

**UNIVERSITATEA POLITEHNICA TIMIȘOARA  
FACULTATEA DE MECANICĂ  
CATEDRA DE MECANICĂ**

**Ing. HERIȘANU NICOLAE HORATIUS**

**CONTRIBUȚII PRIVIND STUDIUL  
VIBRAȚIILOR LA MAȘINI UNELTE**

**TEZA DE DOCTORAT**

BIBLIOTECA CENTRALĂ  
UNIVERSITATEA "POLITEHNICA"  
TIMIȘOARA

**Conducător științific  
Prof.dr.ing. LIVIU BRÎNDEU**

*Handwritten signature*

**TIMIȘOARA, 1998**

## PREFATA

Datorită multiplelor sale avantaje față de alte metode de generare a suprafețelor, prelucrarea pe mașini unelte așchietoare a fost și probabil va rămâne mult timp principala metodă tehnologică de execuție a reperelor de precizie ale mașinilor, mecanismelor și aparatelor întâlnite în cele mai diverse ramuri ale tehnicii.

Mașinile unelte așchietoare reprezintă, prin construcția lor, structuri elastice deosebit de complexe care înglobează în ansamblul lor o mare diversitate de organe de mașini și mecanisme care interacționează și conduc la obținerea efectului urmărit, care în esență este generarea unei anumite mișcări relative între sculă și piesă în vederea obținerii parametrilor dimensionali doriți pentru piesa de prelucrat.

Ca urmare a dezvoltării care a înregistrat-o industria constructoare de mașini și a pretențiilor din ce în ce mai ridicate privind calitatea și productivitatea prelucrărilor mecanice, s-a înregistrat și o extindere accentuată a cercetării științifice, nu numai în ce privește organologia și cinematica mașinilor unelte, ci mai ales în domeniul studiului fenomenelor dinamice care iau naștere la prelucrările prin așchiere.

Dacă în trecut cercetările în domeniul mașinilor unelte erau axate pe crearea condițiilor în vederea obținerii parametrilor dimensionali, în ultimele două decenii au luat amploare cercetările fenomenelor dinamice, în special odată cu amploarea care au luat-o construcția mașinilor unelte cu comenzi numerice de poziționare și de conturare, comenzi prin calculatoare integrate, sisteme numerice computerizate, centre de prelucrare, etc. Odată rezolvată problema automatizării poziționării și a deplasării sculei pentru realizarea parametrilor

dimensionali ai piesei, comanda automată a parametrilor regimului de aşchiere a făcut posibilă luarea unor măsuri pentru înlăturarea efectelor nedorite ale fenomenelor dinamice.

Toate cercetările au condus la confirmarea ipotezei emise încă de la mijlocul secolului, conform căreia fenomenele dinamice care iau naștere la prelucrările prin aşchiere au un rol determinant în ce privește precizia dimensională și de formă și calitatea suprafeței prelucrate.

Precizia de prelucrare a unei piese pe o mașină unealtă aşchietoare este decisă în mod hotărâtor de respectarea strictă a traiectoriei prestabilită pentru vârful cuțitului în mișcarea relativă dintre sculă și semifabricat.

Nerespectarea acestei condiții poate fi o consecință a erorilor de montaj sau de execuție a diferitelor subsansambluri ale mașinii, dar de cele mai multe ori se datorează efectelor dinamice ale desfășurării procesului de aşchiere.

Dacă prima categorie de erori poate fi înlăturată printr-o execuție îngrijită și un montaj corespunzător, cea de a doua categorie, cea a efectelor dinamice trebuie luată în calcul încă din faza de proiectare a mașinii-unelte, pentru a asigura acesteia o rezervă de stabilitate satisfăcătoare.

Dacă fenomenele dinamice persistă, pentru o mașină-unelte deja construită, se pot adopta regimuri de aşchiere care să asigure funcționarea stabilă, cu realizarea cerințelor de calitate a suprafeței și precizie dimensională, însă în aceste condiții, de cele mai multe ori indicii de productivitate au de suferit. De asemenea, necunoașterea exactă a limitei de stabilitate conduce la acceptarea unor rezerve mari de siguranță în stabilirea parametrilor regimurilor de aşchiere, ceea ce conduce implicit la o limitare a productivității operației, la o încărcare a mașinii unelte sub capacitatea sa de producție, sub puterea sa nominală.

Prezenta teză de doctorat se dorește a fi o mică contribuție la cunoașterea acestui vast domeniu care îl reprezintă dinamica mașinilor unelte aşchietoare, fără pretenția de a acoperi întregul spectru de fenomene care se manifestă în timpul aşchierii.

Dinamica mașinilor unelte reprezintă o ramură relativ tânără în ansamblul domeniilor întâlnite în industria constructoare de mașini, care s-a afirmat abia în secolul nostru, când s-a constatat importanța acesteia. Cercetările în această direcție au luat o amploare deosebită în ultimii 50 de ani, când în întreaga lume au fost constituite adevărate școli de cercetare axate pe acest aspect.

X  
X                  X

Mulțumesc pe această cale prof.dr.ing. Liviu Brîndeu, care cu perseverență, migală și competență mi-a îndrumat pașii de-a lungul atâtor ani de cercetări, contribuind la desăvârșirea formării mele profesionale.

Aduc de asemenea mulțumiri prof.dr.doc.ing.Gh.Silaș, membru corespondent al Academiei Române, Academician Gh.Buzdugan, prof.dr.ing. E.Deciu, prof.dr.ing. M.Radeș, prof.dr.ing. G.Roșca, prof.dr.ing. G.Urdea, decanul Facultății de Mecanică, care au făcut parte din comisiile constituite în vederea susținerii celor trei examene prevăzute în perioada de pregătire, și care prin observațiile, sugestiile și ideile desprinse din vasta lor experiență mi-au deschis noi orizonturi în cercetarea științifică.

De asemenea, mulțumesc tuturor aceluia care într-un mod sau altul m-au sprijinit moral în realizarea acestei lucrări.

## CAPITOLUL 1

# INTRODUCERE

### 1.1. VIBRAȚII ÎN PROCESELE DE PRELUCRARE PRIN AȘCHIERE

Mașinile unelte sunt apreciate prin prisma performanțelor lor privind precizia și productivitatea, încât eliminarea vibrațiilor generatoare ale unor efecte nedorite este o cerință importantă pentru asigurarea preciziei dimensionale a așchierii, a calității suprafețelor generate, a productivității și obținerii unui cost minim al operației. Din acest motiv este necesar să se întreprindă studii aprofundate și amănunțite în vederea îndepărtării cauzelor care pot conduce în timpul funcționării la apariția fenomenelor vibratorii.

Vibrațiile în cazul mașinilor-unelte reprezintă un factor important în procesul de așchiere. Sunt destul de dificil de înlăturat după ce mașina unealtă a fost construită, însă relativ ușor de înlăturat în faza de proiectare.

Deși apariția vibrațiilor în structura elastică a mașinilor-unelte este practic inevitabilă, dacă intensitatea acestora depășește anumite limite, fenomenul vibrațiilor este extrem de dăunător, contribuind la diminuarea acurateții dimensionale și de formă a piesei prelucrate, scăderea durabilității sculelor așchietoare, înrăutățirea calității suprafeței, accelerarea procesului de uzură a mașinii-unelte, creșterea numărului de rebuturi sau chiar întreruperea procesului de așchiere.

Pe plan mondial sunt în plină desfășurare cercetări teoretice și experimentale în ce privește formularea și implementarea unor standarde unitare

pentru testarea și evaluarea performanțelor mașinilor-unelte cu considerarea fenomenelor dinamice din cadrul procesului de așchiere.

În principiu pot să apară în funcționarea mașinilor unelte vibrații libere și forțate, precum și autovibrații.

## 1.2. IMPORTANȚA VIBRAȚIILOR LIBERE

Vibrațiile libere sunt considerate în literatura de specialitate ca având efect nesemnificativ asupra rezultatului final al prelucrării, cel care de fapt are importanță primordială, însă ele trebuie studiate pentru evaluarea comportării dinamice de ansamblu a mașinii. Neglijarea efectului acestor vibrații asupra suprafeței prelucrate este uneori posibilă deoarece sunt asociate unor procese tranzitorii de foarte scurtă durată, care dispar datorită capacității de amortizare suficient de mare a structurii mașinii unelte.

Există totuși operații de așchiere la care aceste procese tranzitorii au o pondere mai însemnată, motiv pentru care și vibrațiile libere trebuie luate în considerare având efecte nedorite la prelucrările de danturare, la prelucrările efectuate pe șeping, la broșare, și altele.

Printre cauzele apariției vibrațiilor libere în structura elastică a mașinilor unelte se numără intrarea și ieșirea sculei din așchie, acțiunea șocurilor provocate de pornirea motoarelor electrice de acționare, inversarea sensului de mișcare, accelerarea sau frânarea mișcării subsansamblelor mobile cum sunt săniile și cărucioarele, schimbarea turațiilor în mecanismele de reglare, etc.

În fig.1.1 este reprezentată diagrama vibrațiilor normale la suprafața de așchiere în procesul tranzitoriu de intrare a sculei în așchie.

Forma diagramei și timpul în care aceste vibrații se amortizează variază de la o mașină unealtă la alta în funcție de gradul de stabilitate și se exprimă prin decrementul logaritm

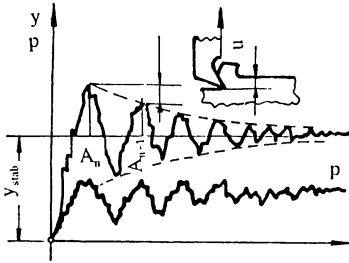


Fig.1.1

$$\delta = \ln \frac{A_n}{A_{n+1}} \quad (1.1)$$

definit ca logaritmul raportului a două amplitudini consecutive.

Grosimea aşchiei în cazul acestui proces tranzitoriu [11] are o variație exponențială și poate fi stabilită cu relația:

$$a = a_0 \left( 1 - e^{-\frac{t}{T}} \right) \quad (1.2)$$

în care  $a$  este grosimea reală a stratului de aşchiat,  $a_0$  grosimea nominală a acestuia iar  $T$  constanta de timp a procesului tranzitoriu, care se determină cu relația [11]:

$$T = \frac{\tau}{2} (1 + 2K_{SE}K_a) \quad (1.3)$$

unde  $\tau$  este durata unei rotații complete sau a unui ciclu tehnologic,  $K_{SE}$  este caracteristica statică a sistemului iar  $K_a$  caracteristica procesului de aşchiere. Acest proces tranzitoriu de intrare în aşchie se poate considera încheiat după un timp  $t=3T$  (dacă se acceptă o eroare de 5% între grosimea reală a stratului aşchiat și grosimea nominală) sau după  $t=4,6T$  (dacă se acceptă o eroare de 1%). Eroarea de evaluare a grosimii reale a stratului aşchiat este impusă în primul rând de precizia dimensională cerută, astfel încât în funcție de acest parametru se poate alege prima sau a doua variantă.

Problema intrării sau ieșirii sculei din aşchie trebuie luată în considerare în special în cazul rectificării, rabotării și mortezării, în cazul strunjirii suprafețelor întrerupte, la danturare, la strunjirea unui arbore cu canal longitudinal, unde dacă nu sunt prevăzute consecințele proceselor tranzitorii de intrare și ieșire a sculei din aşchiere asupra variației grosimii aşchiei, pot apare

efecte nedorite care culminează cu ruperea sculelor. De asemenea, dacă scula se menține un timp mai îndelungat fără avans (durata acestui proces tranzitoriu este mai mare decât durata unui ciclu cinematic), suprafața de așezare se va freca de suprafața prelucrată și ca urmare poate să apară o uzură intensă a sculei, deteriorarea superficială a piesei, și uneori, apariția vibrațiilor de înaltă frecvență ale sculei.

Este de remarcat faptul că exceptând intrarea și ieșirea sculei din așchie și în anumite cazuri deplasarea subansamblurilor mobile, toate celelalte cauze generatoare de vibrații libere nu se manifestă în timpul procesului de așchiere propriu zis, astfel încât ele nu au repercursiuni asupra calității suprafeței prelucrate, însă datorită complexității fenomenelor și datorită suprapunerii efectelor generate de acestea, pot apare consecințe nefavorabile asupra preciziei de prelucrare, productivității și fiabilității sistemului.

Pe lângă efectele prezentate generate de intrarea sau ieșirea sculei din așchie, accelerarea sau frânarea subansamblurilor mobile poate avea repercursiuni nedorite asupra preciziei de prelucrare și implicit asupra abaterilor de poziție a suprafețelor piesei prelucrate. De asemenea inversarea sensului de mișcare conduce la apariția șocurilor datorate inerției maselor aflate în mișcare de rotație sau translație, schimbarea sensului forțelor de frecare, modificarea repartiției presiunii pe ghidaje, variația bruscă a temperaturii în anumite zone ale cuplei cinematice, etc.

Toate aceste fenomene asociate pot conduce în anumite cazuri la obținerea unor rezultate negative la prelucrările pe anumite mașini unelte, dacă nu sunt luate măsurile corespunzătoare necesare sau dacă mașina nu este concepută corect încă din faza de proiectare.

### **1.3. SURSE GENERATOARE DE VIBRAȚII FORȚATE**

În funcționarea mașinilor unelte vibrațiile forțate pot apare datorită unor cauze legate de procesul de așchiere sau independente de acesta, ce pot fi evidențiate la funcționarea în gol a mașinii.



Principalele cauze responsabile de apariția vibrațiilor forțate pot fi acțiunea forțelor de inerție generate în mișcarea de rotație a maselor neechilibrate din lanțurile cinematice ale mașinii, funcționarea defectuoasă a mecanismelor cu roți dințate (erori de execuție a profilului, excentricități, erori de divizare), variația legii de mișcare a mecanismelor acționate cu came, cu cruce de Malta, dezechilibrul rotoarelor pompelor din sistemele hidraulice de acționare sau de ungere, neuniformitatea transmisiilor prin lanț sau prin curele (inclusiv variații ale fibrei neutre din curea), neaxialitățile cuplajelor, imprecizia îmbinărilor cu pene și caneluri, imperfecțiunile rulmenților și a lagărelor în general, precum și de variația periodică a secțiunii așchii, strunjirea semifabricatelor excentrice, prelucrarea cu piatră de rectificat excentrică sau cu freză excentrică, variația grosimii așchii la prelucrarea semifabricatelor cu adaus de prelucrare variabil, variația vitezei de așchiere sau a direcției de avans la prelucrarea pe mașini unelte de copiat sau cu comenzi numerice, vibrații transmise prin intermediul fundațiilor de la mașini și utilaje vecine, etc.

În ce privește subansamblurile neechilibrate aflate în mișcare de rotație (arbori, discuri sau chiar semifabricatul de prelucrat), acestea generează importante forțe perturbatoare responsabile de apariția unor vibrații forțate având frecvența egală cu cea a forței care le-a produs.

Cauzele dezechilibrului elementelor rotative pot fi imperfecțiunile constructive (dispunerea asimetrică a masei față de axa de rotație, prezența penelor în îmbinări, toleranțe greșit alese, etc.), imperfecțiuni de montaj (rulmenți montați incorect, arbori pretensionați încovoiați, etc.) sau neomogenități ale materialului (sufluri, fisuri, porozități, etc.).

Forța perturbatoare care apare datorită acestor cauze poate genera zgomote și vibrații puternice chiar și la valori mici ale amplitudinii, atunci când pulsația ei se găsește în apropierea unei pulsații proprii a structurii elastice.

În vederea eliminării acestor efecte nedorite trebuie realizată echilibrarea elementelor aflate în mișcare de rotație. Astfel, pentru corpurile gen disc la care diametrul este mult mai mare decât lungimea este suficientă echilibrarea statică, pe când la elementele gen arbore, la care lungimea este mult mai mare decât

diametrul se realizează echilibrarea dinamică prin care se urmărește suprapunerea axei principale de inerție cu axa de rotație.

Funcționarea defectuoasă a angrenajelor cu roți dințate constituie o sursă de vibrații și zgomote care acoperă o bandă largă de frecvențe, aceste angrenaje intrând inevitabil în componența cutiilor de viteze și a celor de avansuri.

Vibrațiile și zgomotele generate de angrenaje se datorează în special erorilor de execuție și montaj ale roților dințate precum și deformațiilor elastice ale dinților în angrenare sub acțiunea sarcinilor dinamice transmise.

De exemplu, în funcționarea unui angrenaj cu două roți dințate iau naștere vibrații cu frecvențele fundamentale  $f_1=n_1/60$ ,  $f_2=n_2/60$ , datorate roților dințate și cu frecvența  $f_{12}=n_1z_1/60=n_2z_2/60$  a angrenajului.

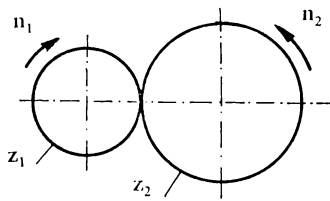


Fig.1.2

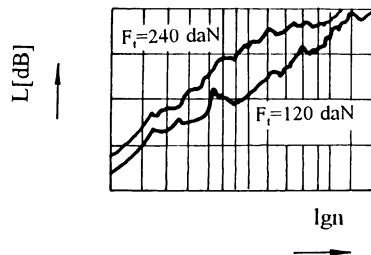


Fig.1.3

Dacă angrenajul funcționează în prezența erorilor de profil, a jocului nepermis dintre flancurile dinților, a excentricităților sau a altor erori de execuție, valoarea frecvenței  $f_{12}$  calculate se va modifica în mod corespunzător.

În cazul în care frecvența roților dințate sau a angrenajului se suprapune cu frecvența proprie a arborilor pe care roțile sunt montate, apare fenomenul de rezonanță care conduce la creșterea accentuată a zgomotului, culminând cu ruperea dinților sau uzura prematură a lagărelor.

De asemenea, mărirea turației sau a sarcinii transmise conduce la creșterea nivelului de zgomot și vibrații. Astfel, în fig.1.3 este reprezentată diagrama dependenței nivelului de zgomot funcție de turație și sarcina transmisă pentru un reductor cu roți dințate.

Mecanismele cu came sau cruci de Malta folosite în cadrul dispozitivelor

de indexare sunt însoțite în funcționare de vibrații forțate cu frecvența fundamentală egală cu cea de rotație a camei sau a crucii de Malta, dar și de vibrații libere care apar la schimbarea bruscă a traiectoriei.

Transmisiile prin curele generează importante vibrații și zgomote în timpul funcționării atunci când îmbinările curelei sunt incorect realizate sau datorită variației tensiunilor din curea în prezența impreciziilor de execuție și de montaj ale transmisiei.

Frecvența vibrațiilor transversale ale curelei este dată de expresia [C4]:

$$v = \frac{1}{2L} \sqrt{\frac{F}{\rho A}} \quad (1.4)$$

în care L este lungimea curelei,  $\rho$  densitatea, A aria secțiunii transversale și F forța de tracțiune din curea.

Dacă v este viteza liniară a curelei, atunci frecvența fundamentală a mișcării staționare va fi [C4]:

$$v_1 = \frac{1}{2L} \left( 2Lf - \frac{v^2}{2Lf} \right) \quad (1.5)$$

Experiența practicii ingineresti demonstrează că este preferabilă utilizarea curelelor late, care asigură cea mai silențioasă funcționare, chiar dacă nu beneficiază de avantajele altor curele.

Rulmenții reprezintă importante surse de vibrații și zgomote atunci când montajul lor este incorect sau sunt defecți ca urmare a abaterilor geometrice ale corpurilor de rulare sau datorită uzurii. Astfel, conform literaturii de specialitate [C4] pot fi calculate frecvența de rulare, frecvența datorată schimbării formei căii de rulare interioare sau exterioare, sau frecvența globală datorată defectelor elementelor rulmentului.

Este cunoscut faptul că nivelul de zgomote și vibrații datorate funcționării incorecte a unui rulment are o creștere aproximativ liniară cu turația arborelui pe care este montat.

În sfârșit, o altă categorie de vibrații care se manifestă în funcționarea

mașinilor-unelte este reprezentată de vibrațiile transmise de la surse exterioare.

Dacă mașina-unelte urmează să funcționeze într-un mediu poluat din punct de vedere al vibrațiilor, o atenție deosebită trebuie acordată instalării corecte a acesteia pe o fundație adecvată, care să nu permită transmiterea vibrațiilor de la diverse surse perturbatoare exterioare. În acest sens, cercetările experimentale au evidențiat faptul că vibrațiile fundațiilor de mașini-unelte au un spectru al frecvențelor cuprins între 1,5 și 60 Hz, ponderea excitațiilor aleatoare fiind comparabilă cu cea a excitațiilor periodice [K1].

Eliminarea imperfecțiunilor tehnologice de prelucrare și asamblare a organelor mașinilor unelte, echilibrarea scuelelor rotative și o fixare corespunzătoare pe fundație se poate realiza cu un minim de efort, astfel încât vibrațiile generate de aceste cauze sunt ușor de îndepărtat. Celelalte cauze, legate de particularitățile constructive, tehnologice și de funcționare ale mașinii trebuie studiate și luate măsuri astfel încât efectul lor să fie minim, pentru că evitarea apariției lor nu este posibilă în toate cazurile. Principala cale de atenuare a consecințelor lor rămâne deci micșorarea influenței acestora asupra sistemului dinamic al mașinii unelte.

Acțiunea simultană a tuturor factorilor perturbatori enumerați mai sus conferă o complexitate deosebită acestor fenomene vibratorii care sunt destul de greu de descris prin metode analitice, în special datorită faptului că forța variabilă responsabilă de apariția acestor vibrații are un pronunțat caracter aleator, putând fi luată de forma:

$$F(t) = \sum_{n=0}^{\infty} A_n \sin(\omega_n t - \varphi_n) \quad (1.6)$$

expresie destul de greu de precizat în aplicațiile practice.

Din acest motiv, studiul acestor vibrații și mijloacele de eliminare sau atenuare a efectului lor se face de regulă pe cale experimentală, de exemplu prin analiză spectrală, metodă prin care se pot identifica cu precizie sursele de vibrații și se pot găsi soluții practice pentru îndepărtarea lor.

Dintre armonicile date de relația (1.6) importanță practică prezintă doar

vibrațiilor forțate provocate de primele armonici, fiind demonstrat faptul că în situația în care forța excitatoare are o variație aproape sinusoidală, amplitudinile armonicilor, cu excepția armonicilor de bază, sunt foarte mici, ceea ce face posibilă neglijarea acțiunii lor.

Pentru forța excitatoare  $F(t)$ , de variație arbitrară, care acționează asupra unui sistem elastic cu un grad de libertate, ecuația diferențială a mișcării este:

$$m\ddot{x} + c\dot{x} + kx = F(t) \quad (1.7)$$

Soluția acestei ecuații cuprinde un prim termen corespunzător ecuației omogene ce reflectă procesul tranzitoriu rezultat, termen care în timp se micșorează până la valori neglijabile. Studiul vibrațiilor forțate ale sistemului în regimul staționar de acțiune a forței excitatoare se va face considerând doar celălalt termen al soluției care reprezintă soluția particulară dată de forța perturbatoare și va fi notată vibrație forțată.

#### **1.4. CAUZE ALE APARIȚIEI AUTOVIBRAȚIILOR ÎN PROCESELE DE PRELUCRARE PE MAȘINI UNELTE**

O categorie aparte în cadrul fenomenelor vibratorii care se manifestă în funcționarea mașinilor unelte o reprezintă autovibrațiile, a căror prezență este posibilă datorită unor factori excitatori generați de însăși mișcarea vibratorie.

Principalele cauze ale apariției autovibrațiilor în procesul de așchiere sunt neliniaritatea caracteristicii procesului de așchiere, inerția procesului de așchiere, care provoacă rămânerea în urmă a forței de așchiere față de variația adâncimii de așchiere, dependența dintre forța de așchiere și grosimea așchii detașate, etc. Apariția autovibrațiilor este consecința acțiunii simultane a mai multor factori excitatori, însă în diverse situații concrete, fiecare din cauzele enumerate pot avea un rol predominant.

Fenomenul apariției autovibrațiilor poate fi explicat pe un sistem elastic

cu minimum două grade libertate (fig. 1.4), model care presupune piesa rigidă iar ansamblul format de sculă, suportul portsculă și întregul lanț cinematic de avans, este considerat ca un punct material susținut de două elemente elastice care acționează pe direcțiile a două coordonate normale, reprezentând direcțiile principale de rigiditate.

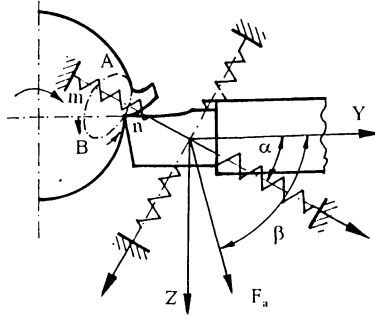


Fig. 1.4

Energia necesară menținerii autovibrațiilor este furnizată de forța de așchiere  $F$  capabilă să efectueze lucrul mecanic necesar întreținerii vibrațiilor în sistemul elastic. Astfel, la o variație a forței de așchiere  $F$  datorată unei eventuale cauze, cum ar fi de exemplu întâlnirea unei zone de material cu o duritate mai mare decât duritatea de ansamblu a semifabricatului, echilibrul sistemului de tăiere se strică și prin compunerea deplasărilor pe cele două direcții ale elementelor elastice, fiecare punct al muchiei așchietoare va descrie o curbă închisă, traiectoria după care se deplasează vârful sculei fiind o elipsă, așa numita elipsă a deplasărilor. Aceasta constituie un drum suplimentar parcurs de sculă, în afara celui pe care îl execută în mod obișnuit în vederea generării suprafeței. Este de remarcă faptul că dacă nu se produc deviații de la poziția de echilibru a sistemului de așchiere nu au loc variații ale forțelor implicate în procesul de tăiere și în consecință nu se produc vibrații, însă acest caz este absolut ideal, imposibil de realizat în mod curent în practica așchierii.

Dacă mișcarea muchiei așchietoare a sculei urmărește ramura  $AmB$  a elipsei, atunci forța de așchiere efectuează un lucru mecanic pozitiv, deoarece

direcția sa coincide cu direcția vitezei de așchiere. La deplasarea de-a lungul ramurei BnA lucrul mecanic produs de forța de așchiere este negativ, dar la parcurgerea ramurei AmB forța de așchiere este mai mare decât la parcurgerea ramurei BnA, deoarece adâncimea de așchiere este mai mare, astfel încât la parcurgerea unui astfel de ciclu lucrul mecanic rezultat este pozitiv și energia rezultată întreține procesul vibrator. Parcurgerea unui astfel de ciclu în sens invers ar fi generat un lucru mecanic negativ și mișcarea vibratorie ar fi fost astfel amortizată.

În consecință, apariția autovibrațiilor este condiționată în esență de rigiditățile celor două elemente elastice, de raportul acestora și de orientarea direcțiilor pe care acționează cele două elemente elastice, astfel încât aceste caracteristici pot fi prevăzute orientativ încă din faza de proiectare a mașinii unelte, căreia i se poate conferi astfel o rezistență sporită la apariția autovibrațiilor.

Dacă lucrul mecanic dezvoltat de forța de așchiere este pozitiv, amplitudinile autovibrațiilor încep să crească, însă datorită forțelor de frecare și a amortizărilor din sistem ele se stabilizează în jurul unei anumite valori finite care uneori poate fi atât de mare încât continuarea procesului de așchiere devine imposibilă, fenomenul fiind însoțit și de zgomote specifice.

Este demonstrat experimental faptul că prezența în timpul așchierii a acestei elipse a deplasărilor conduce la creșterea uzurii vârfului tăișului și deci micșorarea ciclului dintre două reascuțiri succesive. De asemenea, atât experimental cât și prin calcul s-a constatat că frecvența autovibrațiilor este foarte apropiată de frecvența proprie a sistemului elastic, ceea ce conduce inevitabil la apariția rezonanței, cu toate efectele sale negative. Investigațiile experimentale demonstrează că frecvența autovibrațiilor în timpul așchierii ia valori între 300 și 340 Hz pentru adâncimi de așchiere cuprinse între 2 și 4 mm [K1].

Prezența elipsei deplasărilor în timpul unui regim de mișcare autovibratorie este de altfel și explicația urmelor specifice lăsate pe suprafața prelucrată în condițiile așchierii cu autovibrații.

Amplitudinea autovibrațiilor depinde de cantitatea de energie introdusă în sistem și este funcție de parametrii sistemului elastic, dar și de parametrii regimului de așchiere.

Din cele prezentate se poate constata că apariția autovibrațiilor nu poate fi demonstrată și studiată pe un model cu un singur grad de libertate, caz în care curba descrisă de muchia așchietoare a sculei ar fi o dreaptă și implicit lucrul mecanic dezvoltat la parcurgerea dreptei într-un sens sau altul ar fi nul iar mișcarea vibratorie s-ar amortiza datorită pierderilor de energie necesare învingerii forțelor de frecare.

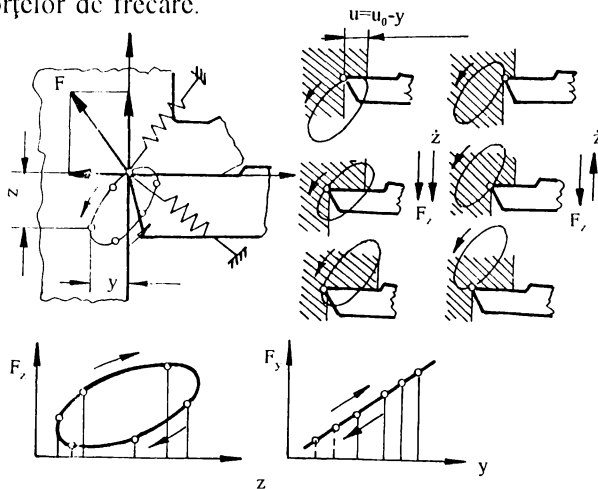


Fig.1.5

După cum se poate constata din fig.1.5, parcurgerea elipsei deplasărilor conduce la variații semnificative ale adâncimii de așchiere, parametru care are și cea mai pronunțată influență asupra amplitudinii autovibrațiilor, care au o creștere aproape liniară cu creșterea adâncimii de așchiere, ajungându-se la depășirea limitei de stabilitate a sistemului elastic (fig.1.6).

Din fig.1.6 se constată că o creștere relativ mică a adâncimii de așchiere conduce la o creștere însemnată a amplitudinii autovibrațiilor. Acest fapt este în contradicție cu unele prescripții tehnologice care în mod eronat indică drept o metodă de creștere a capacității de producție mărirea adâncimii de așchiere fără



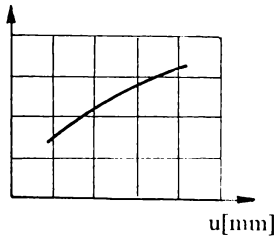


Fig.1.6

a ține cont de posibilitatea apariției fenomenelor vibratorii.

Soluția corectă este un compromis prin care se vor utiliza adâncimi de așchiere care să asigure prelevarea adaosului de prelucrare printr-un număr cât mai mic de treceri dar totuși să nu se depășească pragul apariției autovibrațiilor. Aceste adâncimi de așchiere poartă denumirea de adâncimi critice de așchiere, corespunzătoare pragului de instabilitate, și se determină prin calcule specifice.

Deși adâncimea de așchiere este parametrul care are influența cea mai semnificativă asupra amplitudinii autovibrațiilor, pentru un studiu complet este necesară și evaluarea influenței celorlalți parametri, chiar dacă de cele mai multe ori aceștia nu produc modificări esențiale.

O altă categorie de vibrații întâlnite în procedeele de prelucrare prin așchiere sunt vibrațiile regenerative, care sunt produse de undațiile existente pe suprafața piesei la o trecere anterioară. Această categorie de vibrații are o pondere însemnată în cazul prelucrărilor de degroșare, unde se folosesc regimuri de așchiere dure, cu viteze de avans și adâncimi de așchiere mari.

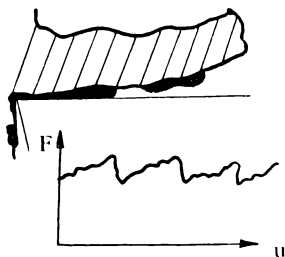


Fig.1.7

De asemenea, în timpul prelucrării pot apare vibrații datorate depunerilor pe tăiș, depuneri care se produc pe suprafața de degajare a sculei influențând valoarea unghiului de degajare și implicit a forței de așchiere (fig.1.7). În anumite condiții legate de regimul de așchiere, de geometria cuțitului, etc. depunerile pe tăiș sunt stabile și nu influențează procesul de așchiere din punct de vedere dinamic, ele având repercursiuni doar asupra calității suprafeței prelucrate și asupra durabilității sculei. În momentul în care sunt atinse anumite valori ale vitezei de așchiere, valoare dependentă de parametrii geometriei ai sculei și ai așchiei precum și de proprietățile plastice ale materialului prelucrat,

depunerile pe tăiș se desprind periodic astfel încât forța de așchiere variază periodic (fig.1.7) și procesul devine instabil.

