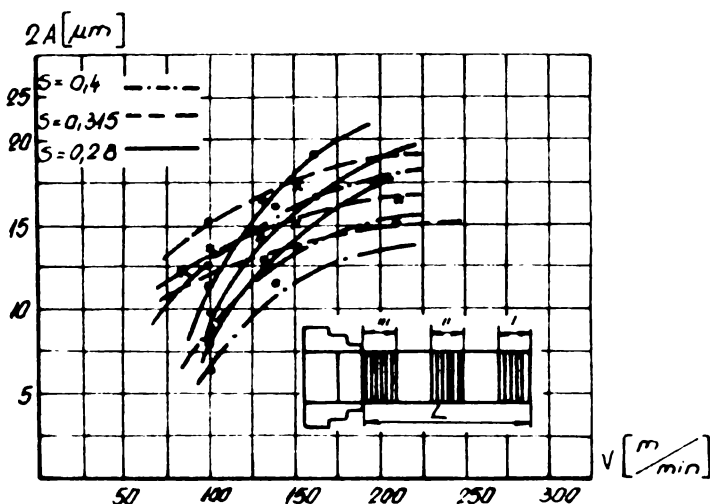


Fig.7.18

de 0,315 mm/rot în care se observă valorile mai reduse ale amplitudinii autovibrațiilor în zonele I și III, lucru de altfel normal dacă se ține seama de faptul că în aceste zone rigiditatea este mai mare decît la mijlocul piesei.

Din cele analizate se poate spune că într-adevăr concluziile teoretice

din cap.5 sînt confirmate de încercările experimentale, prin aceea că procesul de așchiere la degroșare se stabilizează prin reducerea vitezei de așchiere. În acest sens utilizarea vitezei pentru operațiile de degroșare ca parametru ce stabilizează procesul este pe deplin justificată.

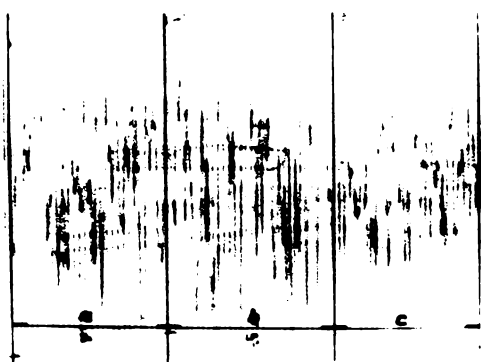


Fig.7.19

7.2.1.2. Determinări pentru prelucrarea de finisare

În 6.3.1 la stabilirea algoritmului pentru cazul operațiilor de finisare s-a luat în considerare același parametru viteză, pentru care s-a stabilit drept cale principală în stabilizarea procesului de așchiere, creșterea vitezei de așchiere. Ținând seama de algoritmul stabilit, încercările experimentale s-au efectuat în acest sens. S-a folosit ca material OLC45 având ϕ 80 mm și $l=750$ mm

cușitul pentru strunjit a avut geometria $\alpha = 90^\circ$, $\beta_1 = 10^\circ$, $\beta_2 = 8^\circ$, $\gamma = 0$; $r=0,5$.

În diagrama din fig. 7.20 s-a reprezentat variația amplitudinii cu viteza la prelucrarea cu o adâncime $t=0,5$ mm pentru valori ale avansului de 0,112; 0,14; 0,2; 0,28 mm/rot la vite-

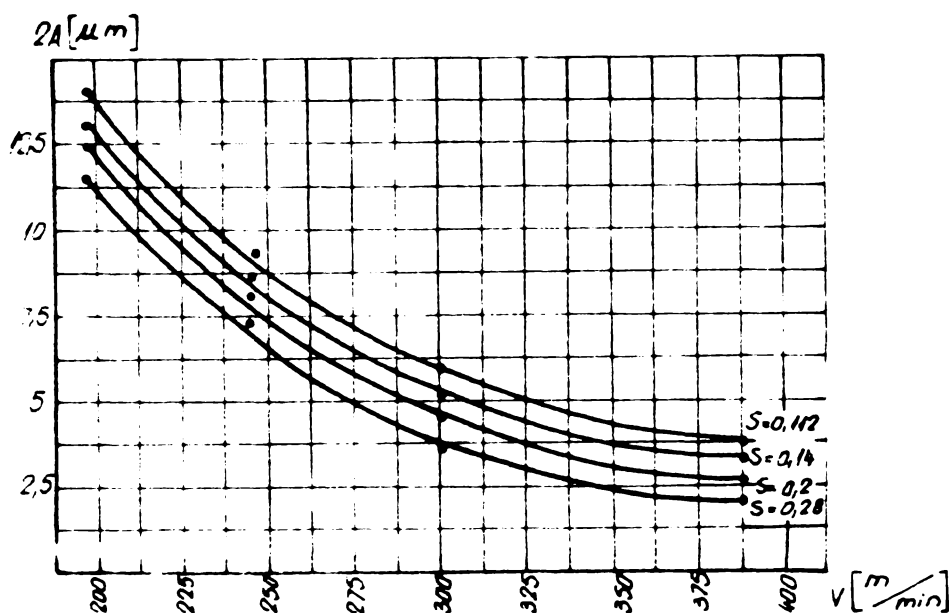


Fig.7.20

se de așchiere de 200; 251 și 401,9 m/min. Se observă că la vitezele de așchiere mari amplitudinea autovibrațiilor este mult diminuată față de viteza inițială. Același lucru se remarcă și din diagrama din fig. 7.21, în care s-au reprezentat curbele de variație a amplitudinii funcție de viteză pentru adâncimea de așchiere $t=1$ mm

la avansuri de 0,112; 0,2; 0,28 mm/rot și pentru aceleași viteze de așchiere. În comparație cu fig.7.20 la această diagramă pentru aceleași valori ale avansului și ale vitezei de așchiere amplitudinea autovibrațiilor este mai mare, fapt ce confirmă afirmațiile legate

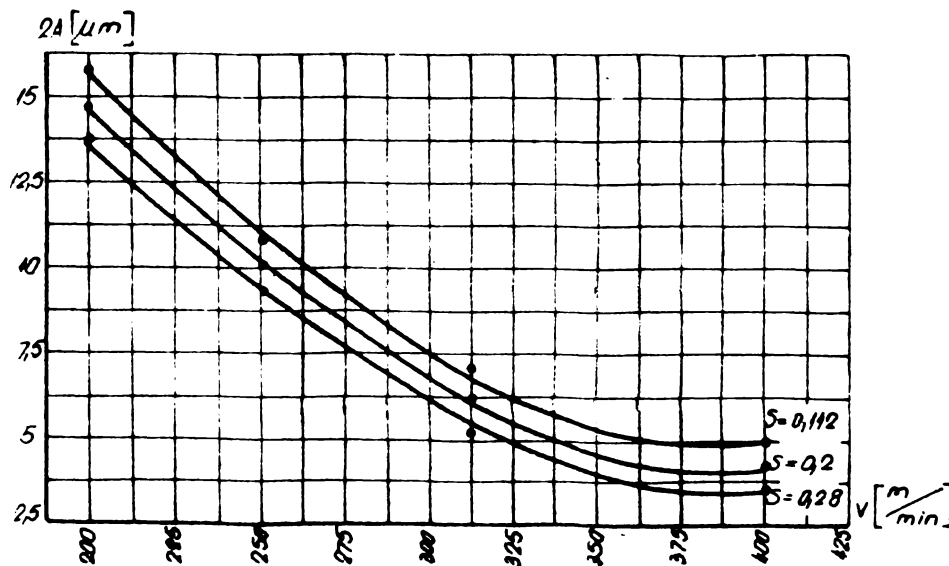


Fig.7.21

la avansuri de 0,112; 0,2; 0,28 mm/rot și pentru aceleași viteze de așchiere. În comparație cu fig.7.20 la această diagramă pentru aceleași valori ale avansului și ale vitezei de așchiere amplitudinea autovibrațiilor este mai mare, fapt ce confirmă afirmațiile legate

de influența adâncimii de așchiere asupra autovibrațiilor amuse că acestea se reduc pe măsură ce adâncimea de așchiere scade.

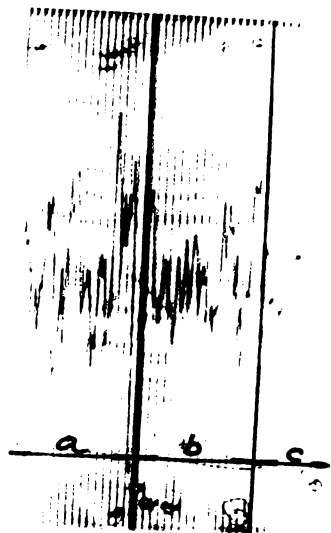


Fig.7.22

Inregistrările prezentate în fig.7.22 și 7.23 întăresc afirmațiile de mai înainte legate de influența vitezei de așchiere asupra autovibrațiilor. În fig.7.22 s-a înregistrat amplitudinea autovibrațiilor pentru cazul prelucrării cu o adâncime de așchiere $t=1$ mm, cu avans $s=0,28$ mm/rot la viteze de 200,9 m/min pentru domeniul a; 251 m/min pentru domeniul b și 401,9 m/min pentru domeniul c. Se observă că pentru $v=401,9$ m/min valoarea amplitudinilor este mult diminuată față de celelalte cazuri.

Același lucru se remarcă și din înregistrarea din fig.7.23, care s-a efectuat pentru aceleași regimuri de așchiere doar că valoarea avansului a fost mai mică; 0,2 mm/rot.



Fig.7.23

Cele prezentate ne conduc la aceeași idee enunțată în 6.3.1 că la precizarea pe strunguri, stabilizarea procesului de așchiere, în scopul obținerii unor precizii ridicate este posibilă prin creșterea vitezelor de așchiere, chiar și un timp mai îndelungat, peste valoarea celor economice.

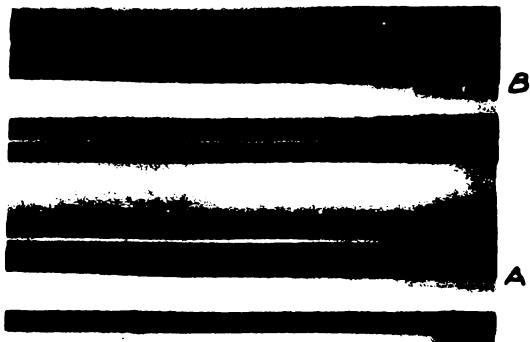


Fig.7.24

Cele două probe prezentate în fig.7.24 sînt un argument în plus la ideea acceptată în algoritm de a stabilișa procesul prin modificarea valorii vitezelor de așchiere. Prin reducerea vitezelor se observă că microneregularitățile s-au redus simțitor pentru ultima valoare a vitezei urmele de pe piesă fiind foarte fine. Prelucrarea acestor probe s-a efectuat cu $t=1,5$ mm; $s=0,56$ și la viteze de 198,4; 156,2; 124; 99,2; 78,1 m/min piesa A iar piesa B s-a prelucrat cu aceleași viteze dar cu $t=2$ mm și $s=0,4$ mm/rot. Se poate afirma că și în acest caz viteza poate servi la stabilizarea procesului, orin creșterea ei evident în limitele admise de puterea echivalentă la arborole

Se poate afirma că și în acest caz viteza poate servi la stabilizarea procesului, orin creșterea ei evident în limitele admise de puterea echivalentă la arborole

principal al strungului, această limitare fiind inclusă în schema bloc și logica stabilită.

7.2.2. Dependența amplitudinii de avans.

Din studiul stabilității procesului de așchiere cap.5 se poate remarca că toți cei trei parametri ai procesului de așchiere v , s și t au o anumită cotă de influență asupra acestuia. În condițiile în care în CA a unei mașini - în speță a strungurilor - reglarea automată a încărcării se face prin reglarea mărimii avansului - acest parametru nu poate fi luat în considerare ca mărime comandată în scopul stabilizării procesului după autovibrații. În CA a strungului SP-630-NC la care reglarea automată a încărcării [156], în scopul păstrării constante a deformațiilor la prelucrare se face prin reglarea mărimii avansului, acest parametru nu poate fi utilizat ca mărime comandată în CA după autovibrații pe același strung. În caz general însă când se utilizează în SCA după autovibrații pe strung avansul este un parametru care stabilizează procesul de așchiere prin creșterea sa și se recomandă utilizarea acestuia în deosebi la prelucrările de degroșare. Pentru motivul mai înainte expus, nu s-a efectuat un număr mare de încercări experimentale, dar din cele efectuate rezultatele sînt concludente. Utilizînd instalația prezentată în fig.7.12 încercările experimentale s-au efectuat pe un strung SNA500, utilizîndu-se același material, OLC45 cu aceeași geometrie a sculei, doar că în acest caz s-a păstrat viteza constan-

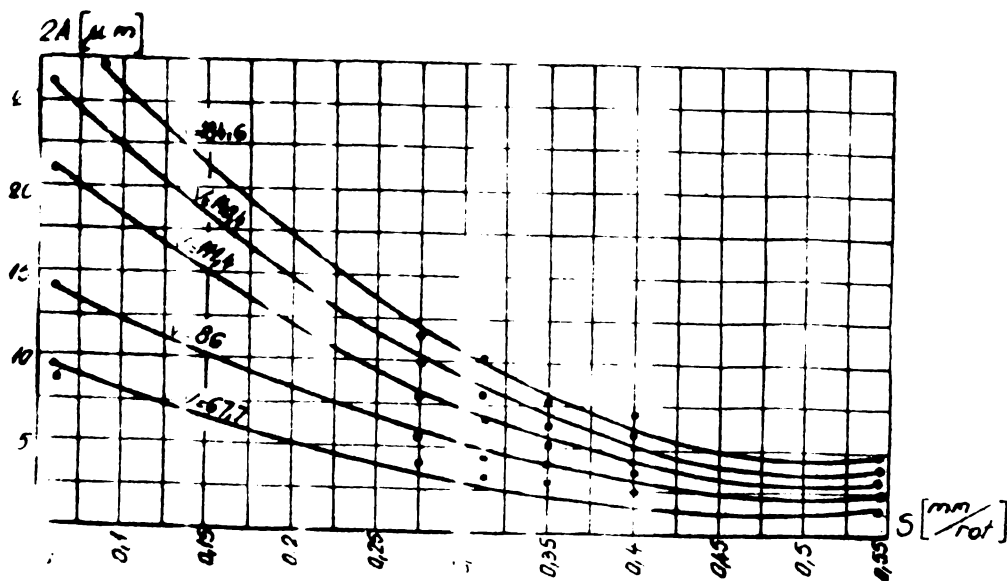


Fig.7.25

de variație ale amplitudinii autovibrațiilor. Încercările s-au efectuat cu adîncimi de prelucrare $t=1,5$ mm la viteze de așchiere 184,6; 140,4; 111,4; 86 și 67,7 m/min și avansuri de așchiere 0,056; 0,1;

tă și s-a modificat mărimea avansului. Încercările de acest gen s-au efectuat numai pentru operații de degroșare, pentru finisare un astfel de sistem nu satisface. În diagramele din fig.7.25 și 7.26 sînt prezentate curbele

0,2; 0,28; 0,315; 0,35; 0,4; 0,56 mm/rot pentru curbele ridicate în diagrama din fig.7.25, iar pentru cele din fig.7.26 s-au păstrat aceleași valori ale avansului, modificându-se doar $t = 2$ mm iar pentru viteză s-au ales valorile: 163,2; 128,5; 102; 81,6; 64,2 m/min.