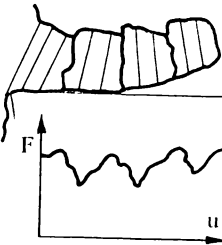


Fig.1.8

Efecte similare se întâlnesc și în cazul proceselor de așchiere în care așchiile nu sunt continue, ci fragmentate (fig.1.8), din cauze legate de regimul de așchiere sau de proprietățile de plasticitate ale materialului prelucrat. Astfel, spre exemplu la prelucrarea semifabricatelor din fontă, așchiera se produce cu formarea de așchii fragmentare, motiv pentru care ia naștere o variație periodică a forței de așchiere (fig.1.8) care induce în

sistem vibrații forțate cu frecvența dată de relația:

$$v = \frac{1}{60} \frac{v}{l} \frac{a}{a_m} \quad (1.11)$$

în care  $v$  este viteza de așchiere,  $l$  lungimea unui fragment de așchie iar  $a$  și  $a_m$  grosimea de așchiere, respectiv grosimea medie a așchiei.

Instabilitatea procesului de formare a așchiilor este consecința instabilității stării de tensiune și de deformare a volumului de material supus deformării plastice de așchiere, la apariția unor astfel de vibrații având loc o deteriorare a stratului superficial al piesei de prelucrat.

Cu toate dezavantajele pe care le dovedește, procesul de formare a așchiilor fragmentate este în anumite situații benefic, fiind preferat situației apariției așchiilor de alunecare continuă.

O altă categorie de vibrații întâlnite în funcționarea mașinilor unelte sunt vibrațiile datorate proceselor de frecare.

Cele mai reprezentative tipuri de vibrații din această categorie sunt vibrațiile care însoțesc fenomenul de stick-slip (vibrații de relaxare, fig.1.9) sau vibrațiile care apar în lagărele de alunecare.

La apariția fenomenului de stick-slip, frecvența și amplitudinea vibrațiilor de relaxare depind de viteza corpurilor care alcătuiesc cupla de frecare, de

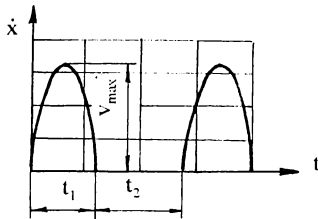


Fig. 1.9

rugozitatea suprafețelor, tipul lubrifiantului, etc.

Autovibrațiile de relaxare se caracterizează prin perioada acestora (suma dintre durata  $t_1$  saltului și durata  $t_2$  a imobilității elementelor cuplei cinematice), valoarea saltului și viteza maximă relaizată în timpul saltului.

Sunt evidente repercursiunile negative pe care aceste salturi le vor avea asupra preciziei de prelucrare.

Pe de altă parte, datorită proceselor de frecare, în funcționarea lagărelor de alunecare pot apare vibrații datorate ungerii insuficiente, încălzirii nepermise a ansamblului arbore-lagăr sau la inversarea sensului de rotație al arborelui, atunci când grosimea peliculei de lubrifiant este străpunsă.

Chiar și numai din succinta prezentare de mai sus se poate concluziona că fenomenele vibratorii care iau naștere în funcționarea mașinilor unelte sunt deosebit de complexe și diverse, datorită numărului mare de factori care contribuie la desfășurarea fenomenului și a legăturilor foarte complicate dintre aceștia. Din această cauză aprofundarea cunoașterii legităților care guvernează apariția și desfășurarea fenomenelor autovibratorii se impune ca o necesitate fundamentală, în vederea găsirii mijloacelor de evitare și atenuare a consecințelor autovibrațiilor, încă din faza de proiectare a mașinii unelte.

## CAPITOLUL 2

**CERCETĂRI PRIVIND VIBRAȚIILE  
LA MAȘINI UNELTE**

Rezolvarea unor probleme legate de fenomenele dinamice specifice prelucrării prin așchiere pe mașini unelte a devenit o necesitate obiectivă atât la proiectarea cât și la construcția și exploatarea mașinilor unelte. Astfel, a devenit necesară în primul rând asigurarea unei mișcări relative precise și stabile între piesă și sculă, mișcare necesară generării suprafețelor la prelucrările prin așchiere. Stabilitatea acestor mișcări relative constă în principal în absența vibrațiilor în sistemul tehnologic mașină unealtă-dispozitiv-piesă-sculă, menținerea constantă și fără salturi a mișcării subansamblurilor mobile, etc.

Datorită creșterii continue a pretențiilor de calitate din partea ramurilor de vârf ale industriei, în condițiile utilizării unor materiale de înaltă rezistență, materiale refractare, dure și extradure, la care se adaugă progresele în automatizarea și cibernetizarea producției, se impune ca o necesitate obiectivă o mult mai temeinică aprofundare a fundamentelor fizice și matematice ale genezei și evoluției fenomenelor dinamice în contextul teoriei așchierii metalelor.

Repere cu mari pretenții de calitate, care pretind parametri foarte riguroși în privința formei geometrice, a dimensiunilor sau a rugozității se întâlnesc frecvent în construcția mașinilor unelte, agregatelor și liniilor automate de prelucrare, a vehiculelor rutiere și feroviare, a mașinilor termice și hidraulice, a navelor maritime și aeriene, a instalațiilor electrice și electronice, a mașinilor din industria ușoară, agricultură, etc, obținerea acestora necesitând pretenții sporite în ce privește comportamentul mașinii unelte în timpul prelucrării.

Fenomenele dinamice specifice procesului de aşchiere pe maşini unelte se găsesc în atenţia cercetătorilor din lumea întreagă, dezvoltându-se până în prezent importante studii teoretice şi experimentale în această direcţie. Totuşi, fenomenele nu au căpătat încă o explicaţie şi o soluţionare cu pretenţii de exhaustivitate tocmai datorită complexităţii lor şi nu s-a putut încă impune un sistem unitar, general valabil, de apreciere şi investigare a acestor fenomene dinamice particulare.

Bazele ştiinţifice ale celui mai răspândit procedeu de prelucrare a metalelor (aşchiera) au început să fie puse încă de la jumătatea secolului 19, după importante acumulări cantitative ale acestei practici.

Odată cu creşterea importanţei şi ponderii prelucrărilor prin aşchiere în industrie, au început să se dezvolte şi să se consolideze adevărate centre şi şcoli de cercetare în domeniul vibraţiilor la maşini unelte aşchietoare.

Primele cercetări sistematice asupra vibraţiilor maşinilor unelte au fost iniţiate şi apoi dezvoltate în cadrul US AIR-Force (SUA), a Institutului de Cercetări Experimentale pentru Maşini Unelte Aşchietoare (ENIMS) din Moscova (Rusia), la Universitatea din Nagoya (Japonia), Scoala Superioară Tehnică din Aachen (Germania), Universitatea din Birmingham şi Manchester (Anglia), Centrul Experimental pentru Maşini Unelte CNR-SVIMU, Cinisello Balsamo (Italia), Universitatea din Louvain (Belgia), în Cehoslovacia, şi altele.

Astfel de cercetări în România au fost iniţiate de catedrele de specialitate din toate institutele politehnice şi apoi continuate şi dezvoltate în cadrul ICPMUA Bucureşti.

Amploarea care a luat-o cercetarea vibraţiilor maşinilor unelte a condus inevitabil la apariţia şi consolidarea unor centre de tradiţie în domeniu, din care s-au evidenţiat H.E.Merritt (SUA), V.A.Kudinov (Rusia), S.A.Tobias (Anglia), J.Tlusty şi M.Polacek (Cehoslovacia), J.Peters (Belgia), şi mulţi alţi cercetători din Japonia, Germania, Franţa, Polonia, Italia, etc.

Preocupări intense în studiul vibraţiilor maşinilor unelte au avut la jumătatea acestui secol cercetători ca H.E.Merritt [M5] precum şi R.L.Kegg, G.W.Long, J.R.Lemon, P.C.Ackermann, şi alţii, care au dezvoltat teorii originale

privind atât vibrațiile legate direct de procesul de așchiere cât și vibrațiile structurilor de mașini unelte, elaborând metodologii de investigare care au constituit ulterior adevărate repere pentru cercetătorii din lumea întreagă. Inițial H.E.Merritt [M6] reușește să stabilească o metodologie foarte eficientă de construcție a unei diagrame de stabilitate sub forma unui grafic polar din care ulterior se pot trage concluzii cu privire la punctele critice în care trebuie căutate soluții de diminuare a amplitudinilor necorespunzătoare. Acesta consideră că datorită unor fenomene fizice obiective, cum ar fi variațiile termice, impreciziile lanțului cinematic de antrenare, neomogenități structurale ale materialului de așchiat, grosimea instantanee relativă a așchii variază în timp după legea:

$$\Delta u(t) = \Delta u_0(t) - y(t) + \mu y(t-T) \quad (2.1)$$

unde  $T$  este timpul în care se efectuează o rotație a arborelui principal,  $y(t)$  este cedarea totală în timpul  $t$  iar  $y(t-T)$  cedarea la timpul  $(t-T)$ ,  $\mu$  fiind un coeficient de acoperire (suprapunere),  $0 \leq \mu \leq 1$ .

Forța de așchiere, conform precizărilor făcute încă din 1944 de M.E. Merchant [M5], este proporțională cu grosimea așchii, astfel încât

$$F(t) = k_c \Delta u(t) \quad (2.2)$$

unde  $k_c$  este rigiditatea de așchiere și este dependentă de materialul prelucrat, de geometria sculei și de lățimea de așchiere.

Din aceste relații se observă că grosimea așchii, variabilă în timp, va provoca o variație a forței de așchiere care va genera autovibrații în sistemul dinamic de așchiere. Dacă mașina posedă o suficientă capacitate de amortizare procesul va fi stabil. În caz contrar, la o capacitate de amortizare insuficientă sistemul va intra într-un proces de autovibrații asociate frecvențelor proprii ale structurii.

Transformata Laplace a relației (2.1) conduce la expresia:

$$\Delta u(s) = \Delta u_0(s) - y(s) + y(s)\mu e^{-Ts} = \Delta u_0(s) - y(s)(1 - \mu e^{-Ts}) \quad (2.3)$$

iar pentru relația (2.2) se obține

$$F(s) = k_c \Delta u(s) \quad (2.4)$$

Pentru o structură cu  $n$  grade de libertate, cum este cazul unei mașini unelte, capacitatea de cedare dinamică se scrie simbolic [M6]:

$$\frac{y(s)}{F(s)} = \frac{1}{K_m} G_m(s) \quad (2.5)$$

în care  $k_m$  este rigiditatea statică direcțională,  $G_m$  este capacitatea dinamică de cedare normalizată.

Drept urmare, relațiile (2.3), (2.4) și (2.5) sunt cele trei ecuații de bază necesare definirii sistemului dinamic.

Pornind de la aceste considerente, funcția de transfer ce leagă mărimile  $\Delta u(s)$  și  $\Delta u_0(s)$  se obține sub forma:

$$\frac{\Delta u(s)}{\Delta u_0(s)} = \frac{1}{1 + (1 - \mu e^{-T_p s}) \frac{k_c}{k_m} G_m(s)} \quad (2.6)$$

De aici se observă că pentru capacitatea de cedare a structurii normalizată sau rigiditate de așchiere zero, grosimea reală a așchii este egală cu cea inițial stabilită.

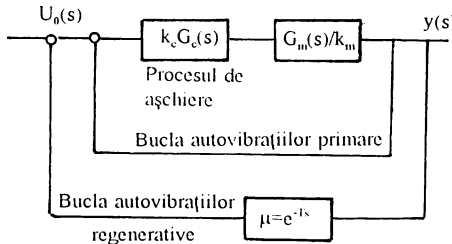


Fig.2.1

Structura sistemului dinamic descris de ecuația (2.6) pune în evidență două bucle de legătură inversă: legătura inițială și legătura regenerativă, care pentru  $\mu=0$  dispare (fig.2.1).

Prin anularea numitorului relației (2.6) se deduce ecuația caracteristică a trepidațiilor sub forma:

$$1 + (1 - e^{-T_p s}) \frac{k_c}{k_m} G_m(s) = 0 \quad (2.7)$$

Condiția ca sistemul să fie stabil este ca rădăcinile acestei ecuații să se

situeze în jumătatea din stânga a planului  $s$  (conform principiului Nyquist).

Efectuând substituția  $s=i\omega$ , se obține relația:

$$\frac{k_c}{k_m} G_m(i\omega) = \frac{-1}{1 - \mu e^{-T_p i\omega}} \quad (2.8)$$

în care membrul stâng reprezintă raportul funcțiilor de transfer ale procesului de așchiere și structurii elastice, deoarece:

$$\frac{y(i\omega)}{u(i\omega)} = \frac{F(i\omega)}{F(i\omega)} \frac{y(i\omega)}{F(i\omega)} = \frac{k_c}{k_m} G_m(i\omega) \quad (2.9)$$

Membrul drept al aceleiași relații se poate nota  $G_{pc}$ , a cărei reprezentare grafică poate fi considerată ca loc geometric al punctelor critice. Cu aceste transformări, ecuația transcendentă a pragului de stabilitate se poate scrie:

$$\frac{y(i\omega)}{u(i\omega)} = G_{pc} \quad (2.10)$$

unde  $G_{pc}$  este dependent de factorul de suprapunere  $\mu$  și de defazajul undulațiilor succesive, caracterizat prin mărimea  $\omega T$ , care se poate exprima ca

$$\omega T = 2\pi(n + \nu) = 2\pi fT \quad (2.11)$$

unde  $\nu$  este definit ca și coeficient de fază  $0 \leq \nu \leq 1$  iar  $n$  este un număr natural.

În consecință, se poate scrie

$$G_{pc} = -\frac{1}{1 - \mu e^{-i2\pi\nu}} \quad (2.12)$$

astfel încât  $G_{pc}$  se observă că este o funcție de  $\mu$  și  $\nu$ .

Relația anterioară (2.12) mai poate fi pusă sub forma:

$$\frac{1}{\mu} e^{i2\pi\nu} = \frac{G_{pc}}{1 + G_{pc}} \quad (2.13)$$

în care  $G_{pc}$  fiind o cantitate complexă, adică  $G_{pc} = x + iy$ , se poate scrie



$$\frac{1}{\mu} e^{i2\pi v} = \frac{x+iy}{1+x+iy} \quad (2.14)$$

de unde rezultă

$$\left\{ \begin{array}{l} \frac{1}{\mu} = \frac{\sqrt{x^2+y^2}}{\sqrt{(1+x)^2+y^2}} \\ 360v = \operatorname{arctg} \frac{y}{x} - \operatorname{arctg} \frac{y}{1+x} \end{array} \right. \quad (2.15)$$

Prima relație (2.15) poate fi adusă la forma:

$$\left(x + \frac{1}{1-\mu^2}\right)^2 + y^2 = \left(\frac{\mu}{1-\mu^2}\right)^2 \quad (2.16)$$

ce reprezintă un cerc cu centrul având coordonatele  $-1/(1-\mu)$  și  $0$ , iar raza  $\mu/(1-\mu^2)$

Pe de altă parte, din a doua relație (2.15) se deduce:

$$\operatorname{tg}(360v) = \operatorname{tg}\left(\operatorname{arctg} \frac{y}{x} - \operatorname{arctg} \frac{y}{1+x}\right)$$

care după transformări succesive se scrie

$$\left(x + \frac{1}{2}\right)^2 + \left(y - \frac{1}{2\operatorname{tg}(360v)}\right)^2 = \left[\frac{1}{2} \sqrt{1 + \frac{1}{\operatorname{tg}^2(360v)}}\right]^2 \quad (2.17)$$

Aceasta reprezintă un alt cerc având centrul de coordonate  $-1/2$  și  $1/[2\operatorname{tg}(360v)]$ , iar raza

$$\frac{1}{2} \sqrt{1 + \frac{1}{\operatorname{tg}^2(360v)}}$$

Aceste cercuri vor trece întotdeauna prin punctele  $(-1,0)$  și  $(0+0)$ . Pentru cazul particular  $\mu=1$ , cercul corespunzător se transformă într-o dreaptă paralelă cu axa imaginară și care trece prin punctul  $(-0.5, 0)$ , iar pentru valoarea  $\mu=0$  se reduce la punctul critic Nyquist  $(-1,0)$  (fig.2.2).

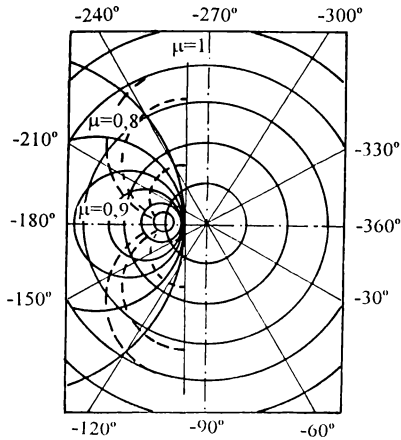


Fig. 2.2

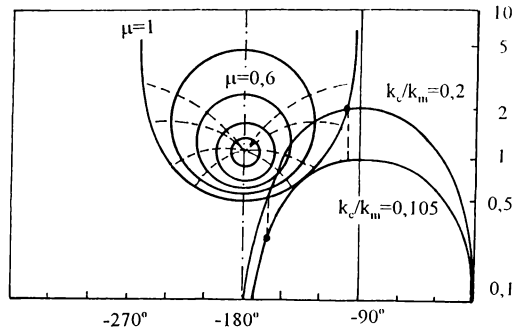


Fig. 2.3

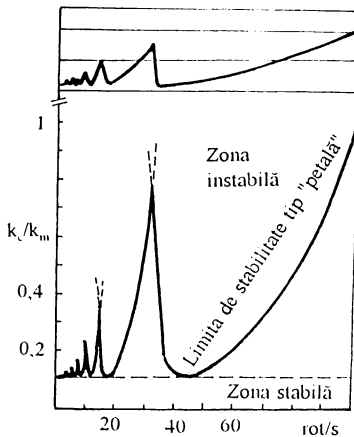


Fig. 2.4

Dacă în urma rezolvării grafice a ecuației pragului de stabilitate (2.10) curbele  $y/u$  și  $G_{pc}$  nu se intersectează, atunci sistemul dinamic al mașinii unelte este stabil necondiționat în sensul dat de H.E.Merritt. Prin urmare, stabilitatea necondiționată este asigurată pentru cazul  $\mu=1$ , dacă graficul  $y/u$  se găsește la dreapta paralelei la axa imaginară trecând prin punctul  $(-0.5,0)$ , iar pentru cazul  $\mu<1$  dacă graficul  $y/u$  nu are puncte comune cu interiorul cercurilor  $G_{pc}$ , adică locul geometric al punctelor critice.

În punctele de intersecție ale celor două curbe amintite, frecvența autovibrațiilor  $f$  este dată de graficul  $y/u$  iar defazajul  $\nu$  este dat de curba  $G_{pc}$ . Apoi, din relația

$$\frac{1}{T} = \frac{f}{n+\nu} \quad (2.18)$$

se deduc turațiile critice  $N=1/T$ , pentru  $n=0,1,2,3,\dots$

Pentru studiul grafic al punctelor de intersecție dintre curbele  $y/u$  și  $G_{pc}$  se utilizează reprezentarea celor două curbe în coordonate logaritmice deplasare relativă-fază și o tehnică de suprapunere a graficelor astfel încât axa ordonatelor să coincidă (fig.2.3).

Prin translația pe verticală a unui grafic în raport cu celălalt, până când un punct de pe curba  $y/u$ , de pulsație dată, se găsește pe locul geometric  $G_{pc}$  pentru  $\mu$  considerat, se găsesc parametrii autovibrațiilor apărute la așchiere.

Pe baza acestor date se construiesc diagramele de stabilitate în coordonate turaj-rigiditate relativă  $k_c/k_m$  (fig.2.4) care evidențiază atât curba de stabilitate necondiționată cât și curbele de stabilitate de tip "lob" corespunzătoare stabilității condiționate. De asemenea, se evidențiază faptul că frecvența autovibrațiilor la pragul de stabilitate variază odată cu creșterea turajului după o diagramă în formă de dinți de fierăstrău.

În Cehoslovacia s-au remarcat prin cercetările întreprinse J.Tlustý și M.Poláček, care s-au axat pe studiul fenomenelor dinamice care iau naștere în timpul așchierii și în special pe studiul stabilității dinamice a sistemului de așchiere.

Ca o concluziune asupra cercetărilor desfășurate, cei doi cercetători au pus bazele metode care în literatura de specialitate le și poartă numele și au fundamentat unul dintre primele criterii de stabilitate dinamică a mașinilor unelte.

Conform acestui criteriu [M7], [B15], mașina unealtă este considerată ca fiind un sistem vibrant cu  $n$  grade de libertate, corespunzătoare celor  $n$  moduri proprii de vibrație ale acesteia și este descompusă în  $n$  subsisteme elastice caracterizate prin pulsația proprie  $p_j$ , constanta de rigiditate  $k_j$ , coeficientul de amortizare  $c_j$ , direcția vibrației proprii ( $X_j$ ) corespunzătoare modului de vibrație de ordinul  $j$ , forța de așchiere variabilă  $F$ , precum și de direcția normală la suprafața de așchiat ( $Y$ ).

În dezvoltarea metodei, J.Tlustý și M.Poláček pornesc de la două ipoteze de bază privind procesul de așchiere ca factor generator al autovibrațiilor, și anume [S5], [M7], [B15]: variația dinamică a forței de așchiere se datorează

doar modificării secțiunii așchii și direcția componentei variabile a forței de așchiere este aceeași cu direcția, presupusă constantă, a forței de așchiere de referință. Astfel, componenta variabilă a forței de așchiere variază proporțional cu deplasarea  $y$  pe direcția normală la suprafața de așchiat ( $Y$ ) și depinde numai de deplasarea pe această direcție.

Tinând seama de aceste ipoteze simplificatoare, forța dinamică de așchiere  $F$  poate fi exprimată sub forma:

$$F = -RY \quad (2.19)$$

în care  $r$  este un coeficient care caracterizează intensitatea interacțiunii dintre forța excitatoare și deplasarea vibrațională pe direcția normalei la suprafața de așchiere, iar  $Y$  este amplitudinea acestei deplasări.

Expresia (2.19) a forței dinamice de așchiere se admite implicit ca preponderentă acțiunea factorului excitator al dependenței forței de așchiere de poziția relativă sculă-piesă.

Experimental s-a constatat proporționalitatea coeficientului  $R$  cu lățimea așchii nedetașate  $b$ , astfel încât relația (2.19) devine

$$F = -brY \quad (2.20)$$

unde  $r$  este un coeficient de "cuplare" (un coeficient de proporționalitate dintre forța de așchiere și variația grosimii așchii, conform ipotezei inițiale) care depinde de condițiile de așchiere și de caracteristicile fizico-mecanice ale materialului.

Tinându-se seama inclusiv de acțiunea vibrațiilor regenerative, se poate scrie

$$F = -br(Y - Y_0) \quad (2.21)$$

unde  $Y_0$  este amplitudinea undulației suprafeței prelucrate în trecerea anterioară, măsurată în direcția normală la suprafața de așchiere. Semnul minus apare deoarece pentru o deplasare pozitivă  $Y$ , forța de așchiere se micșorează.

Funcția de transfer a sistemului elastic echivalent al mașinii unelte se deduce admitând liniaritatea sistemului:

$$Y = F\Phi(\omega) \tag{2.22}$$

sau pe baza principiului suprapunerii efectelor, aplicabil sistemelor liniare

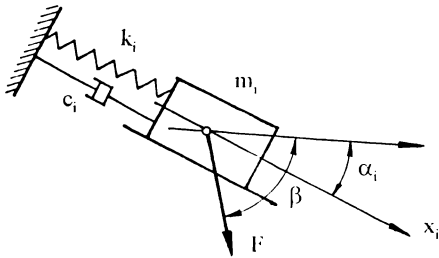


Fig.2.5

$$Y = F \sum_{i=1}^n \frac{u_i}{k_i} \frac{\Omega_i^2}{\Omega_i^2 - \omega^2 + 2i\delta_i\omega} \tag{2.23}$$

unde n reprezintă numărul modurilor de vibrație preponderente,  $\Omega_i$  sunt pulsațiile proprii,  $\delta_i = c_i/2m_i$  sunt factorii de amortizare,  $c_i$  constantele de amortizare și  $m_i$  masele echivalente ale

subsistemelor asociate modurilor de vibrație,  $k_i$  constantele elastice ( $X_i$ ) direcțiile proprii, iar  $u_i$  sunt factorii direcționali, dați de

$$u_i = \cos\alpha_i \cos(\alpha_i - \beta) \tag{2.24}$$

unde  $\alpha_i = \langle X_i, Y \rangle$  și  $\beta = \langle P, Y \rangle$  (fig.2.5).

Relația (2.22) se poate scrie sub forma

$$Y = F(G + iH) \tag{2.25}$$

unde

$$G(\omega) = \sum_{i=1}^n u_i G_i(\omega) = \sum_{i=1}^n \frac{u_i}{k_i} \frac{\Omega_i^2(\Omega_i^2 - \omega^2)}{(\Omega_i^2 - \omega^2)^2 + (2\delta_i\omega)^2} \tag{2.26}$$

$$H(\omega) = \sum_{i=1}^n u_i H_i(\omega) = \sum_{i=1}^n \frac{u_i}{k_i} \frac{-2\Omega_i^2\delta_i\omega}{(\Omega_i^2 - \omega^2)^2 + (2\delta_i\omega)^2} \tag{2.27}$$

Funcțiile  $G(\omega)$  și  $H(\omega)$  sunt receptanțele transversale reală, respectiv imaginară ale structurii elastice a mașinii unelte.

În plus față de ipotezele inițial precizate se mai admite că frecvența autovibrației și faza dintre unduțiile consecutive nu sunt influențate de raportul dintre lungimea unduției și lungimea așchii. Această ipoteză simplificatoare implică faptul că faza  $\psi$  dintre unduțiile consecutive se poate autoadapta astfel încât energia vibrațiilor regenerative să fie maximă.

Criteriul de stabilitate J.Tlusty-M.Polacek se definește prin condiția pusă componentei variabile a forței perturbatoare  $F$ , care trebuie să fie nulă, ceea ce se reduce la îndeplinirea condiției

$$\frac{Y_0}{Y} = 1 \quad (2.28)$$

Eliminând forța de așchiere  $F$  și impunând condiția de stabilitate mai sus amintită se obține

$$\left| \frac{\frac{1}{br} + G(\omega) + iH(\omega)}{G(\omega) + iH(\omega)} \right| = 1 \quad (2.29)$$

Pentru a respecta condiția de mai sus, trebuie ca

$$\left| \frac{\frac{1}{br} + G(\omega)}{G(\omega)} \right| = 1 \quad (2.30)$$

deoarece părțile imaginare ale numitorului și numărătorului sunt identice. Această condiție este îndeplinită numai dacă

$$\frac{1}{br} + G(\omega) = G(\omega) \quad (2.31)$$

de unde se deduce

$$\frac{1}{2br} = -G(\omega) \quad (2.32)$$

În relația (2.32), luând în considerare situația cea mai dezavantajoasă (minimum pentru  $-G(\omega)$ ), rezultă condiția limitei de stabilitate sub forma

$$\frac{1}{2rb_{\text{lim}}} = [-G(\omega)]_{\text{min}} \quad (2.33)$$

relație ce definește pragul de stabilitate necondiționată.

Din expresia (2.33) se constată că valoarea maximă a lățimii așchii  $b_{\text{lim}}$ , pentru care sistemul dinamic al mașinii unelte își atinge limita de stabilitate, este dependentă de valoarea minimumului receptanței reale  $G(\omega)$  a sistemului elastic echivalent, minim care trebuie să fie atins în domeniul valorilor negative ale lui  $G(\omega)$ , deoarece produsul  $br$  este întotdeauna pozitiv ( $b > 0$ ,  $r > 0$ ).

Din condiția de stabilitate rezultă imediat valoarea lățimii așchii  $b_{\text{lim}}$  pentru care sistemul este stabil

$$b_{\text{lim}} = -\frac{1}{2rG(\omega)_{\text{min}}} \quad (2.34)$$

Pentru aplicarea acestei metode este necesară mai întâi determinarea experimentală a receptanței structurii elastice a mașinii unelte.

Problema se rezolvă relativ ușor pe cale grafică prin efectuarea unei însumări grafice a funcțiilor  $G(\omega)$ , corespunzătoare fiecărui subsistem din cele  $n$  în care a fost împărțit sistemul dinamic al mașinii unelte.

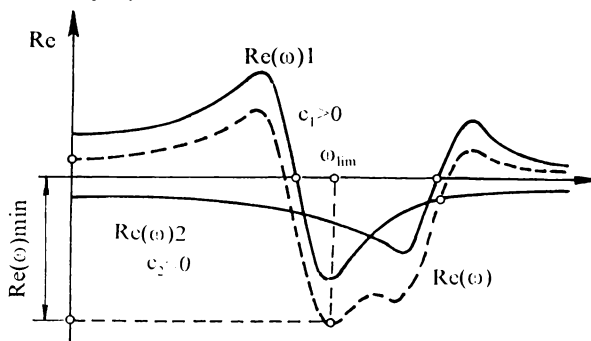


Fig.2.6

În fig.2.6 se prezintă modalitatea de stabilire a condiției de stabilitate

pentru un sistem cu două grade de libertate. Din graficul  $G(\omega)=G(\omega)_1+G(\omega)_2$ , pe lângă valoarea lăţimii aşchiei  $b_{lim}$ , se mai pune în evidenţă şi valoarea pulsaţiei  $\omega_{lim}$  pentru limita de stabilitate. De asemenea, din acelaşi grafic rezultă şi modul în care trebuie acţionat asupra funcţiilor  $G(\omega)_j$ , pentru ca funcţia rezultantă  $G(\omega)$  să aibă valoarea  $G(\omega)_{min}$  cât mai mică, astfel încât lăţimea aşchiei limită  $b_{lim}$  să fie cât mai mare.

Metoda prezintă marele avantaj că permite identificarea "punctelor sensibile" ale maşinii unelte şi, într-o etapă ulterioară, luarea de măsuri constructive adecvate pentru ameliorarea performanţelor sale de stabilitate dinamică în procesul de aşchiere.

Un alt avantaj al metodei constă în faptul că ea operează şi soluţionează problema stabilităţii dinamice a maşinilor unelte în planul real şi nu în planul complex, deoarece a fost neglijat defazajul ce există între deplasarea sculei şi forţa de aşchiere şi dintre urmele a două treceri succesive. Folosirea planului real în studiul stabilităţii dinamice favorizează analizarea influenţei fiecărui subsistem asupra stabilităţii întregului sistem dinamic încă din faza de proiectare.

După cum s-a constatat, în forma ei iniţial stabilită de J.Tlusty şi M.Polacek, metoda ia în considerare numai acţiunea mecanismelor excitatoare ale legăturilor coordonate şi vibraţiilor regenerative, neglijând alte aspecte. Faţă de formularea sa iniţială, metoda a fost dezvoltată şi perfecţionată ulterior începând cu includerea efectului interferenţei undulaţiilor succesive ale suprafeţei de aşchiere prin defazajul  $\psi$ , efect important îndeosebi la operaţiile de frezare, broşare, alezare, şi în general la operaţiile de prelucrare cu mai mulţi dinţi aşchietori, cazuri în care metoda îşi păstrează eficienţa şi operativitatea.

Importante cercetări în domeniul vibraţiilor maşinilor unelte au fost întreprinse de către J.Peters şi P.Vanherck (Belgia).

Ocupându-se în special de probleme de stabilitate dinamică a sistemului elastic al maşinii unelte, J.Peters şi P.Vanheck au adus contribuţii importante, stabilind o metodă originală de apreciere a acesteia.

Conţinutul acestei metode [B22], se reduce la trasarea diagramei polare a răspunsului maşinii unelte la o excitaţie armonică cât mai apropiată de



condițiile de lucru. Pentru aceasta se aplică o solicitare cu o sarcină armonică pe direcții probabile ale rezultantei forței de așchiere și se determină răspunsul (deplasarea) pe direcția normală la suprafața de așchiat.

Metoda nu aduce nimic nou în ce privește ipotezele asupra procesului de așchiere și asupra sistemului elastic, însă stabilește o diagramă originală și expeditivă pentru determinarea condițiilor de stabilitate prin eliminarea complicațiilor de calcul, care intervin în cadrul altor criterii.

Metoda se reduce la suprapunerea, într-un mod original și la anumite scări, a caracteristicii frecvențiale a sistemului elastic (diagrama Nyquist) peste caracteristica procesului de așchiere.

Sistemul elastic al mașinii unelte, ca și în cazul altor criterii, este format din  $n$  subsisteme simple, corespunzător celor  $n$  moduri proprii de vibrație. Pentru modul propriu de vibrație  $j$ , funcția de transfer este dată de relația

$$\Phi_j(\omega) = \frac{y_j(\omega)}{P(\omega)} \quad (2.35)$$

a cărei reprezentare grafică în planul complex este cea cunoscută din cercetările întreprinse de J.Tlusty și M.Polacek.

Pe de altă parte, din rezultatele obținute de S.A.Tobias și W.Fishwick, cercetători din școala engleză de mașini unelte, elementul de forță  $dF_y(t)$  poate fi scris sub o formă simplificată

$$dF_y(t) = \lambda_1 du + \lambda dw + \lambda_\Omega d\Omega \quad (2.36)$$

în care variația grosimii așchii este de forma  $y(t) - \mu y(t + \tau)$ , iar  $dw$ , care reprezintă creșterea vitezei de avans, este proporțională cu  $y(t)$ . Pentru  $\mu = 1$  și neținând seama de influența vitezei de avans și a variației turației sculei sau piesei, se ajunge la relația dată de J.Tlusty-M.Polacek.

Tinând seama că frecvența autovibrațiilor  $v_j = \omega_j / 2\pi$  poate fi scrisă sub forma

$$v_j = (q + \varepsilon)v \quad (2.37)$$

în care  $v$  este frecvența de excitație (frecvența de rotație a axului principal la strunjire, sau frecvența de intrare în așchie a unui dinte la frezare). Intre urmele a două treceri succesive  $y(t)$  și  $y(t+\tau)$  se produce o defazare egală chiar cu  $\varepsilon$ , așa cum este prezentat în fig.2.7, pentru cazul  $\mu=1$ . În relația de mai sus,  $q$  este un număr întreg,  $\varepsilon$  un număr pozitiv subunitar ( $0 \leq \varepsilon \leq 1$ ). Pentru diferitele valori ale raportului  $v_j/v$ , grosimea efectivă a așchii variază ca în fig.2.8.

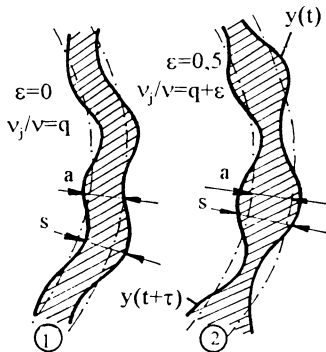


Fig.2.7

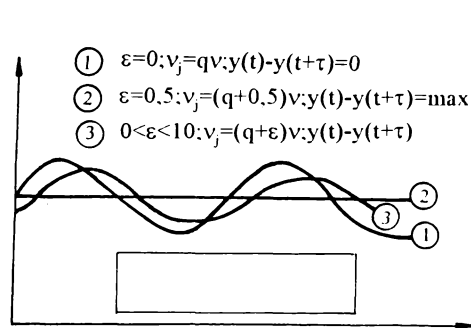


Fig.2.8

Conform criteriului J.Flusty-M.Polacek, cele două urme a două treceri succesive având aceeași amplitudine, variația grosimii așchii du, poate fi dedusă în funcție de unghiul de defazaj corespunzător valorii  $\varepsilon$ , printr-o metodă grafică simplă: într-un arc de cerc de rază  $y(t)_{\max}=y(t+\tau)_{\max}$ , care reprezintă amplitudinea deplasării, împărțindu-i circumferința cu valorile cuprinse între 0 și 1, distanța de la punctul 0 la punctul corespunzător valorii  $\varepsilon$ , se obține mărimea du (fig.2.9). Această construcție la o altă scară determină chiar mărimea componentei forței de așchiere pentru ipoteza J.Flusty-M.Polacek, deoarece după acesta,  $dF_y=rdu$ , în care  $r$  este coeficientul de cuplaj. Criteriul de stabilitate se referă la indicarea unei metode grafice de determinare a limitei de stabilitate. Prin suprapunerea celor două grafice: caracteristica frecvențială și cercul forțelor, suprapunere făcută într-un anumit mod și la anumite scări (fig.2.10), se poate stabili, prin calcule foarte simple, limita de stabilitate a sistemului de ordinul  $j$ .

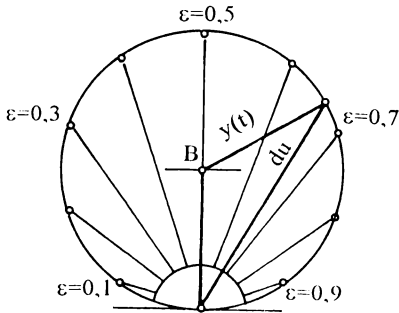


Fig.2.9

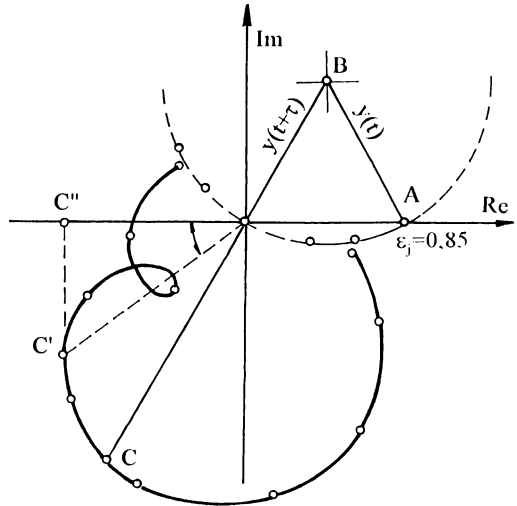


Fig.2.10

Peste caracteristica frecvențială construită la o anumită scară  $\gamma_f$  (care caracterizează sistemul dinamic), se suprapune cercul forțelor (fig.2.10), astfel încât vectorul  $du=y(t)-y(t+\tau)$  să se suprapună peste axa reală Re a sistemului de coordonate (Re, Im), având comun punctul O.

Condiția de suprapunere a celor două direcții se datorează faptului că axa Re corespunde forței de excitație.

Din acest grafic, rezultă că excitând sistemul elastic cu o forță  $dF_y \sim du$  pe direcția forței de așchiere ia naștere o deplasare  $y_f$  (segmentul OC) în fază cu variația avansului  $y(t)$  (segmentul OB).

Scara cercului forțelor  $\gamma_p$  se obține din condiția următoare: la o forță perturbatoare de 1 daN cu frecvența corespunzătoare punctului C rezultă o deplasare egală cu OB, prin urmare  $OC\gamma_f=OB\gamma_p$ , relație care dă scara căutată.

Cunoscând scara  $\gamma_p$ , variația grosimii așchii  $\Delta u_1$  produsă de forța variabilă de 1 daN va fi

$$\Delta u_1 = OA\gamma_p = OA \frac{OC}{OB} \gamma_f \quad (2.38)$$

La limita de stabilitate, variația forței de așchiere cu 1 daN va fi regenerată de către modificarea  $\Delta u_1$  a grosimii așchiei

$$\Delta F_{y1} = r_c \Delta u_1 = 1 \text{ daN} \quad (2.39)$$

sistemul devenind instabil pentru un coeficient de cuplaj

$$r_c = \frac{1}{\Delta u_1} = \frac{OB}{\gamma_f OA \cdot OC} \quad (2.40)$$

Din graficul J.Peters-P.Vanherck astfel construit se poate trage concluzia că pentru ca sistemul să vibreze autoîntreținut cu frecvența  $v_j = v_c$ , procesul de așchiere trebuie să realizeze un coeficient de cuplaj de valoare  $r_c$ , calculat cu ajutorul segmentelor de pe diagramă. Turațiile la care apar autovibrațiile corespund frecvenței  $v^* = v / (k + \epsilon_j)$ .

Dacă există și alte intersecții ale vectorului  $y(t) = OB$  cu caracteristica frecvențială, sistemul elastic poate vibra la frecvențe corespunzătoare  $v_j^*$  pentru valori  $r_c$  calculate pentru fiecare caz în parte.

Valoarea  $r_{c \text{ lim}}$ , de la care apare instabilitatea, corespunde cazului când proiecția vectorului OC pe axa (-)Re are valoarea maximă, în figură segmentul OC" care are corespondent pe diagramă punctul C'. Calculând pentru acest punct valoarea  $r_c$ , se ajunge chiar la valoarea coeficientului de cuplaj limită  $r_{c \text{ lim}}$  dat de criteriul J.Tlusty-M.Polacek.

Cercetări teoretice și experimentale importante au fost întreprinse în domeniul mașinilor unelte sub conducerea lui V.A.Kudinov (Rusia), alături de el remarcându-se A.P.Sokolovski, N.A.Drozdov, D.I.Rijkov, M.E.Eliasberg, și alții.

În lucrarea sa de referință [K1], V.A.Kudinov abordează aspecte mai puțin dezvoltate până atunci, întreaga lucrare având la bază reprezentarea sistemului dinamic al mașinii unelte ca un sistem dinamic închis. Kudinov ia în considerare acest mod de reprezentare care rezultă din interacțiunea elementelor sistemului tehnologic mașină unealtă-dispozitiv-piesă-sculă cu procesele de lucru care se desfășoară în zonele de contact mobile, adică procesele de așchiere, de

frecare, fenomene electromagnetice, hidrodinamice, termice, etc.

Întreaga sa activitate de cercetare în domeniul dinamicii mașinilor unelte este dezvoltată în strânsă legătură cu alte ramuri cu implicații majore în desfășurarea fenomenelor vibratorii, cum ar fi teoria așchierii metalelor, teoria elasticității, teoria frecării, teoria reglării automate, electrotehnica, hidrodinamica, etc, recunoscând însă că este practic imposibilă cuprinderea concomitentă a întregii diversități de probleme specifice fenomenelor dinamice ale mașinilor unelte.

Fiecare dintre școlile de cercetare dezvoltate în întreaga lume și-a format un anumit specific care s-a concretizat printr-o anumită "amprentă" inconfundabilă în direcția de cercetare abordată. Din nefericire însă nu toate cercetările converg, astfel încât ele să se completeze și să se continue una pe cealaltă într-un mod coerent. Mai mult chiar, unele dintre afirmațiile făcute de autorii lor intră chiar într-o ușoară contradicție, generată în cele mai multe cazuri de ipotezele simplificatoare considerate.

Totuși, cel care a reușit să elaboreze o teorie amplă și coerentă asupra fenomenelor vibratorii specifice mașinilor unelte a fost S.A.Tobias [T3], conducătorul cercetărilor britanice în domeniul mașinilor unelte, care alături de G.Sweeney, W.Fishwick, M.M.Sadek, M.K.Das și alții, a dezvoltat numeroase cercetări teoretice care poartă o amprentă specifică, inconfundabilă, confirmate ulterior de cercetările experimentale dezvoltate. Astfel, conform metodei stabilite de S.A.Tobias și W.Fishwick se presupune pentru cazul strunjirii longitudinale spre exemplu, că forța de așchiere este proporțională cu adâncimea de așchiere  $u$ , cu adâncimea de pătrundere a sculei pe direcția avansului  $r$ , și cu viteza de așchiere  $v$ , adică:

$$F = F(u, r, v) \quad (2.41)$$

Rezultă deci că o creștere elementară  $df$  a forței de așchiere pe unitatea de lățime de așchie este dată de relația

$$df = k_1 du + k_2 dr + k_3 dv \quad (2.42)$$

în care  $k_1 = \delta f / \delta u$  este coeficientul de influență al adâncimii de așchiere  $u$  asupra forței de așchiere,  $k_2 = \delta f / \delta r$  este coeficientul de influență a adâncimii de pătrundere pe direcția avansului asupra forței de așchiere iar  $k_3 = \delta f / \delta v$  este coeficientul de influență al vitezei de așchiere  $v$  asupra forței de așchiere.

Coeficientul  $k_1$  corespunzător adâncimii de așchiere reprezintă panta curbei care exprimă relația dintre forța de așchiere  $f$  și adâncimea de așchiere  $u$ , dacă adâncimea de pătrundere pe direcția avansului  $r$  și viteza de așchiere sunt considerate constante. În practică însă, adâncimea de așchiere nu se poate modifica fără să se modifice în același timp fie parametrul  $r$ , fie  $v$ . Din această cauză nu este posibilă determinarea directă a coeficientului  $k_1$ , și această observație este valabilă și în cazul coeficienților  $k_2$  și  $k_3$ . În afară de aceasta, trebuie să se țină seama că acești coeficienți  $k_1$ ,  $k_2$  și  $k_3$  sunt coeficienți ai forței dinamice de așchiere și în consecință trebuie determinați pe baza unor probe dinamice.

Metoda S.A.Tobias-W.Fishwick înlătură aceste greutăți prin executarea unor probe de așchiere continuă, adică probe dinamice de așchiere la frecvența nulă a vibrației. În acest caz relația (2.42) mai poate fi scrisă

$$df = k_1 du + k_2 dr + k_4 d\Omega \quad (2.43)$$

în care  $\Omega$  este viteza unghiulară de rotație,  $k_4 = Rk_3$  este coeficientul forței de așchiere corespunzător vitezei unghiulare de rotație iar  $R$  este raza piesei.

Adâncimea de pătrundere  $r$  a sculei pe direcția avansului este funcție de avansul pe rotație  $s$  și de viteza unghiulară de rotație și se determină cu relația

$$r = s \frac{\Omega}{2\pi} \quad (2.44)$$

Pentru deducerea acestor coeficienți de influență, conform metodei S.A.Tobias-W.Fishwick se execută probe de așchiere continuă, care sunt următoarele:

1. Prin varierea avansului  $s$  și menținerea constantă a vitezei unghiulare de rotație se obține curba de variație a forței de așchiere pe unitatea de lățime de așchiere reprezentată în fig.2.11.

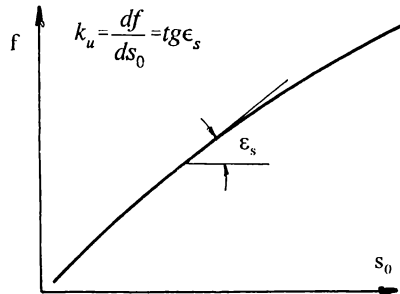


Fig.2.11

Din fig.2.11 se poate deduce relația:

$$df = k_u ds \quad (2.45)$$

în care  $k_u$  este coeficientul adâncimii de așchiere corespunzător forței de așchiere la așchiera continuă. Înlocuind în relația (2.43) expresiile (2.44) și (2.45) și considerând  $d\Omega=0$ , se obține:

$$k_2 = \frac{2\pi}{\Omega} (k_u - k_1) \quad (2.46)$$

2. Prin varierea vitezei unghiulare de rotație a piesei  $\Omega$  și menținându-se avansul pe rotație  $s$  constant, se obține relația de dependență dintre forța de așchiere pe unitatea de lățime de așchie și viteza unghiulară de rotație, reprezentată în fig.2.12.

Conform fig.2.12 se poate stabili relația:

$$df = k_\Omega d\Omega \quad (2.47)$$

în care  $k_\Omega$  este coeficientul vitezei unghiulare de rotație a piesei corespunzător forței de așchiere continue. Înlocuind în relația (2.43) expresiile (2.44) și (2.47)

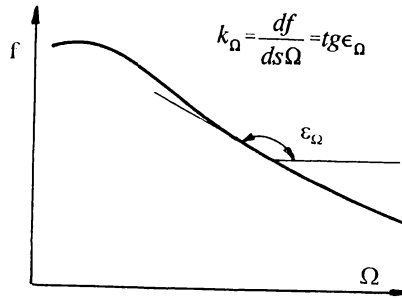


Fig.2.12

și considerând  $du=0$ , se obține:

$$k_4 = k_\Omega - s \frac{k_2}{2\pi} \quad (2.48)$$

Introducând valoarea lui  $k_2$  din relația (2.46) în expresia (2.48), se obține:

$$k_4 = k_\Omega - s \frac{k_u - k_1}{\Omega} \quad (2.49)$$

Inlocuind valoarea lui  $k_2$  din relația (2.46) și valoarea lui  $k_4$  din expresia (2.49) în (2.43), se obține:

$$df = k_1 du + \frac{2\pi}{\Omega} (k_u - k_1) dr + \left[ k_\Omega - s \frac{k_s - k_1}{\Omega} \right] d\Omega \quad (2.50)$$

În expresia (2.50) se vede că singurul coeficient necunoscut al forței de așchiere este  $k_1$ , care conform metodei, trebuie obținut de asemenea pe baza unor probe dinamice de așchiere, care însă sunt foarte dificil de realizat practic în acest caz.

Totuși, dacă  $k_2$  și  $k_3$ , care sunt coeficienții corespunzători forței dinamice de așchiere și au putut fi reprezentați în funcție de  $k_u$ ,  $k_\Omega$  (coeficienții corespunzători forței staționare de așchiere), la fel, și coeficientul  $k_1$  se urmărește a fi exprimat în funcție de astfel de coeficienți corespunzători forței de așchiere continue, după executarea probelor aferente.

Pentru aceasta, relația (2.42) mai poate fi scrisă sub forma:



$$df = k_1 du + k_2 dr + k_3 (Rd\Omega + \Omega dR) \quad (2.51)$$

efectuându-se următoarele teste de aşchiere:

a) Prin varierea avansului pe rotație  $s$  și menținerea constantă a vitezei unghiulare de rotație  $\Omega$  și a razei piesei  $R$ , se obține relația reprezentată în fig. 1.13a, din care se deduce expresia (2.45), care după introducerea în expresia (2.51) conduce la relația (2.46).

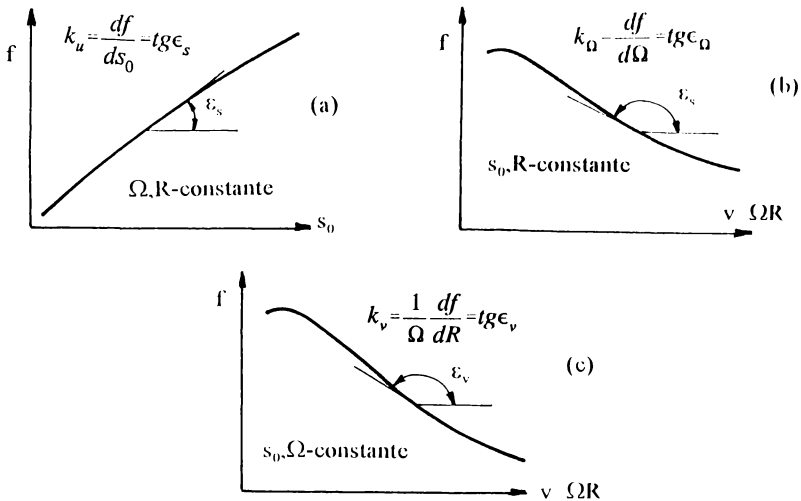


Fig.2.13

b) Prin varierea vitezei unghiulare de rotație  $\Omega$  a piesei și menținerea constantă a avansului  $s$  și a razei piesei  $R$ , se obține relația reprezentată grafic în fig.2.13b din care se deduce:

$$df = k_{\Omega} R d\Omega \quad (2.52)$$

Introducând relațiile (2.44) și (2.52) în expresia (2.51) se obține:

$$k_2 = \frac{2\pi R}{s} (k_{\Omega} - k_3) \quad (2.53)$$

c) Prin varierea razei piesei  $R$  și menținerea constantă a avansului  $s$  și a vitezei unghiulare de rotație  $\Omega$ , se obține relația reprezentată în fig.2.13c, din

care se deduce

$$df = k_v \Omega dR \quad (2.54)$$

Introducând  $df$  din expresia (2.54) în relația (2.51) se obține

$$k_3 = k_v \quad (2.55)$$

Introducând  $k_3$  din (2.55) în expresia (2.53) se obține:

$$k_2 = \frac{2\pi R}{s} (k_\Omega - k_v) \quad (2.56)$$

Introducând  $k_2$  din (2.56) în relația (2.46) și modificând ordinea se obține

$$k_1 = k_u - \left[ \frac{\Omega R}{s} (k_\Omega - k_v) \right] \quad (2.57)$$

În consecință, coeficienții corespunzători forței dinamice de așchiere  $k_1$ ,  $k_2$  și  $k_3$  pot fi reprezentați în funcție de coeficienții corespunzători forței staționare de așchiere  $k_s$ ,  $k\Omega$  și  $k_v$  care la rândul lor pot fi obținuți relativ simplu pe baza probelor de așchiere continuă prezentate.

Introducând relațiile (2.55), (2.56) și (2.57) în expresia (2.42) se obține:

$$df = \left[ k_u - \frac{\Omega R}{s} (k_\Omega - k_v) \right] du + \frac{2\pi R}{s} (k_\Omega - k_v) dr + k_v dv \quad (2.58)$$

Pentru a lua în considerare aceste determinări efectuate trebuie apreciat dacă această exprimare a coeficienților corespunzători forței dinamice de așchiere în funcție de coeficienții forței staționare este suficient de precisă pentru aplicațiile practice.

Dacă se analizează de exemplu fig.2.13a, se observă că coeficientul corespunzător adâncimii de așchiere  $k_s$  se calculează ca tangenta la curbă în orice punct, tangenta care reprezintă raportul dintre o creștere foarte mică a forței de așchiere  $df$  și o creștere foarte mică corespunzătoare a avansului pe rotație  $ds$ , variațiile celor două mărimi care se raportează producându-se practic

instantaneu. Un procedeu asemănător se folosește pentru determinarea coeficienților  $k_{\Omega}$  și  $k_v$ .

Odată peste mișcarea de așchiere continuă se suprapune o mișcare vibratorie între sculă și piesă, este evident că  $df$  și  $ds$  vor varia într-un mod diferit de cel normal. Se poate spune că coeficienții  $k_s$ ,  $k_{\Omega}$  și  $k_v$  vor fi dependenți și de frecvența  $\omega$  și de amplitudinea  $x$  a vibrației. De aici rezultă necesitatea determinării coeficienților corespunzători forței de așchiere pe baza unor probe dinamice, în care  $df$ ,  $du$ ,  $dr$  și  $dv$  să varieze dinamic, pentru a se obține rezultate corecte, în concordanță cu realitatea.

Odată precizate aceste aspecte, se poate trece în continuare la studiul stabilității dinamice a sistemului de așchiere, și în final la trasarea diagramelor de stabilitate.

Odată cu avântul luat de industria constructoare de mașini, în a doua jumătate a acestui secol au început și la noi să se dezvolte cercetări asupra dinamicii mașinilor unelte, de către colective de cercetare pe acest profil în toate universitățile mari din țară. Astfel, la Timișoara, încă din deceniul al șaselea au fost demarate cercetări în această direcție de către un colectiv format din Gh.Silaș, L.Brîndeu, și alții [S6], [S7].

Cercetările au fost canalizate spre studiul vibrațiilor și a stabilității dinamice a sistemului tehnologic piesă-sculă așchietoare, punându-se în evidență autovibrațiile datorate efectului regenerativ, autovibrații datorate unor particularități ale forțelor de frecare uscată ce se produc pe fețele de așchiere ale sculei și metalului așchiat, și altele.

Cercetările teoretice și experimentale au condus la elaborarea unor algoritmi de natură direct aplicativă în studiul dinamic al procesului de așchiere, în special cu referire la strunjire [S4].

Dezvoltări privind diferite aspecte ale vibrațiilor la prelucrări prin așchiere au fost sistematizate și completate în cadrul unei culegeri elaborate de Gh.Silaș, L.Brîndeu și alții [S4]. Un important aspect abordat este studiul autovibrațiilor generate de efectul regenerativ, datorat urmelor de la prelucrarea anterioară (fig.2.14).

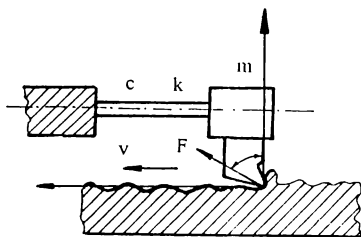


Fig.2.1-4

Se consideră că forța de așchiere face unghiul  $\beta$  cu verticala și variază proporțional cu variația grosimii așchii, coeficientul de proporționalitate fiind  $r$ .

Dacă  $A_1$  este amplitudinea undulației suprafeței de prelucrat, considerând un sistem de axe de coordonate atașat semifabricatului conform figurii, ecuația secțiunii verticale a undulației va fi:

$$y_1 = a_1 \sin \alpha z \quad , \quad \alpha = 2\pi/z_0 \quad (2.59)$$

unde  $y_1$  este măsurat față de suprafața prelucrată în absența vibrațiilor iar  $z_0$  este perioada undulației.

Deplasarea piesei prelucrate fiind uniformă,  $z=vt$ , astfel că  $y_1=A_1 \sin \omega t$ , unde  $\omega=av$ . Prezența undulației determină variații ale grosimii așchii care implică variații ale forței de așchiere.

Ca urmare, sistemul elastic vibrează după o lege  $y_2=y_2(t)$  ce urmează a se determina. Datorită acestor vibrații, precum și a undulației suprafeței, grosimea așchii față de funcționarea în regimul fără vibrații variază cu  $y_1-y_2$ , valoarea forței de așchiere variază cu  $r(y_1-y_2)$  iar componenta sa perpendiculară pe suprafața de prelucrare este  $(y_1-y_2)r \cos \beta$ .

Prin urmare ecuația diferențială a vibrațiilor sistemului elastic va fi:

$$m\ddot{y}_2 + c\dot{y}_2 + (k+r \cos \beta)y_2 = r \cos \beta A_1 \sin \omega t \quad (2.60)$$

Studiind vibrațiile forțate care sunt de forma  $y_2=A_2 \sin(\omega t - \varphi)$  (considerând că vibrațiile proprii se amortizează), se obține:

$$A_2 = \frac{r \cos \beta A_1}{\sqrt{(k+r \cos \beta - m\omega^2)^2 + c\omega^2}} \quad \text{tg} \varphi = \frac{c\omega}{k+r \cos \beta - m\omega^2} \quad (2.61)$$

Acest mod de generare a autovibrațiilor, în urma formării undelor de

suprafață este cunoscut în literatura de specialitate ca principiul intensificării treptate a vibrațiilor, amplitudinea noilor undulații ale suprafeței prelucrate fiind  $A_2$ . Realizarea unui regim stabil de așchiere necesită obținerea aceeași amplitudini a undulațiilor, adică  $A_2=A_1$ . Pentru aceasta este necesar să fie satisfăcută relația:

$$r\cos\beta = \sqrt{(k+r\cos\beta - m\omega^2)^2 + c\omega^2} \quad (2.62)$$

Condiția stabilită (2.62) este valabilă pentru orice pulsație  $\omega$ . Dacă sistemul vibrează în apropierea rezonanței înseamnă că pulsația  $\omega$  este foarte apropiată de pulsația vibrațiilor neamortizate din sistemul cu masă  $m$ , având constanta elastică echivalentă cu  $k+r\cos\beta$  și deci se poate scrie:

$$\omega^2 = \frac{k+r\cos\beta}{m} \quad (2.63)$$

iar condiția de stabilitate (2.62) devine

$$r\cos\beta = c \sqrt{\frac{k+r\cos\beta}{m}} \quad (2.64)$$

Introducând coeficientul amortizării critice  $c_{cr} = 2[m(k+r\cos\beta)]^{1/2}$ , se obține

$$r\cos\beta = \frac{k \frac{c}{c_{cr}}}{0,5 - \frac{c}{c_{cr}}} \quad (2.65)$$

Dacă condiția (2.65) este îndeplinită, autovibrațiile în apropierea rezonanței au amplitudine constantă. Se observă că trebuie ca  $c/c_{cr} < 0,5$  și deci la mașini unelte acest fel de autovibrații pot să apară deoarece,  $0,02 < c/c_{cr} < 0,2$ .

Alt tip de autovibrații pot fi puse în evidență prin considerarea cuțitului legat prin elemente elastice dispuse după direcțiile principale de rigiditate (fig.2.15).

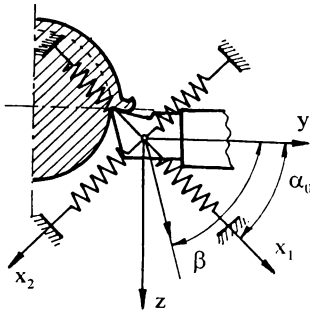


Fig.2.15

Ca ipoteze inițiale se presupune că piesa prelucrată este perfect circulară și omogenă. Cuțitul este considerat ca fiind un punct material de masă  $m$  (centrul de greutate  $C$  al cuțitului), forța de așchiere  $F$  fiind aplicată în acest punct, ea are o variație liniară în raport cu variația grosimii așchierii și face unghiul  $\beta$  cu direcția cuțitului.

Se consideră un sistem de axe  $Oxy$  în planul ortogonal al așchierii cu originea în punctul  $O$ , în poziția de funcționare staționară (fără vibrații).

Dacă  $\alpha_{yy}$ ,  $\alpha_{yz}$  și  $\alpha_{zz}$  sunt coeficienții de influență corespunzători legăturii elastice a cuțitului ( $\alpha_{yz}$  este deplasarea în direcția axei  $y$  produsă de forța unitate aplicată în direcția axei  $z$ ), atunci deplasările punctului  $C$  din poziția de echilibru datorită unei forțe  $F$  care face unghiul  $\alpha$  cu  $Oy$  vor fi:

$$y = F(\alpha_{yy} \cos \alpha + \alpha_{yz} \sin \alpha) \quad (2.66)$$

$$z = F(\alpha_{yz} \cos \alpha + \alpha_{zz} \sin \alpha)$$

Deplasările punctului  $C$  în direcția forței și respectiv pe o direcție perpendiculară, raportate la sistemul  $Ox_1x_2$  rotit față de precedentul cu unghiul  $\alpha$ , vor fi:

$$x_1 = y \cos \alpha + z \sin \alpha \quad (2.67)$$

$$x_2 = -y \sin \alpha + z \cos \alpha$$

care după înlocuirea lui  $y$  și  $z$  devin

$$x_1 = F(\alpha_{yy} \cos^2 \alpha + \alpha_{zz} \sin^2 \alpha + \alpha_{yz} \sin 2\alpha) \quad (2.68)$$

$$x_2 = F[\alpha_{yz} \cos 2\alpha + \frac{1}{2}(\alpha_{zz} - \alpha_{yy}) \sin 2\alpha]$$

Se observă că există direcții ale forței pentru care punctul  $C$  are o

deplasarea nulă în direcția perpendiculară pe forță, care rezultă din (2.68) sub forma:

$$\operatorname{tg} 2\alpha = \frac{2\alpha_{yz}}{\alpha_{yy} - \alpha_{zz}} \quad (2.69)$$

Dacă  $\alpha_0$  este cel mai mic unghi care verifică această ecuație, rezultă că există două direcții perpendiculare între ele care au proprietatea enunțată, numite direcții principale de rigiditate, care în general nu coincid cu direcția forței de așchiere.

Dacă  $Ox_1x_2$  corespunde cu direcțiile principale de rigiditate, forța  $F$  dirijată după  $Ox_1$  produce deplasarea:

$$x_1 = \frac{F}{2} [\alpha_{yy} + \alpha_{zz} - \sqrt{(\alpha_{yy} - \alpha_{zz})^2 + 4\alpha_{yz}^2}] = F\alpha_{11} \quad , \quad x_2 = 0 \quad (2.70)$$

Se constată că pentru această direcție cuțitul se comportă ca un element elastic de constantă elastică  $k_1$ . Similar, pentru a doua direcție principală cuțitul se comportă ca un element elastic de constantă  $k_2$ , unde:

$$\frac{1}{k_1} = \alpha_{11} = \frac{1}{2} [\alpha_{yy} + \alpha_{zz} - \sqrt{(\alpha_{yy} - \alpha_{zz})^2 + 4\alpha_{yz}^2}] \quad (2.71)$$

$$\frac{1}{k_2} = \alpha_{22} = \frac{1}{2} [\alpha_{yy} + \alpha_{zz} + \sqrt{(\alpha_{yy} - \alpha_{zz})^2 + 4\alpha_{yz}^2}]$$

Rezultă deci că legarea elastică a cuțitului este echivalentă cu folosirea a două arcuri perpendiculare dirijate după direcțiile principale de rigiditate, de constante elastice  $k_1$  și  $k_2$ .

Cu ajutorul coeficienților de influență  $\alpha_{11}$  și  $\alpha_{22}$  ecuațiile diferențiale de mișcare vor fi:

$$\begin{aligned} x_1 &= -\alpha_{11} m \ddot{x}_1 - \alpha_{11} r \cos(\beta - \alpha_0) \\ x_2 &= -\alpha_{22} m \ddot{x}_2 - \alpha_{22} r \cos(\beta - \alpha_0) \end{aligned} \quad (2.72)$$

care mai pot fi scrise

$$\begin{aligned}
 m\ddot{x}_1 + [k_1 + r\cos\alpha_0\cos(\beta - \alpha_0)]x_1 - r\sin\alpha_0\cos(\beta - \alpha_0)x_2 &= 0 \\
 m\ddot{x}_2 + r\cos\alpha_0\sin(\beta - \alpha_0)x_1 + [k_2 - r\sin\alpha_0\sin(\beta - \alpha_0)]x_2 &= 0
 \end{aligned}
 \tag{2.73}$$

astfel încât ecuația caracteristică va fi:

$$\begin{vmatrix}
 m\lambda^2 + k_1 + r\cos\alpha_0\cos(\beta - \alpha_0) & -r\sin\alpha_0\cos(\beta - \alpha_0) \\
 r\cos\alpha_0\sin(\beta - \alpha_0) & m\lambda^2 + k_2 - r\sin\alpha_0\sin(\beta - \alpha_0)
 \end{vmatrix} = 0
 \tag{2.74}$$

Introducând notațiile

$$z = \frac{\lambda}{\sqrt{\frac{r}{m}}}, \quad \sin\alpha_0\sin(\beta - \alpha_0) = a, \quad \cos\alpha_0\cos(\beta - \alpha_0) = b
 \tag{2.75}$$

și parametrii adimensionali

$$\frac{k_1}{r} = \xi_1, \quad \frac{k_2}{r} = \xi_2
 \tag{2.76}$$

ecuația pulsațiilor devine

$$z^4 + (\xi_1\xi_2 + b - a)z^2 + \xi_1\xi_2 - a\xi_1 + b\xi_2 = 0
 \tag{2.77}$$

care va avea rădăcinile

$$z_{1,2}^2 = -\frac{\xi_1\xi_2 + b - a}{2} \pm \sqrt{\left(\frac{\xi_1 + \xi_2 + b - a}{2}\right)^2 - (\xi_1\xi_2 - a\xi_1 + b\xi_2)}
 \tag{2.78}$$

astfel încât se pot trage concluzii asupra stabilității cuțitului.