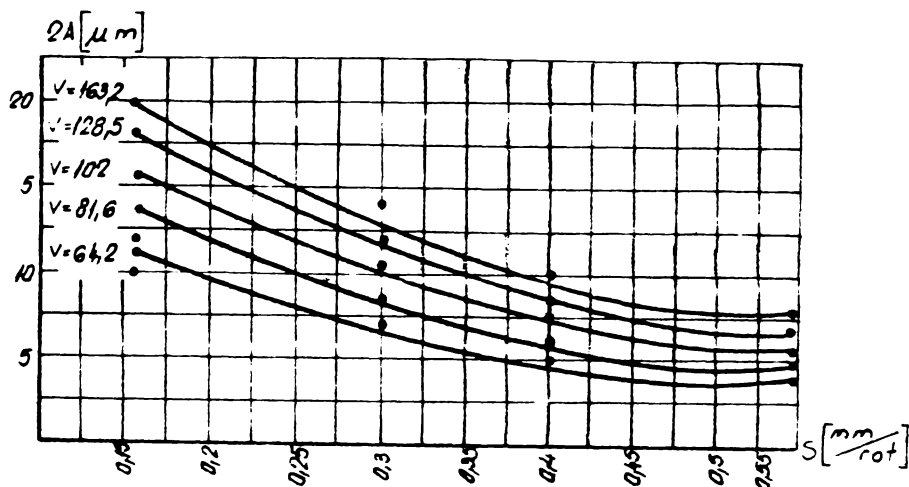


Fig.7.26

vent folosite la degroșare - de peste 0,5 mm/rot, aceasta să fie sub 10μ m.- adică sub mărimea de referință pentru aceste operații. Din aceleași diagrame se mai observă și faptul că, pe măsură ce viteza de așchiere scade, se reduce și amplitudinea autovibrațiilor. Comparând curbele din cele două diagrame se observă că cele din fig.7.25 pentru care $t = 1,5$ mm stabilizează mai repede procesul decât curbele din fig.7.26 unde $t = 2$ mm, fenomenul se datorează variației adâncimii de așchiere, cunoscut fiind, că reducerea adâncimii stabilizează procesul de așchiere.

Inregistrarea pentru cazul prelucrării cu adâncime de așchiere $t = 2$ mm la o viteză $v = 102$ m/min pentru valori ale avansului de 0,56 - zona d; 0,4 zona c, 0,28 zona b și 0,16 zona a este prezentată în fig.7.27 din care se observă efectul puternic stabilizator la



Fig.7.27

avansuri mari de așchiere. O altă serie de încercări s-au efectuat pe strungul SNA 500 dar folosind instalația prezentată în fig.7.28. Încercarea a avut drept principal scop urmărirea perioadei tranzitorii - a procesului de așchiere - trecerea din domeniul de instabilitate caracterizat prin vibrații puternice, în domeniul de stabilitate, cu vibrații mult diminuate, prin mărirea avansului. Din fig.7.28 se observă înlocuirea motorului electric de mare viteză de pe cutia căruciorului, cu un hidromotor orbital tip OWP 50

Din cele două diagrame se poate observa că avansul stabilizează puternic procesul de așchiere.

Pe măsură ce valoarea avansului crește amplitudinea autovibrațiilor se reduce ajungând ca la valori ale avansului - frec-

în acest fel avansul devine independent, el fiind asigurat de un sistem hidrostatic, care conține următoarele elemente: F filtru de ulei, P pompa hidrostatică, SD supapa de descărcare, M momentul pentru controlul presiunii în circuitul hidraulic, HMR hidromotorul rotativ, a cărui turație este măsurată de tahogeneratorul TG printr-un angrenaj de multiplicare (7:1).

La ieșirea din HMR. este dispus servoregulatorul de viteză RV, o supapă automată de aerisire SAA și supapa de contrapresiune SCP. Pompa P debitează în sistem la presiunea maximă reglată prin supapa de descărcare SD. Debitul refulat la hidromotorul rotativ HMR care pune în miș-

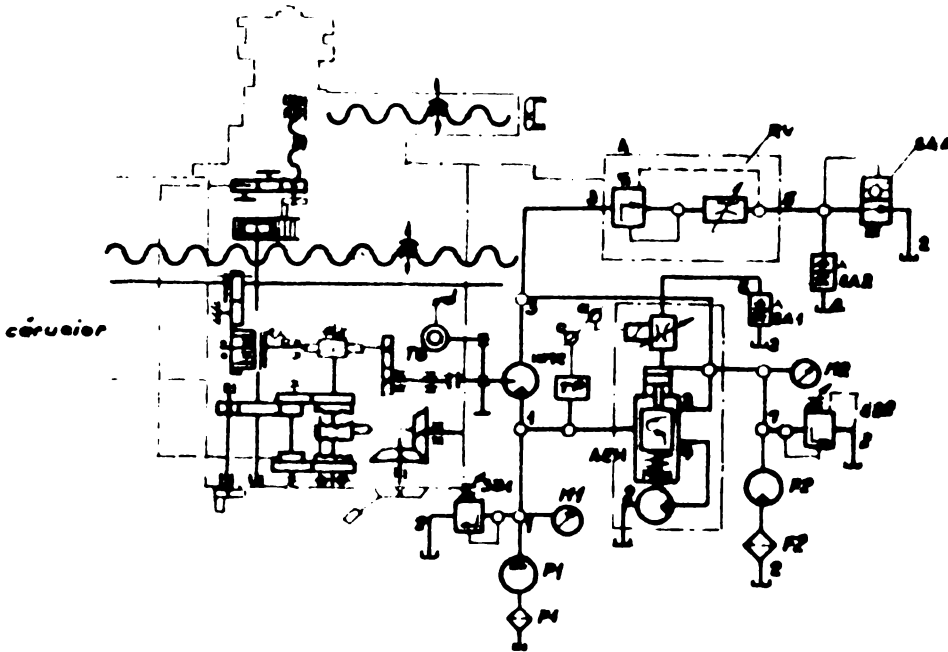


Fig.7.28

care sistemul de avans prin lanțul cinematic al acestuia. Servoregulatorul RV dispus la ieșirea din HMR reglează valoarea vitezei de avans. Încercările experimentale s-au efectuat pe strungul SNA 500 folosindu-se montajul din

fig.7.28 iar măsurătorile de vibrații s-au executat după schema din fig.7.29 în care: T_v este un traductor accelerometric de vibrații, A amplificator de tensiune, OS osciloscop, OG oscilograf, SA surse de alimentare pentru oscilograf. Se observă că în oscilograf intră semnale de la traductorul T_v

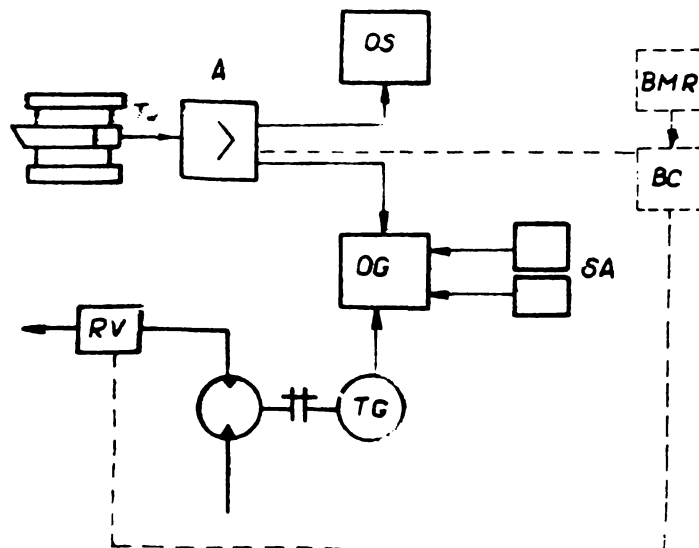


Fig.7.29

și de la tahogeneratorul TG care măsoară turația hidromotorului HMR. În fig.7.29 cu linie întreruptă s-a reprezentat BC blocul de comparație și BMR, blocul mărimilor de referință care nu s-au utilizat pentru aceste încercări, reglarea avansului efectuându-se manual la

servoregulatorul SR în funcție de valorile citite pe oscilograful OS. În cazul folosirii însă, ca mărime comandată a avansului în CA după autovibrații, la instalația prezentată adăugarea celor două

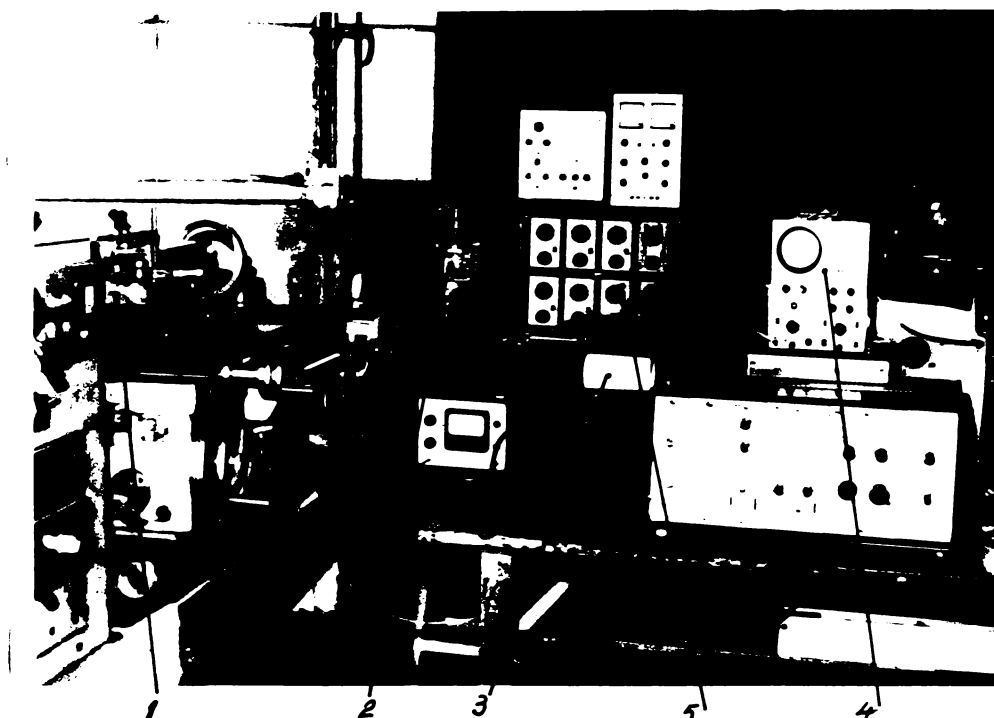


Fig. 7.30

elemente BMR și BC întregesc schema prin care în condiții efective de producție se poate realiza CA a strungului.

În fig.7.30 este prezentată vederea generală a instalației folosite, în care 1 portcușitul cu traductor, 2 servoregulator de viteză, 3 oscilograf, 4 osciloscop, 5 surse de alimentare.

În instalația folosită după cum s-a arătat intră și ansamblul hidromotor cu tahogenerator. Montajul acestor elemente este prezentat în fig.7.31 în care s-a notat 1 tahogenerator, 2 hidromotor Dantoss tip DMP 50, 3 placă intermediară de adaptare, 4 angrenaj (7:1) 5 căruciorul strungului. Se observă că tahogeneratorul este fixat printr-o flanșă de hidromotor fiind angrenat cu arborele acestuia prin roțile dințate 4, prin care se realizează semnalul folosit la

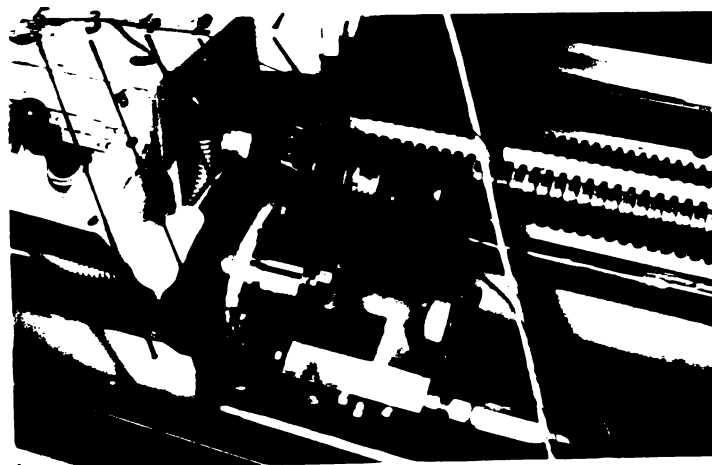


Fig.7.31

înregistrarea mărimii avansului. În montajul folosit rămâne utilizabil și avansul mecanic al strungului. Hidromotorul folosit 176 pentru funcționarea în regim continuu are următorii parametri: $n = 800$ rot/min la 40 l/min, $M = 4,5$ daN m la $p = 70$ daN/cm². Caracteristica, moment constant la turație variabilă, recomandă utilizarea acestui motor în sistem cu reglare continuă a turației, iar din punct de vedere energetic se caracterizează printr-un randament satisfăcător $\eta = 0,80$. Calitățile hidromotorului au fost testate la mers în gol -pe stand- cât și montat pe cărucior. În montajul de cărucior s-au

s-a efectuat măsurători fig.7.32 prin care s-a urmărit stabilitatea

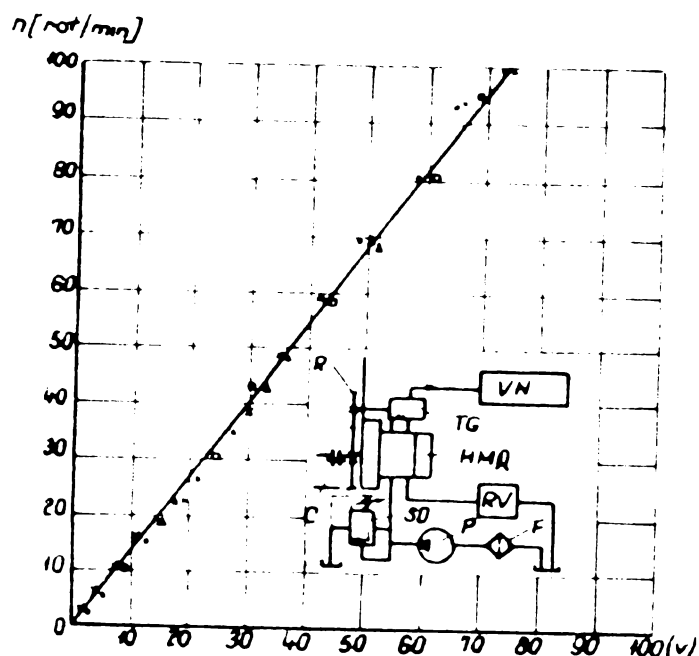


Fig.7.32

cules la voltmetrul numeric VN. la care s-a urmărit turația hidromotorului. Măsurătorile s-au făcut pe un lot de piese (material OLC45 cu ϕ 70 mm, sculă cu plăcuță HS10) pentru adâncimi de așchiere cuprinse între 0,5-3 mm la un avans constant. Montajul din fig.7.32 a servit și la stabilirea funcției $U_{TG} = f(n_{HMR})$ reprezentată în aceeași figură. S-au efectuat și încercări în regim de durată pentru a se studia influența temperaturii și vâscozității asupra caracteristicilor motorului, în care concluziile au fost favorabile fapt ce a condus la utilizarea acestui montaj.