Si în alte centre din țară s-au evidențiat numeroși cercetători prin lucrările elaborate elaborate asupra dinamicii mașinilor unelte. Astfel, G. Roșca [R2] aduce contribuții importante la studiul teoretic și experimental al comportării dinamice a mașinilor unelte, dezvoltând cercetări concrete pe mașinile de frezat universal pentru sculărie FUS25 - FUS32, produse de întreprinderea Infrățirea Oradea.



În cadrul Universității din Brașov, S.Chiriacescu a adus contribuții importante în studiul vibrațiilor și stabilității mașinilor unelte [C2], [C3], [C4], [C5].

Preocupările au fost canalizate mai ales în direcția studiului stabilității dinamice a procesului de așchiere [C3], dar a dezvoltat importante studii și în domenii legate de descrierea matematică a sistemelor dinamice liniare invariante în timp, stabilirea modelelor dinamice în studiul vibrațiilor mașinilor unelte, identificarea structurilor mașinilor unelte, precum și în stabilirea metodelor și mijloacelor de îmbunătățire a indicilor de performanță dinamică ai mașinilor unelte.

În domeniul stabilității dinamice, reușește să stabilească o metodă originală deosebit de eficientă pentru stabilirea diagramei de stabilitate a procesului de așchiere pe o mașină uneltă.

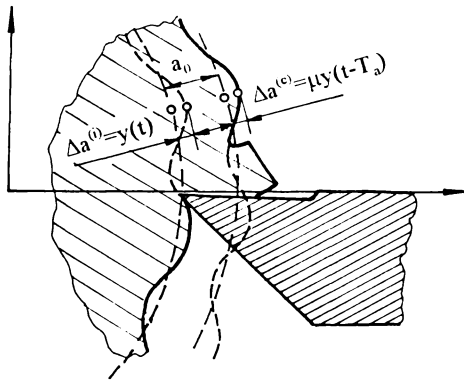


Fig.2.16

și traiectoria apărută la trecerea curentă a sculei (fig.2.16), decalate în timp cu mărimea  $T_d$ .

Ca urmare, grosimea de așchiere instantanee va avea expresia:

$$a(t) = a_0 + \Delta a^{(i)}(t) + \Delta a^{(e)}(t) \tag{2.79}$$

Pornind de la observația că grosimea de așchiere este mărimea cu influență determinantă asupra componentei dinamice a forței de așchiere, stabilește modalitatea în care aceasta influențează asupra forței  $\Delta F$ .

Grosimea instantanee de așchiere este dată de distanța dintre două traiectorii descrise de un punct de pe tășul principal al sculei, și anume traiectoria rămasă de la trecerea anterioară

unde  $\Delta a^{(i)}(t)$  este variația datorată deplasării relative a sculei pe traiectoria trecerii curente iar  $\Delta a^{(e)}(t)$  este variația datorată deplasării dinamice a sculei față de piesă pe traiectoria de la trecerea precedentă.

Tinând cont de convenția de semne utilizată în dinamica mașinilor unelte conform căreia ca sens (+) al deplasării  $y$  se alege acela care conduce la mărirea distanței dintre sculă și piesă, variația totală a grosimii de așchiere se poate scrie

$$\Delta a = a = a_0 = \Delta a^{(i)} + \Delta a^{(e)} = -y(t) + \mu y(t - T_a) \quad (2.80)$$

unde  $\mu \in [0, 1]$  este factorul efectului regenerativ (sau factor de suprapunere) definit ca raport al amplitudinii deplasării relative la trecerea precedentă și amplitudinea la trecerea curentă.

Presupunând componenta dinamică a forței de așchiere  $\Delta F$  proporțională cu  $\Delta a$ , se obține

$$\Delta F = K_a \Delta a = -K_a y(t) + \mu K_a y(t - T_a) \quad (2.81)$$

unde  $K_a$  este rigiditatea statică a forței de așchiere iar  $T_a$  este intervalul de timp dintre două treceri succesive ale unui punct de pe tășul principal al sculei prin planul normal la suprafața așchiată

$$T_a = \frac{1}{n} = \frac{2\pi}{\Omega} \quad (2.82)$$

Dezvoltând în serie Taylor  $y(t - T_a)$  se obține

$$y(t - T_a) = y(t) + (-T_a) \frac{\dot{y}(t)}{1!} + (-T_a)^2 \frac{\ddot{y}(t)}{2!} + \dots \quad (2.83)$$

sau folosind notația  $p = d/dt$

$$y(t - T_a) = \left[ 1 + \frac{(-T_a)p}{1!} + \frac{(-T_a)^2 p^2}{2!} + \dots \right] y(t) = e^{-pT_a} y(t) \quad (2.84)$$

de unde rezultă expresia componentei dinamice a forței de așchiere sub forma

$$\Delta F = -K_a(1 - \mu e^{-pT_a})y \quad (2.85)$$

expesie ce va putea fi folosită în studiul stabilității dinamice a procesului de așchiere.

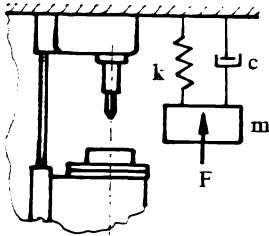


Fig.2.17

Spre exemplu pentru cazul prelucrării prin burghiere (fig.2.17), considerând un sistem dinamic invariant în timp (cu parametrii dinamici concentrați și constanți), ecuația care descrie comportarea structurii elastice în prezența forței de așchiere este:

$$m\ddot{y} + c\dot{y} + ky = F_0 - \Delta F \quad (2.86)$$

Pentru cazul burghierii, conform celor descrise anterior și conform [C3], [T3], se poate scrie

$$\Delta F = \left[ 2K_a(1 - \mu e^{-i\omega T_a}) + 2C_a \frac{\pi}{\Omega} i\omega \right] z \quad (2.87)$$

în care  $K_a$  și  $C_a$  se stabilesc conform metodologiei precizată de Tobias [T3],  $K_a$  fiind panta dependenței experimentale obținute  $F=F(s)$  la burghierea unui alezaj de diametru egal cu cel al tăișului transversal al burghiului, și  $C_a$  diferența dintre panta curbei  $F=F(s)$  obținută la burghierea în plin și  $K_a$  determinat anterior, iar  $T_a = 1/(2n)$ . În consecință se poate scrie:

$$m\ddot{z} + c\dot{z} + kz = \mathcal{F}_0 - \left[ 2K_a(1 - \mu e^{-i\omega T_a}) + 2C_a \frac{\pi}{\Omega} i\omega \right] z \quad (2.88)$$

care se poate transpune sub formă:

$$[-m\omega^2 + ci\omega + k]z = \mathcal{F}_0 - \left[ 2K_a(1 - \mu e^{-i\omega T_a}) + 2C_a \frac{\pi}{\Omega} i\omega \right] z \quad (2.89)$$

astfel încât:

$$\left[ -m\omega^2 + ci\omega + k + 2K_a(1 - \mu e^{-i\omega T_a}) + 2C_a \frac{\pi}{\Omega} i\omega \right] z = \mathcal{F}_0 \quad (2.90)$$

Din ultima relație se poate determina

$$z = \frac{\mathcal{F}_0}{-m\omega^2 + ci\omega + k + 2K_a(1 - \mu e^{-i\omega T_a}) + 2C_a \frac{\pi}{\Omega} i\omega} \quad (2.91)$$

Prin urmare se obține ecuația caracteristică

$$-m\omega^2 + cj\omega + k + 2K_a(1 - \mu e^{-i\omega T_a}) + 2C_a \frac{\pi}{\Omega} i\omega = 0 \quad (2.92)$$

Utilizând dezvoltarea

$$e^{-i\omega T_a} = \cos \omega T_a + i \sin \omega T_a \quad (2.93)$$

și separând partea reală de partea imaginară se obține pentru partea reală:

$$-m\omega^2 + k + 2K_a(1 - \mu \cos \omega T_a) = 0 \quad (2.94)$$

iar pentru partea imaginară:

$$c\omega - 2K_a \mu \sin \omega T_a + 2C_a \frac{\pi}{\Omega} \omega = 0 \quad (2.95)$$

de unde se obțin în final relațiile:

$$K_a = \frac{m\omega^2 - k}{4\sin^2 \frac{\epsilon}{2}} \quad (2.96)$$

și

$$\lambda_c m \omega^3 + 2mn\omega^2 \sin \epsilon - (\lambda_c k - 4cn \sin^2 \frac{\epsilon}{2}) - 2kns \sin \epsilon = 0 \quad (2.97)$$

în care  $\mu=1$ ,  $\Omega=2\pi n$ ,  $\omega T_a = \epsilon$ ,  $C_a = \lambda_c K_a$ .

Pentru diverse valori ale unghiului  $\epsilon \in [0, 2\pi]$  și  $j=0, 1, 2, \dots$  din ecuațiile (2.96) și (2.97) se determină valorile lui  $\omega = \omega_{lim}$  și  $K_a = K_{a lim}$  corespunzătoare limitei de stabilitate a sistemului dinamic de prelucrare, după care este posibil calculul valorilor limită ale frecvenței de rotație a arborelui principal ( $n_{lim}$ ) și ale avansului burghiului ( $s_{lim}$ ).

Fiecărei combinații ( $n_{lim}$ ,  $s_{lim}$ ) îi corespunde în planul n-s un punct de pe curba limită de stabilitate de ordinul j, astfel încât mulțimea punctelor date de

aceste perechi de valori oferă curbele de stabilitate, respectiv diagrama de stabilitate a sistemului dinamic de prelucrare (fig.2.18).

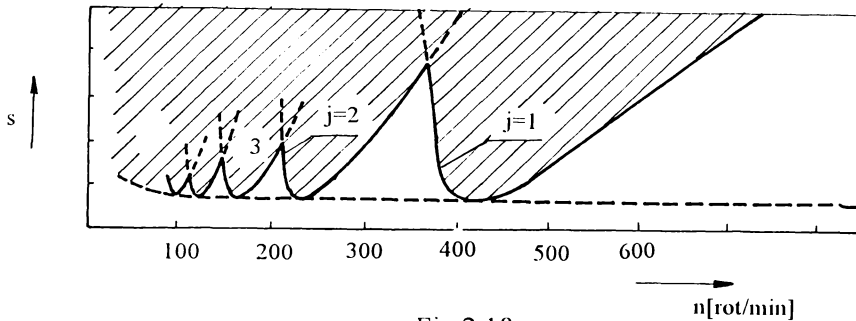


Fig.2.18

Metoda se dovedește a fi deosebit de eficientă și utilă indiferent de procedeul de prelucrare folosit, fiind ușor de aplicat deoarece elimină diverse complicații care intervin în cadrul altor metode.

În același domeniu, al vibrațiilor mașinilor unelte, V.Moraru, C.Ispas și St.Rusu [M7] elaborează o amplă lucrare în care tratează în mod special stabilitatea mașinilor unelte, dezvoltând metode teoretice dar și experimentale de investigare a proprietăților dinamice ale mașinilor unelte. De asemenea, C.Ispas și F.P.Simion [11] fac o abordare detaliată a teoriei vibrațiilor mecanice în domeniul construcției mașinilor unelte, elaborând o monografie accesibilă cercetătorilor interesați de concepția, proiectarea și construcția mașinilor unelte.

Pe aceeași linie, L.Deacu și Gh.Pavel abordează într-o amplă monografie [D4] metode științifice moderne de investigație a comportării dinamice a mașinilor unelte, aplicabile la nivelul laboratoarelor de cercetare, dar și metode simple de testare accesibile și cercetătorilor care au la dispoziție un echipament minimal.

Pe lângă aceștia s-au remarcat și continuă să se evidențieze numeroși alți cercetători preocupați de acest important domeniu al construcției de mașini.

## CAPITOLUL 3

**STĂRI DE TENSIUNE LA FORMAREA AȘCHIEI****3.1. INTRODUCERE**

Studiul din punct de vedere mecanic al proceselor de așchiere desfășurate pe mașini unelte stă la baza elucidării fenomenelor dinamice care însoțesc prelucrările cu scule așchietoare, având un rol determinant în exemplificarea genezei și evoluției caracteristicilor dinamice ale elementelor implicate în zona de așchiere.

Legile mecanicii proceselor de așchiere se pot individualiza prin considerarea principalelor proprietăți ale zonei de așchiere, în ansamblul lor acestea explicând fenomene deosebit de complexe și cu particularități caracteristice așchierii.

În acest context un prim aspect ce trebuie abordat este reprezentat de transformările mecanice suferite de metalul așchiat care este supus unor deformări plastice mari într-o zonă de deformare plastică de dimensiuni mici și cu un gradient de deformare relativ mare, toate aceste elemente determinând o îngreunare atât a calculelor matematice cât și a determinărilor experimentale a tensiunilor care iau naștere în zona de formare și desprindere a așchiilor.

Pe de altă parte, scula așchietoare, responsabilă de inducerea acestor deformări plastice în semifabricatul prelucrat, este supusă la rândul ei unor eforturi. Însă nu va suferi deformări plastice datorită durității și a geometriei părții active alese corespunzător. În anumite situații aceasta va fi supusă unor deformări care nu depășesc zona elasticității, cu consecințe imediate asupra comportării dinamice a sistemului. Evident, poate fi amintită aici și situația

extremă de deformare în domeniul plastic urmată de ruperea părții așchietoare a sculelor, situație care însă poate fi ușor evitată.

În sfârșit, o importanță deosebită în ansamblul proceselor de așchiere o prezintă elementul care realizează legătura și marchează interdependența dintre zona de formare a așchiei, așchia desprinsă și sculă. Este vorba de forțele care se manifestă în zona de așchiere și care imprimă un anumit caracter dinamic întregului sistem. Evaluarea acestor forțe este esențială în studiul vibrațiilor generate în zona de așchiere, care sunt în strânsă legătură cu calitatea prelucrării și cu productivitatea ei, două atribute indispensabile ale așchierii. Cunoașterea forței de așchiere și în special a variației acesteia oferă oportunitatea studiului fenomenelor vibratorii specifice așchierii, precum și stabilirea proprietăților de stabilitate ale sistemului de așchiere.

Este cunoscut faptul că în ceea ce privește semifabricatul așchiat, prelucrările prin așchiere la care este supus sunt procese deosebit de complexe de deformare plastică urmate de îndepărtarea așchiilor în vederea generării suprafeței.

Complexitatea acestui fenomen este determinată de trei cauze principale unanim recunoscute în literatura de specialitate [C10], [C11], [K4], [O1]. Cea mai importantă dintre ele este acțiunea sculei având viteza de așchiere  $v$ , prevăzută cu o anumită geometrie a părții active, asupra stratului de metal așchiat. În urma acestei acțiuni are loc procesul propriu zis de formare a așchiei.

Altă cauză care contribuie la complexitatea fenomenului este dată de contactul dintre fața de așezare a sculei și suprafața prelucrată a piesei în prezența unei viteze relative între sculă și piesă.

În sfârșit o ultimă cauză importantă este reprezentată de contactul dintre fața de degajare a sculei și așchia degajată care alunecă pe suprafața de degajare, influențând inclusiv procesul de deformare plastică din zona de formare a așchiei.

Mai mult, complexitatea fenomenului este sporită de posibila prezență a depunerii pe tăiș, care în cel mai dezavantajos caz poate fi instabilă, toate aceste fenomene desfășurându-se în prezența unei temperaturi ridicate.

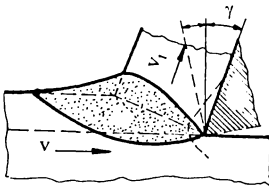


Fig.3.1

Tinând seama de aceste considerente, zona de plasticitate reală, cea în care are loc formarea elementului de așchie, se precizează conform modelului din fig.3.1. După cum se observă și din figură, starea de deformare afectează inclusiv o mică parte din zona care după trecerea cuțitului devine suprafață finită și care

suferă un proces de relaxare elastică atunci când nu mai este solicitată. Acest aspect este însă de cele mai multe ori neglijat, deși în anumite condiții ar putea avea o influență importantă asupra preciziei prelucrării.

Modelarea matematică exactă a fenomenelor prezentate este deosebit de dificilă dacă nu chiar imposibilă, astfel încât în aceste condiții nu pot fi aplicate cu succes teoriile clasice ale plasticității în scopul determinării componentelor deformației și eforturilor manifestate în procesul de așchiere.

### 3.2. PROCESUL DE FORFECARE LA FORMAREA AȘCHIEI

În literatură se definește unghiul de forfecare a așchiei  $\phi$  ca fiind unghiul dintre direcția vitezei de așchiere și planul desprinderilor succesive ale așchiilor (fig.3.2).

În vederea simplificării calculului matematic, fără a pierde esența fenomenului, se adoptă modele simplificate ale zonei de formare a așchiei. Aceste modele au la bază ipoteze simplificatoare ce se referă la forma și dimensiunile zonei, la forma și poziția suprafeței după care are loc desprinderea așchiei, la direcția și repartiția forțelor ce acționează asupra stratului așchiat și implicit natura, distribuția și mărimea tensiunilor și deformațiilor din zona de plasticitate.

Un astfel de model simplificat al zonei plastice de formare a elementului de așchie poate fi evidențiat conform fig.3.2.

Practic, desprinderea așchiilor va avea loc după planul convențional de



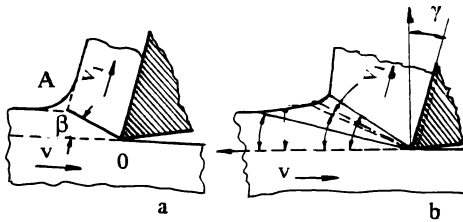


Fig.3.2

alunecare OA pentru primul model sau după planul în care au loc deformările maxime OM pentru cel de al doilea model. Primul model se poate folosi în cazul vitezelor de aşchiere mari (şi implicit viteze mari de deformare) pentru care

timpul în care are loc deformarea zonei plastice este mic, iar cel de al doilea model corespunde prelucrării cu viteză de aşchiere mică. În acest caz există o zonă de deformare plastică de formă aproximativ triunghiulară, latura OM a triunghiului reprezentând planul de maximă deformare, cel după care are loc separarea aşchii detaşate de elementul de aşchiere nedetaşată.

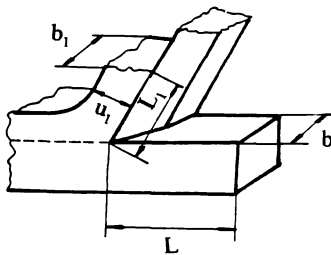


Fig.3.3

În cazul proceselor de deformare plastică care au loc la formarea aşchii, așa cum se constată și în practica aşchierii, elementele dimensionale ale aşchii detaşate se vor schimba radical față de cele ale stratului de aşchizat (fig.3.3). Dacă  $L$ ,  $b$  și  $u$  sunt lungimea, lăţimea și respectiv grosimea stratului de material înainte de aşchiere, iar  $L_1$ ,  $b_1$  și  $u_1$  aceleași elemente ale aşchii după prelucrare, între acestea există

relațiile  $L_1 < L$ ,  $u_1 > u$  și  $b_1 \approx b$ , coeficientul de comprimare plastică a aşchii fiind

$$\xi = \frac{L}{L_1} = \frac{u_1}{u} > 1 \quad (3.1)$$

coeficient care oferă o imagine asupra intensității procesului de deformare plastică.

Starea de tensiune din planul de forfecare corespunde unei alunecări simple peste care se suprapune o compresiune (fig.3.4).

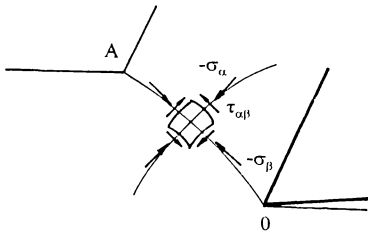


Fig.3.4

În cazul cel mai general, deoarece compresiunea în realitate nu este uniformă de-a lungul planului de forfecare, acesta din urmă va avea aspectul unei suprafețe convexe (fig.3.5a) sau concave (fig.3.5b), după cum efortul crește sau scade de la A înspre O. Totuși, în vederea unui studiu analitic, considerarea acestei suprafețe curbe ca fiind un plan oferă o aproximare satisfăcătoare și nu introduce distorsiuni în ce privește rezultatul final al studiului.

În plus față de cele prezentate, fenomenele capătă un aspect profund alcator dacă materialul prelucrat nu este izotrop, nu este omogen și nu poate fi considerat ideal din punctul de vedere al proprietăților de plasticitate, astfel încât gradul de complexitate al fenomenelor crește în mod corespunzător, acestea devenind foarte greu sau chiar imposibil de modelat matematic.

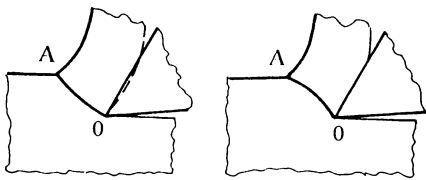


Fig.3.5

În esență, desprinderea așchiilor se datorează fenomenului de alunecare din planul de forfecare precizat anterior. Se va considera că ruperea așchii se face în planul de alunecare xOz' (fig.3.6) definit de tensiunea tangențială maximă, astfel încât:

In plus față de cele prezentate, fenomenele capătă un aspect profund alcator dacă materialul prelucrat nu este izotrop, nu este omogen și nu poate fi considerat ideal din punctul de vedere al proprietăților de plasticitate, astfel încât gradul de complexitate al fenomenelor crește în mod corespunzător, acestea devenind foarte greu sau chiar imposibil de modelat matematic.

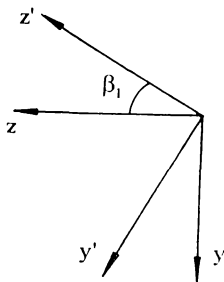


Fig.3.6

Tensiunile față de axele y'z' se pot scrie:

$$\frac{d\tau_{y'z'}}{d\beta_1} = 0 \tag{3.2}$$

$$\begin{aligned} \sigma_{z'} &= \sigma_z \cos^2 \beta_1 + \sigma_y \sin^2 \beta_1 - 2\tau_{yz} \sin \beta_1 \cos \beta_1 \\ \sigma_{y'} &= \sigma_z \sin^2 \beta_1 + \sigma_y \cos^2 \beta_1 + 2\tau_{yz} \sin \beta_1 \cos \beta_1 \\ \tau_{y'z'} &= -\frac{\sigma_z - \sigma_y}{2} \sin 2\beta_1 - \tau_{yz} \cos 2\beta_1 \end{aligned} \tag{3.3}$$

de unde se poate determina:

$$\frac{d\tau_{y'z'}}{d\beta_1} = -(\sigma_z - \sigma_y)\cos 2\beta_1 + 2\tau_{yz}\sin 2\beta_1 = \sigma_{y'} - \sigma_{z'} \quad (3.4)$$

Pentru îndeplinirea condiției (3.2) va fi deci necesar

$$\sigma_{y'} = \sigma_{z'} \quad (3.5)$$

Utilizând teoria deformațiilor elastoplastice, și considerând ipoteza simplificatoare a incompresibilității materialului, pentru starea de deformare plană se știe că:

$$\sigma_x = \frac{\sigma_{y'} + \sigma_{z'}}{2} \quad (3.6)$$

Așadar,

$$\sigma_x = \sigma_{y'} = \sigma_{z'} \quad (3.7)$$

Fenomenul de alunecare se poate considera ca o stare de deformare omogenă, adică tensiunile tangențiale  $\tau_{y'z'}$  să fie constante ( $\tau_a$ ) în toate punctele planului de alunecare.

Folosind ecuațiile de echilibru

$$\frac{\partial \sigma_{z'}}{\partial z'} + \frac{\partial \tau_{y'z'}}{\partial y'} = 0 \quad \frac{\partial \sigma_{y'}}{\partial y'} + \frac{\partial \tau_{y'z'}}{\partial z'} = 0 \quad (3.8)$$

se deduce

$$\frac{\partial \sigma_{z'}}{\partial z'} = 0 \quad \frac{\partial \sigma_{y'}}{\partial y'} = 0 \quad (3.9)$$

Prin urmare, tensiunile sunt constante

$$\sigma_x = \sigma_{y'} = \sigma_{z'} = \sigma \quad (3.10)$$

Așadar starea de tensiune în planul de alunecare a așchii va corespunde

unei alunecări simple în direcția definită de unghiul  $\beta_1$ , cu tensiunea tangențială  $\tau_a$  constantă, peste care se suprapune o compresiune cu o stare de tensiune triaxială omogenă cu tensiunea  $\sigma$  constantă.

### 3.3. ECHILIBRUL AȘCHIEI ÎN MOMENTUL DESPRINDERII

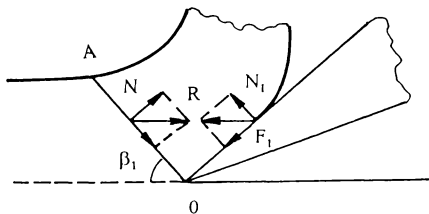


Fig.3.7

Fie OA planul de alunecare (fig.3.7) pentru care anterior a fost stabilită starea de tensiune. Echilibrul așchii se realizează acțiunea a două forțe, și anume forța  $R_1$  cu care scula acționează asupra ei și forța  $R$  de legătură a așchii cu restul semifabricatului. Forța  $R_1$  este rezultanta presiunii normale  $N_1$  și a

forței de frecare  $F_1$  de pe fața de degajare a sculei iar forța  $R$  se va obține prin compunerea forței  $F$  situată în planul de alunecare și a componentei  $N$  normală la planul alunecării. Componenta  $F$  este produsă de rezistența materialului la forfecare în secțiunea

$$S = \frac{ub}{\sin\beta_1} \quad (3.11)$$

și de forțele de frecare interioară dintre așchie și restul semifabricatului ( $b$  este lățimea așchii). Componenta  $F$  are valoarea

$$F = S\tau_a + Ntg\varphi_i \quad (3.12)$$

Tinând seama că

$$F_1 = N_1tg\varphi_1 \quad (3.13)$$

ecuațiile de echilibru ale așchii se scriu

$$\begin{aligned}
 F &= N_1 \frac{\cos(\varphi_1 + \beta_1 - \gamma)}{\cos \varphi_1} \\
 N &= N_1 \frac{\sin(\varphi_1 + \beta_1 - \gamma)}{\cos \varphi_1}
 \end{aligned}
 \tag{3.14}$$

unde  $\gamma$  este unghiul de degajare,  $\varphi_1$  unghiul de frecare la alunecare pe fața de degajare, iar  $\varphi_i$  unghiul de frecare la alunecarea interioară a materialului de prelucrat.

Cu aceste componente precizate, din (3.12) se obține

$$S\tau_a + N_1 \frac{\sin(\varphi_1 + \beta_1 - \gamma)}{\cos \varphi_1} \operatorname{tg} \varphi_i = N_1 \frac{\cos(\varphi_1 + \beta_1 - \gamma)}{\cos \varphi_1}
 \tag{3.15}$$

de unde rezultă

$$\begin{aligned}
 N_1 &= \frac{S\tau_a \cos \varphi_i \cos \varphi_1}{\cos(\varphi_1 + \varphi_i + \beta_1 - \gamma)} \\
 F_1 &= \frac{S\tau_a \cos \varphi_i \sin \varphi_1}{\cos(\varphi_1 + \varphi_i + \beta_1 - \gamma)}
 \end{aligned}
 \tag{3.16}$$

Înlocuind  $N_1$  în relațiile (3.14) se obține

$$\begin{aligned}
 F &= \frac{S\tau_a \cos \varphi_i \cos(\varphi_1 + \beta_1 - \gamma)}{\cos(\varphi_1 + \varphi_i + \beta_1 - \gamma)} \\
 N &= \frac{S\tau_a \cos \varphi_i \sin(\varphi_1 + \beta_1 - \gamma)}{\cos(\varphi_1 + \varphi_i + \beta_1 - \gamma)}
 \end{aligned}
 \tag{3.17}$$

Așa cum s-a precizat anterior, tensiunea  $\sigma$  este constantă și se poate determina cu relația:

$$\sigma = \frac{N}{S} = \frac{\tau_a \cos \varphi_i \sin(\varphi_1 + \beta_1 - \gamma)}{\cos(\varphi_1 + \varphi_i + \beta_1 - \gamma)}
 \tag{3.18}$$

În consecință, toate forțele și tensiunile care acționează asupra așchii în timpul procesului de desprindere sunt cunoscute.

### 3.4. ECHILIBRUL LA LIMITĂ AL SCULEI LA DESPRINDEREA AȘCHIEI

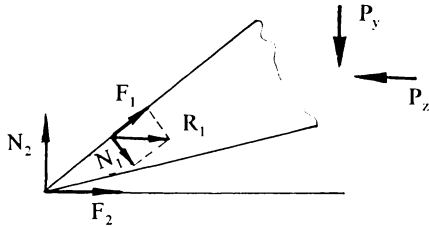


Fig.3.8

În timpul așchierii asupra sculei va acționa în primul rând o forță  $R_1$  de componente  $N_1$  și  $F_1$  care reprezintă acțiunea așchierii asupra sculei și este egală și de sens contrar celei determinate anterior. La contactul dintre sculă și semifabricat va lua naștere o forță  $N_2$  care reprezintă reacțiunea normală a suprafeței prelucrate și forța de frecare  $F_2$  dintre sculă și suprafața prelucrată. Pentru realizarea prelucrării prin așchiere se consideră că asupra sculei acționează forțele exterioare  $P_y$  și  $P_z$  (fig.3.8).

Ecuatiile de echilibru ale sculei vor fi:

$$\begin{aligned} P_z &= F_2 + N_1 \frac{\cos(\gamma - \varphi_1)}{\cos \varphi_1} \\ P_y &= N_2 - N_1 \frac{\sin(\gamma - \varphi_1)}{\cos \varphi_1} \end{aligned} \quad (3.19)$$

unde

$$F_2 = N_2 \operatorname{tg} \varphi_2 \quad (3.20)$$

$\varphi_2$  fiind unghiul de frecare la alunecare pe fața de așezare a sculei.

În mod obișnuit forța principală de așchiere  $P_z$  se exprimă printr-o expresie de forma:

$$P_z = K u b \quad (3.21)$$

în care  $K$  se determină experimental.

Cunoscând forța  $P_z$  din relațiile (3.19) și (3.20) se poate determina forța necesară  $P_y$

$$P_y = P_z \operatorname{ctg} \varphi_2 - \frac{S \tau_a \cos \varphi_i \cos(\gamma - \varphi_1 - \varphi_2)}{\sin \varphi_2 \cos(\varphi_1 + \varphi_i + \beta_1 - \gamma)} \quad (3.22)$$

și forțele  $N_2$ ,  $F_2$

$$\begin{aligned} N_2 &= P_z \operatorname{ctg} \varphi_2 - N_1 \operatorname{ctg} \varphi_2 \frac{\cos(\gamma - \varphi_1)}{\cos \varphi_1} \\ F_2 &= P_z - N_1 \frac{\cos(\gamma - \varphi_1)}{\cos \varphi_1} \end{aligned} \quad (3.23)$$

Relațiile (3.21) și (3.22) determină mărimea forțelor de așchiere  $P_y$  și  $P_z$  în funcție de elementele care definesc așchiera.

Asupra feței de degajare a sculei acționează așadar  $N_1$  și  $F_1$  care în realitate însă nu sunt forțe concentrate, ci distribuite pe toată suprafața de contact dintre corpul sculei și așchie. Astfel, pentru a determina modulul de încărcare a sculei va trebui să fie studiată această lege de repartiție.

Se notează cu  $p$  presiunea normală pe unitatea de suprafață din jurul unui element de suprafață de lățime  $b$ , situat la distanța  $\xi$  de vârful sculei. Fie  $p=p(\xi)$  legea de repartiție a acestor presiuni. Se poate scrie

$$N_1 = b \int_0^l p(\xi) d\xi \quad (3.24)$$

în care  $l$  este lungimea suprafeței de contact dintre așchie și fața de degajare a sculei, care urmează a fi determinată.

Aplicând formula mediei în relația (3.24) se găsește

$$N_1 = lb p(\psi l) \quad (3.25)$$

unde

$$0 < \psi < l \tag{3.26}$$

În cazul când se consideră legea de repartiție de formă triunghiulară atunci

$$p(\xi) = \sigma \left( 1 - \frac{\xi}{l} \right) \tag{3.27}$$

( $\sigma$  este la vârful sculei, pe suprafața de alunecare)

În acest caz se găsește

$$N_1 = \frac{\sigma b l}{2} \quad \left( \psi = \frac{1}{2} \right) \tag{3.28}$$

Din aceste relații se deduce lungimea de contact a așchii cu scula

$$l = \frac{2N_1}{b\sigma} = \frac{2u \cos \varphi_1}{\sin \beta_1 \sin(\beta_1 + \varphi_1 - \gamma)} \tag{3.29}$$

### 3.5. STAREA DE TENSIUNE A PĂRȚII AȘCHIETOARE A SCULEI

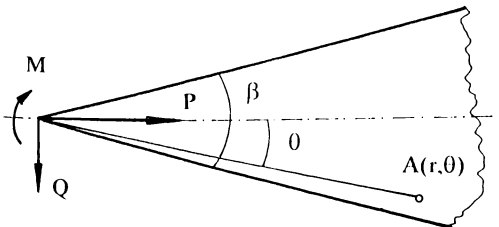


Fig.3.9

Se folosește principiul lui Saint-Venant care spune că în punctele sculei suficient de depărtate de punctele de aplicație ale sarcinilor exterioare, tensiunile depind într-o măsură foarte mică de modul în care au fost realizate aceste sarcini.

Se vor deduce mai întâi sistemele de forțe  $N_1$ ,  $F_1$  și  $N_2$ ,  $F_2$  în origine, adică în vârful sculei. Aceste



sisteme se vor reduce la o rezultantă, descompusă în forțele P și Q și un moment rezultant M (fig.3.9)

Suportul forței P se consideră pe axa de simetrie a părții așchietoare, iar Q perpendicular pe această axă.

În felul acesta se determină:

$$\begin{aligned}
 P &= N_1 \frac{\sin\left(\frac{\beta}{2} + \varphi_1\right)}{\cos\varphi_1} + N_2 \frac{\cos\left(\gamma + \frac{\beta}{2} - \varphi_2\right)}{\cos\varphi_2} \\
 Q &= N_1 \frac{\cos\left(\frac{\beta}{2} + \varphi_1\right)}{\cos\varphi_1} - N_2 \frac{\sin\left(\gamma + \frac{\beta}{2} - \varphi_2\right)}{\cos\varphi_2}
 \end{aligned}
 \tag{3.30}$$

unde  $\beta$  este unghiul la vârf al sculei

Pentru calculul lui M se scrie momentul forței  $N_1$

$$M = N_1 \frac{l}{3} = N_3 \frac{2u \cos\varphi_1}{\sin\beta_1 \sin(\beta_1 + \varphi_1 - \gamma)}
 \tag{3.31}$$

Se va putea studia starea de tensiune a părții așchietoare a sculei. Folosind principiul lui Saint-Venant, considerând în interiorul părții așchietoare puncte A suficient de depărtate de suprafețele de aplicare a forțelor. Se va rezolva problema unei pene infinite încărcate la vârf prin două forțe perpendiculare P și Q și un moment M. Se vor folosi coordonatele polare  $r, \theta$  (fig.3.9).

Pentru cazul forței axiale P tensiunile sunt:

$$\sigma_r = -\frac{2P}{\beta + \sin\beta} \frac{\cos\theta}{r}, \quad \sigma_\theta = 0 \quad \tau_{r\theta} = 0
 \tag{3.32}$$

Pentru cazul momentului M tensiunile sunt:

$$\begin{aligned}
 \sigma_r &= \frac{2M}{\sin\beta - \beta \cos\beta} \frac{\sin 2\theta}{r^2}, \quad \sigma_\theta = 0 \\
 \tau_{r\theta} &= -\frac{M}{\sin\beta - \beta \cos\beta} \frac{\cos 2\theta - \cos\beta}{r^2}
 \end{aligned}
 \tag{3.33}$$

Rezultă deci că în fiecare punct al penei vor acționa tensiunile următoare:

$$\sigma_r = -\frac{2}{r} \left( \frac{P \cos \theta}{\beta + \sin \beta} + \frac{Q \sin \theta}{\beta - \sin \beta} \right) + \frac{2M}{\sin \beta - \beta \cos \beta} \frac{\sin 2\theta}{r^2}, \quad \sigma_\theta = 0$$

$$\tau_{r\theta} = -\frac{M}{\sin \beta - \beta \cos \beta} \frac{\cos 2\theta - \cos \beta}{r^2}$$
(3.34)

S-a stabilit astfel starea de tensiune a părții așchietoare a sculei. Se pot determina condițiile optime de funcționare a ei în așa fel încât tensiunile ce apar în porțiunea utilă să se apropie, dar să nu depășească eforturile admisibile pentru materialul sculei respective.

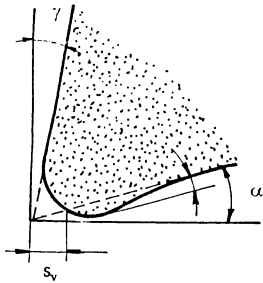


Fig.3.10

Datorită eforturilor la care este supusă scula în timpul așchierii și datorită căldurii degajate, care favorizează deformațiile plastice, muchia așchietoare a sculei poate să coboare în raport cu suprafața de degajare cu mărimea  $c_1$  și poate avansa în raport cu suprafața de așezare cu mărimea  $c_2$  (fig. 3.10).

Studiul complet al părții active a sculei așchietoare va trebui să cuprindă și aceste aspecte în vederea înlăturării posibilității de apariție a acestei modificări a geometriei vârfului sculei, însoțită de prezența unui unghi de degajare nul cu repercursiuni asupra comportamentului dinamic și asupra uzurii premature.

## CAPITOLUL 4

# UTILIZAREA METODEI IMPEDANTELOR MECANICE IN DINAMICA MAȘINILOR UNELTE

## 4.1. CONSIDERAȚII GENERALE

### 4.1.1. CONCEPTUL DE IMPEDANȚĂ MECANICĂ

Arhitectura structurală a mașinilor unelte utilizate în industria constructoare de mașini prezintă o diversitate de elemente corespunzătoare scopului practic urmărit.

În prezent, datorită expansiunii cunoscute în special în ultimele decenii de tehnica și tehnologia modernă, mașinile unelte se regăsesc într-o varietate foarte largă de tipuri și dimensiuni, impusă de varietatea formelor, dimensiunilor piesei de prelucrat, a preciziei dimensionale urmărite, a calității suprafețelor, etc. Astfel, în practica industrială curentă există mii de tipuri și dimensiuni de mașini unelte, fiecare cu particularitățile ei.

Studiul vibrațiilor forțate datorate acțiunii forțelor perturbatoare presupuse armonice, prezintă o importanță specială în cunoașterea fenomenelor dinamice ce iau naștere la prelucrarea pe mașini unelte. În acest context se consideră că vibrațiile proprii dispar într-un timp scurt, datorită frecărilor care inevitabil își fac apariția și datorită altor capacități de amortizare proprii mașinii unelte.

Atunci când se pune problema studiului dinamic al unei astfel de mașină unealtă, o metodă deosebit de avantajoasă se dovedește a fi metoda

impedanțelor mecanice, metodă care prezintă un înalt grad de adaptabilitate și universalitate în varietatea tipo-dimensională amintită [C7].

În esență, fiecare forță perturbatoare va avea un caracter armonic de pulsație precisă și drept urmare vibrațiile forțate vor fi tot armonice astfel încât, la fel ca și forțele, pot fi exprimate prin reprezentări complexe corespunzătoare, fapt determinant în aplicarea metodei impedanțelor [B5], [H1].

Odată stabilit sistemul dinamic echivalent unei mașini unelte, este posibilă stabilirea unei scheme echivalente în impedanțe, pe baza căreia se pot dezvolta în final concluzii asupra comportării din punct de vedere dinamic a ansamblului mașinii, a unor subansamble sau chiar și numai asupra unor anumite puncte de maxim interes.

Impedanța mecanică a unui sistem este definită ca raportul dintre forța de excitație care acționează asupra sistemului și viteza imprimată acestuia în cazul sistemelor de translație, respectiv raportul dintre momentul de torsiune și viteza unghiulară de rotație pentru elementele de torsiune [B5].

Astfel, impedanța mecanică a punctului de aplicație al forței va fi raportul dintre forța de excitație și viteza punctului respectiv, ambele reprezentate în complex

$$Z = \frac{F}{v} \quad (4.1)$$

iar impedanța mecanică de transfer reprezintă raportul dintre forța de excitație aplicată într-un punct și viteza unui alt punct al sistemului

$$Z_{12} = \frac{F_1}{v_2} \quad (4.2)$$

unde  $F_1$  și  $v_2$  sunt cantități complexe.

Odată stabilită complet metodologia obținerii schemei echivalente în impedanțe, se constată că în anumite situații prima metodă, cea a folosirii impedanței mecanice este net superioară celei de a doua, datorită avantajelor imediate care le oferă.

În relația (4.2), forța  $F_1$  cu variație armonică poate fi reprezentată ca un vector rotitor în planul complex și se poate exprima în funcție de mărimea ei și de unghiul de fază sub forma

$$F = F_0 e^{i\omega t} \quad (4.4)$$

iar similar, viteza cu variație armonică va avea reprezentarea în complex

$$v = v_0 e^{i(\omega t + \varphi)} \quad (4.5)$$

unde  $\varphi$  este diferența de fază între  $F$  și  $v$ ,  $i = \sqrt{-1}$ .

Datorită unor dificultăți întâmpinate la stabilirea schemei în impedanțe corepunzătoare structurii sau unei substructuri a mașinii, expresiile prezentate au fost mai puțin utilizate sub această formă în studiul fenomenelor dinamice care iau naștere pe mașini unelte.

În mod uzual s-a preferat folosirea funcției de transfer:

$$G_{12}(s) = \frac{x_1(s)}{F_2(s)} \quad (4.3)$$

în care  $x_1(s)$  este imaginea operațională a deplasării  $x(\tau)$  în punctul 1 al sistemului iar  $F_2(s)$  este imaginea operațională a forței  $F(\tau)$  aplicată într-un punct 2 al sistemului.

#### 4.1.2. IMPEDANTA ÎN CAZUL ELEMENTELOR MECANICE SIMPLE

Sistemul dinamic echivalent sistemului elastic al mașinii unelte este compus prin asocierea unor elemente mecanice simple, idealizate, cu parametrii concentrați: mase ( $m$ ), arcuri ( $k$ ) și amortizoare ( $c$ ) pentru mișcări de translație, respectiv momente de inerție ( $J$ ), arcuri și amortizoare de torsiune ( $k_T, c_T$ ).

Este cunoscut faptul că în cazul unui element elastic (arc) de constantă elastică  $k$ , deformația sa sub acțiunea unei forțe  $F$  va fi

$$x = \frac{F}{k} = \frac{F_0 e^{i\omega t}}{k} = x_0 e^{i\omega t} \quad (4.6)$$

Viteza punctului de aplicație al forței care soliciță arcul se obține prin derivarea în raport cu timpul a relației (4.6)

$$v = \dot{x} = \frac{i\omega F_0 e^{i\omega t}}{k} = i v_0 e^{i\omega t} \quad (4.7)$$

Conform definiției impedanței mecanice (4.1) se deduce expresia impedanței elementului elastic sub forma

$$Z_k = \frac{F_0 e^{i\omega t}}{\frac{i\omega F_0 e^{i\omega t}}{k}} = \frac{k}{i\omega} = -\frac{ik}{\omega} \quad (4.8)$$

iar pentru o masă  $m$ , pentru care accelerația este proporțională cu forța, impedanța mecanică va fi

$$Z_m = \frac{F_0 e^{i\omega t}}{\frac{F_0 e^{i\omega t}}{i\omega m}} = i\omega m \quad (4.9)$$

Similar, pentru cazul elementului amortizor cu constanta de amortizare  $c$  se obține

$$Z_c = \frac{F_0 e^{i\omega t}}{\frac{F_0 e^{i\omega t}}{c}} = c \quad (4.10)$$

În aceeași manieră se pot determina impedanțele elementelor mecanice simple de torsiune [B20].

Momentul de torsiune cu variație armonică se reprezintă în complex sub

forma  $M=M_0e^{i\omega t}$ . Astfel pentru cazul arcului elastic de torsiune, deformația unghiulară a acestuia sub acțiunea momentului de torsiune este

$$\theta = \frac{M}{k} = \frac{M_0 e^{i\omega t}}{k} \quad (4.11)$$

În aceste condiții, rezultă viteza unghiulară

$$\dot{\theta} = \frac{i\omega M_0 e^{i\omega t}}{k} \quad (4.12)$$

respectiv accelerația unghiulară

$$\ddot{\theta} = \frac{-\omega^2 M_0 e^{i\omega t}}{k} \quad (4.13)$$

Conform definiției impedanței mecanice [B5], rezultă:

$$Z_{k_T} = -\frac{ik_T}{\omega} \quad (4.14)$$

Pentru un volant cu momentul de inerție  $J$ , deoarece momentul de torsiune este proporțional cu accelerația unghiulară, conform definiției impedanței:

$$Z = i\omega J \quad (4.15)$$

Similar, pentru sistemul amortizor de torsiune se deduce

$$Z_{c_T} = c_T \quad (4.16)$$

Pornind de la expresiile impedanțelor acestor elemente mecanice simple se pot obține impedanțele oricăror altor sisteme complexe ținând cont de legarea elementelor simple în serie sau în paralel.

### 4.1.3. PRINCIPII PRIVIND STABILIREA IMPEDANTELOR ECHIVALENTE

Cunoscând impedanțele elementelor mecanice simple, se pot determina impedanțele echivalente ale unor sisteme complexe. Mai întâi trebuie stabilite principiile după care se face compunerea impedanțelor elementelor simple legate în serie sau paralel.

#### - Legarea impedanțelor în serie

În cazul legării în serie (fig.4.1.a) deplasarea relativă a elementelor marginale este egală cu suma deplasărilor relative ale extremităților fiecăruia dintre elemente.

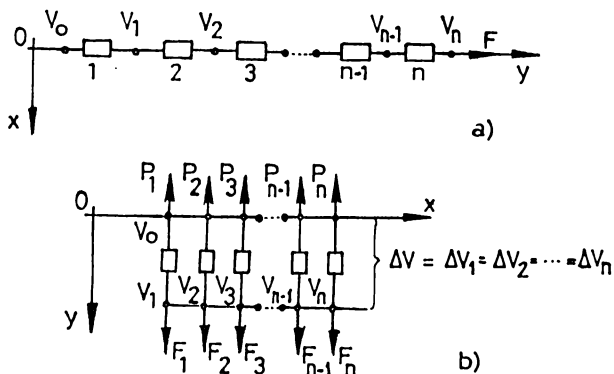


Fig.4.1

Intr-adevăr, vitezele relative ale extremităților fiecăruia element sunt:

$$\Delta v_1 = v_1 - v_0 ; \Delta v_2 = v_2 - v_1 ; \Delta v_3 = v_3 - v_2 \dots \Delta v_n = v_n - v_{n-1} \quad (4.17)$$

și dacă se adună, se obține:

$$\Delta v_1 + \Delta v_2 + \dots + \Delta v_n = (v_1 - v_0) + (v_2 - v_1) + \dots + (v_n - v_{n-1}) \quad (4.18)$$



sau

$$\sum_{i=1}^n \Delta v = -v_o + v_n \quad (4.19)$$

Drept consecință, se deduce că pentru cazul legării în serie, viteza relativă a elementelor marginale este egală cu suma vitezelor relative ale extremităților fiecăruia dintre elemente

Pentru un sistem cu două elemente legate în serie se poate scrie

$$\Delta v = \Delta v_1 + \Delta v_2 \quad (4.20)$$

La legarea în serie a elementelor, forța ce acționează asupra fiecărui element al legăturii este egală cu forța  $F$  care acționează asupra întregului sistem

$$F_1 = F_2 = \dots = F_n = F \quad (4.21)$$

În particular pentru sistemul format din două elemente înseriate se poate scrie

$$F_1 = F_2 = F \quad (4.22)$$

Impedanțele mecanice ale celor două elemente sunt date de relația de definiție pe baza căreia se deduce

$$\Delta v_1 = \frac{F_1}{Z_1} \quad ; \quad \Delta v_2 = \frac{F_2}{Z_2} \quad (4.23)$$

iar pentru întregul sistem  $\Delta v = F/Z$ .

Conform relației (4.20) se deduce:

$$\frac{1}{Z} = \frac{1}{Z_1} + \frac{1}{Z_2} \quad (4.24)$$

care se mai poate scrie:

$$Z = \frac{Z_1 Z_2}{Z_1 + Z_2} \quad (4.25)$$

Generalizând, pentru un sistem cu  $n$  elemente legate în serie, impedanța echivalentă va fi dată de relația

$$\frac{1}{Z} = \sum_{i=1}^n \frac{1}{Z_i} \quad (4.26)$$

#### - Legarea impedanțelor în paralel

La legarea în paralel viteza relativă a întregului sistem este egală cu viteza relativă a extremităților fiecărui element, adică este

$$\Delta v = \Delta v_1 = \Delta v_2 = \dots \Delta v_n \quad (4.27)$$

De asemenea, suma forțelor ce acționează asupra fiecărui element component este egală cu forța exterioară ce acționează asupra sistemului:

$$P_1 + P_2 + \dots + P_n = F_1 + F_2 + \dots + F_n \quad (4.28)$$

sau

$$P = \sum P_i = \sum F_i \quad (4.29)$$

Pentru un sistem format din două elemente legate în paralel relațiile (4.27) și (4.28) devin:

$$\Delta V = \Delta V_1 = \Delta V_2 \quad \text{și} \quad F = P_1 + P_2 \quad (4.30)$$

Utilizând relația de definiție a impedanței se poate scrie:

$$Z_1 = \frac{P_1}{\Delta V_1}; \quad Z_2 = \frac{P_2}{\Delta V_2}; \quad Z = \frac{P}{\Delta V} \quad (4.31)$$

încât rezultă:

$$Z = Z_1 + Z_2 \quad (4.32)$$

Pentru un sistem format din  $n$  elemente legate în paralel se deduce analog impedanța echivalentă:

$$Z = Z_1 + Z_2 + \dots + Z_n \quad (4.33)$$

#### 4.1.4. CONSTRUCȚIA SCHEMEI ECHIVALENTE ÎN IMPEDANȚE

Modul de construcție a schemei echivalente în impedanțe a unui sistem mecanic necesită parcurgerea mai multor etape. Pentru a exemplifica calea ce trebuie urmată se vor considera cazuri simple de sisteme mecanice pentru care se vor urmări etapele necesare.

Pentru determinarea impedanței echivalente a sistemului mecanic cu un grad de libertate stabilirea schemei în impedanțe echivalentă se arată în fig.4.2. Această schemă se obține pornind de la sistemul considerat în fig.4.2a în care s-au marcat punctele de legătură, parcurgând succesiv etapele prezentate în fig.4.2 a-4.2e [B5].

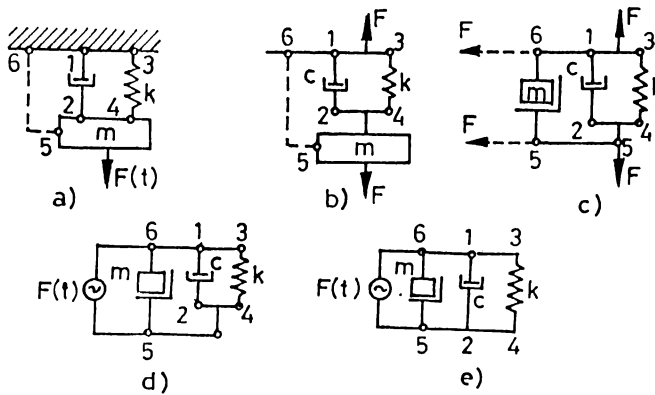


Fig.4.2

Urmând aceeași cale, pentru un alt sistem mecanic, arătat în fig.4.3a, schema în impedanțe a fost obținută în fig.4.3c în urma parcurgerii etapelor precizate, după ce au fost stabilite punctele de legătură (fig.4.3b), etapele parcurse fiind aceleași, chiar dacă sistemul dinamic conține elemente elastice de torsiune în locul celor de translație.

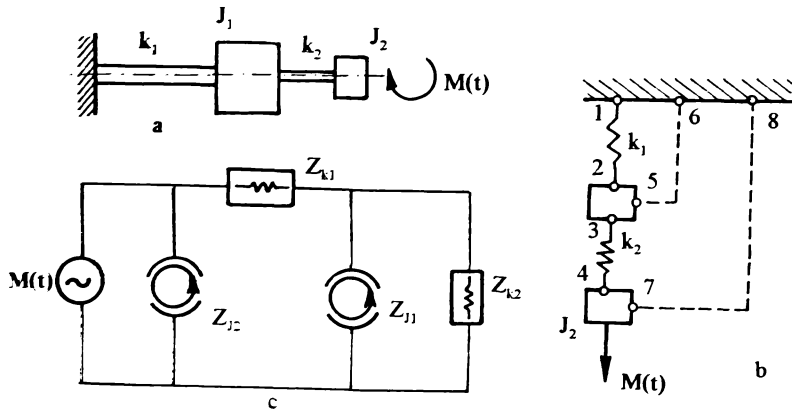


Fig.4.3

Odată precizate principiile de bază ale metodei impedanțelor se trece la aplicarea ei în procesele de prelucrare pe mașini unelte. Astfel, se urmărește utilizarea cu consecvență a impedanțelor în dinamica mașinilor unelte pentru precizarea răspunsului la perturbații periodice, dar și la caracterizarea numerică a posibilităților de realizare a unor regimuri optime.

#### 4.1.5. METODA IMPEDANȚELOR ÎN SISTEME CU ACȚIONARE CINEMATICĂ

O altă exemplificare a metodei se obține în urma studierii sistemului mecanic acționat cinematic (fig.4.4) format prin legarea în serie a masei  $m$ , amortizorul având coeficientul de amortizare vâscoasă  $c$  și arcul de constantă elastică  $k$  a cărui extremitate are mișcare armonică impusă, de amplitudine  $r$  și pulsație  $\omega$  [B6]. [B7].

Masa  $m$  are viteza absolută ce corespunde nodului 2 și deci poate fi reprezentată prin legătura  $o'-2$ .

În schema impedanțelor va corespunde impedanța  $Z_{o'2} = i\omega m$  care este legată în paralel cu celelalte două elemente (fig.4.5). Corespunzător elementului elastic și amortizorului se introduc impedanțele  $Z_{o1} = -ik/\omega$  și  $Z_{12} = c$ , care fiind

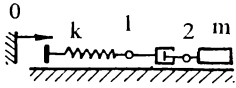


Fig.4.4

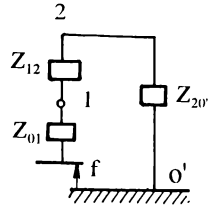


Fig.4.5

legate în serie pot fi înlocuite prin impedanța echivalentă  $Z_{o12}$  dată de relația

$$\frac{1}{Z_{o12}} = \frac{1}{Z_{o1}} + \frac{1}{Z_{12}} \quad (4.34)$$

Astfel se obține impedanța echivalentă

$$Z_{o12} = \frac{kc}{k + i\omega c} \quad (4.35)$$

Excitația cinematică, adică deplasarea  $oo' = r \cos \omega t$  este dată prin reprezentarea complexă  $f$ .

Analog, poziția nodului 2, deci a masei  $m$ , este definită prin deplasarea complexă  $z$  ce corespunde unei mișcări armonice de pulsație  $\omega$ , aceeași cu a excitației.

Pentru determinarea răspunsului, conform definiției impedanței punctului de aplicație al forței, se poate scrie:

$$Z_{o12} = \frac{F_1}{i\omega(z-f)} \quad (4.36)$$

și

$$Z_{o'2} = \frac{F_2}{i\omega z} \quad (4.37)$$

unde  $F_1$  și  $F_2$  sunt forțele corespunzătoare nodului 2.

Tinând seama că asupra masei  $m$  (nodul 2) nu acționează nici o forță, din condiția de echilibru  $F_1 + F_2 = 0$  se deduce

$$i\omega(z-f)Z_{o12} + i\omega z Z_{o1/2} = 0 \quad (4.38)$$

sau după introducerea expresiilor (4.36) și (4.37) ale impedanțelor:

$$i\omega \frac{kc}{k+i\omega c}(z-f) - m\omega^2 z = 0 \quad (4.39)$$

Din această ecuație rezultă sub formă complexă răspunsul

$$z = \frac{kc}{c(k-m\omega^2) + i\omega mk} f \quad (4.40)$$

Din relația (4.40) se calculează imediat parametrii răspunsului: amplitudinea  $x_0 = |z|$  și unghiul de defazaj față de excitație  $\varphi = \arctg(\text{Im}(z)/\text{Re}(z))$ .

Răspunsul sistemului va fi determinat prin parametrii

$$\frac{x_0}{r} = \frac{2 \frac{c}{c_{cr}}}{\sqrt{\left(2 \frac{c}{c_{cr}}\right)^2 \left[1 - \left(\frac{\omega}{\omega_n}\right)^2\right]^2 + \left(\frac{\omega}{\omega_n}\right)^2}} \quad (4.41)$$

și

$$\text{tg } \varphi = \frac{\frac{\omega}{\omega_n}}{2 \frac{c}{c_{cr}} \left[ \left(\frac{\omega}{\omega_n}\right)^2 - 1 \right]} \quad (4.42)$$

unde

$$\omega_n = \sqrt{\frac{k}{m}}, \quad c_{cr} = 2m\omega_n \quad (4.43)$$

In continuare se vor face reprezentările acestor relații considerând pe  $\gamma = c/c_{cr}$  drept parametru. Prima curbă ce exprimă dependența amplitudinii  $x_0/r$

funcție de  $\omega/\omega_n$  este curba caracteristică amplitudine-pulsație.

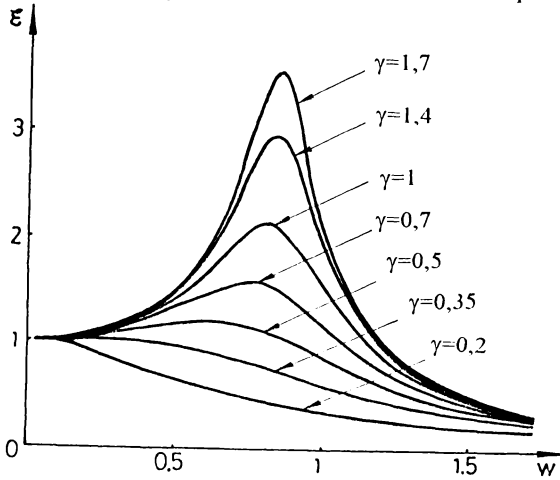


Fig.4.6

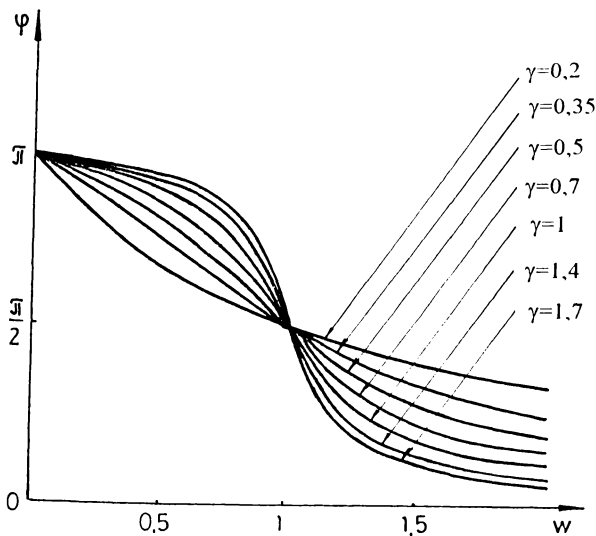


Fig.4.7

În fig.4.6 se prezintă curbele amplitudine-pulsație pentru valorile parametrului  $\gamma$  cuprins între 0,2 și 1,7.

Este de observat că nu există maxim pentru curba corespunzătoare lui  $\gamma=0,2$ , iar pentru  $\gamma=0,35$  curba are maximum chiar în punctul dat de abscisa  $\omega/\omega_n=0$ . Toate celelalte curbe trasate pentru  $\gamma>0,35$  au extreme pentru valori  $\omega/\omega_n<1$ .

Analog se va reprezenta dependența dintre unghiul  $\varphi$  și raportul pulsațiilor  $\omega/\omega_n$ . Astfel, se obțin curbele caracteristice fază-pulsație considerând drept parametru raportul de amortizare  $\gamma$ .

Considerând aceleași valori ale raportului de amortizare  $\gamma$ , ca și în cazul anterior, în fig. 4.7 sunt trasate curbele caracteristice fază-pulsație.

Este de remarcat faptul că rezultatele obținute în studiul sistemului mecanic studiat cu metoda impedanțelor sunt identice cu cele obținute prin

metodele clasice, însă metoda a permis determinarea răspunsului fără a fi necesară scrierea ecuațiilor diferențiale și integrarea acestora, fapt care prezintă avantaje considerabile în cazul unor sisteme mai complexe.

## 4.2. ABSORBITORUL DINAMIC SIMPLU DE VIBRAȚII

### 4.2.1. MODELUL DINAMIC ȘI SCHEMA ECHIVALENTĂ

În unele cazuri particulare, pentru o anumită mașină uncealtă care deja a fost proiectată și construită, deși prin proiectare s-a ținut cont de necesitatea obținerii unor niveluri scăzute de vibrații, în exploatare este posibil ca anumite subansambluri ale mașinii sau elemente din zona de așchiere (de exemplu scula) să producă niveluri de vibrații inacceptabile în contextul scopului urmărit.

În astfel de situații o soluție foarte practică și ușor de aplicat este utilizarea unui absorbtor dinamic simplu de vibrații care poate fi atașat unui subansamblu al mașinii unelte sau chiar sculei, sub diverse forme constructive, în vederea amortizării vibrațiilor respective în situația cea mai defavorabilă ce corespunde rezonanței.

Pentru o amortizare eficientă, deci pentru atingerea scopului folosirii absorbtorului dinamic simplu este însă necesară proiectarea acestuia astfel încât la rezonanța sistemului principal, amplitudinea acestuia să fie nulă.

Acest lucru se va realiza în continuare folosind metoda impedanțelor care se dovedește a fi, din nou, foarte potrivită și foarte eficientă.

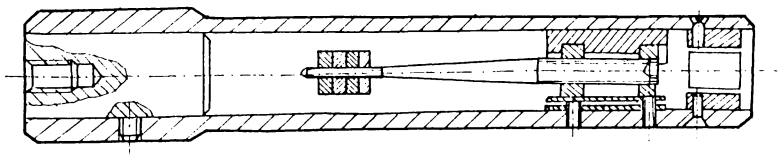


Fig.4.8



În vederea eliminării vibrațiilor în procesele dealezare se poate utiliza bara dealezat prezentată în fig.4.8, căreia i s-a atașat masa suplimentară  $m_2$  prin intermediul tijeie elastice  $k_{12}$ , a căreie constantă de elasticitate se poate modifica în mod corespunzător prin înșurubarea sau deșurubarea tijeie, operație prin care se mărește sau se micșorează lungimea în consolă a tijeie, funcție de necesități.

Modelul dinamic echivalent barei dealezat cu absorbtor dinamic simplu este prezentat în fig.4.9. Masa suplimentară  $m_2$  este atașată structurii barei dealezat  $m_1$  prin intermediul elementului elastic  $k_{12}$ , în vederea modificării mișcării.

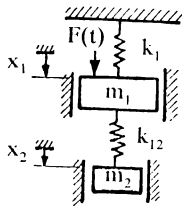


Fig.4.9

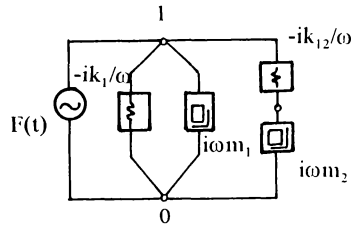


Fig.4.10

Evident, sistemul auxiliar trebuie acordat astfel încât să corespundă ca absorbtor dinamic simplu de vibrații.

Tinând seama că vibrațiile forțate trebuie să fie armonice cu pulsația  $\omega$  a forței perturbatoare, corespunzător coordonatelor  $x_1$  și  $x_2$  ale celor două mase măsurate din poziția de echilibru static, se pot introduce reprezentările complexe  $z_1$  și  $z_2$  [B8].

Construcția schemei în impedanțe are la bază precizarea pentru fiecare componentă a impedanței caracteristice și a naturii deplasării extremităților. Atât arcu de constantă elastică  $k_1$ , cât și masa  $m_1$  au aceeași deplasare marcată în punctul 1 față de reperul fix notat O, ceea ce arată că sunt legate în paralel (fig.4.10). Astfel, cele două elemente vor avea impedanțele  $-ik_1/\omega$  pentru arc și  $i\omega m_1$  pentru masă, iar impedanța echivalentă va fi

$$Z_1 = -\frac{ik_1}{\omega} + i\omega m_1 \quad (4.44)$$

Pentru arcul de constantă elastică  $k_2$ , impedanța trebuie legată de punctul 1 deoarece are deformația relativă. Impedanța  $Z_{12}$  plasată între punctele 1 și 2 are expresia

$$Z_{12} = -\frac{ik_2}{\omega} \quad (4.45)$$

Dimpotrivă, masa  $m_2$  este caracterizată printr-o deplasare absolută și deci impedanța

$$Z_2 = i\omega m_2 \quad (4.46)$$

trebuie introdusă între punctele 0 și 2.