Regulatorul de viteză RV cu două căi al firmei Vickers cu caracteristicile $Q=80$ l/min la $p_{max} = 150$ daN/cm² este reprezentat în fig.7.33. Regulatorul 1 este fixat pe postamentul 2 din regulator pornesc furtunele 3 de intrare și ieșire.

În fig.7.34 este reprezentată curba caracteristică $Q = f(\theta)$ (debit funcție de unghiul de rotație θ al rozetei sertarului), în aceeași figură fiind reprezentată și schema de montaj ce a servit la efectuarea măsurătorilor pentru stabilirea dependenței $Q=f(\theta)$. Pe abscisă s-au mai indicat și cele două domenii A și B (din cele 5 existente A....E) iar pe ordonată

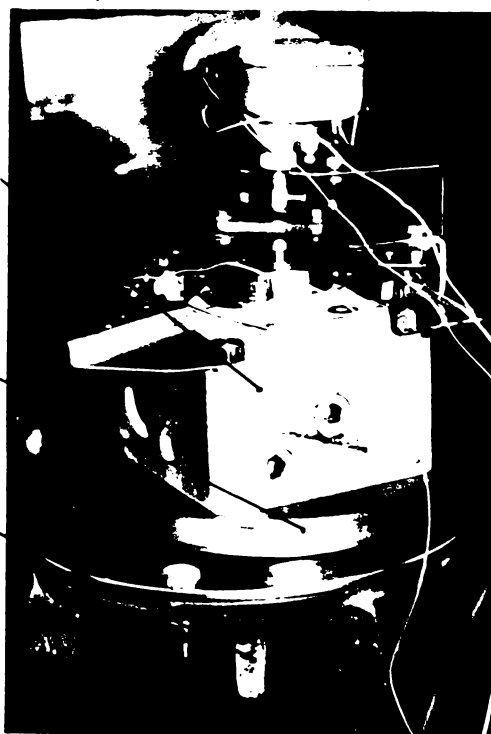


Fig.7.33

funcționării pentru diferite încărcări, în figură este prezentată și instalația folosită pentru testarea caracteristicilor sale în care s-a notat F filtru, P pompă, SD supapă de descărcare, HMR hidromotor rotativ, C cărucior, R transmisia dințată, TG tahogenerator, VN voltmetru, - Hidromotorul a fost montat pe căruciorul C al strungului prin angrenajul R transmitând mișcarea la TG. semnalul fiind

s-a trecut și echivalența avansului longitudinal mm/min. Se constată

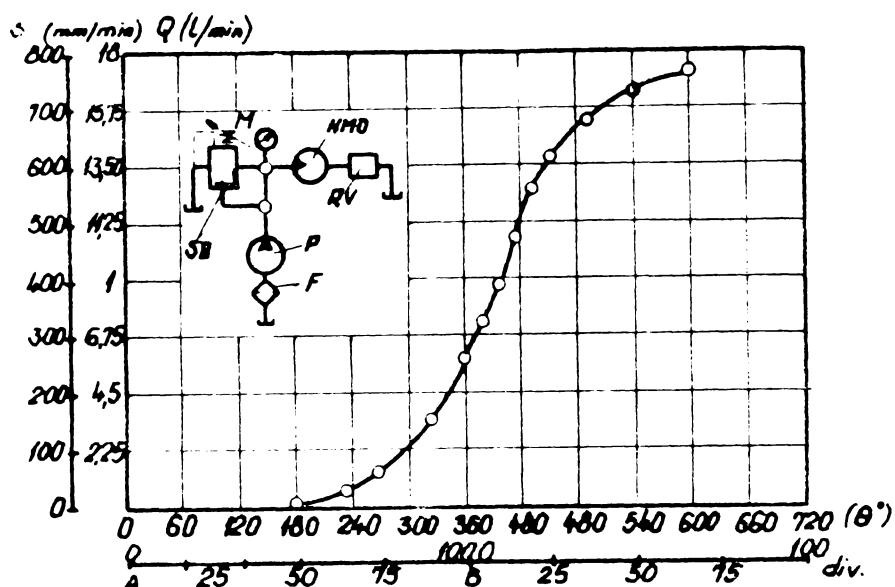


Fig.7.34

lucru sub capacitatea disponibilă a regulatorului. La așchierea probelor pentru aceste experimentări s-a folosit un portcușit 1 cu rigiditate redusă fig.7.35 în care s-a fixat scula 2 de prelucrat cu plăcuță din carbură metalică T15K6, pe acesta fixându-se traductorul de vibrații 3 tip 35 a 04110, acesta fiind protejat de așchiile rezultate în urma procesului de așchiere.

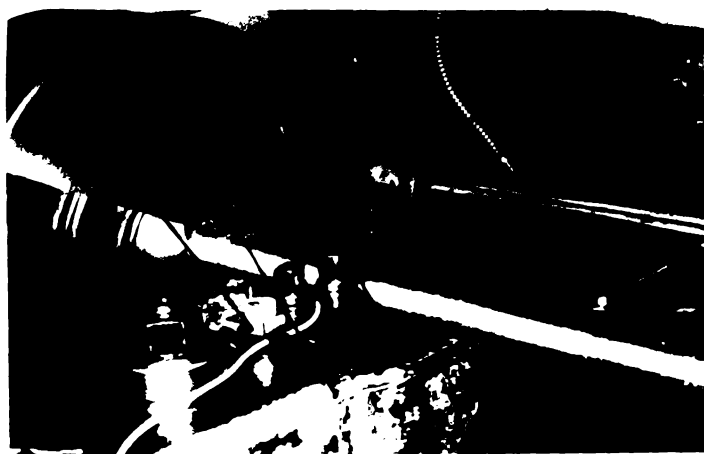


Fig.7.35

În fază inițială (pentru avansul prezentat) amplitudinea autovibrațiilor avea valoarea $46,8 \mu\text{m}$. prin modificarea avansului de la $0,128 \text{ mm/rot}$ la $0,56 \text{ mm/rot}$. amplitudinea autovibrațiilor a scăzut așa cum se observă din fig.7.36 la $9,3 \mu\text{m}$. Înregistrarea prezentată în fig. 7.37 s-a efectuat pe un oțel OLC45 cu $t = 1 \text{ mm}$ $n = 300 \text{ rot/min}$; $s = 0,09 \text{ mm/rot}$. Și din această figură se observă o atenuare a amplitudinii autovibrațiilor de la $64 \mu\text{m}$ la $7 \mu\text{m}$. prin creșterea avansului de la $0,09 \text{ mm/rot}$. la $0,56 \text{ mm/rot}$.

că pentru debitul existent în sistem, variația sa la modificarea unghiului de rotire al rozetei este liniară în intervalul

$$\theta = \frac{3\sqrt{L}}{2} \div \frac{5\sqrt{L}}{2}$$

Extremele curbei par paralele cu abscisa pe prima parte datorită insensibilității regulatorului la debite foarte mici, iar pe ultima parte datorită plafonării debitului de

În cele ce urmează se vor reprezenta câteva înregistrări efectuate pe instalația prezentată. În figura 5.36 este reprezentată înregistrarea pentru prelucrarea unui oțel OLC45 cu regimul de așchiere $t=1,5 \text{ mm}$; $n = 500 \text{ rot/min}$; $s = 0,128 \text{ mm/rot}$. Înregistrarea reprezintă amplitudinea autovibrațiilor, iar b avansul.

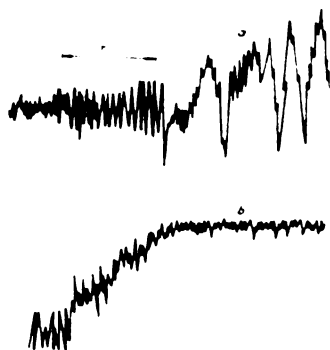


Fig.7.36

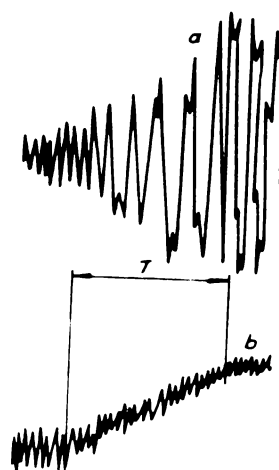


Fig.7.37

Din analiza celor două înregistrări cit și din diagramele prezentate în fig.7.35, 7.36 se remarcă tendința de stabilizare a procesului de așchiere cu creșterea avansului la așchiera pe strunguri, fapt evidențiat clar în fig.7.36 și 7.37 unde s-a realizat înregistrarea simultană a variației avansului, înregistrarea a și a amplitudinii autovibrațiilor, înregistrarea b.

7.2.3. Concluzii

Visavis de considerațiile teoretice expuse în cap.4, încercările experimentale efectuate pe strungul SNA 500 cu o mare diversitate de regimuri, deci de condiții de așchiere, au avut darul de a întări aceste considerații și de a evidenția rolul pe care îl au cei doi parametri v și s ai regimului de așchiere în stabilizarea procesului de așchiere pe strunguri

- rigiditatea mașinilor unelte și respectiv a STE joacă un rol important în desfășurarea liniștită a așchierii, stabilitatea unui proces depinzând în mare măsură de aceasta.

- la viteze de așchiere ridicate și joase procesul se stabilizează, fapt confirmat de înregistrările prezentate la cap.7.2., chiar dacă acestea nu se mențin tot timpul în limitele viteselor economice, știut fiind că durabilitatea crește substanțial cu reducerea autovibrațiilor [56]

- avansul este parametrul ce stabilizează puternic procesul de așchiere dar folosirea sa în acest scop este limitată. În cazul strungului SP-630-NC încărcarea automată se realizează pe seama variației avansului fapt ce înlătură posibilitatea folosirii sale în stabilizarea procesului (când se lucrează cu SI) și de asemenea

la operațiile finale unde se necesită o calitate a suprafeței cel puțin constantă dacă nu și ridicată. Excluzând aceste două aspecte se poate fi folosit cu bune rezultate în stabilizarea procesului de aşchiere, evident însă că aceasta presupune trecerea la un avans independent.

7.3. Elemente specifice SCA după autovibrații, construcția și încercarea lor.

7.3.1. Blocul electronic pentru comanda adaptivă după autovibrații (CAVB)

Cum s-a prezentat în cap.6 schema bloc, conținând logica (SCAVB) fig.6.13 a fost concepută și realizată într-o structură originală, compactă și simplă, în construcția ei utilizându-se componente electronice de fabricație internă. În schema bloc fig.6.13 traductorul de vibrații T_v și amplificatorul A sînt componente ce nu sînt analizate în cadrul construcției considerate. Decizia pe care trebuie să o ia SCAVB este funcție de semnalul U_v ce se transmite de la traductorul T_v prin amplificatorul A la blocul de com-

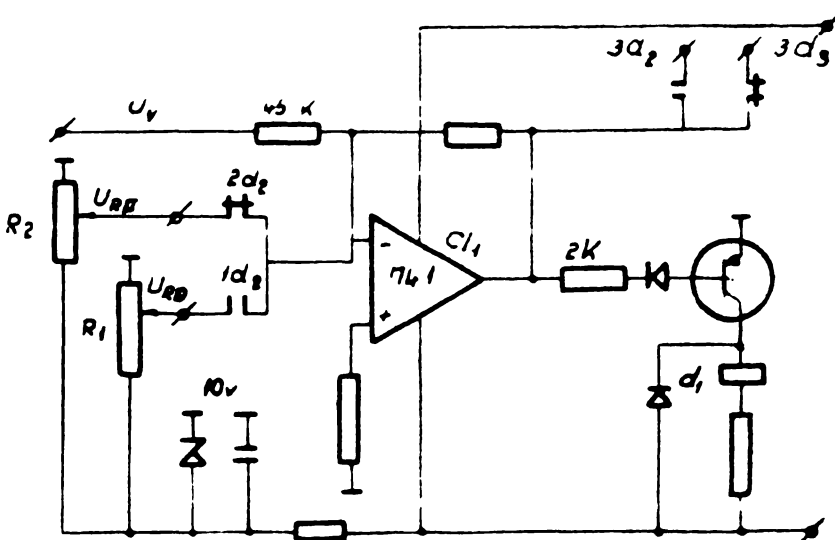


Fig.7.38

parare BC_A , acesta fiind materializat prin schema electronică prezentată în fig.7.38. Revenind la fig. 6.13 se observă că semnalul U_v ce intră în BC_A se compară în permanență cu: mărimile de referință din blocul mărimilor de referință BMR. Acest bloc în schema de principiu din

fig.7.38 este reprezentat prin potențiometrele R_1 și R_2 prin care se stabilesc mărimile de referință U_{RD} și U_{RP} pentru operațiile de degroșare și semifinisare, respectiv pentru operațiile de finisare. În funcție de logica stabilită, unul din aceste semnale U_{RD} sau U_{RP} se compară în permanență cu semnalul cules de traductorul T_v din procesul de aşchiere. Elementul care realizează în mod concret compararea mărimilor amintite este circuitul integrat CI_1 . Revenind la schema bloc din fig.6.13 corespunzător logicii stabilite în SCAVB apar două aspecte distincte și anume.

a)- cazul cînd amplitudinea undei vibratoare A transpusă în semnal electric U_v , captată de traductorul T_v , este mai mică decît mărimea de referință cu care se compară în blocul mărimilor de referință (semnalale U_{RD} sau U_{RF}); $U_v < U_R$ în această situație se apreciază că procesul se desfășoară liniștit iar valoarea vitezei este dictată de sistemul de bază fig.6.13 din condiția de economie, semnalul (-) fiind transmis la elementul ECV, prin care comanda la elementul de execuție CV se realizează din blocul de comandă al sistemului de bază [156] prin elementul V_T ce stabilește viteza economică. Acesta de fapt este cazul care trebuie să se păstreze în permanență în sistem și SCAVB are tocmai acest scop.

b)- cazul cînd amplitudinea undei vibratoare prin semnalul U_v este mai mare decît mărimea de referință stabilită prin potențio-metrele R_1 sau R_2 ; $U_v > U_R$. În această situație se apreciază că procesul de aşchiere este instabil și conform aceleiași logici din cap. 6 semnalul rezultat din compararea în CI_1 este transmis prin contactele 3 d_2 sau 3 d_3 ale releelor d_2 și d_3 la elementul de execuție (acesta fiind o cutie de viteze pentru acționarea principală). Revenind la schema bloc din fig. 6.13, semnalul rezultat (+) nu mai este transmis la ECV ci la elementul de comutare EC. În acest caz în elementul ECV se realizează comutarea de pe blocul de calcul al vitezei economice V_T pe elementul V_{ef} care va comanda elementul de execuție CV după logica stabilită în SCAVB.