După cum se constată din schema în impedanțe (fig.4.10), impedanța  $Z_1$  este în paralel cu impedanțele  $Z_{12}$  și  $Z_2$  legate în serie. Prin urmare impedanța echivalentă întregului sistem este

$$Z = Z_1 + \frac{Z_2 Z_{12}}{Z_2 + Z_{12}} \quad (4.47)$$

Asupra masei  $m_1$  acționează forța perturbatoare  $F(t) = F_0 \cos \omega t$  care în schema în impedanțe trebuie așezată în paralel între punctele 0 și 1.

Deoarece deplasarea complexă în punctul 1 este  $z_1$  și deci viteza  $i\omega z_1$ , conform definiției impedanței se deduce

$$z_1 = \frac{F}{i\omega Z} \quad (4.48)$$

Astfel, pentru amplitudinea vibrației masei  $m_1$  rezultă

$$a_1 = |z_1| = \frac{F_0}{\omega} \frac{1}{|Z|} \quad (4.49)$$

care după înlocuirea expresiei (4.47) devine

$$a_1 = \frac{F_0}{\omega} \left| \frac{Z_{12} + Z_2}{Z_1 Z_2 + Z_1 Z_{12} + Z_2 Z_{12}} \right| \quad (4.50)$$

În continuare se va determina vibrația masei  $m_2$  tot cu ajutorul impedanțelor.

Forța  $F$  din punctul 1 se compune din două componente,  $F_1$  pe ramura 0-1 și  $F_2$  pe ramura 0-1-2. Deplasarea din punctul 1, calculată pe cele două ramuri, fiind aceeași, se poate scrie

$$\frac{F_1}{Z_1} = \frac{F_2}{\frac{Z_2 Z_{12}}{Z_2 + Z_{12}}} \quad (4.51)$$

Deoarece  $F = F_1 + F_2$ , rezultă

$$F_2 = F \frac{Z_2 Z_{12}}{Z_1 Z_2 + Z_1 Z_{12} + Z_2 Z_{12}} \quad (4.52)$$

încât pentru punctul 2 pe ramura 1-2 se obține

$$z_2 = \frac{F_2}{i\omega Z_2} = \frac{F_0}{i\omega} \frac{Z_{12}}{Z_1 Z_2 + Z_1 Z_{12} + Z_2 Z_{12}} \quad (4.53)$$

Prin urmare amplitudinea vibrației masei  $m_2$  este

$$a_2 = |z_2| = \frac{F_0}{\omega} \left| \frac{Z_{12}}{Z_1 Z_2 + Z_1 Z_{12} + Z_2 Z_{12}} \right| \quad (4.54)$$

În relațiile (4.50) și (4.54) ale amplitudinilor vibrațiilor se pot introduce expresiile impedanțelor (4.44), (4.45) și (4.46). Astfel se obțin expresiile cunoscute pentru mișcările vibratorii ale maselor.

### 4.2.2. CARACTERISTICI DE FUNCȚIONARE

În esență, absorbitorul dinamic trebuie calculat astfel încât la rezonanța sistemului principal al mașinii, amplitudinea acesteia să fie nulă.

Pentru ca sistemul principal să fie la rezonanță este necesară îndeplinirea condiției

$$Z_1=0 \quad (4.55)$$

care revine la a scrie

$$\omega = \sqrt{\frac{k_1}{m_1}} = \omega_1 \quad (4.56)$$

În același timp trebuie ca amplitudinea masei principale să se anuleze, adică  $a_1=0$ . Dar conform relației (4.50), aceasta se reduce la condiția

$$Z_2+Z_{12}=0 \quad (4.57)$$

sau

$$\omega = \sqrt{\frac{k_2}{m_2}} = \omega_2 \quad (4.58)$$

În general funcționarea sistemului are loc pentru  $\omega_1=\omega_2$  ceea ce revine la a scrie

$$\frac{m_2}{m_1} = \frac{k_2}{k_1} = \mu \quad (4.59)$$

care reprezintă ecuația de bază pentru construcția absorbitorului dinamic de vibrații.

Dacă  $\omega$  se presupune variabil iar condiția (4.59) satisfăcută, se deduc imediat identitățile

$$Z_{12} + Z_2 = \mu Z_1 \quad (4.60)$$

și

$$Z_2 = -Z_{12} \left( \frac{\omega_1}{\omega_2} \right)^2 \quad (4.61)$$

Din identitățile (4.60) și (4.61) se obține

$$Z_{12} = \frac{\mu Z_1}{1 - w^2} \quad (4.62)$$

și

$$Z_1 Z_2 + Z_1 Z_{12} + Z_2 Z_{12} = \mu \left( \frac{Z_1}{1 - w^2} \right)^2 [w^4 - (2 + \mu)w^2 + 1] \quad (4.63)$$

unde  $w = \omega/\omega_1$ .

Introducând mărimea  $a_0 = F_0/k_1$ , pe baza identităților stabilite, imediat rezultă

$$\frac{a_1}{a_0} = \frac{1 - w^2}{w^4 - (2 + \mu)w^2 + 1}, \quad \frac{a_2}{a_0} = \frac{1}{w^4 - (2 + \mu)w^2 + 1} \quad (4.64)$$

Relațiile astfel găsite sunt identice cu cele cunoscute în literatura de specialitate și permit analiza comportării sistemului în condiții de variație a pulsației forței perturbatoare.

Eficacitatea acestui absorbitor fără amortizare este limitată la un domeniu îngust de frecvență, astfel încât utilizarea unui astfel de tip de absorbitor este recomandată în cazul în care forța excitatoare are frecvența constantă. Într-adevăr, amplitudinea vibrațiilor devine egală cu zero la pulsația proprie a sistemului elastic de bază, dar pe curba de rezonanță vor apărea două maxime în loc de unul singur.

În mod special, în construcția mașinilor unelte acest tip de absorbitor se folosește la atenuarea vibrațiilor de natură electromagnetică care apar la

funcționarea motoarelor electrice de acționare.

Dezavantajele menționate pot fi însă înlăturate prin introducerea unui absorbitor dinamic cu amortizare vâscoasă.

### **4.3. ABSORBITORUL DINAMIC CU AMORTIZARE VÂSCOASĂ**

#### **4.3.1. CONSTRUCȚIA SCHEMEI ÎN IMPEDANȚE**

În anumite cazuri asemănătoare celor prezentate anterior este justificată utilizarea unui absorbitor dinamic cu amortizare vâscoasă în vederea atenuării vibrațiilor unor subansambluri, absorbitor care prezintă avantaje binecunoscute față de absorbitorul dinamic simplu, eficacitatea sa crescând considerabil datorită introducerii elementului amortizor. Deși studiul absorbitorului dinamic este în general cunoscut, determinarea regimurilor optime de funcționare ale acestuia necesită calcule dificile [B1]. În continuare se arată că acestea pot fi simplificate prin aplicarea metodei impedanțelor mecanice, pe lângă simplificările aduse în calcul, prezentarea rezultatelor fiind mai directă iar dezvoltările fiind mai bine dirijate spre conținutul fizic [B9], [B10].

Se consideră prelucrarea de alezare pentru care, datorită particularităților constructive specifice sistemului dinamic piesă-sculă, acesta este predispus la apariția unor vibrații extrem de dăunătoare calității suprafeței obținute prin această operație cu caracter de finisare.

Bara de alezat este prinsă în consolă în capul de antrenare iar forța de așchiere este perpendiculară pe sculă. Rigiditatea sistemului fiind, din motive constructive și tehnologice, redusă, probabilitatea de apariție a vibrațiilor este mare.

Reducerea vibrațiilor la prelucrările de alezare poate fi realizată prin introducerea într-un mediu vâscos a unei mase suplimentare așezată pe o tijă coaxială cu bara de alezat ce vibrează (fig.4.11). Este ușor de observat că acordarea absorbitorului astfel construit în vederea reducerii vibrațiilor se poate

realiza numai în urma studiului dinamic al sistemului complet.

Modelul dinamic al sistemului sculă-sistem de amortizare se arată în fig.4.12. Asupra masei  $m_1$  fixată de arcul având constantă elastică  $k_1$  acționează forța perturbatoare  $F=F_0\cos\omega t$ .

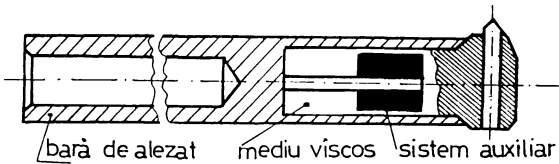


Fig.4.11

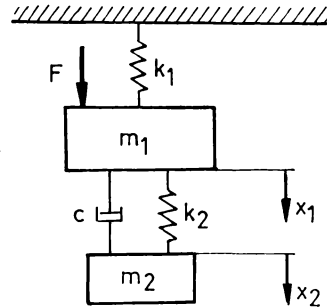


Fig.4.12

Sistemul auxiliar format din masa  $m_2$ , arcul de constantă elastică  $k_{12}$  și amortizorul cu coeficientul de amortizare vâscoasă  $c$  trebuie să realizeze reducerea vibrațiilor masei  $m_1$ . Acesta necesită determinarea răspunsului corespunzător masei  $m_1$  la forța perturbatoare dată și determinarea parametrilor încât nivelul vibrațiilor să rezulte minim.

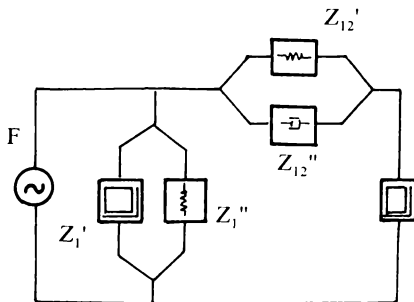


Fig.4.13

Tinând seama că forța perturbatoare este armonică, poate fi utilizată reprezentarea complexă și deci este oportună utilizarea metodei impedanțelor pentru determinarea vibrațiilor forțate [B6].

Conform metodologiei prezentate anterior, schema în impedanțe echivalentă sistemului dinamic din

fig.4.12 a fost obținută sub forma prezentată în fig.4.13.

Prin prin  $z_1$  și  $z_2$  s-au notat reprezentările complexe corespunzătoare

deplasărilor  $x_1$  și  $x_2$  ale maselor  $m_1$  și  $m_2$ . Arcul de constantă elastică  $k_1$ , precum și masa  $m_1$ , au aceeași deplasare marcată în punctul 1 față de reperul fix notat O, ceea ce arată că sunt legate în paralel. Impedanțele corespunzătoare vor

fi  $Z_1' = -\frac{ik_1}{\omega}$  pentru arc și  $Z_1'' = i\omega m_1$  pentru masă iar impedanța echivalentă va fi

$$Z_1 = -\frac{ik_1}{\omega} + i\omega m_1 \quad (4.65)$$

Corespunzător celorlalte două componente, arcul de constantă elastică  $k_2$  și sistemul amortizor de coeficient  $c$  care au aceeași deformație relativă,

impedanțele  $Z_{12}' = -\frac{ik_2}{\omega}$  și  $Z_{12}'' = c$  trebuie introduse între punctele 1 și 2. Deoarece

sunt legate în paralel, impedanța echivalentă va fi

$$Z_{12} = -\frac{ik_2}{\omega} + c \quad (4.66)$$

Masa  $m_2$  în schimb are deplasare absolută și deci impedanța

$$Z_2 = i\omega m_2 \quad (4.67)$$

trebuie plasată între 0 și 2.

În plus, schema în impedanțe (fig.4.13) mai cuprinde între 0 și 2 sursa care generează forța  $F$ .

### 4.3.2. DETERMINAREA RĂSPUNSULUI MAȘINII

La acțiunea forței perturbatoare  $F$  asupra mașinii prevăzute cu sistemul auxiliar, trebuie calculat răspunsul dat de reprezentarea complexă  $z_1$  ce corespunde poziției punctului 1 față de o (fig.4.13).



Evident între cele două puncte este necesar să se calculeze impedanța echivalentă. Ținând seama că sunt legate în paralel impedanța  $Z_1$  cu impedanța echivalentă a impedanțelor  $Z_{12}$  și  $Z_2$  legate la rândul lor în serie, se deduce

$$Z = Z_1 + \frac{Z_2 Z_{12}}{Z_2 + Z_{12}} \quad (4.68)$$

Pentru simplificare în relația (4.68) se vor introduce impedanțele componente complexe cu părțile reale și complexe separate. Dacă se notează partea imaginară a acestor impedanțe prin  $Y$ , se poate scrie

$$Z_1 = iY_1, \quad Z_{12} = c + iY_{12}, \quad Z_2 = iY_2 \quad (4.69)$$

unde

$$Y_1 = \frac{1}{\omega}(m_1 \omega^2 - k_1), \quad Y_{12} = -\frac{k_2}{\omega}, \quad Y_2 = m_2 \omega \quad (4.70)$$

Conform definiției acceptată pentru impedanțe, reprezentarea complexă a vitezei în punctul 1 fiind  $i\omega z_1$ , se obține

$$z_1 = \frac{F}{i\omega Z} \quad (4.71)$$

După introducerea expresiilor (4.68), (4.69) și (4.70) în relația (4.71), se deduce

$$z_1 = -\frac{F}{\omega(Y_1 + Y_2)} \frac{c + i(Y_{12} + Y_2)}{c + i\left[Y_{12} + \frac{Y_1 Y_2}{Y_1 + Y_2}\right]} \quad (4.72)$$

Deoarece amplitudinile mișcării și forței sunt  $a_1 = z_1$  și  $F_0 = F$ , din relația (4.72) rezultă

$$a_1 = \frac{F_0}{\omega |Y_1 + Y_2|} \sqrt{\frac{c^2 + (Y_{12} + Y_2)^2}{c^2 + \left( Y_{12} + \frac{Y_1 Y_2}{Y_1 + Y_2} \right)^2}} \quad (4.73)$$

Evident relația (4.73) determină amplitudinea vibrațiilor forțate ale masei mașinii în prezența sistemului auxiliar ce asigură amortizarea vibrațiilor. Reprezentarea grafică a amplitudinii a funcție de pulsația  $\omega$  și parametrul  $c$  al amortizării caracterizează răspunsul sistemului pentru mașină la acțiunea forței perturbatoare armonice.

### 4.3.3. PUNCTE FIXE ALE CURBELOR DE RĂSPUNS

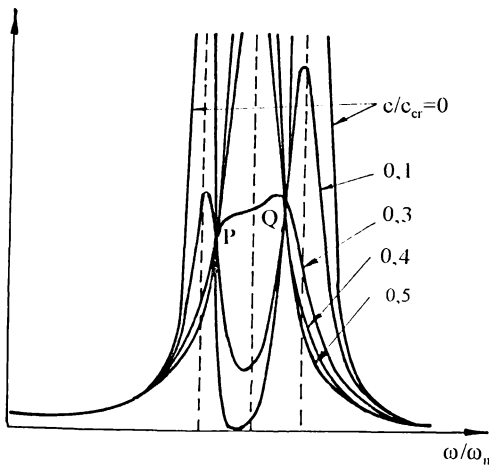


Fig.4.14

După cum se știe reprezentările grafice ale răspunsului definite prin ecuația (4.73) pentru diferite valori ale amortizării  $c$  trec prin două puncte fixe notate P și Q (fig.4.14). Raționamentele anterioare permit verificarea imediată a acestei proprietăți.

Mai întâi se vor considera cazurile  $c \rightarrow \infty$  și  $c=0$  ce conduc la situații particulare cunoscute.

În cazul  $c \rightarrow \infty$ , sistemul are un singur grad de libertate deoarece masele fac corp comun iar ecuația (4.73) devine

$$a_1 = \frac{F_0}{\omega |Y_1 + Y_2|} \quad (4.74)$$

și deci

$$a_1 = \frac{F_0}{|(m_1 + m_2)\omega^2 - k_1|} \quad (4.75)$$

Analog, pentru  $c=0$  se ajunge la absorbitorul dinamic simplu iar ecuația va fi

$$a_1 = \frac{F_0}{\omega |Y_1 + Y_2|} \left| \frac{Y_{12} + Y_2}{Y_{12} + \frac{Y_1 Y_2}{Y_1 + Y_2}} \right| \quad (4.76)$$

Intersecția acestor două curbe caracteristice rezultă din egalarea amplitudinii  $a_1$  din ecuațiile (4.74) și (4.76). Astfel se deduce

$$Y_{12} + \frac{Y_1 Y_2}{Y_1 + Y_2} = \pm (Y_{12} + Y_2) \quad (4.77)$$

Dacă dintre cele două semne din membrul doi se alege "+" se deduce  $Y_2 = m_2 \omega = 0$  ceea ce nu este posibil. Drept urmare se va considera numai semnul "-" în ecuația (4.77) care astfel devine

$$2Y_{12} = -\frac{Y_2(2Y_1 + Y_2)}{Y_1 + Y_2} \quad (4.78)$$

sau conform notațiilor (4.70) este

$$2k_2 = \frac{m_2 \omega^2 [(2m_1 + m_2)\omega^2 - 2k_1]}{(m_1 + m_2)\omega^2 - k_1} \quad (4.79)$$

Deoarece ecuația (4.79), după efectuarea calculelor se poate pune sub forma

$$m_2(2m_1+m_2)\omega^4 - 2[k_1m_2+k_2(m_1+m_2)]\omega^2 + 2k_1k_2 = 0 \quad (4.80)$$

relațiile dintre rădăcinile  $\omega_P^2$ ,  $\omega_Q^2$  și coeficienții ecuației vor fi

$$\omega_P^2 + \omega_Q^2 = \frac{2[k_1m_2+k_2(m_1+m_2)]}{m_2(2m_1+m_2)} \quad (4.81)$$

și

$$\omega_P^2 \omega_Q^2 = \frac{2k_1k_2}{m_2(2m_1+m_2)} \quad (4.82)$$

Este ușor de verificat că prin înlocuirea condiției (4.78) în ecuația (4.73) se ajunge la ecuația (4.74). Aceasta arată că indiferent de valoarea lui  $c$  toate curbele trec prin punctele fixe P și Q.

Introducând mărimea

$$a_0 = \frac{F_0}{k_1} \quad (4.83)$$

din ecuația (4.76) pentru punctele P și Q se deduce

$$\left( \frac{a_1}{a_0} \right)_{P,Q} = \left| \frac{k_1}{(m_1+m_2)\omega^2 - k_1} \right|_{P,Q} \quad (4.84)$$

Pe baza relațiilor (4.80) și (4.81), se verifică ușor identitatea

$$\left[ (m_1+m_2)\omega_P^2 - k_1 \right] \left[ (m_1+m_2)\omega_Q^2 - k_1 \right] = -\frac{m_1k_1^2}{2m_1+m_2} \quad (4.85)$$

Prin urmare produsul mărimilor adimensionale (4.84), pe baza identității (4.85) va fi

$$\left( \frac{a_1}{a_0} \right)_P \left( \frac{a_1}{a_0} \right)_Q = \frac{2m_1+m_2}{m_1} \quad (4.86)$$

Una din condițiile de optimizare a funcționării amortizorului este ca amplitudinile din P și Q să fie egale, adică

$$\left(\frac{a_1}{a_0}\right)_P = \left(\frac{a_1}{a_0}\right)_Q = \sqrt{\frac{2m_1+m_2}{m_1}} \quad (4.87)$$

Aceste condiții care trebuie puse referitor la realizarea maximului în P sau Q sunt necesare pentru a realiza proiectarea sistemului optim de amortizare cu aplicare directă la procesele de alezare.

Dar, în conformitate cu expresiile (4.84), din egalitatea (4.87) se deduce:

$$(m_1+m_2)\omega_P^2-k_1 = \pm[(m_1+m_2)\omega_Q^2-k_1] \quad (4.88)$$

Singura soluție posibilă fiind corespunzătoare semnului "-" plasat în fața membrului drept al relației (4.88), se obține:

$$\omega_P^2 + \omega_Q^2 = \frac{2k_1}{m_1+m_2} \quad (4.89)$$

Din moment ce expresiile (4.81) și (4.89) trebuie să fie egale, se găsește:

$$k_1 m_1 m_2 = k_2 (m_1 + m_2)^2 \quad (4.90)$$

Aceste condiții corespunzătoare realizării unor amplitudini egale în punctele P și Q au fost tratate așadar pentru realizarea proiectării sistemului optim de amortizare în prelucrările de alezare cu scula anterior considerată.

Astfel de sisteme de amortizare cu masă auxiliară, echivalente din punct de vedere al sistemului dinamic cu cele două prezentate anterior, sunt întâlnite în literatura de specialitate și implicit în practica industrială sub diverse forme constructive. Folosirea lor este totuși destul de limitată datorită dezavantajului că pentru obținerea unei eficacități optime este necesar un acord optim de frecvență.

În [C4], [D4], [M7] sunt prezentate câteva tipuri constructive de astfel de sisteme de amortizare, printre care: amortizor cu masă auxiliară atașat

universalului unui strung, un sistem amortizor pentru batiul și contra suportul unei mașini de frezat roți dințate prin rostogolire, un sistem amortizor cu masă auxiliară aplicat arborelui port-disc al unei mașini de rectificat, un sistem amortizor pentru traversa mobilă a unei mașini de frezat universală, etc.

În toate aceste cazuri, pentru obținerea unei eficacități optime este necesară realizarea acordului de frecvență, lucru care s-a dovedit realizabil rapid și cu efort minim folosind metoda impedanțelor mecanice.

#### **4.4. METODA IMPEDANȚELOR ÎN DINAMICA TRANSMISIILOR MECANICE**

##### **4.4.1. TRANSMISII MECANICE**

Transmisiile mecanice reprezintă o categorie importantă de surse de vibrații care se manifestă în special la torsiune. Acestea sunt datorate momentelor de torsiune variabile transmise de la elementul motor, a momentelor de frecare din lagăre, care nu sunt întotdeauna constante sau a sarcinilor variabile care trebuie învinse în timpul funcționării.

Spre deosebire de sistemele elastice de translație sau de încovoiere, o caracteristică particulară a acestor sisteme elastice de torsiune compuse din organe aflate în mișcare de rotație care suferă deformații unghiulare, este aceea că vibrațiile se suprapun rotației arborelui.

Mașinile unelte așchietoare includ în componența lor inevitabil cutii de viteze, cutii de avansuri, alte lanțuri cinematice de transmitere a mișcării de rotație, care în mod frecvent sunt supuse unor vibrații forțate de torsiune cauzate de condițiile obiective de funcționare. Aceste vibrații de torsiune ale elementelor componente ale lanțurilor cinematice care includ în principal transmisiile cu roți dințate, conduc la importante variații ale vitezei rezultate la ieșire, mărime care este necesar a fi constantă în vederea realizării scopului transmisiei proiectate.

Cunoașterea aprofundată și în final luarea de măsuri în vederea reducerii vibrațiilor la care sunt supuse elementele aflate în mișcare de rotație sunt cerințe de maximă importanță în asigurarea preciziei impuse prelucrării pe o astfel de mașină unealtă.

#### 4.4.2. ARBORE ELASTIC CU DOI VOLANTI

Metodologia după care se obține schema echivalentă în impedanțe se păstrează ca și în cazul sistemelor de translație. De asemenea, rămân valabile legile compunerii impedanțelor dispuse în serie sau în paralel. Astfel, pentru aplicarea metodei impedanțelor, ca și în cazul clasic, prima etapă constă în precizarea punctelor de legătură, după care construcția schemei echivalente în impedanțe se realizează automat [B19].

În cazul unei transmisii mecanice simple cu doi volanți fixați pe un arbore drept (fig.4.15). Momentele de inerție ale volanților sunt  $J_1$  și  $J_2$  iar arborele este elastic cu amortizare la torsiune având constanta elastică  $k_T$  și coeficientul de amortizare  $c_T$ . Asupra volanțului  $J_2$  acționează un moment de torsiune perturbator  $M(t)=M_0\cos\omega t$ .

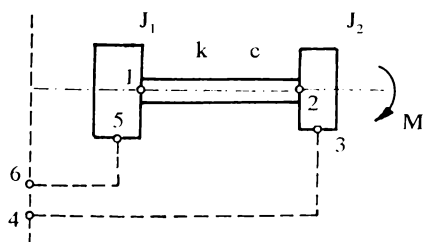


Fig.4.15

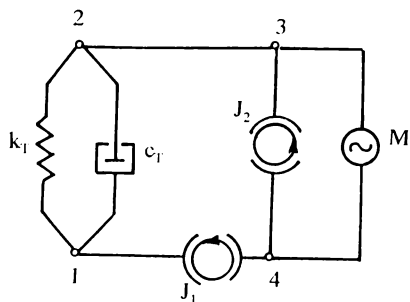


Fig.4.16

Punctele de legătură între volanți și arbore sunt notate prin 1 și 2. Deoarece se raportează poziția volanților la un reper fix se mai introduc

legăturile 3-4 și 5-6. Astfel construcția schemei în impedanțe rezultă prin precizarea impedanțelor componente și a punctelor de conexiune.

Schema echivalentă în impedanțe pentru sistemul din fig.4.15 se arată în fig.4.16. Nu mai apar punctele 5 și 6 care se suprapun cu 1 și 4. Momentul de torsiune perturbator acționează pe latura 3-4. Odată schema în impedanțe stabilită se poate determina vibrația forțată a sistemului.

Deoarece elasticitatea și amortizarea arborelui sunt reprezentate prin componente legate în paralel, impedanța echivalentă este

$$Z_{12} = c_T - \frac{ik_T}{\omega} \quad (4.91)$$

Impedanțele corespunzătoare celor doi volanți vor fi

$$Z_{14} = i\omega J_1 \quad , \quad Z_{34} = i\omega J_2 \quad (4.92)$$

Deoarece impedanțele  $Z_{12}$  și  $Z_{14}$  sunt legate în serie, rezultă impedanța echivalentă

$$Z_{214} = \frac{Z_{12}Z_{14}}{Z_{12} + Z_{14}} \quad (4.93)$$

care ținând seama de expresiile (4.91) și (4.92) devine

$$Z_{214} = \frac{i\omega J_1(\omega c_T - ik_T)}{\omega c_T + i(\omega^2 J_1 - k_T)} \quad (4.94)$$

Tinând seama acum că impedanțele  $Z_{214}$  și  $Z_{34}$  sunt legate în paralel rezultă impedanța echivalentă  $Z = Z_{214} + Z_{34}$ , și deci

$$Z = \frac{i\omega[(J_1 + J_2)k_T - \omega^2 J_1 J_2 + i\omega(J_1 + J_2)c_T]}{k_T - \omega^2 J_1 + i\omega c_T} \quad (4.95)$$

Reprezentările complexe corespunzătoare vibrațiilor de torsiune armonice ale celor doi volanți sunt notate prin  $z_1$  și  $z_2$ .



Conform definiției impedanței, pentru  $z_2$  rezultă

$$z_2 = \frac{M_0}{i\omega Z} \quad (4.96)$$

care după înlocuirea expresiei (4.95) se poate scrie

$$z_2 = -\frac{M_0}{\omega^2} \frac{k_T - \omega^2 J_1 + i\omega c_T}{k_T(J_1 + J_2) - \omega^2 J_1 J_2 + i\omega(J_1 + J_2)c_T} \quad (4.97)$$

În continuare trebuie determinată vibrația  $z_1$ , a cărei expresie este

$$z_1 = \frac{M_1}{i\omega Z_{14}} \quad (4.98)$$

unde  $M_1$  este componenta corespunzătoare ramurii 214.

Dar în punctul 3 deplasarea este aceeași pentru ambele ramuri, ceea ce revine la condiția

$$\frac{M_1}{i\omega Z_{214}} = \frac{M_2}{i\omega Z_{34}} \quad (4.99)$$

sau

$$\frac{M_1}{Z_{214}} = \frac{M_2}{Z_{34}} = \frac{M}{Z} \quad (4.100)$$

Din relațiile (4.98) și (4.100) se deduce

$$z_1 = \frac{M}{i\omega Z} \frac{Z_{214}}{Z_{14}} \quad (4.101)$$

și deci conform relației (4.96) rezultă

$$z_1 = z_2 \frac{Z_{214}}{Z_{14}} \quad (4.102)$$

Astfel reprezentarea complexă corespunzătoare rotației relative a celor doi

volanți  $z=Z_2-Z_1$  este dată de relația

$$z=Z_2\left(1-\frac{Z_{214}}{Z_{14}}\right) \quad (4.103)$$

care după înlocuirea expresiilor (4.92) și (4.94) devine

$$z=-Z_2\frac{\omega^2 J_1}{k_T-\omega^2 J_1+i\omega c_T} \quad (4.104)$$

În consecință, ținând seama de relația (4.97), reprezentarea complexă pentru rotația relativă a volanților este

$$z=\frac{M}{J_2}\frac{1}{\left(\frac{1}{J_1}+\frac{1}{J_2}\right)(k_T+i\omega c_T)-\omega^2} \quad (4.105)$$

și deci amplitudinea mișcării vibratorii

$$a=\frac{M}{J_2}\frac{1}{\sqrt{\left[\left(\frac{1}{J_1}+\frac{1}{J_2}\right)k_T-\omega^2\right]^2+\omega^2\left(\frac{1}{J_1}+\frac{1}{J_2}\right)^2 c_T^2}} \quad (4.106)$$

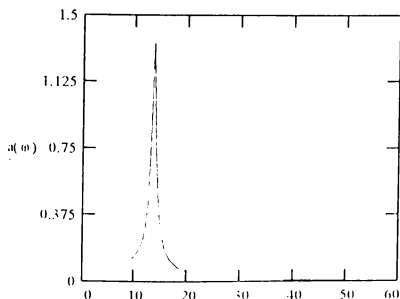


Fig.4.17

Variația acestei amplitudini funcție de  $\omega$  se poate observa în fig.4.17

Evident metoda impedanțelor poate fi extinsă pentru orice alt sistem elastic de torsiune, metodologia folosită având aplicabilitate generală.

### 4.4.3. DINAMICA TRANSMISIEI REDUSĂ LA PRIMUL ARBORE

#### 4.4.3.1. MODELUL DINAMIC AL TRANSMISIEI ÎNTRE DOI ARBORI

Un element principal al oricărui lanț cinematic din structura cinematică a unei mașini unelte este arborele de torsiune pe care sunt montate roțile prin intermediul cărora se realizează cuplarea cu alți arbori aflați în mișcare de rotație. Roțile cuplate aflate pe doi arbori din componența lanțului cinematic pot fi considerate în primă instanță volanți cu un anumit moment de inerție montați rigid pe arbore, caz în care, în primă instanță se neglijează elasticitatea sistemului de fixare.

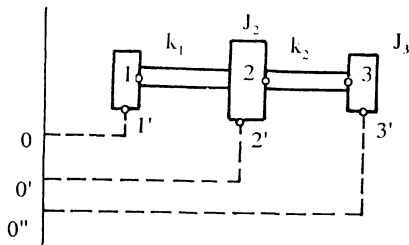


Fig.4.18

de inerție  $J_1$ ,  $J_2$  și  $J_3$  și cele două tronsoane de arbore considerate de constantă elastică  $k_1$  și  $k_2$ . Volantul  $J_3$  este acționat de momentul de torsiune perturbator  $M(t) = M_0 \cos \omega t$ .

#### 4.4.3.2. SCHEMA ÎN IMPEDANȚE A LANȚULUI CINEMATIC

La fel ca și în cazul sistemelor dinamice de translație, și în acest caz se poate stabili o schemă echivalentă în impedanțe pe baza căreia se poate face în mod direct studiul vibrațiilor forțate de torsiune. Astfel, odată precizate punctele

Indiferent de complexitatea lanțului cinematic, printr-o operație foarte simplă bazată pe metode energetice, acesta se poate reduce la primul arbore. [B2], [S4].

Modelul mecanic al unui astfel de arbore este prezentat în fig.4.22, cu precizarea punctelor de legătură în vederea stabilirii schemei în impedanțe, și este compus din volanții cu momentele

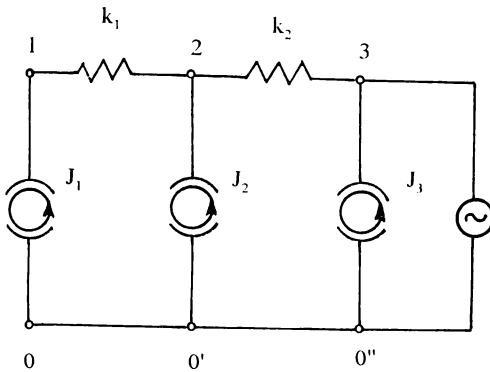


Fig. 4.19

de legătură, modelului mecanic din fig. 4.18 îi corespunde schema în impedanțe din fig. 4.19, obținută conform metodologiei utilizată în cazul modelului de translație.