Din schema bloc fig.6.13 se observă că semnalul captat din proces se compară în EC_A respectiv în fig.7.38 în CI_1 , cu mărimile de referință din BMR care în schema din figură sînt potențio-metrele R_1 pentru operațiile de degroșare cu mărimea U_{RD} și R_2 pentru operațiile de finisare cu mărimea U_{RF} . Comutarea semnalului din BMR pe circuitul de degroșare sau finisare se realizează prin elementul de selecție ES, iar pentru transmiterea semnalului la elementele de execuție se utilizează elementul de comutare EC, a cărui funcție este de a transmite semnal la elementul de acordaj pentru finisare EAV_F sau degroșare EAV_D și EAS_D . Comutarea celor două elemente ES și EC se realizează automat în funcție de valoarea forței de referință F_{sr} prin semnalul $U_{P_{sr}}$ [156] sau a vitezei V ; ce se vor compara cu $F_{sr_{min}}$ respectiv V_{cr} .

Schema de principiu a acestui element de comparare este prezentată în fig.7.39. Prin potențiometrul reglabil din figură valorile lui $F_{sr_{min}}$ ($U_{P_{sr_{min}}}$) sau V_{cr} ($U_{V_{cr}}$) care au următorul sens:

- componenta $F_{sr\min}$ reprezintă

minimul forței de referință stabilită pentru cele trei

casuri de prindere a piesei: combinat, între virfuri și în universal [156] și luți în considerare în cap.6. pentru prelucrările de degroșare. Sub acest minim $F_{sr} < F_{sr\min}$ au loc prelucrările de finisare la strunjire.

- în cazul vitezei, valoarea critică v_{cr} se consideră a fi valoarea vitezei

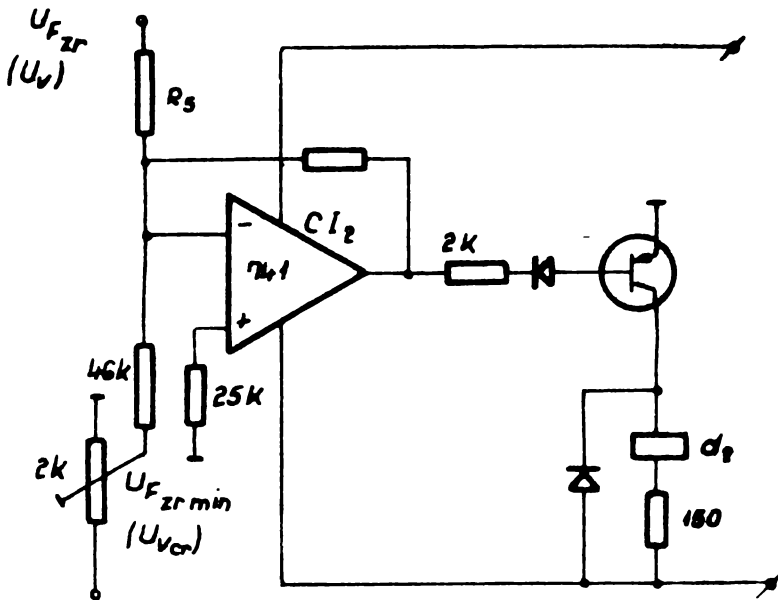


Fig.7.39

se pentru care amplitudinea A este maximă ($v_{cr} \approx 180 \div 250$ m/min). Conform celor stabilite în cap.4 pentru $v < v_{cr}$ procesul devine stabil și este cazul prelucrărilor de degroșare iar pentru $v > v_{cr}$ procesul devine de asemenea stabil, pentru prelucrările de finisare.

În cazul cînd procesul de așchiere este instabil, adică $U_v > U_R$ în ambele cazuri pentru degroșare sau finisare, comutarea mărimilor de referință U_{RD} sau U_{RP} pentru compararea cu U_v se realizează de către $F_{sr}(v)$ acesta fiind parametrul care sesizează prin mărirea sa felul operației ce are loc (degroșare și semifinisare sau finisare). Cazul cînd $F_{sr} > F_{sr\min}$ ($v < v_{cr}$) corespunde prelucrărilor de degroșare și în această situație (menținînd condiția de instabilitate înaintea precizată; $U_v > U'_R$) prin compararea celor două mărimi în CI2 se transmite semnal la releul d_2 care conectează contactul 1 d_2 -fig.7.38 pentru compararea mărimii U_{RD} cu U_v și simultan cu acesta contactul $3d_2$ pentru a se transmite semnal spre elementul de execuție.

Cazul cînd $F_{sr} < F_{sr\min}$ ($v > v_{cr}$) corespunde prelucrărilor de finisare și în acest caz $U_{RP} < U_{vcr}$ iar releul d_2 nefiind alimentat contactele normal deschise $1d_2$ și $3d_2$ revin la poziția inițială compararea în acest caz efectuîndu-se pentru U_{RP} prin contactul normal închis $2d_2$ iar transmiterea semnalului la elementul de execuție se efectuează prin contactul normal închis $3d_3$. Din analiza schemei din fig.7.39 se observă că circuitul dintre CI2 și d_2 materializează de fapt cele două elemente din schema bloc fig. 6.13 EC și ES.

Datorită faptului că viteza de așchiere are o pondere însemnată

În evaluarea puterii la prelucrarea pe NU, pe circuitul de comandă pentru finisare acest parametru puterea, s-a introdus ca mărime limitativă, întrucît pe acest circuit stabilizarea procesului are loc

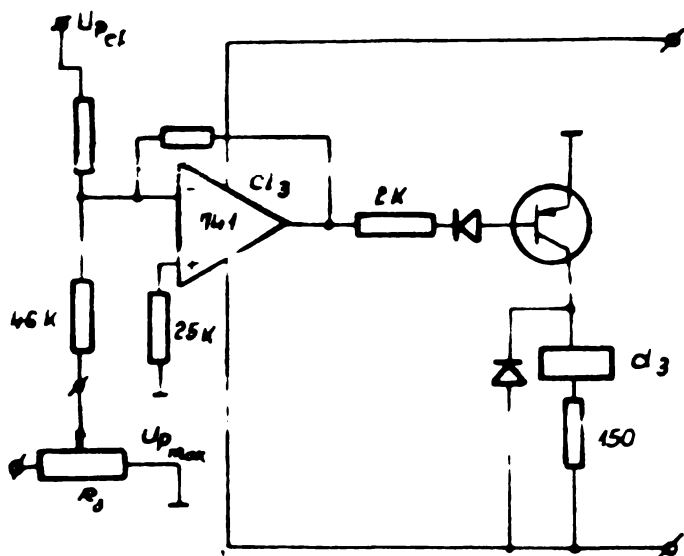


Fig.7.40

prin creșterea de viteză. În schema bloc din fig.6.13 se observă că în elementul RAV_p se introduce semnalul de la putere U_p care limitează creșterea de viteză dictată de SCAVB. Această limitare este materializată în blocul CAVB prin schema de principiu din fig.7.40. Puterea maximă admisă la arborele principal U_{Pmax} se stabilește prin potențiometrul R_3 iar puterea

efectivă U_{Pef} transmisă de un element termic fixat în înfășurarea statorică a motorului electric acționarea principală se compară în permanență cu U_{Pmax} . În toate cazurile cînd $U_v > U_{RP}$, SCAVB va acționa în sensul stabilizării procesului prin creșterea vitezei. Dacă însă prin creșterea vitezei v se depășește puterea maximă admisă la arborele principal, exprimată prin U_{Pmax} adică $U_{Pef} > U_{Pmax}$, prin elementul de comparare CI_3 se transmite semnal releului d_3 , care comută contactul $3d_3$ de pe poziția normal închis întrerupînd semnalul ce se transmite din comparatorul CI_2 spre elementul de execuție. Prin compunerea celor trei blocuri de comparare s-a realizat schema

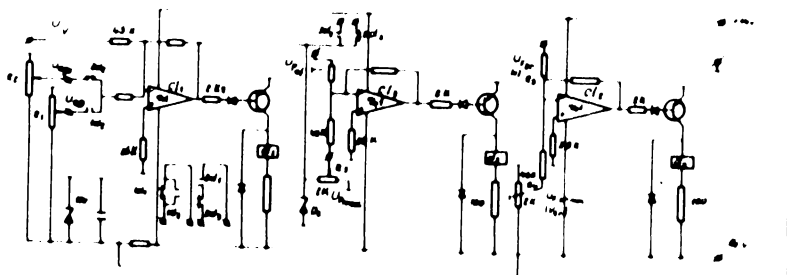


Fig.7.41

generală de principiu ce reprezintă logica SCA după autovibrații. În fig.7.41 este prezentată schema electronică a întregului bloc cu circuitele ce-l caracterizează. Semnalul transmis de traductorul de vibrații (reprezentat în schema bloc din fig. 6.13) după ce în prealabil

a fost amplificat intră în circuitul CI_1 utilizat ca bloc de comparare BC_A . Semnalul se compară cu mărimile de referință date de potențiometrele R_1 și R_2 corespunzătoare prelucrării de degroșare sau de finisare. Comutarea circuitelor din blocul de comparare, pe finisare sau degroșare se realizează cu releul d_2 prin cele două

contacte, $2d_2$ normal închis pentru operațiile de finisare și ld_1 normal deschis pentru operațiile de degroșare și semifinisare. Comanda releului d_2 se realizează de la forța de referință cu CI_2 prin semnalul U_{FZR} (v) se compară cu valorile inițial prescrise U_{FZRmin} (v_{cr}). Contactul ld_2 normal deschis transmite semnal elementului de execuție atunci când $U_v > U_{RD}$ pentru $U_{FZR} > U_{FZRmin}$ ($v < v_{cr}$) acest caz corespunzând fazelor de degroșare din proces. Când $U_{FZR} < U_{FZRmin}$ ($v > v_{cr}$) se produce comutarea de pe ld_2 pe $2d_2$ acesta corespunzând fazelor de finisare. Logica se păstrează și în acest caz, adică pentru $U_v > U_{RF}$ din compararea celor două mărimi semnalul rezultat se transmite prin $3d_3$ la elementul de execuție; în ambele cazuri acesta fiind cuplajele electromagnetice ale acționării principale pentru schimbarea turației, evident, combinația de comenzi a cuplajelor păstrînd logica stabilită.

În cazurile când este cuplat contactul $2d_2$ (deci pentru fazele de finisare) în sistem se compară și semnalul transmis de putere U_{Pef} , prin CI_3 . Sub acest aspect problema se pune în sensul comparării în permanență a puterii echivalente prin semnalul U_{Pef} cu puterea maximă U_{Pmax} suportată de acționarea principală a strungului. Când inegalitatea $U_{Pef} < U_{Pmax}$ nu mai este respectată prin releul d_3 se deschide contactul $3d_3$ și prin urmare comanda la elementul de execuție este întreruptă.

Cele prezentate sînt legate de cazurile când semnalul $U_v > U_R$ (adică procesul este instabil), în majoritatea cazurilor însă $U_v < U_R$ adică, aceasta presupune că așchiera este liniștită și prin urmare comanda vitezei de așchiere se face prin sistemul de bază 156 din condiția de economicitate și deci contactele ld_1 ; $2d_1$; ld_3 și $2d_3$ realizează comutarea circuitelor de comandă pe sistemul de bază. În toate cazurile când procesul se desfășoară liniștit viteza de așchiere este cea economică V_T și ea este stabilită prin blocul de calcul din sistemul de bază [156].

Așa cum s-a stabilit, pentru cazurile când CA pentru SI nu funcționează stabilizarea procesului se poate realiza și prin reglarea avansului (sau a vitezei când mărimea de comutare este v_{cr}) în sensul creșterii sale. Această logică este valabilă pentru operațiile de degroșare, comanda realizîndu-se prin releul d_2 la ld_2 și $3d_2$ de unde printr-un element de comutare legat în circuitul SIA se transmite semnal la elementul de execuție pentru mecanismul de avans. În fig.7.42 este prezentat blocul pentru CA după autovibrații conținînd circuitele integrate 1, relelele 2, placa cu circuite integrate 3, rezistențele 4 și diodele 5.

Incercările efectuate pe simulator au confirmat logica sta-

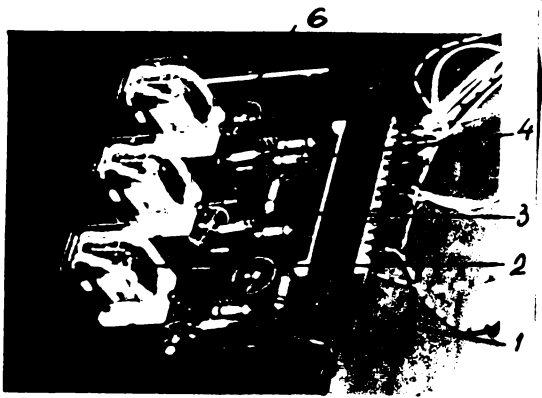


Fig. 7.42

glare manuală R_1, R_2, R_5, R_6 și R_7 dispuse pe o placă separată.