Poziția volanților a fost raportată la reperul fix prin legăturile precizate pe fig. 4.18 astfel încât în schema în impedanțe aceștia apar legați în paralel în timp de  $k_1$  și  $k_2$ , cele două elemente elastice, urmează a fi introduse în

#### 4.4.3.3. DETERMINAREA VIBRAȚIILOR FORȚATE DE TORSIUNE

Odată stabilită schema echivalentă în impedanțe și cunoscând expresiile impedanțelor elementelor mecanice simple de torsiune, respectând legile compunerii impedanțelor dispuse în serie sau paralel, se pot calcula impedanțele parțiale și impedanța totală cu ajutorul cărora se poate face studiul vibrațiilor forțate de torsiune ale sistemului considerat.

Pe porțiunea 0-2 (fig. 4.19) se observă că elementele  $J_1$  și  $k_1$  legate în serie sunt dispuse în paralel cu  $J_2$ , astfel încât impedanța echivalentă  $Z_{02}$  va fi:

$$Z_{02} = \frac{i\omega k_1 J_1}{k_1 - \omega^2 J_1} + i\omega J_2 \quad (4.107)$$

În continuare, pentru obținerea impedanței echivalente pe porțiunea 0-3 din schemă, se constată că impedanța anterior determinată este dispusă în serie cu elementul  $k_2$  astfel încât ținând seama de legile compunerii impedanțelor

elementelor legate în paralel, se poate scrie:

$$\frac{1}{Z_{03}} = \frac{1}{\frac{i\omega k_1 J_1}{k_1 - \omega^2 J_1} + i\omega J_2} + \frac{1}{- \frac{ik_2}{\omega}} \quad (4.108)$$

expresie din care după efectuarea calculelor se poate deduce  $Z_{03}$  sub forma:

$$Z_{03} = \frac{i\omega k_2 [k_1(J_1 + J_2) - \omega^2 J_1 J_2]}{k_1 k_2 - \omega^2 [k_1(J_1 + J_2) + k_2 J_1] + \omega^4 J_1 J_2} \quad (4.109)$$

În sfârșit, impedanța corespunzătoare celui de al treilea volant va fi

$$Z_{0'3} = i\omega J_3 \quad (4.110)$$

și este dispusă în paralel cu  $Z_{03}$ , astfel încât impedanța echivalentă  $Z = Z_{03} + Z_{0'3}$ , adică

$$Z = i\omega \left\{ \frac{k_2 [k_1(J_1 + J_2) - \omega^2 J_1 J_2]}{k_1 k_2 - \omega^2 [k_1(J_1 + J_2) + k_2 J_1] + \omega^4 J_1 J_2} + J_3 \right\} =$$

$$= i\omega \frac{\omega^4 J_1 J_2 J_3 - \omega^2 \{ [k_1(J_1 + J_2) + k_2 J_1] J_3 + k_2 J_1 J_2 \} + k_1 k_2 J_3 + k_1 k_2 (J_1 + J_2)}{k_1 k_2 - \omega^2 [k_1(J_1 + J_2) + k_2 J_1] + \omega^4 J_1 J_2} \quad (4.111)$$

Dacă prin  $z_3$  se notează reprezentarea complexă a vibrațiilor de torsiune armonice ale volantului  $J_3$ , conform definiției impedanței, pentru  $z_3$  rezultă

$$z_3 = \frac{M}{i\omega Z} \quad (4.112)$$

care după înlocuirea expresiei (4.111) a impedanței echivalente se poate scrie

$$z_3 = - \frac{M}{\omega^2} \frac{k_1 k_2 - \omega^2 [k_1(J_1 + J_2) + k_2 J_1] + \omega^4 J_1 J_2}{\omega^4 J_1 J_2 J_3 - \omega^2 \{ [k_1(J_1 + J_2) + k_2 J_1] J_3 + k_2 J_1 J_2 \} + k_1 k_2 J_3 + k_1 k_2 (J_1 + J_2)} \quad (4.113)$$

Variația lui  $z_3$  funcție de  $\omega$  poate fi urmărită în fig.4.20.

Aceeași expresie (4.113) se obține și prin considerarea directă a ecuațiilor

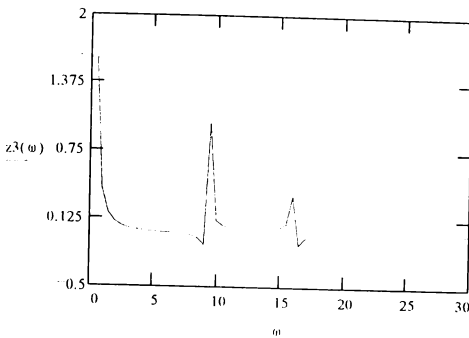


Fig.4.20

diferențiale ale mișcării. Este însă important de subliniat că metoda bazată pe utilizarea impedanțelor poate fi extinsă și la asemenea sisteme cu observația că însăși schema în impedanțe poate caracteriza comportarea sistemelor particulare.

Similar se poate analiza comportarea volanților  $J_1$  și  $J_2$ , obținându-se în final rezultate identice cu cele obținute pe cale clasică.

#### 4.4.3.4. CONCLUZII

Utilizarea metodei impedanțelor are caracter general fiind aplicabilă tuturor sistemelor mecanice pentru determinarea vibrațiilor forțate. Aceasta s-a arătat că poate fi introdusă și în studiul vibrațiilor de torsiune ce apar mai ales în transmisiile mecanice.

Pe baza impedanțelor caracteristice componentelor sistemului ce execută vibrații de torsiune se fundamentează posibilitatea construirii schemei în impedanțe.

Odată stabilită metodologia pentru calculul cu impedanțe, se poate trece și la considerarea transmisiei cu roți dințate și astfel la orice sistem complex ce execută vibrații forțate de torsiune, fiind deja demonstrat caracterul de generalitate al metodei, care este aplicabilă oricărui sistem dinamic pentru determinarea vibrațiilor forțate.

Principiile de bază pentru construirea schemei echivalente în impedanțe și a răspunsului sistemului supus la perturbații armonice a fost ilustrat pentru cazul simpului arborelui elastic cu doi volanți și pentru cazul unei transmisii redusă la primul arbore, dar rămân valabile pentru orice alt sistem întâlnit la transmisii mecanice.

## 4.5. UTILIZAREA METODEI IMPEDANTELOR MECANICE IN STUDIUL UNOR SUBANSAMBLURI DE MAȘINI UNELTE

### 4.5.1. SCHEMA ECHIVALENTĂ IN IMPEDANȚE PENTRU VIBRAȚII PE DIRECȚII DIFERITE

Pentru situațiile în care deplasările sunt chiar pe direcția forței excitatoare, a fost complet stabilită metodologia de construcție a schemei echivalente în impedanțe necesară în studiul comportării dinamice a sistemului [B13]. Spre deosebire de cazul vibrațiilor pe o singură direcție, pentru deplasări compuse de pe direcții diferite, datorită particularităților care intervin, sunt necesare câteva precizări suplimentare pentru construcția schemei în impedanțe.

Se admite că fiecare componentă a forței perturbatoare influențează doar elementele mecanice simple pe direcția cărora acționează. În caz contrar schema necesită elemente suplimentare corespunzătoare rotațiilor care pot să apară în sistemul elastic considerat.

Multe modele dinamice ale unor sisteme elastice cu o masă sunt acționate de o forță perturbatoare armonică al cărei suport nu coincide cu direcția de acțiune a elementelor elastice și de amortizare. Este necesar să se descompună forța perturbatoare pe direcțiile acestor componente încât să rezulte de-a lungul lor vibrații armonice. Astfel este posibil să se aplice metoda impedanțelor pe fiecare direcție și să se construiască schema echivalentă în impedanțe.

Pentru a avea o decriere globală a mișcării, prin alăturarea schemelor construite, se poate concentra întreaga schemă într-o reprezentare unitară. Este de remarcat că astfel valabilitatea schemei în impedanțe construite este asigurată numai pentru vibrații mici.

Drept exemplu se va considera sistemul elastic cu două grade de libertate din fig. 4.21 pentru care schema echivalentă în impedanțe este dată în fig. 4.22. Se observă că masa  $m$  este conectată la două circuite separate corespunzătoare celor două componente  $F_1$  și  $F_2$  ale forței perturbatoare, păstrându-se celelalte criterii de legare a impedanțelor, anterior stabilite în cazul vibrațiilor paralele.

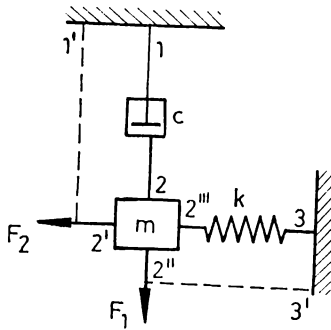


Fig.4.21

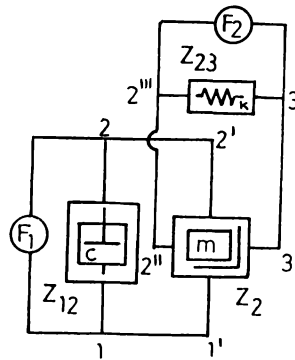


Fig.4.22

Odată precizate criteriile de obținere a schemei echivalente în impedanțe, metoda poate fi extinsă și la sisteme dinamice cu mai multe grade de libertate, sisteme complexe, frecvent întâlnite în structura mașinilor unelte și dificil de studiat prin metode clasice.

## 4.5.2. COMPORTAREA DINAMICĂ A CONSOLEI UNEI MAȘINI DE FREZAT

### 4.5.2.1. MODELUL DINAMIC

În majoritatea operațiilor de așchiere desfășurate pe mașini unelte, un rol determinant în obținerea indicilor de calitate, precizie și productivitate îl are comportamentul dinamic al subansamblelor care influențează procesul de așchiere [D4]. Studiul acestor fenomene dinamice este de cele mai multe ori destul de dificil datorită complexității sistemului elastic echivalent și a fenomenelor dinamice caracteristice așchierii [B10].

Pericolul apariției vibrațiilor dăunătoare în timpul așchierii este și mai accentuat în cazul solicitării unor subansambluri de rigiditate mai scăzută



comparativ cu ansamblul mașinii. Această situație defavorabilă apare și la prelucrările pe mașina de frezat verticală, la care consola și masa longitudinală sunt fixate prin cuple cinematice sanie-ghidaj vertical, respectiv orizontal.

Însăși existența consolei ridică probleme suplimentare față de alte mașini prin posibilitatea apariției deformațiilor de încovoiere și răsucire, fatale pentru poziția relativă corectă dintre sculă și semifabricatul de prelucrat, poziție relativă prescrisă în vederea generării traiectoriei necesare obținerii suprafeței finite [B22].

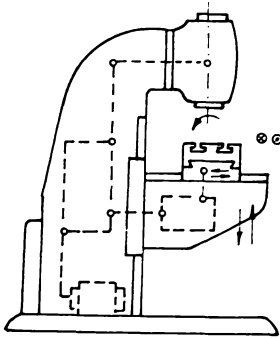


Fig.4.23

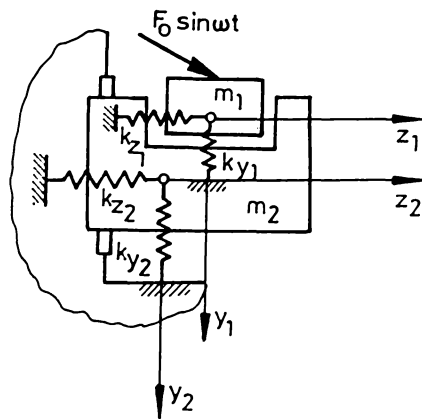


Fig.4.24

Pentru mașina de frezat a cărei schemă constructivă este prezentată în fig.4.23, se observă că dintre toate elementele structurale, consola ce susține masa longitudinală este elementul cu rigiditatea cea mai scăzută și cel mai expus solicitărilor în timpul desfășurării proceselor dinamice de așchiere. În fig.4.24 este indicat schematic subansamblul elastic al consolei cu masa longitudinală pe care se execută o prelucrare cu avans longitudinal (frezarea unui canal de pană cu freză deget), pentru care se poate stabili modelul dinamic parțial din fig.4.25.

Consola este solicitată de forța de așchiere cu variație periodică de tip armonic ce ia naștere în timpul așchierii ca urmare a particularității procedurii de frezare, secțiunea așchierii având variație periodică. Solicitarea este mai pronunțată dacă se lucrează cu regimuri de așchiere mai severe (adâncimi) de

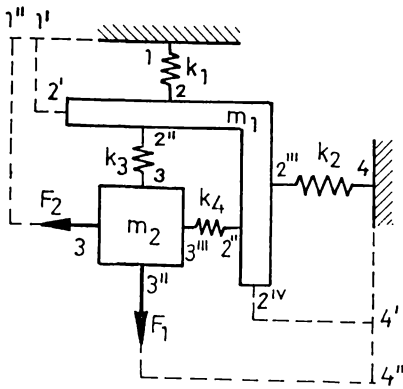


Fig.4.25

așchiere mari, avansuri mari), sau este mai lejeră când se adoptă regimuri de așchiere mai ușoare, caz în care totuși apar mici vibrații ale consolei.

Semifabricatul, dispozitivul de prindere și masa longitudinală formează un corp comun  $m_1$ , legat elastic de consola  $m_2$ , care la rândul ei este legată elastic de batiul mașinii. Mărimea constantelor elastice este determinată de particularitățile cuplurilor cinematice sanic-ghidaj.

#### 4.5.2.2. SCHEMA ECHIVALENTĂ ÎN IMPEDANȚE

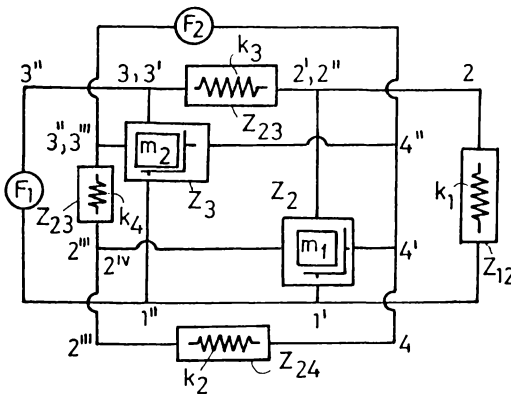


Fig.4.26

Conform metodologiei cunoscute pentru stabilirea schemei echivalente în impedanțe și ținând seama de precizările suplimentare date pentru cazul vibrațiilor acționate pe direcții diferite, pentru sistemul elastic din fig.4.25 se poate stabili schema echivalentă în impedanțe din fig.4.26.

Si aici se remarcă din nou prezența a două circuite separate corespunzătoare celor două componente  $F_1$  și  $F_2$  ale forței perturbatoare, care este chiar forța de așchiere ce ia naștere la frezare și care se presupune că are o variație armonică [B19], [B20].

Trebuie făcută precizarea că sistemul dinamic adoptat și schema echivalentă în impedanțe obținută sunt valabile numai pentru vibrații mici, atunci când se pot neglija deplasările de rotație. Drept urmare nu mai este necesară și considerarea geometriei maselor  $m_1$ ,  $m_2$ , și nici a constantelor elastice de torsiune corespunzătoare.

Schema echivalentă în impedanțe din fig.4.26 oferă posibilitatea unui studiu eficient al sistemului dinamic considerat, conform algoritmilor stabiliți anterior. Astfel, în urma efectuării calculelor, se pot obține amplitudinile mișcărilor corespunzătoare gradelor de libertate în număr de 4.

În consecință, amplitudinile mișcării vibratorii a masei  $m_1$  pe verticală și orizontală vor fi:

$$a_1 = \frac{k_3}{(k_1 + k_3 - \omega^2 m_2)(k_3 - \omega^2 m_1) - k_3^2} F_1 \quad (4.114)$$

și

$$a_2 = \frac{k_4}{(k_2 + k_4 - \omega^2 m_2)(k_4 - \omega^2 m_1) - k_4^2} F_2 \quad (4.115)$$

Analog, prin calcule similare se obțin pentru masa  $m_2$ , amplitudinile mișcării vibratorii pe verticală și orizontală:

$$a_3 = \frac{k_1 + k_3 - \omega^2 m_2}{(k_1 + k_3 - \omega^2 m_2)(k_3 - \omega^2 m_1) - k_3^2} F_1 \quad (4.116)$$

și

$$a_4 = \frac{k_2 + k_4 - \omega^2 m_2}{(k_2 + k_4 - \omega^2 m_2)(k_4 - \omega^2 m_1) - k_4^2} F_2 \quad (4.117)$$

Variația celor 4 amplitudini pentru un caz concret se poate observa în fig. 4.27-4.30, de unde se pot trage concluzii asupra măsurilor constructive ce pot fi luate în vederea modificării frecvenței de rezonanță atunci când este cazul, sau în vederea diminuării unei dintre ele.

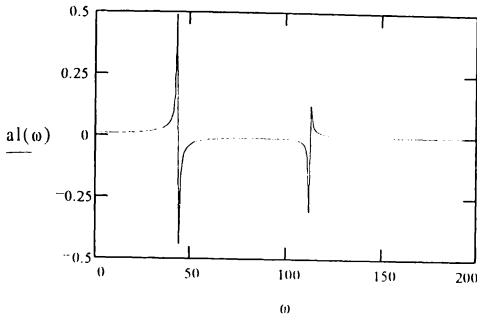


Fig.4.27

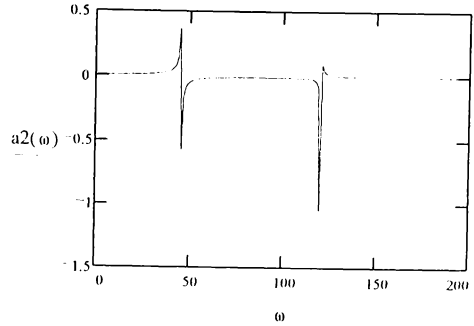


Fig.4.28

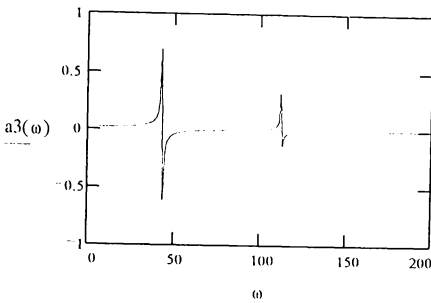


Fig.4.29

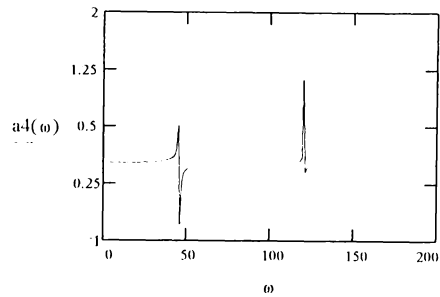


Fig.4.30

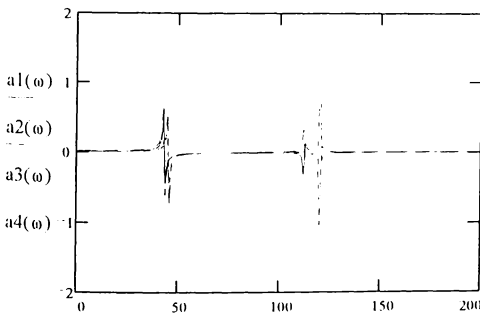


Fig.4.31

Pentru o imagine mai completă, cele 4 amplitudini s-au reprezentat în fig. 4.31. pe aceeași diagramă.

Problema poate fi soluționată și clasic, prin scrierea ecuațiilor diferențiale corespunzătoare și rezolvarea sistemului obținut. Se dovedește însă a fi mai eficace și mai rapidă folosirea metodei impedanțelor

mecanice care conduce în final la rezultate, identice, însă sunt mai aproape de semnificația fizică a fenomenelor, înlătură eventualele dificultăți în rezolvarea sistemului de ecuații diferențiale și, nu în ultimul rând, permite obținerea unor concluzii suplimentare privind comportarea dinamică a sistemului.

### 4.5.3. UTILIZAREA IMPEDANȚELOR MECANICE ÎN DINAMICA MAȘINII DE RABOTAT

Datorită particularităților constructive și funcționale, fenomenele dinamice care iau naștere la prelucrarea pe mașina de rabotat au o amploare covârșitoare în exploatarea acestei mașini unelte.

Dacă se consideră cazul unei prelucrări cu un cuțit de retezare, sistemul elastic al șepingului poate fi considerat plan, el fiind reprezentat în fig.4.32

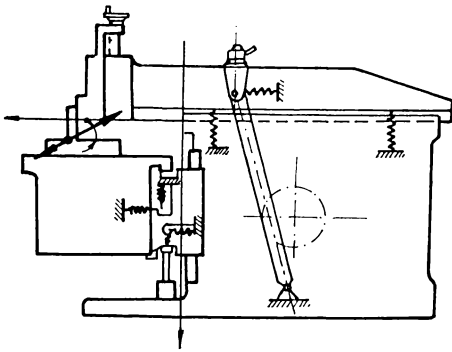


Fig.4.32

Experimental este demonstrat în literatura de specialitate faptul că deformațiile batiului au o foarte mică influență asupra comportării dinamice a șepingului. Elementul de maxim interes din punct de vedere dinamic este subansamblul berbecului, care execută mișcările alternative necesare generării suprafeței, precum și subansamblul mesei, care are însă un comportament dinamic asemănător mesei mașinii de

frezat anterior prezentată.

Modelul elastic al lanțului principal al șepingului este prezentat în fig.4.33 și cuprinde masa portcuțitului  $m_1$ , masa suportului  $m_2$ , masa dispozitivului de rotire  $m_3$  și masa berbecului  $m_4$ , considerate solide nedeformabile legate între ele prin elemente elastice.

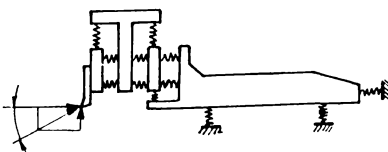


Fig.4.33

În acest subansamblu sistemul parțial al cuțitului și portcuțitului  $m_1$  asupra căruia acționează direct și forța de așchiere este cel care are influența cea mai mare asupra comportării dinamice de ansamblu.

Pentru sistemul elastic din fig.4.33 se

poate obține schema echivalentă în impedanțe necesară studiului dinamic, considerând impedanțele elementelor simple componente legate în serie sau în paralel conform configurației sistemului. Pe baza acestei configurații se stabilește într-o primă etapă schema din fig.4.34. Conform metodologiei de obținere a schemei echivalente în impedanțe, cele 4 elemente constructive asimilate unor solide nedeformabile vor fi legate în schemă la elementul fix conform figurii. Pentru sistemul elastic astfel considerat se poate stabili schema echivalentă în impedanțe din fig.4.35.

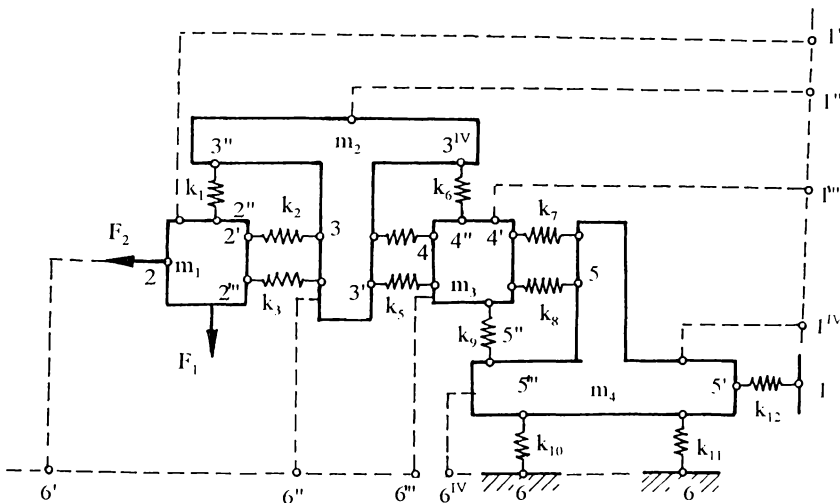


Fig.4.34

Ca și în situațiile anterioare, schema își păstrează valabilitatea în cazul vibrațiilor mici, care nu implică deformații de torsiune ale sistemului elastic. În principiu această constrângere corespunde de fapt majorității situațiilor întâlnite în practica aşchierii. Pentru considerarea fenomenelor de torsiune la care pot fi supuse în anumite situații unele subansambluri, schema trebuie suplimentată cu elementele corespunzătoare, restul considerațiilor păstrându-și valabilitatea.

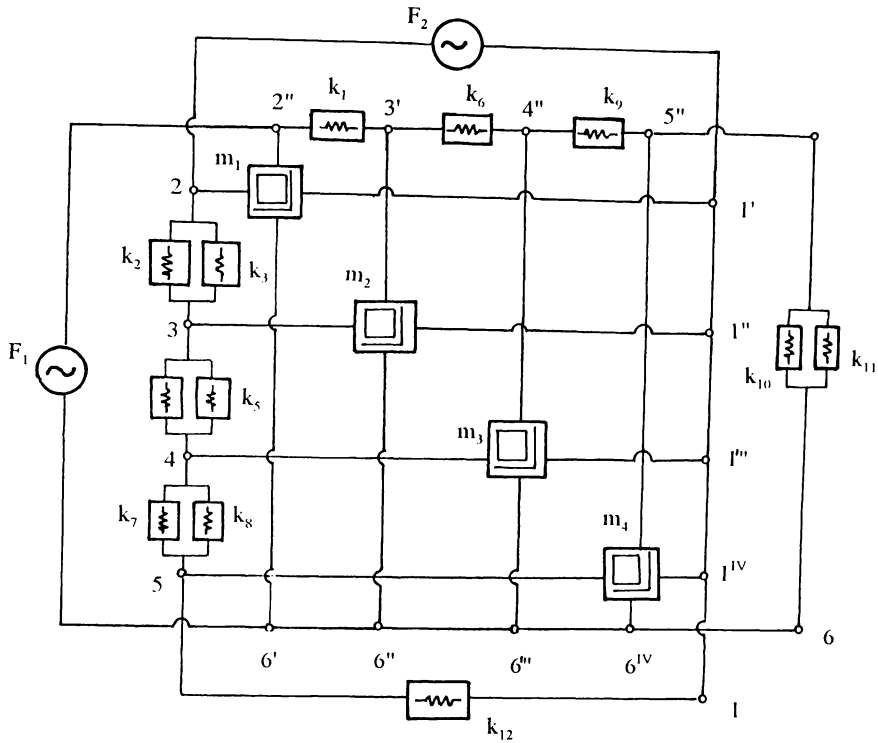


Fig.4.35

Evident, ca și în cazul dezvoltărilor anterioare, fără a serie clasicele ecuații diferențiale ale mișcării, urmând metodologia prezentată se pot obține în mod direct informații despre comportarea dinamică a sistemului considerat.

În mod similar se obțin amplitudinile diferitelor puncte de interes din schema sistemului elastic și astfel se crează condiții în vederea luării de măsuri concrete pentru ameliorarea comportamentului dinamic de ansamblu.

## CAPITOLUL 5

# NELINIARITĂȚI ALE SISTEMULUI DINAMIC DE AȘCHIERE AL MAȘINILOR UNELTE

### 5.1. CONSIDERAȚII GENERALE

Un loc aparte în ansamblul fenomenelor dinamice care iau naștere pe mașini unelte în timpul așchierii îl ocupă fenomenele care au loc în zona de așchiere, responsabile inclusiv de apariția autovibrațiilor în timpul prelucrării.

Prin zonă de așchiere se înțelege ansamblul format de sistemul elastic al piesei prelucrate și sistemul elastic al sculei. În componența sistemului elastic al piesei intră piesa propriuzisă, sistemul de prindere și antrenare în mișcare (atunci când este cazul) și eventual alte elemente de rigidizare (reazeme intermediare, păpușa mobilă, etc.), urmărindu-se în principal obținerea unei rigidități sporite, astfel încât deformațiile elastice ale piesei supusă acțiunii forței de așchiere să fie cât mai mici și acuratețea traiectoriei mișcării relative dintre sculă și piesă să fie cât mai mare.

Sistemul elastic al sculei este constituit din scula așchietoare, suportul port-sculă și eventual căruciorul pe care acestea sunt montate, iar în cazul anumitor mașini unelte săniile, care realizează diferitele tipuri de avansuri. Evident configurația acestor sisteme elastice diferă de la mașină la mașină.

Cele două sisteme elastice se găsesc într-o strânsă interdependență, legătura dintre ele fiind realizată de forța de așchiere generatoare a procesului



de formare a așchiilor.

Este binecunoscut faptul că din punct de vedere dinamic, studiul celor două sisteme elastice precizate anterior prezintă o importanță covârșitoare în raport cu alte componente ale mașinii. Comportarea dinamică a celor două sisteme elastice are repercursiuni directe și foarte importante asupra efectului final al prelucrării, spre deosebire de alte elemente ale mașinii, cu influență indirectă și mai puțin semnificativă. În contextul acestei idei, batiul mașinii, spre exemplu este cvasinegligat în literatura de specialitate de către cercetători, tocmai datorită influenței nesemnificative a comportării sale dinamice în relație cu efectul final al prelucrării. Evident, batiul își păstrează rolul său asupra ansamblului fenomenelor, asupra menținerii poziției reciproce a diferitelor componente ale mașinii, însă din punctul de vedere al dinamicii și acurateții prelucrării este fundamentală studierea cu prioritate a comportării celor două sisteme elastice precizate.

Sistemul dinamic de așchiere al mașinilor unelte este recunoscut ca având un caracter profund neliniar, fapt datorat neliniarităților introduse de acțiunea dinamică a forței de așchiere, rămânerea în urmă a forței dinamice de așchiere în raport cu variația vitezei de așchiere, inerția procesului de formare a așchiilor care implică un aport de energie cauzat de variația cu întârziere a forței dinamice de așchiere în raport cu vibrația rezultată [D4], [M7].

Numeroase lucrări de specialitate pun în evidență caracterul neliniar al forței de așchiere [C3], [C4], [I1], [K1], [S6], care în anumite situații particulare poate dobândi chiar un caracter aleator, neglijarea căruia conducând la îndepărtarea de realitate.

Cunoașterea aprofundată a fenomenelor dinamice care au loc în zona de așchiere în timpul prelucrării pe mașini unelte este o cerință primordială în special în cazul prelucrărilor de finisare unde printr-un control sporit al fenomenelor vibratorii se poate obține o calitate superioară a suprafeței prelucrate cu o productivitate mai mare, concomitent cu o creștere a durabilității sculei, evitarea ruperii cuțitelor, încetinirea procesului de uzură a mașinii și scăderea numărului de rebuturi. În același timp, în cadrul operațiilor de finisare

forțele de așchiere au valori relativ mici și influența jocurilor din cuplele cinematice, angrenaje etc., nu mai poate fi atenuată, așa cum se petrec lucrurile la operațiile de așchiere care dezvoltă forțe mari. În astfel de condiții, ponderea componentei variabile a forței de așchiere crește, mărindu-se astfel efectul neliniarităților din sistem.

Având în vedere condițiile reale în care se desfășoară procesul de așchiere, condiții care pot conduce la apariția autovibrațiilor, forța de așchiere este variabilă, funcție neliniară de deformație, astfel încât în analiza fenomenelor dinamice trebuie considerat un model care presupune caracteristici neliniare ale acesteia.

În practica tehnologică curentă, forța de așchiere se evaluează pe baza unor relații deduse experimental, direct aplicabile în calculele ingineresti în procesul stabilirii regimurilor de așchiere optime.

Astfel, forța de așchiere responsabilă de fenomenul de desprindere a așchiilor prin învingerea coeziunii particulelor semifabricatului, este descompusă în trei componente corespunzătoare axelor sistemului de referință atașat tăișului sculei. Particularizând, pentru cazul strunjirii longitudinale (fig.5.1), cele trei componente sunt  $F_z$ -componenta principală a forței de așchiere (tangențială), care are și cea mai mare pondere,  $F_y$ -componenta de respingere (radială) și  $F_x$ -componenta după direcția de avans (axială).

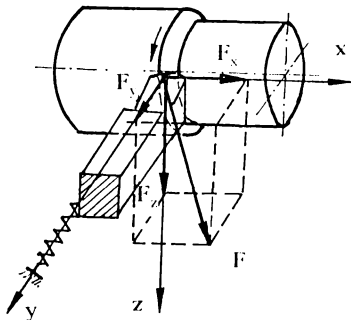


Fig.5.1

Expresia celor 3 componente ale forței de așchiere este de forma:

$$F_i = C_{F_i} u^{x_{F_i}} S^{y_{F_i}} K_{F_i} \quad i=x,y,z \quad (5.1)$$

în care  $C_{F_i}$ ,  $x_{F_i}$  și  $y_{F_i}$  sunt constante care țin seama de natura materialului și de regimul de așchiere adoptat pentru efectuarea prelucrării.

În timpul așchierii cutitul își păstrează forma sub acțiunea presiunii și frecării din partea așchiei, datorită faptului că este executat dintr-un material mai dur, obișnuit mult mai rezistent decât cel prelucrat, și nu

în ultimul rând datorită formei geometrice a părții active.