Prin stabilirea și reglarea potențioanelor pentru diferite valori U_R ale mărimilor de referință, $U_{P_{max}}$ pentru putere și $U_{F_{zr_{min}}}$ (v_{cr})

pentru forța de referință respectiv, viteza critică s-a realizat compararea în BC_A a semnalului U_V simulat pe un potențiomtru P_7 ,

funcție de mărimea acestuia semnalele au fost transmise lămpilor L. In fig. 7.44 este prezentată o vedere generală a simulatorului

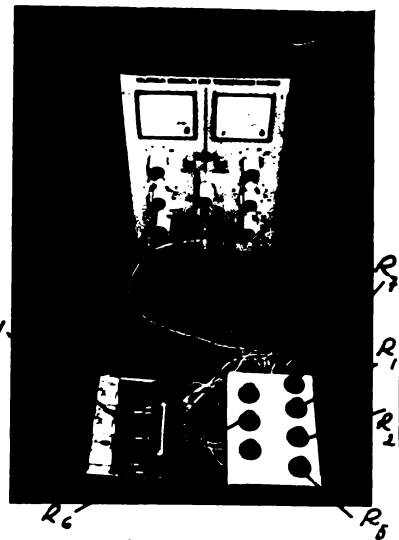


Fig. 7.44

pe care s-au efectuat încercările, unde se distinge blocul electronic de comandă 1 ce conține componentele electronice menționate cu lămpile L și placa cu potențioanelor R_7 pentru semnalul de intrare U_V ; R_1 pentru mărimea de referință la degroșare U_{RD} ; R_2 pentru mărimea de referință la finisare U_{RF} ; R_5 pentru forța de referință $U_{F_{zr}}$ și R_6 pentru puterea efectivă $U_{P_{ef}}$. Se observă că, construcția acestui bloc este simplă ușor de realizat și adaptat pe orice strung ce oferă posibilități de reglare adecvate pentru acționarea de avans sau a mișcării principale.

bilită ele realizând cu precizie comutările circuitelor de comandă pentru fazele stabilite. In fig. 7.43 se prezintă schema blocului de comandă pentru simulare în care se observă că pe ieșirile spre elementele de execuție au fost dispuse lămpile L și potențioanelor cu re-

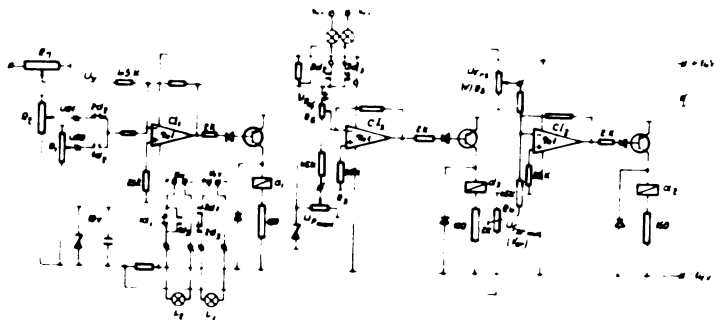


Fig. 7.43

pe care s-au efectuat încercările, unde se distinge blocul electronic de comandă 1 ce conține componentele electronice menționate cu lămpile L și placa cu potențioanelor R_7 pentru semnalul de intrare U_V ; R_1 pentru mărimea de referință la degroșare U_{RD} ; R_2 pentru mărimea de referință la finisare U_{RF} ; R_5 pentru forța de referință $U_{F_{zr}}$ și R_6 pentru puterea efectivă $U_{P_{ef}}$. Se observă că, construcția acestui bloc este simplă ușor de realizat și adaptat pe orice strung ce oferă posibilități de reglare adecvate pentru acționarea de avans sau a mișcării principale.

7.3.2. Cuplaj inductiv de comandă

Utilizarea acestui element a fost necesară pentru a se putea realiza comanda reglării avansului, care așa cum s-a mai specificat, este independent. Atunci când BCA după autovibrații lucrează fără SI (în care avansul era considerat parametru reglat) semnalul din BC_A se transmite acestui cuplaj inductiv CI care comandă variația

mărimii avansului conform logicii stabilite. Pentru prelucrarea de degroșare în cazurile când $U_V > U_{RD}$ semnalul rezultat din compararea în blocul BC_A - fig.6.13- avansului aceasta avînd drept scop scoaterea procesului din domeniul de instabilitate.

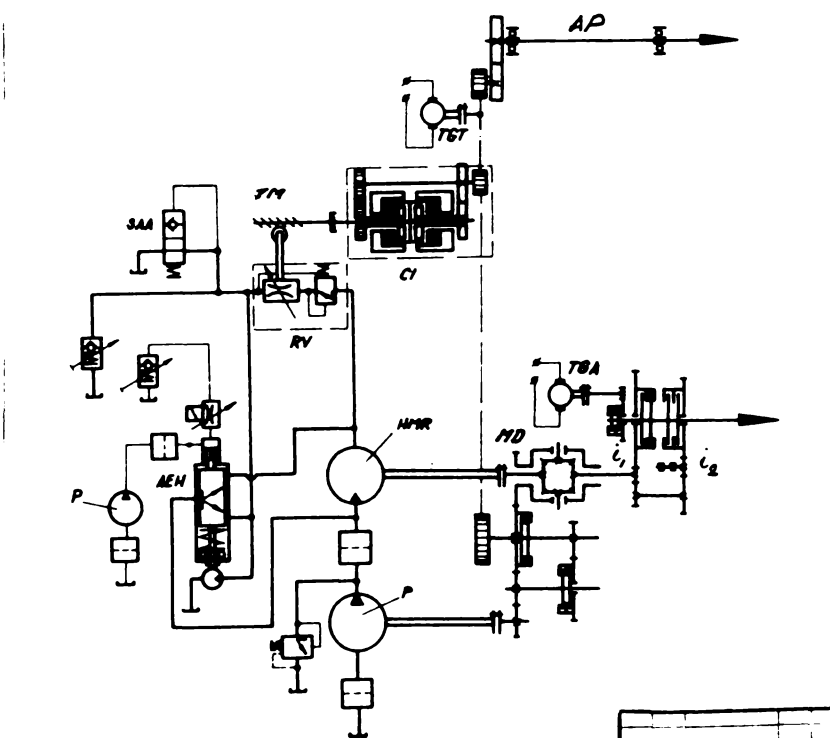


Fig.7.45

În fig.7.45 este prezentată schema de principiu după care se realizează acest reg-

laj. Semnalul din blocul de compara-re BC_A se transmite la cuplajul CI a cărui mărime de ieșire (tura-ție) prin intermediul unei transmisii melcate TM realizează reglarea regulatorului de viteză RV din circuitul hidraulic al mecanismului de avans.

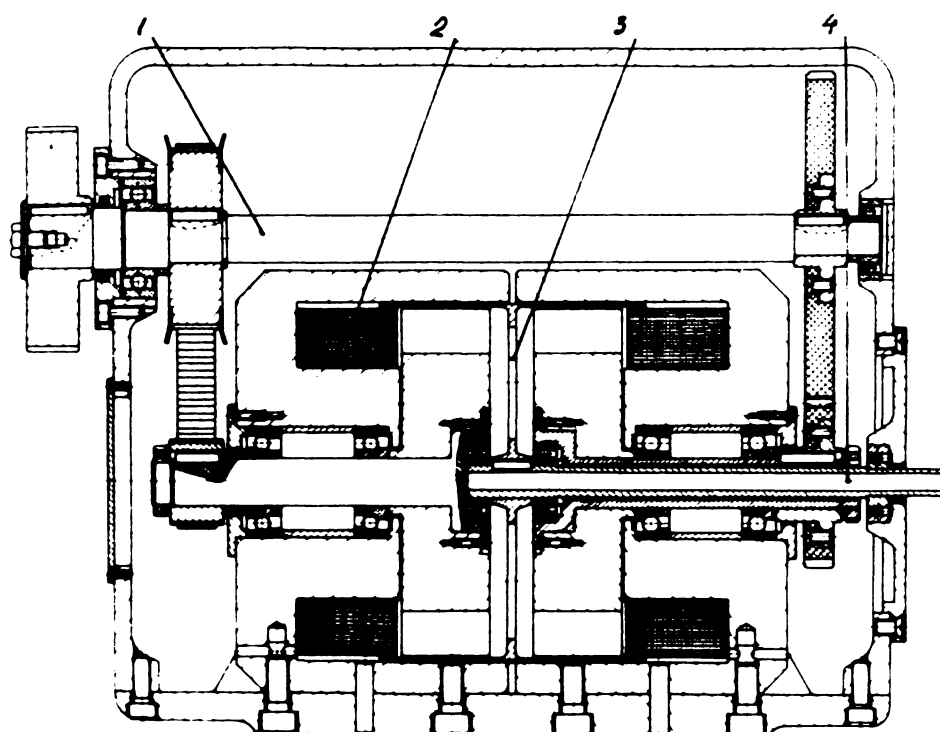


Fig.7.46.

Din figură se observă că reglarea continuă a avansului pe domenii, se realizează în mecanismul diferențial ND prin însumarea mișcării primite de la arborele principal AP și a mișcării introduse de hidromoterul rotativ HMR a cărui turație se reglează cu regulatorul de viteză RV. Mișcarea rezultantă din compunerea celor două mișcări se transmite elementelor de execuție (sanie longitudinală sau transversală) prin transmisia dințată cu raportul 1, destinată avansurilor mari. Schema prezentată este concepută și realizată prin contract de cercetare cu IS Arad și ICPMUA București la colectivul de MJ a facultății de Mecanică de la I.P.T.V. Timișoara și ea funcționează în condiții normale. Condiția principală pe care CI trebuie să o satisfacă este ca $M_r > M_{reg}$, unde:

M_r - momentul de rotație la arborele de ieșire din CI N.m

M_{reg} - momentul rezistent la arborele de ieșire din CI N.m

Acest element a fost proiectat la Facultatea de Mecanică a I.P.T.V. Timișoara și realizat la ICPMUA Filiala Arad 69 139. În fig. 7.46 este prezentată o vedere generală a CI în care sînt prezentate elementele constructive ale acestuia: 1 arbore de intrare, 2 bobine electromagnetice, 3 rotorul și 4 arborele din ieșire. Principalele caracteristici ce s-au urmărit prin construcția CI sînt momentul M funcție de tensiunea de alimentare U . $M=f(U)$ la diferite turații de intrare și turația de ieșire n , funcție de tensiunea de alimentare U , $n = f(U)$. În acest sens s-au efectuat încercările CI

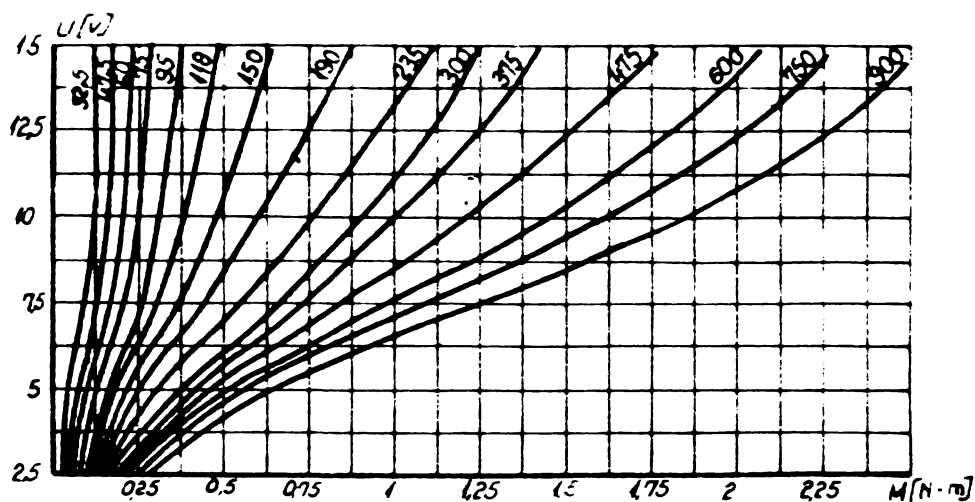


Fig.7.47.

în urma cărora s-a stabilit caracteristica de moment prezentată în fig. 7.47 din care se observă că la tensiuni de comandă ridicate și turații de intrare mare este aproximativ liniară.

În fig.7.48. se prezintă caracteristica de turație din care se desprinde concluzia că la tensiuni de comandă mici alunecările sînt mari acestea reducîndu-se pe măsura ce crește semnalul de comandă. Acest lucru este foarte bine ilustrat în înregistrarea prezentată în fig.7.49 în care se indică duratele tranzitorii pentru

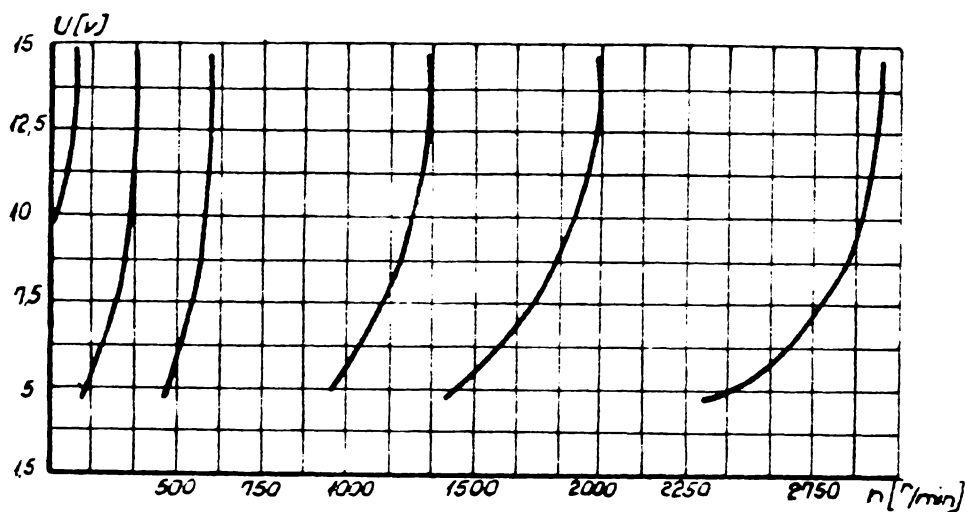


Fig.7.48

trei turații consecuti-
ve ale arborelui prin-
cipal, cu duratele tran-
zitorii corespunzătoare.
Astfel pentru turația
de 63 r/min $T_1=0,341$ s
pentru turația de 90
r/min $T_2=0,305$ s iar
pentru turația de 125
r/min $T_3=0,27$ s.
Concluziile desprinse
în urma acestor încer-

cări sînt legate în primul rînd de aspecte ale automaticii și din
acest punct de vedere CI corespunde cerințelor impuse, cel de al doi-
lea aspect fiind legat de
condițiile mecanice consi-
derate satisfăcătoare și
constructive pentru care
acesta este considerat re-
lativ complex. In fig.7.50
cu 1 s-a notat CI din care

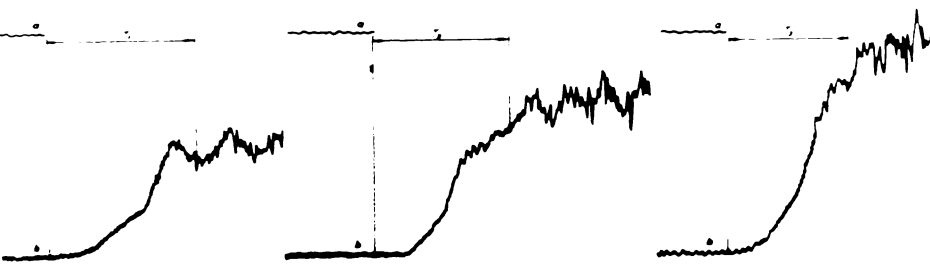


Fig.7.49

se observă modul de amplasare al acestuia precum și legătura sa cu
regulatorul de viteză 2,
dispus pe placa hidraulică.
In figură este prezentată
partea din spate a strun-
gului model SP-630-NC -AC
pe care s-a notat cu 4
partea de acționare a me-
canismului de avans a că-
rui cinematecă este reda-
tă în fig.7.51

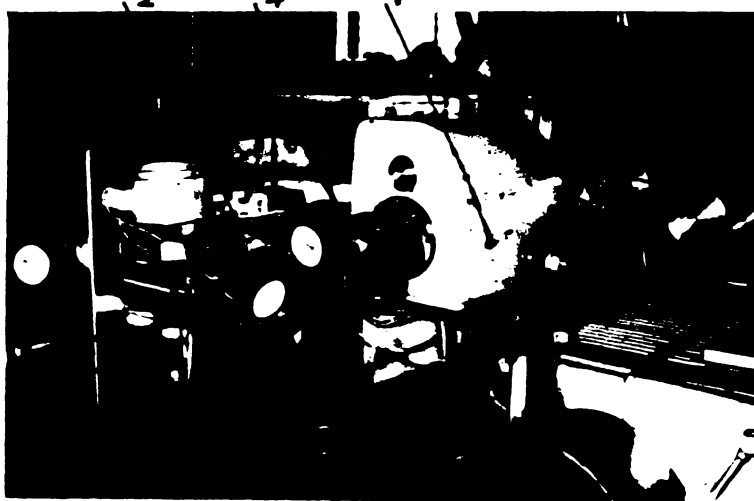


Fig.7.50

7.3.3. Considerații finale.

Cum s-a mai precizat SCA pentru a satisface condițiile impuse
presupune operarea unor modificări structurale de esență în construc-
ția strungurilor. In această idee mecanismul de avans a fost esen-
țial modificat în scopul satisfacerii condițiilor impuse, asupra ac-
ționării principale neefectuîndu-se nici o modificare întrucît această

este construită cu cuplaje electromagnetice, dar sistemul prezintă desavantajul că nu permite schimbarea din mers și sub sarcină a vitezei. Deși cuplajele electromagnetice permit schimbarea din mers și sub sarcină a turației, pe modelul amintit, acest lucru nu se poate realiza din considerente legate de sistemul de comandă al turațiilor acționării principale. Aceste considerații sînt concretizate

pe modelul SP-630-NC-AC ce constituie contract de cercetare cu ICPNUA București și I.S.Arad [26] Pentru edificarea rea celor afirmate în fig. 7.51 se prezintă cinematoca mecanismului de avans în care se observă grupa A, atașată mecanismului de avans convențional din suprafața cu linie punct. Principalele componente în această grupă fiind 1 cuplajul inductiv, 2 mecanismul diferențial, 3 hidromotor orbital tip OMP50 și 4 pompă de același tip cu hidromotorul 3.

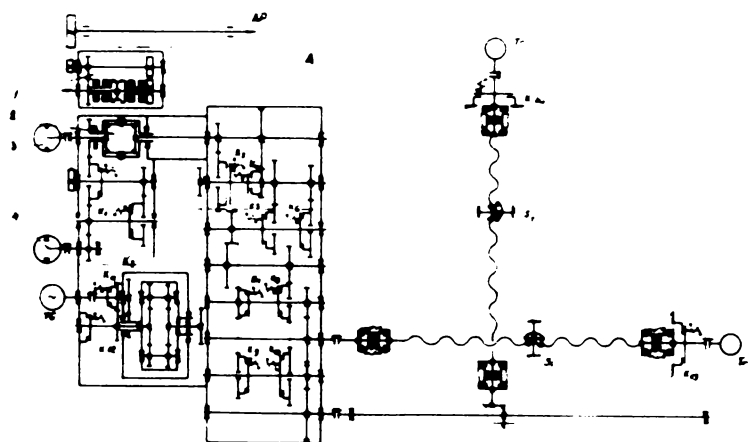


Fig.7.51

orbital tip OMP50 și 4 pompă de același tip cu hidromotorul 3.

În aceeași fig.7.47 este prezentată dispunerea mecanismului de avans pe modelul de strung amintit, în care grupa A este partea de mecanism ce a fost atașată din considerațiile amintite în lucrare.

Aspectele abordate și tratate de prezenta lucrare sînt domenii de vîrf în construcția de mașini-unelte pe plan mondial, iar colectivul de mașini-unelte de la catedra de TCM a Facultății de Mecanică a Institutului Politehnic "Traian Vuia" din Timișoara are o preocupare constantă și cu rezultate bune în contextul ideii precizate. Lucrarea a încercat să precizeze condițiile tehnologice în care poate fi utilizat un SCA după autovibrații precum și modificările structurale ce trebuie operate pe o mașină-unelte pentru realizarea acestui desiderat. Sistemul realizat este posibil de abordat pentru constructorii de MU din țară ei neridicînd pretenții deosebite pentru execuție.

Cap.8. CONCLUZII

- Apariția în timpul procesului de așchiere a vibrațiilor autoexcitate (datorate exclusiv așchierii) la frecvențe legate de frecvențele proprii ale structurii mașinilor-unelte, cum s-a arătat; poate avea diverse cauze. În majoritatea cazurilor ele sînt produse de variația periodică a forțelor de așchiere, acestea la rîndul lor fiind provocate de modificarea parametrilor de care ele depind. Prezenta lucrare și-a propus drept scop să analizeze acești parametri, ponderea lor în stabilitatea procesului de așchiere și în final comanda automată (CA) în scopul stabilizării procesului în funcție de intensitatea autovibrațiilor în combinație cu CA a regimului de așchiere.

1. Pe plan mondial se cunosc puține SCA care să urmărească stabilizarea procesului după autovibrații și aceasta datorită complexității deosebite de factori și condiții de care trebuie să se țină seama în abordarea aspectului prezentat.

La colectivul de R+D de la Facultatea de mecanică a Institutului Politehnic "Traian Vuia" există o preocupare intensă în domeniul SCA. - ea constituie obiectul unei activități de mai bine de 22 ani - aceasta materializîndu-se în realizarea unor modele experimentale sisteme și, destinate, strungurilor normale și revolver, mașinilor de danturat, mașinilor de superfinisat, mașinilor de rectificat și mașinilor de cojit bare aceasta din urmă constituind model industrial în exploatare. În comparație cu realizările similare la nivel mondial la care soluțiile de fond a SCA se reduc la programarea : forței (moment, putere) de așchiere, sau la corecții ale avansului, soluțiile experimentale la I.P.T.V.Timisoara asigură o reducere sensibilă a programării, precum și o creștere a capacității de producție și a preciziei de prelucrare. În ce privesc SCA care conduc procesul de așchiere după vibrațiile autoexcitate, se apreciază că acestea sînt încă în fază de început. Soluțiile cunoscute la ora actuală pe plan mondial constituie un progres în domeniu dar ele nu satisfac pe deplin, cerințele impuse. Dintre sistemele cunoscute se desprind cele în care se folosește ca mărime controlată pentru SCA deformația după direcția y a STE, datorită variației rigidității STE de-a lungul piesei de prelucrat. Deajunsul constînd în plus și din necesitatea utilizării unor elemente de sesizare și de execuție de mare fiabilitate și precizie.

Alte sisteme de CA utilizează ca mărime controlată raportul componentelor, F_x / F_y , prin parametrul s (avansul), fapt ce introduce dificultăți de natură tehnologică pentru trecerile finale. Cele mai bune rezultate au fost obținute prin variația adâncimii de așchiere t , cu bascularea supertului portcutit. Neajunsurile legate de acest procedeu constau în timpii de basculare ce trebuiesc riguros controlați, deoarece prin aceasta se realizează amortisarea în sistem în funcție de durata unei perioade a autovibrației. Posibilitatea introducerii în SCA a unei instabilități datorată însăși procedurii, aceasta fiind legată de duratele tranzitorii. Modificarea adâncimii t este un alt inconvenient care limitează utilizarea acestui procedeu în comanda SCA. Din analiza sistemelor existente pe plan mondial, se poate aprecia că, în structura SCA s-a urmărit în principal soluționarea aspectelor specifice automatizării, respectiv realizarea unor sisteme cu buclă închisă, fără a se ține seama de condițiile tehnologice ce se impun în procesul de lucru și care de fapt constituie esența problemei pentru SCA. În consecință la rezolvarea acestora s-a utilizat mărimea rugozității R_z ca mărime de referință, prin intermediul amplitudinii A , a autovibrației care transpune în rugozitate a suprafeței prelucrate, conduce implicit la calitate și precizie. La noi în țară nu se cunosc încă preocupări în acest domeniu.

2. Soluțiile cunoscute pe plan mondial vizează în parte și comanda după parametrii regimului de așchiere s , t și v , nici una însă nu a abordat și aprofundat sub aspect tehnologic implicațiile ce decurg din acceptarea unuia sau altuia dintre parametri ca mărime de comandă în SCA.

Alegerea vitezei de așchiere v ca mărime comandată pentru stabilizarea procesului în SCA în care încărcarea automată a MU se face utilizând mărime de referință componenta " F_x ", a rezolvat în primul rând aspectele de ordin tehnologic legate de precizia și calitatea prelucrării. Acest parametru a fost luat în considerare în cercetările efectuate de colectivul de MU de la I.P.T.V.T. el avind un puternic efect de stabilizare a procesului de așchiere în toate cazurile de prelucrare, degroșare, semifinisare și finisare. Atunci cînd sistemul de încercare automată este scos din funcțiune, pentru același scop se poate folosi ca mărime comandată avansul s , cu precizarea că este de evitat acționarea asupra acestuia în cazul operațiilor finale. Acești doi parametri au fost luați în considerare în analiza stabilității procesului de așchiere după autovibrații,

lucrarea avind meritul de a fi analizat și din punct de vedere tehnologic oportunitatea utilizării acestor parametri.

3. Deși pe plan mondial s-au obținut unele rezultate bune în încărcarea automată prin echiparea cu SCA a MU, în majoritatea cazurilor s-a păstrat o programare rigidă a parametrilor regimului de așchiere urmărindu-se menținerea unui parametru, forță, putere sau moment în anumite limite. Mai puțin s-a urmărit realizarea de SCA care să conducă la o stabilizare a procesului de așchiere. În nici unul din cazuri însă nu se cunoaște (pe plan mondial nu este de asemenea cunoscut) nici măcar ca soluție realizarea unui SCA care să cuplase cele două aspecte în același sistem; încărcarea automată și în același timp stabilizarea procesului de așchiere. Lucrarea de față a analizat din punct de vedere constructiv și tehnologic posibilitatea construcției strungurilor cu SCA care să înglobeze cele două aspecte, realizându-se efectiv acest sistem pe modelul SP630-NC-CA. Încărcarea automată [156] urmărind forța de referință " F_{gr} " prin reglarea avansului s - strungul avind avans independent - și stabilizarea automată a procesului prin reglarea vitezei de așchiere v sau a avansului s , când este scos din funcțiune sistemul de încărcare automată. În acest scop (la colectivul de MU a I.P.T.V.T) s-a reconsiderat structura cinematică a modelului de strung utilizat, realizându-se o reglare continuă și independentă pentru mecanicul de avans.

4. Aspectele legate de CA după autovibrații au implicații directe asupra durabilității sculelor așchietoare, acestea nefiind tratate în literatura de specialitate pînă în prezent. Deși lucrarea de față nu face o analiză detaliată și riguroasă a durabilității și comportării sculelor în cazul prelucrărilor cu vibrații, se fac cîteva referiri de esență la avantajele ce le oferă un proces de așchiere stabilizat. În lucrare se stabilește și expresia matematică pentru drumul parcurs de sculă în semifabricat luîndu-se în considerare elipsa deplasărilor și frecvența autovibrațiilor.

5. Multitudinea factorilor ce concurează la stabilizarea procesului de așchiere, au condus la emiterea unui mare număr de ipoteze legate de natura autovibrațiilor și criteriile ce conduc la stabilitatea procesului. Multe din aceste ipoteze au luat în considerare, caracteristicile (STB), altole geometria sculei, o bună parte din acestea oprindu-se asupra parametrilor regimului de așchiere. În mai mică măsură s-a analizat însă, influența și consecințele ce decurg din modificarea vitezei de așchiere [29] [32] [102]. În acest

cas, în analiza stabilității, forțele de așchiere erau considerate ca o mărime constantă dată de raportul lor $\lambda = \frac{F_Y}{F_S}$. Lucrarea de față însă, în considerare în ecuațiile de stabilitate a procesului expresiile matematice ale forțelor de așchiere reușind să apropie într-un grad mai mare expresiile matematice de cazul concret al prelucrării.

6. În toate cazurile cunoscute pînă în prezent analiza stabilității procesului de așchiere, folosind SCA s-a efectuat singular pentru cazuri izolate. Lucrarea de față realizează un program pe calculator prin care se pot stabili domeniile de stabilitate la prelucrarea pe strunguri, operație relativ simplă. Pentru utilizarea acestui program fiind necesară doar cunoașterea caracteristicilor dinamice a strungului și parametrii t și s ai regimului de așchiere.

7. Față de noile condiții cerute de SCA în care, așa cum s-a menționat, cercetarea s-a axat pe analiza riguroasă a aspectelor tehnologice, lucrarea de față stabilește algoritmul (CA), expresiile matematice pentru acesta, întreg ansamblul de elemente de comandă și execuție fiind grefat pe modelul de strung SP-630-NC+CA.

8. Noile cerințe impuse de SCA au condus la operarea unor modificări structurale de esență în construcția strungului. Astfel că s-a impus ca necesitate obiectivă realizarea unui mecanism de avans independent, cu reglare continuă (studiile și proiectele fiind realizat în colectivul de MU de la I.P.T.V.Timișoara), folosind sisteme de acționare hidrostatice. Legat de acest aspect se poate specifica contribuția la studiul asupra mecanismului de avans cu acționare continuă, încercare tuturor elementelor hidraulice, proiectate în cadrul colectivului de MU sau importate.

9. S.C.A. conceput și realizat în cadrul Facultății de Mecanică a I.P.T.V.Timișoara a presupus realizarea unui bloc electronic de comandă și comparare a mărimilor măsurate cu mărimile de referință, pentru măsurarea efectivă a vibrațiilor autoexcitate din procesul de așchiere utilizându-se traductori de deplasare de viteză sau accelerometrici utilizați de obicei în practica de producție, un exemplu în acest sens poate fi traductorul tip KD35a 04110 cu fixare magnetică.

10. Pentru realizarea desideratelor propuse așa cum s-a mai amintit, a fost necesar să se opereze în lanțul cinematic al mecanismului de avans, modificări de structură care să conducă la obținerea de avansuri în parte independente avînd posibilitatea reglării din mers și sub sarcină a mărimii acestora.

In acest scop s-a conceput, proiectat și executat un cuplaj de comandă inductiv prin care semnalul de intrare de natură electrică și mărime variabilă să realizeze ca mărime de ieșire o turație proporțională cu mărimea de intrare, turația de ieșire reglând un regulator de viteză din circuitul hidrostatic al mecanismului de avans.

11. Ținând seama de condițiile de stabilitate din proces, s-a analizat stabilitatea mecanismului de avans trăgându-se concluzii importante în ce privește viteza de avans și încărcarea strungurilor în scopul evitării așa numitei mișcări de "stik-slipp". În acest sens în lucrare s-au stabilit expresiile matematice ce definesc gradul de încărcare al strungurilor în scopul asigurării unei deplasări liniștite în avans de lucru.

Din considerentul mai înainte amintit s-au determinat expresiile de stabilitate după avans din condiția de economicitate a regimului de așchiere.

12. În concluzie se apreciază că prezenta lucrare a analizat în mod critic stadiul actual în domeniul (SCA) a tras concluzii importante privind cota de participare a parametrilor v, s și t la SCA după autovibrații. În domeniul cercetării fundamentale a analizat aspecte ale uzurii sculelor legate de drumul parcurs de sculă în cazul așchierii cu vibrații, s-au reconsiderat expresiile forțelor de așchiere în ecuațiile matematice de stabilitate ale procesului de așchiere, precum și contribuția privind stabilitatea mecanismului de avans cu exprimarea matematică a acestuia din condiția de economicitate a regimului de așchiere. S-a luat în analiză și stadiul stabilității dinamice a mecanismului de avans pentru care s-au stabilit expresiile matematice ale încărcării limită a mecanismului de avans. S-a proiectat și executat un mecanism de avans cu structură modificată față de cele cunoscute, folosind un sistem de acționare hidrostatic, s-a realizat un cuplaj inductiv pentru comanda mecanismului de avans, precum și un bloc electronic pentru comanda parametrilor din proces. A fost conceput și realizat un sistem de comandă adaptiv la vibrații SCA'B (avind ca mărime de referință mărimea micronegularităților R_z , iar ca mărime comandată viteza și avansul) cuplat cu un sistem de încărcare automată (SI) S-a urmărit și analizat capacitatea de acordare a (SCA) la caracteristicile unei MU concret definite. Toate cele de mai sus (prezentate în mod succint în aceste concluzii) nu se cunosc a exista pe plan mondial, constituind deci contribuții originale, soluții direct aplicabile în construcția MU cu CA.

Fața de problema abordată cit și de rezultatele obținute și prezentate în lucrarea de față, se apreciază că aspectele de fond pot fi luate în considerare de constructorii de mașini din țara noastră, dat fiind faptul că un astfel de SCA nu necesită elemente electronice și echipamente speciale. Ceea ce trebuie să se ia în considerare în acest caz este însă structura NU care trebuie să ofere posibilitatea reglării continue, din mers și sub sarcină a avansului și a acționării principale.

B I B L I O G R A F I E

1. ACERCAH A.S. - Calculul și construcția mașinilor unelte (Traducere din limba rusă) Editura tehnică Buc.1955
2. ALBU A. - Studii și cercetări asupra rigidității și vibrațiilor mașinilor-unelte în procesul de așchiere.-Buletinul I.P.Cluj nr.8-1965.
3. ALBINICANU G.P. - Seriozitatost obrabotnoi poverhnosti pritancoiu trenii.-Tehnologia i avtomatisatia mașinostroenia nr.12-1973.
4. AMOSOV I.C. - Tocinosti, vibrații i cistota poverhnosti pri tocarne obrabotke.-Mașinis - 1953.
5. ARNOLD R. - Mechanism of Tool Vibration in Cutting of Steel.-The Engineer nr.4886-1945
6. BALACSIN B.S. - Adaptive upravlenie stankani. - Mașinostroiie Moskva - 1973.
7. BALACSIN B.S. - Perspectivele utilizării sistemelor de comandă adaptivă la mașinile-unelte pentru comanda și optimizarea proceselor tehnologice.- Fertigungs technic und Betrieb Vol.21-Nr.10-1971
8. BARKIN B.F. - Vibratii i rejimi rezanii.- Izdatelstva Mașinostroenia - Moskva 1972
9. BARANOV V.N. - Probleme strujki pri tocenie viaskih metalov.- Stanki i instrument nr.1-1963.
10. BAZOV B.M., JORUSKIN V.I.- Ustranenie avtekolobanii pritokarnoe obrabotke s pomosciu samoprisposobliaiucihsia sistem upravlenie.-Stanki i instrument nr.4-1977
11. BENJAMIN M.I. - Sisteme automate cu eșantionare.S.T.A.-1967.
12. BERTHOLD H. - Beitrag zur Klärung der Entstehung selbsterregter schwingungen beim Drehen.-Industrie Anzeiger nr.98, 6 dez.-1960
13. BUDISAN H. - Automatizări și teleconexi. Editura didactică și pedagogică - București 1968
14. BUZDUGAN Gh. - Măsurarea vibrațiilor mecanice . Editura tehnică - București - 1964.
15. CIUDIN I.N. - Povsenie tocinosti i proizveditelnosti stankov. Moskva Mașinostroenie - 1970

16. CHIRIACESCU I. - Contribuții la studiul stabilității dinamice a proceselor de prelucrare pe mașinile-unelte așchietoare. Teză de doctorat-I.P.Brașov 971
17. DANSKER D. - Principii și mijloace noi de automatizare a acționărilor electrice.-Editura Academiei R.P.R.-1964.
18. DANEK I. TLUŠTÍ J.- Selbsterregte. Schwingungen an Werkzeugmaschinen.-Berlin VEB Verlag Technik-1962.
19. DEAC P. - Vibrațiile mașinilor unelte.- Editura tehnică București-19
20. DIACONESCU I. - Mașini unelte. Vol.I, II, III, IV- București Editura transporturilor și telecomunicațiilor 1962.
21. DICUȘIN V.A. RESITOV D.M.- Isledovanie kolebanii metalerejusok stankov pri rezanii metallov-Moskva-1958.
22. DODON E. - Asupra reglării automate a regimului de așchiere la strungari.- Probleme de automatizare - București - 1960
23. DODON E. - Reglarea automată a regimului de așchiere la strungari.- I.P.Brașov și I.P.Finișoara-1960
24. DODON E. - Comanda adaptivă a mașinilor unelte.Material intern I.P.F.V.Finișoara-1975
25. BASTIUREA G.
DODON E. ș.a. - Comanda numerică a mașinilor unelte.Editura tehnico-București-1976
26. DODON E. - Colaborare la realizarea strungului normal cu comandă program. Contract cu I.C.P.M.U.A. București-1973.
27. DODON E., SURU P.ș.a.- Studii asupra dezvoltării actuale pe plan mondial a mașinilor unelte cu comandă adaptivă Contract cu I.C.P.M.U.A.București-1972
28. DODON E., URDEA G. - Lucrări de laborator la mașini-unelte. I.P.Finișoara Facultatea de Mecanică-1969.
29. DODON E., URDEA G. - Studiul echilibrării hidrostactice a dreselilor cu fantă transversală. Sesiunea de comunicări I.P.F.V.Finișoara-1970.
30. DODON E., ș.a. - Mașini unelte. Editura didactică și pedagogică București-1970.
31. DAN HERFOTG G.P. - Forced vibration with combined Coulomb and Viskose Friction.Transactions of the ISME-ANN - 53-9-1955.

32. DODOC P. - Fenomene de rezonanță la axele principale ale mașinilor asupra preciziei de prelucrare la strunjire. Studii și cercetări de mecanică - Tom 28, nr.2-1969.
33. DODOC P. - Mecanismul transmiterii vibrațiilor la suprafața piesei în procesul de strunjire. Studii și cercetări de mecanică aplicată - Tom 27, nr.5-1965
34. DODOC P. - Strunjirea de înaltă precizie. Editura tehnică București-1970.
35. DOI S. KATO S. - Shatter vibration of Lather Tools. Transaction of the ASME-V78, nr.5-1956.
36. DRAGHICI G. - Bazele teoretice ale proiectării proceselor tehnologice în construcția de mașini. Editura tehnică București-1971.
37. DRAGHICI G, CHIRIACESCU I. - Contribuții la calculul durabilității sculei și al regimului de așchiere. Buletinul I.P.Brașov - vol.X - 1968
38. DRAGHICI G. - Studiul preciziei de prelucrare la strunjirea de finisare cu cuțite armate cu plăcuțe minero-loceramiche. Metalurgia și construcția de mașini, nr.7 - 1961.
39. DUCA I. - Bazele teoretice ale prelucrării de mașini unelte. Editura didactică și pedagogică, Buc.-1969.
40. EFREMOV I.P., SNEIDE I.B. - Calitatea suprafețelor prelucrate. Referatele celei de a II-a Conferință din Leningrad 1955.
41. EISELE P.T., GRIFFIN R.T. - Schwingungserscheinungen auf gedrehten Oberflächen. Industrie Anzeiger, nr.36-1956
42. ELIASBERG M.E. - Ob ustoiçivosti proteza rezania. Izvestia AN, SSSR, OTN -nr.9-1958.
43. ELIASBERG M.E. - Rasçet metalorejuçih stancov na ustoiçivosti proteza rezania. Stanki i instrument, nr.3-1959.
44. ELIASBERG M.E. - Absaliatnaia vibroustoiçivosti metalorejuçih stancov po scorosti rezania. Stanki i instrument, nr.4-1966.
45. ELIASBERG M.E. - Osnovi teorii autocoлебaniï pri rezanii metalov. Stanki i instrument, nr.10-1962.
46. GAVRILAS I.ș.a. - Tehnologia pieselor tip arbore, buçșă și disc pe mașini unelte clasice și cu comandă program. Editura tehnică, București-1975.

47. GHINDIU M.I. - Problema invariantnosti i uprovlenia upravghinei peremusceniami sistemii S.P.I.D. Tehnologhia - 1965.
48. GIBSON I.E. - Sisteme automate neliniare. Editura tehnică București-1974.
49. GILLE I.E. - Teoria și calculul sistemelor de reglare automată. Editura tehnică, București-1962
50. GORUȘCHIN V., PIGERT G. - Adaptive Regelungssysteme mindern die Ratterneigung beim sehen. Maschinenbau-technik, nr.11-1976.
51. GUSKO B.S. - Vlianie sil trenia pokaia i scolojenia na vozmicnovenia vișocociastotnii avtokolebania", Stanki i instrument, nr.6-1967.
52. HAHN R.S. - Reducerea vibrațiilor mașinilor unelte. Caiet selectiv - Mașini unelte și prelucrarea metalelor, nr.18-1968.
53. HALANAY A. - Teoria calitativă a ecuațiilor diferențiale. Editura Academiei, București-1963.
54. HAMBURGER L. - Teoria vibrațiilor și aplicația ei în construcția de mașini. Editura tehnică, București - 1958.
55. HARKEVICI A.A. - Avtokolebania Moskva-1953.
56. HARRIS C.M., CREDE C.E. - "Socuri și vibrații. vol.I,II,III, (Traducere din l. engleză) Editura tehnică, București-1969.
57. HAYDU G. - Egyetemes esztargo resgés és mereség mérési módszeri. SZIMPI - 1976.
58. ILINSKI V.S. - Izolarea mașinilor unelte contra vibrațiilor Stanki i instrument, nr.5-1957
59. ILNITKI I.I. - Pricini avtokolebania restov. Voprosi tehnologii masinostroenia-Vip.63, Mașghis-1956.
60. ILNITKI I.I. - Kolebanie v metalorejuscih. Stankah i puti ih ustranenia. Sverdlovsk, Mașghis - 1958.
61. ISAEV A.I. - Protess obrasovania poverhnostnovo sloia pri obrabotke metalov resaniem. Mașghis-1950.
62. ISAEV A.I., ZORER N.N. - Așchieria metalelor cu scule armate cu plăci mineraloceramice. Editura tehnică, București-1954.

63. ISAEV A.I. - Microgheometria poverhorosti pri tokarnoi abrabotke. Moskva-Leningrad-1950.
64. KAMINSKAIA V.V. - Vibroizolația pretizionii stankov. Stanki i instrument, nr.11-1964.
65. KAMINSKAIA V.V. - Rascet kolebanie nesușcih sistem stankov raho-diașcihsia pod deistviem impulsnfm vozmušcienic. Stanki i instrument, nr.12-1966.
66. KAPAJIOTIDIS N. - Adaptive Control (AC). e.t.-z in Fertigung, nr.63-1973.
67. KASIRIN A.I. - Isledovanie vibratii pri rezanii metalov izd-va, AN, SSSR - 1944.
68. KLUSIN M.I. - Rezanie metalov. Mașghiz-Moskva-1958.
69. KLUBNIKIN P.F. - Bistrodistvuiuşcie inductivnoee muftiv sistemah avtomaticescovo regulirovania. Moskva-1962.
70. KOPELOVICI A.P. - Sisteme de reglare automată. Editura tehnică. București-1963.
71. KROHIN A.G. - Primenenie restov iz splava TM332 pri tonkom rastacivanie. Stanki i instrument, nr.8-1964.
72. KRIVANHOV V.A. - Visokociastotnie vibratii resta pri tocenii. Oboronghiz-1954.
73. KRIVANHOV V.A. - Dempfirovanie poverhnostnih sloev metala v protise rezania. Mașghiz-1945
74. KRONENBERG M. - Grundsüge der Zerspanungslehre Springer - Verlag-1954
75. KUCINEA L.K. - Isledovanie kolebanii metalorejuşcih stankov pri rezanii metalov. Moskva-1958.
76. KUDINOV V.A. - Dinamica mașinilor unelte. Editura tehnică, București-1970.
77. KUDINOV V.A. - Teoria vibratii pri rezanii. Peredovaia tehnologia masinostroenia, izd-va, AN, SSSR - 1955.
78. KUDINOV V.A. - Dinamiceskaia haracteristica protesa suhova trenia. Riga, itd-va, AN, Latv.SSSR-1961.
79. KUDINOV V.A. - Dinamiceskaia harakteristica rezania. Stanki i instrument, nr.10-1963.
80. KUDINOV V.A. - Ustranenie vibratii pri rastacivanie konsolnfm borstangani. Stanki i instrument, nr.12-1958.
81. KUDINOV V.A. - Metodi ustranenie vibratii poperecino strogal-novo stanka. Stanki i instrument, nr.5-1950.
82. KUDINOV V.A. - Ispitanie stanka abşcevo naznacenja na vibro-ustoicivosti pri rezanie. Stanki i instrument nr.7-1965.

83. KUDINOV V.A. - Avtokolebanie pri rezanie s neustoinim nastro-
stom. Stanki i instrument, nr.7-1965.
84. KUDINOV V.A. - Eksperimentalnoe isledovanie nelinainosti.
dinamicevcoe harakteristiki protisa rezania.
Stanki i instrument, nr.11-1978.
85. LEVINA Z.M. - Isledovanie i rascet jestkoŝti naprovliainscix
caccenia. Stanki i instrument, nr.11-1961
86. LEVINA Z.M. - Rascet contractnih deformatii napravliaiuscix.
Stanki i instrument, nr.1-1965.
87. LEVINA Z.M. - Rascetpolzunev metalorejuscix stankov. Stanki
i instrument, nr.12-1956.
88. LEVIT G.A. - Govertsestvovanie metodov smaski napravliaiu-
scix mehanizma podaci. Stanki i instrument,
nr. 11-1961.
89. LEVIT G.A. - Rascet napravliaiuscix mehanizma podaci po
haracteristicam trenia. Stanki i instrument,
nr.1-1962.
90. LING Ch.C. - Einstelbare Dämpfungsrichtung beseitigt
Schwingungen. Machinery N.Y.76-nr.5-1970..
91. LOKOTOS B.N. - Isledovanie regimov raboti speŝializirovaniova
tiafelnovo tokarnovo stonka. Tehnologhia i av-
tomatisaŝia maŝinostroenia, nr.12-1973.
92. LALADZE T.N. - Strujkobrazovanie pri rezonie metalov.
Maŝhiz-1952.
93. LURIE B.G. - Maŝla abespecivaiuscie ravnomernosti podaci
stolov stankov. Stanki i instrument nr.7-1960
94. LURIE B.G. - Koeffitienti trenia materialovdlia napravlia-
inscix stankov. Stanki i instrument, nr.3-1959
95. LURIE B.G. - Primenenie teorii podobia dlia rasceta meta-
lorjuscix stankov na ravromernosti podaci.
Stanki i instrument nr.11-1962.
96. MAKAROV A.D. - Iznos i stoikosti rejuscix instrumentov.
Moskva, Maŝinostroenia-1966.
97. MAKAROV A.D. - Razmernŝe iznos stoikosti rezov pritocenie
sakalenih stalei. Stanki i instrument, nr.9-1974
98. MARKIN E.A. - Uprughie deformaŝia & vibronstoicivosti sis-
temŝ S.P.I.D. Stanki i instrument, nr.4-1968
99. MAZOND M. - Stade actuel et perspectives de la comande
adaptive en turnage. GAMIISMCM, iunie-1971.

100. MAYER I. J.a. - Numerische Steuerung mit Adaption an Werkzeugmaschinen. VDI, nr.7-1972.
101. MURASCHIN L.S. - K voprosu o vosbujdenii avtokolebanii na metalorejuscih stankah. VSB., Trudi LPI, nr.191, Masinostroi - Magghis - 1957
102. NAVRATKI B.S. - Opređenje savisimosti stoikosti instrumenta ot režimov rezania pri pomoći matematičeskoje metoda, planirovania eksperimentov. Tehnologhia i avtomatisația mașinostroenia, nr.12-1973
103. NEAGOE B. - Comanda adaptivă a turăției la mașinile de frezat orizontale. Teză de doctorat - 1978
104. OPITZ H. - Maßnahmen zur wirtschaftlichen Erzielung und Erhaltung der Fertigung enaigkeit von Werkzeugmaschinen. Industrie Anzeiger, nr.62;2, aug-1960
105. OPREANU A. - Sistemele hidraulice ale mașinilor unelte Editura tehnică, București - 1965
106. PICOS C. - Calculul adausurilor de prelucrare și a regimurilor de așchiere. Editura tehnică, București 1971
107. PODURAEV V.N. - Ispolzovanie avtokolibanii dlia droblenia Strujki. Stanki i instrument, nr.1-1963
108. PODURAEV V.N. - Vibraționee rezanie pri tocenie metalov. Stanki i instrument, nr.12-1959
109. PORIS I.U. - Izmerenie vibratii. Moskva 1956.
110. PUS V.E. - Rascet napravliaiuscih na jidkostnoe trenia. Stanki i instrument, nr.9-1952
111. RADES M. - Probleme actuale ale măsurării vibrațiilor pe mașini unelte. Prima Conferință națională de mașini-unelte, București - 1973
112. RADES M. - Metode dinamice pentru identificarea sistemelor mecanice. Editura Academiei RSR-1979
113. RADISCH B. - Strunjirea cu comandă numerică și cu comandă adaptivă. TZ für praktische metallbearbeitung, vol.65, nr.4, apr.-1971
114. RADOI D. - Elemente de vibrații mecanice. Editura tehnică București-1969
115. RESETOV D.N. - Dempfirovanie kolebanii v detaliah stankov. Magghis - 1958
116. RESETOV D.N. - Rascet stankov na kontaktmaiu jestkosti. Stanki i instrument, nr.1-1951

117. RIBKOV G.M. - Ispolzovanie sil rezania dlia kreplenia re-
guscih elementov. Stanki i instrument, nr.6-962
118. RIJKOV E.V. - Vlianie rejima rezania i deformaia rezca.
Stanki i instrument, nr.4-1961
119. RUBINSTEIN V.R.- Gagenia vibratii pri tocenie metodom rezanie.
Stanki i instrument, nr.9-1968
120. RUSU S. - Autovibraiaile proceselor de prelucrare meca-
nică. Teză de doctorat - 1974
121. RUSU S. - Asupra stabilității sistemului dinamic neliniaz
al mașinilor-unelte, la așchiera metalelor te-
nase, Construcția de mașini, nr.1-1975
122. SALIE E. - Seef - Excited Vibrations of systems with two
degrees of freedom. Transation of the ASMC,
vol.78, nr.4-1956
123. SANDU G. - Ghidajele mașinilor unelte. Editura tehnică,
București - 1967
124. SAVANT C.I. - Calculul sistemelor automate. Editura tehnică,
București - 1967
125. SAVII G. - Tehnologia construcțiilor de mașini. Editura
didactică și pedagogică, București-1968
126. SILAS G. - Vibrații mecanice. Editura didactică și peda-
gogică, București-1968
127. SLEZINGER I.N. - Rascet mehanizmov podaci na plavnosti pereme-
scenia. Stanki i instrument nr.10-1956
128. SNEPS V.A. - Isledovanie vliania stupeciatova izmenenia
skorosti rezania na ustoičivosti. Vap.din.
proci, nr.20-1970
129. SOKOLOVSKI A.P.- Bazele științifice ale tehnologiei construc-
țiilor de mașini. Vol.I,II (Traducere din l.
rusă) București-1955
130. SOKOLOVSKI A.P.- Tecinosti mehaniceskaia obrabotki i puti ee
povișenia. Mașhiz -1951
131. SOLOMENTEV I.M.- Optimizația procesa obrabotki s pomosciu ada-
ptivnova upravlenia iz nosom instrumente.
Stanki i instrument, nr.8-1974
132. SPUR G. ș.a. - Adaptives System für Drehmaschinen seitstrift
für wirtschaftliche. Fertigung-1971
133. STEINBERG I.S. - Ustranenie vibratii vznikaiuscih pri rezanie
metalov na takarnom stanke. Mașhiz-1947

134. STÖPFERLER TH. - Vermeiden von Ratterschwingungen durch periodische Drehzahländerung. Werkstatt und Betrieb 105, nr.10-1972
135. STUTE G. - Eine Adaptive - Control- Einrichtung für Drehmaschine. Industrie Fertigung, 62-1972
136. SURU P. - Influența parametrilor regimului de aşchiere asupra intensității autovibrațiilor. Sesiunea de Comunicări - I.P.T.V.Timișoara-1977
137. SURU P. - Stabilitatea la autovibrații după viteză la aşchiera pe strunguri. Sesiunea de Comunicări I.P.T.V.Timișoara - 1978
138. SURU P. - Stabilitatea la autovibrații după avans la aşchiera pe strunguri. Sesiunea de Comunicări, I.P.T.V.Timișoara - 1978
139. SURU P. - Cuplaj inductiv de comandă. Sesiunea de Comunicări I.P.T.V.Timișoara - 1979
140. TEODORCIC K.P. - Avtokolebania sistemî. Moskva - 1952
141. TIMIREAZEV V.A.- Povişenie točnosti tekarnoi obrabotki putem regulirovania statičeskoj nestoiki. Stanki i instrument, nr.6-1967
142. FLUSTII I., POLACEK M.- Exemple de corectarea vibrațiilor auto-excite a mașinilor unelte Der Maschinenmarkt nr.3-1959
143. FLUSTII I. - Avtokolebania v metalorejuščih stankah, Maşinis - 1956
144. FLUSTII I., POLACEK M.- Teoria autooscilațiilor care apar în timpul prelucrării și calculul de stabilitate al mașinilor unelte. Maşini-unelte și scule, nr.3,4-1956
145. TOBIAS A.S., FISHWICH W.- The chatter of Lathe tools under orthogonal Cutting condition. Transaction of the ISME, vol 80. nr.5-1958
146. TOBIAS A.S. - Schwingungen an werkzeugmaschinen. Carl Hanser Verlag, München-1961
147. TOMINARI M. - Analytical Method in Machine-Tools Vibration-Method for Analogue Computer, ISME-vol.14, nr.71, mai-1971
148. TOLOČIKOV I.A. - Izmenie set rezania pri iznose instrument. Stanki i instrument, nr.10-1968

149. TURICIN A.H. - Măsurarea electrică a mărimilor neelectrice. Editura tehnică București-1968.
150. VASILENKO N.V. - O rascite avtokolebanii pri rezanii metalov. Prikladnaia mehanika, tom III, nr.6, Kiev-1967
151. VAZACA C. - Analiza și sinteza sistemelor automate liniare. Editura tehnică, București-1968
152. VEITS V.L. - Dinamika stanocinovo privoda pri rezanii i vibode instrumenta. Stanki i instrument, nr.1-1964.
153. VEITS V.L. - Rasciot mehanizmov podaci tiajolih stankov na plavnosti i oisustvitelnosti peremesenia. Stanki i instrument, nr.3-1958
154. VISTO R. - Studio e relieva delle vibrazioni autoeccitate su formi paraceli. Machine utensili, nr.3-1955
155. VALKHART G. - Réglungstechnische Untersuchungen zum Problem der Ratterdämpfung durch Tatseitvariation am Beispiel der Dechmaschine, Berlin-1976
156. VONICA C. - Stabilirea automată a încărcării pe strung. Teză de doctorat - 1977
157. VORONOV A.A. - Elementele teoriei reglării automate. (Traducere din l.rusă) București-1957
158. WINFRED O. - Tehnica reglării automate - 1965
159. ZADEC L.A., POLAC E. - Teoria sistemelor. Editura tehnică, București-1973
160. ZARS V.V. - Ustoicivosti i avtekalebania sistem s dvu-
nia stepeniamii svebodi i zapasdivaniem vne-
šnei silii po skorosti. Vap. din. paci. nr.14-67
161. ZOREV N.N. - Voprosi mehaniki protesa rezanii metalov. Maghis - 1956
162. ZOTOVA L.K. - Isledovanie raboti restov s mnogogromni
tveordosplavnimi plastinkami. Stanki i ins-
trument, nr.6-1965
163. x x - Catalog, firma Brüel Kjar
164. x x - American standar Methods for the calibration
of shock and vibration, Picups 3. 22-1960.
American Standards Association
165. x x - Organe de mașini- Standarde și comentarii,
Col.I, Editura tehnică, București-1970

166. x x - Amortizarea vibrațiilor mărește productivitatea mașinilor unelte. Machinery, nr.1-1967
167. x x - Mazak - Turning. Center "R" can be used as Adaptive Controlled NC lathe. Prospect Aichi Prof. Japonia
168. x x - Documentație tehnică, strung SP-630-NC. ICPMUA București.
169. x x - Isledovanie kolebanii metalorojuscih stankov pri rezanii metalov. Sub redacția lui V.I.Dicușin, Moskva-1958
170. x x - Instalație de comandă adaptivă geometrică la mașinile unelte. Industrie Anzeiger, nr.87-1972
171. x x - Adaptive Steuerung. AEG, Adaptive System AEG. Prospect Adaptic, 100, 200, 300.
172. x x - Adaptive Control Versuch einer einbeitlichen Begriffsbeistimmung. wt-s ind. Fertigung, nr.11-970
173. x x - Mașini unelte japoneze. Werkstatt und Betrieb, nr.5-1974
174. x x - Adaptive Steuerung. Prospekt Drehmaschinen Type V 800 NC+CA, Boehringer-VDF
175. x x - Strunguri normale tip SNA 500. Cartea mașinii, Arad-1972
176. x x - Motocurs hidralique et accesoire. Catalog DANPOS, Danemark-1975
177. x x - Development of adaptive control techniques for numerically - controlled milling machines. The Benolix corporation Michigan-1964
178. x x - GP Information K.D.M-Georges Fischer, Societe Anonime, Schaffhause (Suisse) nr.12 Oct.-1968
179. M.I.KOVALI, A.V.KOROBKO. - Adaptivnaia sistema upravlenia s organizeniem avto kolebanii stanka. Stanki i instrumenti, nr.2-1980
180. E.DODON - Sistem electronic pentru stabilirea automată a avansului la strunguri Inve., Certificat autor Nr. 57436.