Forța totală de așchiere  $F$  se va calcula cu relația:

$$F = \sqrt{F_x^2 + F_y^2 + F_z^2} \quad (5.2)$$

## 5.2. MODELUL DINAMIC SIMPLIFICAT AL SISTEMULUI NELINIAR DE AȘCHIERE

În timpul procesului de așchiere pot apărea la un moment dat perturbări accidentale însoțite de vibrații datorate unor cauze obiective (spre exemplu întâlnirea unei zone cu o duritate mai mare decât duritatea de ansamblu a semifabricatului), astfel încât sistemul elastic prezentat în fig.5.1

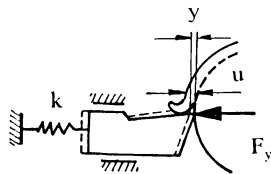


Fig.5.2

suferă anumite deformații prin schimbarea poziției relative dintre sculă și piesă. Cuțitul părăsește accidental poziția de echilibru iar această schimbare de poziție relativă se produce fie prin deformarea semifabricatului (pe direcție radială sau pe direcția forței principale de așchiere), fie prin deformarea cuțitului care este fixat elastic, astfel încât pe lângă mișcarea relativă dintre cuțit și piesă care asigură generarea suprafeței ia naștere o mișcare suplimentară, cu consecințe asupra forței de așchiere și evident cu consecințe negative asupra rezultatului final al prelucrării.

Efectul imediat al unei mișcări relative suplimentare este variația adâncimii de așchiere care de la valoarea  $u$  ajunge la valoarea  $u-y$ ,  $y$  fiind deformația sistemului elastic pe direcție radială, măsurată din poziția corespunzătoare regimului staționar, fără vibrații (fig.5.2).

Cazul cel mai elementar definit prin modelul dinamic cu un singur grad de libertate din fig.5.2, ilustrează comportarea sculei în timpul procesului de așchiere la o perturbație pe direcție radială ( $oy$ ), care afectează implicit

componenta de respingere (radială) a forței de așchiere.

La un anumit regim de așchiere este necesar ca forța de așchiere și cea de fixare clasică să se echilibreze în condiții de funcționare staționară. Forța de așchiere radială  $F_y$  are însă o variație exponențială funcție de adâncimea de așchiere  $u$  (5.1) și așa cum se constată, conform modelului dinamic ales (fig.5.2), echilibrul în timpul regimului de funcționare fără vibrații se realizează între forța de așchiere radială  $F_y$  și forța elastică din resortul de constantă elastică  $k$ .

La apariția unor perturbări accidentale cuțitul părăsește poziția de echilibru, ceea ce are ca urmare apariția unor vibrații. Pentru precizarea poziției cuțitului se introduce coordonata  $y$  măsurată din poziția corespunzătoare regimului fără vibrații, astfel încât în noile condiții forța de așchiere se va scrie [B11], [B12], [S6]:

$$F_y(y) = C_F(u-y)^{x_F} S^{y_F} K_F \quad (5.3)$$

După cum se constată din relația (5.3), forța de așchiere este funcție neliniară de coordonata  $y$ . Prin dezvoltarea în serie de puteri după  $y$  a expresiei (5.3), se obține:

$$\begin{aligned} F(y) = F(0) - C_F S^{y_F} K_F x_F u^{x_F-1} y - \frac{1}{2} C_F S^{y_F} K_F x_F (1-x_F) u^{x_F-2} y^2 - \\ - \frac{1}{6} C_F S^{y_F} K_F x_F (1-x_F)(2-x_F) u^{x_F-3} y^3 \dots \end{aligned} \quad (5.4)$$

unde  $F(0)$  este chiar forța de așchiere (5.1) în condiții de funcționare staționară.

Limitând dezvoltarea la primii termeni, variația forței de așchiere va fi:

$$\Delta F = -C_F S^{y_F} K_F x_F u^{x_F-1} \left[ 1 + \frac{1-x_F}{2u} y + \frac{(1-x_F)(2-x_F)}{6u^2} y^2 \right] y \quad (5.5)$$

Dacă se notează constanta

$$k' = - \left( \frac{\partial F_y(y)}{\partial y} \right)_{y=0} \quad (5.6)$$

și parametrii:

$$\epsilon = \frac{1-x_F}{2u}, \quad \mu = \frac{2-x_F}{3u} \quad (5.7)$$

atunci dezvoltarea (5.5) se mai scrie:

$$\Delta F = -k'y[1+\epsilon y(1+\mu y)] \quad (5.8)$$

de unde se vede clar caracterul nelinier al forței de așchiere.

Dezvoltările anterioare exemplifică aspectele privitoare la componenta  $F_y$  a forței de așchiere. Similar dezvoltările se pot extinde și la celelalte componente. Astfel, componenta principală a forței de așchiere  $F_z$  suferă și ea o variație dinamică generată de perturbațiile care conduc la modificarea dinamică a adâncimii de așchiere. Luând în considerare această variație, componentele  $F_y$  și  $F_z$  devin:

$$F_y(y) = C_{F_y}(u-y)^{x_{F_y}} s^{y_{F_y}} K_{F_y}, \quad F_z(y) = C_{F_z}(u-y)^{x_{F_z}} s^{y_{F_z}} K_{F_z} \quad (5.9)$$

adică funcții neliniare de coordonata  $y$ . Ca și în cazul precedent, prin dezvoltarea în serie de puteri după  $y$  a expresiilor (5.9) se obține expresia (5.4), căreia i se alătură

$$F_z(y) = F_z(0) - C_{F_z} s^{y_{F_z}} K_{F_z} x_{F_z} u^{x_{F_z}-1} y - \frac{1}{2} C_{F_z} s^{y_{F_z}} K_{F_z} x_{F_z} (1-x_{F_z}) u^{x_{F_z}-2} y^2 - \frac{1}{6} C_{F_z} s^{y_{F_z}} K_{F_z} x_{F_z} (1-x_{F_z})(2-x_{F_z}) u^{x_{F_z}-3} y^3 \dots \quad (5.10)$$

unde  $F_z(0)$  este componenta forței principale de așchiere dată de (5.1) pentru condiții de așchiere staționară.

Prin limitarea dezvoltării la primii termeni, variația componentelor forței de așchiere se obțin sub forma:

$$\Delta F_y = -C_{F_y} s^{y_{F_y}} K_{F_y} x_{F_y} u^{x_{F_y}-1} \left[ 1 + \frac{1-x_{F_y}}{2u} y + \frac{(1-x_{F_y})(2-x_{F_y})}{6u^2} y^2 \right] y \quad (5.11)$$

$$\Delta F_z = -C_{F_z} s^{y_{F_z}} K_{F_z} x_{F_z} u^{x_{F_z}-1} \left[ 1 + \frac{1-x_{F_z}}{2u} y + \frac{(1-x_{F_z})(2-x_{F_z})}{6u^2} y^2 \right] y$$

Dacă se notează constantele

$$k'_y = - \left( \frac{\partial F_y(y)}{\partial y} \right)_{y=0} \quad k'_z = - \frac{x_{F_z} F_z(0)}{u} \quad (5.12)$$

și parametrii:

$$\epsilon_y = \frac{1 - x_{F_y}}{2u} \quad , \quad \mu_y = \frac{2 - x_{F_y}}{3u} \quad , \quad \epsilon_z = \frac{1 - x_{F_z}}{2u} \quad , \quad \mu_z = \frac{2 - x_{F_z}}{3u} \quad (5.13)$$

atunci dezvoltarea (5.11) se mai scrie:

$$\begin{aligned} \Delta F_y &= -k'_y y [1 + \epsilon_y y (1 + \mu_y y)] \\ \Delta F_z &= -k'_z y [1 + \epsilon_z y (1 + \mu_z y)] \end{aligned} \quad (5.14)$$

Dinamica procesului de aşchiere este esențial determinată de variația forței de aşchiere ale cărei proiecții pe axe sunt neliniare în raport cu coordonata  $y$ . În primă aproximație se poate analiza comportarea dinamică a procesului prin liniarizare. Ipoteza simplificatoare a liniarității caracteristicii forței de aşchiere este justificată însă numai în anumite condiții de solicitare și în situația unei precizii limitate a studiului. Aplicarea acestei ipoteze este favorizată de condițiile create de regimurile obișnuite de exploatare, de intensitatea fenomenelor vibratorii și de influența uneori ne semnificativă a neliniarităților asupra desfășurării proceselor dinamice.

Modelul dinamic al sistemului presupune scula de masă  $m$  care poate executa vibrații longitudinale după direcția  $Oy$  și transversale după  $Oz$ .

Dacă se notează prin  $k_y$ , respectiv  $k_z$  constantele elastice ale sculei pe direcțiile celor două axe, ecuațiile diferențiale ale mișcării se scriu:

$$\begin{aligned} m\ddot{y} + k_y y &= \Delta F_y \\ m\ddot{z} + k_z z &= \Delta F_z \end{aligned} \quad (5.15)$$

După introducerea expresiilor liniarizate (5.14) în sistemul (5.15), acesta devine:

$$m\ddot{y} + (k_y + k'_y)y = 0 \quad (5.16)$$

$$m\ddot{z} + k'_z y + k_z z = 0$$

Prima din ecuațiile (5.16) se integrează imediat, fiind o vibrație armonică de pulsație

$$\omega_n^2 = \frac{k_y + k'_y}{m} \quad (5.17)$$

Astfel, cealaltă ecuație se poate aduce la forma:

$$m\ddot{z} + k_z z = -k'_z y_0 \cos(\omega_n t - \varphi) \quad (5.18)$$

unde  $y_0$  și  $\varphi$  sunt constante de integrare.

Drept urmare vibrația forțată va avea amplitudinea

$$z_0 = \frac{k'_z}{m\omega_n^2 - k_z} y_0 \quad (5.19)$$

sau după introducerea expresiei (5.17) a pulsației proprii

$$\frac{z_0}{y_0} = \frac{k'_z}{k_y + k'_z - k_z} = \frac{1}{1 + \frac{k_y - k_z}{k'_z}} \quad (5.20)$$

După cum se constată, raportul amplitudinilor depinde de raportul  $(k_y - k_z)/k'_z$ , raport de amplificare care se calculează din considerente legate de geometria sculei.

Modelul liniar răspunde însă numai la o parte din problemele dinamice ale așchierii, un studiu complet, în concordanță cu realitatea obținându-se prin considerarea neliniarităților.

### 5.3. CONSIDERAREA INFLUENȚEI UNGHIULUI DE ATAC PRINCIPAL ASUPRA COMPORTAMENTULUI DINAMICAL SISTEMULUI

Precizia studiului teoretic al sistemului dinamic al mașinii unelte depinde în principal de fidelitatea cu care este descrisă starea elementelor prin interacțiunea cărora rezultă fenomenele dinamice luate în considerare. Caracterul real neliniar al forței de așchiere implică dezvoltări analitice complete pentru o cât mai fidelă ilustrare a fenomenelor dinamice.

În plus față de elementele anterior considerate, o influență semnificativă asupra variației dinamice a forței de așchiere o are și valoarea unghiului principal de atac al sculei, care dacă este diferit de  $90^\circ$  conduce la modificarea avansului în timpul modificării dinamice a adâncimii de așchiere.

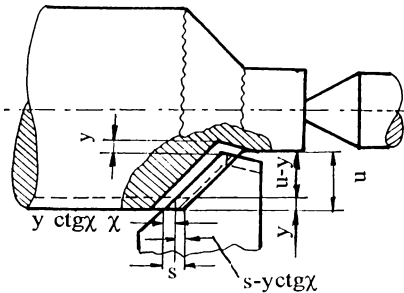


Fig.5.3

Ținând cont de faptul că scula are tăișul înclinat cu unghiul de atac principal  $\chi$ , o anumită variație a adâncimii de așchiere atrage după sine și variația avansului  $s$ , care atinge valoarea  $s-yctg\chi$  (fig.5.3).

În aceste condiții componenta  $F_y$  a forței de așchiere în condiții de funcționare staționară dată de (5.1) devine:

$$F_y(y) = C_{F_y} (u-y)^{x_{F_y}} (s-yctg\chi)^{y_{F_y}} K_{F_y} \quad (5.21)$$

din care se constată că forța de așchiere este funcție neliniară de deformația  $y$ . Relația mai poate fi scrisă sub forma:



$$F_y(y) = C_{F_y} u^{x_{F_y}} s^{y_{F_y}} \left(1 - \frac{y}{u}\right)^{x_{F_y}} \left(1 - \frac{y}{s} \operatorname{ctg} \chi\right) K_{F_y} \quad (5.22)$$

Tinând cont de relațiile (5.1) și (5.22) se poate găsi variația forței de așchiere în condițiile reale de funcționare sub forma:

$$\Delta F_y = F(0) - F(y) = F_y(0) \left[ 1 - x_{F_y} \frac{y}{u} - \frac{1}{2} x_{F_y} (1 - x_{F_y}) \frac{y^2}{u^2} \right] \left[ 1 - y_{F_y} \frac{y}{s} \operatorname{ctg} \chi - \frac{1}{2} y_{F_y} (1 - y_{F_y}) \frac{y^2}{s^2} \operatorname{ctg}^2 \chi \right] \quad (5.23)$$

relație care se mai poate scrie:

$$\Delta F_y = -F_y(0) \left\{ \left( \frac{x_{F_y}}{u} + \frac{y_{F_y}}{s} \operatorname{ctg} \chi \right) y + \frac{1}{2} \left[ \frac{x_{F_y} (1 - x_{F_y})}{u^2} - 2 \left( \frac{x_{F_y}}{u} + \frac{y_{F_y}}{s} \operatorname{ctg} \chi \right) + \frac{y_{F_y} (1 - y_{F_y})}{s^2} \operatorname{ctg}^2 \chi \right] y^2 \right\} \quad (5.24)$$

Dacă se notează constanta

$$k' = F_y(0) \left( \frac{x_{F_y}}{u} + \frac{y_{F_y}}{s} \operatorname{ctg} \chi \right) \quad (5.25)$$

și parametrul

$$\mu = \frac{1}{2} F_y(0) \left[ \frac{x_{F_y} (1 - x_{F_y})}{u^2} - 2 \left( \frac{x_{F_y}}{u} + \frac{y_{F_y}}{s} \operatorname{ctg} \chi \right) + \frac{y_{F_y} (1 - y_{F_y})}{s^2} \operatorname{ctg}^2 \chi \right] \quad (5.26)$$

atunci dezvoltarea (5.26) se mai poate scrie:

$$\Delta F = -k' y - \mu y^2 \quad (5.27)$$

care ilustrează caracterul nelinier al forței de așchiere în noile condiții considerate.

#### 5.4. METODA ECHIVALENȚEI LINIARE

Scula așchietoare este idealizată prin masa concentrată  $m$  fixată pe direcția coordonatei  $y$  și arcul de constantă elastică  $k$ . Față de poziția staționară de așchiere ecuația diferențială a vibrațiilor va fi:

$$m\ddot{y} + (k+k')y + \mu y^2 = 0 \quad (5.28)$$

sau, folosind notațiile:

$$\frac{k+k'}{m} = p_0^2 \quad ; \quad \frac{\mu}{m} = \varepsilon \quad (5.29)$$

ecuația diferențială a vibrațiilor sculei în procesul de așchiere considerat are forma

$$\ddot{y} + p_0^2 y + \varepsilon y^2 = 0 \quad (5.30)$$

adică vibrații libere, neamortizate cu caracteristică elastică pătratică.

Ecuația (5.30) se va rezolva cu metoda echivalenței liniare [H1]. Pentru aceasta, se notează  $\dot{y} = x$ , astfel încât se poate scrie ecuația matricial sub forma:

$$\frac{d}{dt} \begin{Bmatrix} y \\ x \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} x \\ -p_0^2 y - \varepsilon y^2 \end{Bmatrix} \equiv \begin{Bmatrix} P_1(t, y) \\ P_2(t, y) \end{Bmatrix} \quad (5.31)$$

Se construiește aplicația exponențială, cu variabile fictive  $z_i$ :

$$v(t, z) = e^{<y, z>} \quad , \quad <y, z> = \sum_{i=1}^n y_i z_i \quad , \quad z \in \mathbb{R}^n \quad (5.32)$$

În cazul considerat:  $n=2$  și reprezintă numărul de variabile independente în ecuația (5.31). Aplicația (5.32), înlocuită în (5.31) conduce la o ecuație

diferențială în  $t$ , liniară:

$$\frac{\partial v}{\partial t} - \langle z, P(t, D) \rangle v = 0 \quad , \quad P(t, D) = \begin{cases} P_1(t, D) \\ P_2(t, D) \end{cases} \quad (5.33)$$

unde

$$P_1(t, D) = \frac{\partial v}{\partial z_2} \quad ; \quad P_2(t, D) = -p_0^2 \frac{\partial v}{\partial z_1} - \varepsilon \frac{\partial^2 v}{\partial z_1^2} \quad (5.34)$$

Aplicația  $v(t, z)$  stabilește o corespondență biunivocă între soluția ecuației (5.31) în condiții inițiale date:  $y(0) = y_0$ ,  $y(0) = v_0$  și soluția analitică în raport cu  $z$  a ecuației (5.33) cu condițiile inițiale  $v(0, z) = e^{\langle y, z \rangle}$ .

Aplicația  $v(t, z)$  se dezvoltă în serie, în raport cu  $z$  și are forma

$$v(t, z) = \sum_{|\gamma| \geq 0} v_\gamma(t) \frac{z^\gamma}{\gamma!} \quad , \quad v_{(0,0,\dots,0)}(t) = 1 \quad , \quad \gamma \in \mathbb{N}^n \quad (5.35)$$

care înlocuită în relația (5.31) conduce la ecuația diferențială liniară

$$\frac{\partial v}{\partial t} - z_1 \frac{\partial v}{\partial z_2} + z_2 \left( p_0^2 \frac{\partial v}{\partial z_1} + \varepsilon \frac{\partial^2 v}{\partial z_1^2} \right) \quad , \quad v(t, z) = 1 + \sum_{i,j \geq 1} v_{ij}(t) \frac{z_1^i}{i!} \frac{z_2^j}{j!} \quad (5.36)$$

astfel că se ajunge la ecuația:

$$v'_{ij} - i v_{i-1, j-1} + j(p_0^2 v_{i-1, j-1} + \varepsilon v_{i-2, j-1}) \quad , \quad i+j \geq 1 \quad ; \quad v' = \frac{\partial v}{\partial t} \quad (5.37)$$

Ecuația diferențială (5.37) este liniară, dar infinită și  $i$  se va aplica transformata Laplace, astfel că se obține ecuația algebrică

$$s \bar{v}_{ij} - i \bar{v}_{i-1, j-1} + j(p_0^2 \bar{v}_{i-1, j-1} + \varepsilon \bar{v}_{i-2, j-1}) = \bar{v}_{ij}(0) \quad (5.38)$$

unde

$$\bar{v}_{ij}(s) = \mathcal{L}v_{ij}(t) = \int_0^{\infty} v_{ij}(t)e^{-st} dt \quad (5.39)$$

Cu notațiile

$$V_i = \{\bar{v}_\gamma\}_{|\gamma|=i} ; V = \{V_i\}_{i \in \mathbb{N}^*} ; Y_{oi} = \{y_o^\gamma\}_{|\gamma|=i} ; Y_0 = \{Y_{oi}\}_{i \in \mathbb{N}^*} \quad (5.40)$$

ecuația (5.38) se scrie matricial

$$AV = Y_0 \quad (5.41)$$

unde s-a notat matricea celulară infinită

$$A = \begin{bmatrix} A_{11} & A_{12} & 0 & 0 & \dots \\ 0 & A_{22} & A_{23} & 0 & \dots \\ 0 & 0 & A_{33} & A_{34} & \dots \\ \dots & & & & \dots \end{bmatrix} \quad (5.42)$$

iar celulele  $A_{ij}$  sunt determinate de coeficienții ecuației (5.38):

$$A_{ii} = \begin{bmatrix} s & -i & 0 & 0 & 0 \\ p_0^2 & s & 1-i & 0 & 0 \\ 0 & 2p_0^2 & s & 2-i & \dots & 0 \\ 0 & 0 & 3p_0^2 & s & & 0 \\ \dots & \dots & \dots & \dots & \dots & \dots \\ 0 & 0 & 0 & 0 & \dots & ip_0^2 s \end{bmatrix}, \quad A_{i,i-1} = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & \dots & 0 & 0 & 0 \\ \varepsilon & 0 & 0 & 0 & 0 & \dots & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 2\varepsilon & 0 & 0 & 0 & \dots & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 3\varepsilon & 0 & 0 & \dots & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 4\varepsilon & 0 & \dots & 0 & 0 & 0 \\ \dots & \dots & \dots & \dots & \dots & \dots & \dots & \dots & \dots \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & \dots & i\varepsilon & 0 & 0 \end{bmatrix} \quad (5.43)$$

Ecuația (5.41) este echivalentă cu ecuația

$$V = BY_0 \quad (5.44)$$

unde matricea celulară B are forma:

$$B = \begin{bmatrix} B_{11} & B_{12} & B_{13} & \dots & B_{1n} & \dots \\ 0 & B_{22} & B_{23} & \dots & B_{2n} & \dots \\ 0 & 0 & B_{33} & \dots & B_{3n} & \dots \\ \dots & & & & & \dots \end{bmatrix} \quad (5.45)$$

iar celulele  $B_{ij}$  sunt determinate prin recurență:

$$B_{11} = A_{11}^{-1} \quad ; \quad B_{1,k+2} = -B_{1,k+1} A_{k+1,k+2} A_{k+2,k+2}^{-1} \quad , \quad k \geq 0 \quad (5.46)$$

În relația (5.44) este importantă numai prima linie a matricei B [H1]:

$$V_1(s) = \sum_{i \geq 1} B_{1i}(s) Y_{0i} \quad (5.47)$$

Folosind inversa transformatei Laplace:

$$\mathcal{L}^{-1} \bar{v}_\gamma = v_\gamma(t) \quad (5.48)$$

în relația (5.47), soluția ecuației (5.31) este:

$$y(t) = \mathcal{L}^{-1} \bar{v}_\gamma(s) \quad , \quad |\gamma| = 1 \quad (5.49)$$

În seria (5.47), primii trei termeni conduc la relația:

$$\begin{aligned} y(t) = & y_0 \cos p_0 t + \frac{v_0}{p_0} \sin p_0 t - \varepsilon \left[ \left( \frac{1}{2p_0^2} - \frac{\cos p_0 t}{3p_0^2} - \frac{\cos 2p_0 t}{6p_0^2} \right) y_0^2 + 2 \left( \frac{\sin p_0 t}{3p_0^3} - \frac{\sin 2p_0 t}{6p_0^3} \right) y_0 v_0 - \right. \\ & \left. - 2 \left( \frac{1}{4p_0^4} - \frac{\cos p_0 t}{3p_0^4} + \frac{\cos 2p_0 t}{12p_0^4} \right) v_0^2 \right] + 2\varepsilon^2 \left[ \left( -\frac{1}{6p_0^4} + \frac{29 \cos p_0 t}{288p_0^4} + \frac{5t \sin p_0 t}{24p_0^3} + \right. \right. \\ & \left. \left. + \frac{\cos 2p_0 t}{18p_0^4} + \frac{\cos 3p_0 t}{96p_0^4} \right) y_0^3 + 5 \left( \frac{13 \sin p_0 t}{288p_0^5} - \frac{t \cos p_0 t}{24p_0^4} - \frac{\sin 2p_0 t}{90p_0^5} + \frac{\sin 3p_0 t}{160p_0^5} \right) x_0^2 v_0 + \right. \\ & \left. + 10 \left( -\frac{11 \cos p_0 t}{576p_0^6} + \frac{t \sin p_0 t}{48p_0^5} + \frac{\cos 2p_0 t}{45p_0^6} - \frac{\cos 3p_0 t}{320p_0^6} \right) x_0 v_0^2 - 10 \left( \frac{\sin p_0 t}{576p_0^7} - \frac{t \cos p_0 t}{48p_0^6} - \frac{\sin 2p_0 t}{90p_0^7} - \frac{\sin 3p_0 t}{960p_0^7} \right) v_0^3 \right] \end{aligned} \quad (5.50)$$

În dezvoltarea anterioară este ilustrată comportarea sistemului elastic luând în considerare doar influența variației dinamice a componentei  $F_y$  în condițiile considerării influenței mărimii unghiului de atac principal. Dacă în aceleași condiții se ia în considerare inclusiv variația dinamică a componentei  $F_z$  care ia naștere la aceeași modificare dinamică a adâncimii de așchiere (care de la vaolarea  $u$  devine  $u-y$ ), ecuațiile diferențiale ale mișcării vibratorii ale cuțitului, conform procedurii anterior prezentată devin:

$$m\ddot{y} + k_1 y + \mu_1 y^2 = 0 \quad (5.51)$$

$$m\ddot{z} + k_2 z + k_3 y + \mu_2 y^2 = 0$$

Pentru prima ecuație a sistemului, conform dezvoltărilor anterioare se obține o soluție de forma (5.50), în care dacă se neglijează termenii în  $\varepsilon^2$  care sunt foarte mici, se obține:

$$y = y_0 \cos p_0 t + \frac{v_0}{p_0} \sin p_0 t - \varepsilon_1 \left[ \left( \frac{1}{2p_0^2} - \frac{\cos p_0 t}{3p_0^2} - \frac{\cos 2p_0 t}{6p_0^2} \right) y_0^2 + \right. \\ \left. + 2 \left( \frac{\sin p_0 t}{3p_0^3} - \frac{\sin 2p_0 t}{6p_0^3} \right) y_0 v_0 - 2 \left( \frac{1}{4p_0^4} - \frac{\cos p_0 t}{3p_0^4} + \frac{\cos 2p_0 t}{12p_0^4} \right) v_0^2 \right] \quad (5.52)$$

unde

$$y_0 = y(0) \quad v_0 = \dot{y}(0) \quad p_0^2 = \frac{k_1}{m} \quad \varepsilon_1 = \frac{\mu_1}{m} \quad (5.53)$$

Pentru cea de a doua ecuație a sistemului (5.51), folosind soluția primei ecuații, devine ecuație liniară neomogenă de ordinul 2 cu coeficienți constanți. Cu metoda variației de constante, soluția va fi:

$$\begin{aligned}
 z(t) = & z_0 \cos \beta t + \frac{\alpha y_0}{\beta^2 - p_0^2} (\cos p_0 t - \cos \beta t) + \frac{\alpha v_0}{\beta^2 - p_0^2} \left( \frac{\sin p_0 t}{p_0} - \frac{\sin \beta t}{\beta} \right) + \\
 & + \frac{w_0}{\beta} \sin \beta t + \epsilon_1 \left[ \frac{\alpha (v_0 - y_0^2 p_0^2)}{2\beta^2 p_0^4} (1 - \cos \beta t) + \frac{\alpha (2v_0^2 - p_0^2 y_0^2)}{3(\beta^2 - p_0^2) p_0^4} (\cos \beta t - \cos p_0 t) + \right. \\
 & + \frac{\alpha (v_0^2 + y_0^2 p_0^2)}{6(\beta^2 - 4p_0^2) p_0^4} (\cos 2p_0 t - \cos \beta t) + \frac{2\alpha y_0 v_0}{3(\beta^2 - p_0^2) p_0^2} \left( \frac{\sin \beta t}{\beta} - \frac{\sin p_0 t}{p_0} \right) + \frac{\alpha y_0 v_0}{3(\beta^2 - 4p_0^2) p_0^2} \left( \frac{\sin 2p_0 t}{p_0} - \frac{2\sin \beta t}{\beta} \right) \left. \right] + \\
 & + \epsilon_2 \left[ \frac{y_0^2}{2\beta^2} (1 - \cos \beta t) + \frac{y_0^2 p_0^2 - v_0^2}{2(\beta^2 - 4p_0^2) p_0^2} (\cos 2p_0 t - \cos \beta t) + \frac{y_0 v_0}{\beta^2 - 4p_0^2} \left( \frac{\sin 2p_0 t}{p_0} - \frac{2\sin \beta t}{\beta} \right) \right]
 \end{aligned} \quad (5.54)$$

unde

$$z_0 = z(0) \quad w_0 = \dot{z}(0) \quad \beta^2 = \frac{k_2}{m} \quad \alpha = -\frac{k_3}{m} \quad \epsilon_2 = -\frac{\mu_2}{m} \quad (5.55)$$

Prima soluție conduce la reprezentarea din diagrama prezentată în fig.5.4.

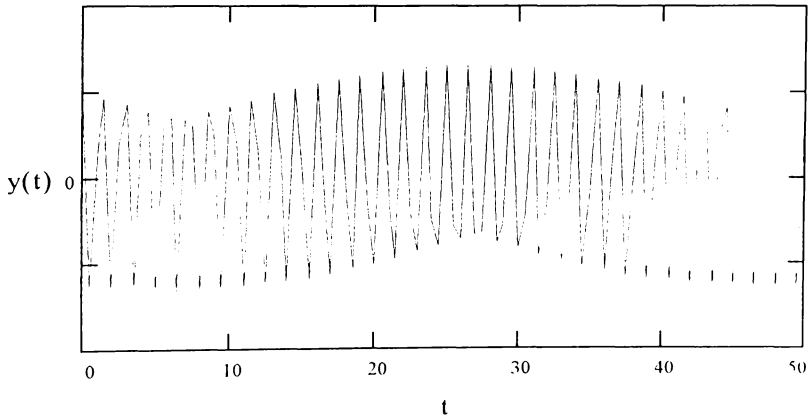


Fig.5.4

Cea de a doua soluție (5.54) se prezintă conform diagramei din fig.5.5.

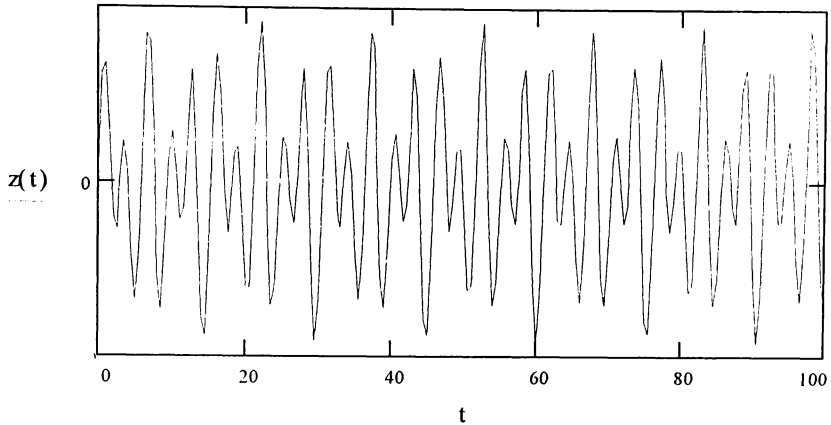


Fig.5.5

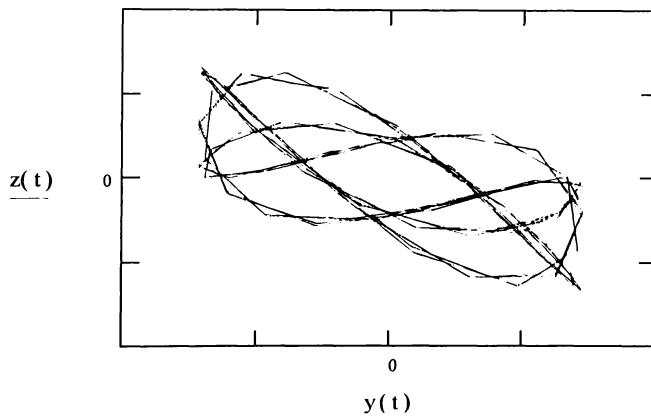


Fig.5.6

Prin compunerea celor două soluții se obțin deplasările în planul  $zoy$  sub forma unor curbe de formă eliptică, specifice mișcărilor autovibratorii ale vârfului cuțelului. În fig.5.6 sunt reprezentate aceste deplasări de tip eliptic pentru mai multe cicluri de vibrație. Atât soluțiile cât și compunerea lor s-au obținut cu ajutorul unui program conceput în Mathcad.



## CAPITOLUL 6

# **UTILIZAREA ABSORBITORULUI VIBROPERCUTANT PENTRU ÎMBUNĂTĂȚIREA REGIMULUI DINAMIC DE AȘCHIERE PE MAȘINI UNELTE**

### **6.1. UTILITATEA ȘI FUNCȚIONALITATEA ABSORBITORULUI DINAMIC VIBROPERCUTANT**

Absorbitorul dinamic este un dispozitiv de o utilitate remarcabilă în funcționarea mașinilor unelte, eficiența sa fiind demonstrată în numeroase cazuri concrete de prelucrare [C4], [D4], [I1].

Întâlnite de cele mai multe ori sub forma absorbitorului dinamic simplu sau sub forma absorbitorului dinamic cu amortizare vâscoasă, aceste dispozitive reușesc să elimine sau să diminueze amplitudinile vibrațiilor nedorite care apar în funcționarea mașinii unelte, vibrații care nu au putut fi înlăturate în faza de proiectare [B8], [B10].

Este de remarcat faptul că din punct de vedere tehnologic, dar mai ales din punct de vedere economic, de multe ori este mult mai avantajoasă luarea de măsuri pentru combaterea anumitor vibrații în faza de exploatare (prin utilizarea dispozitivelor absorbitoare, cu efect local) și nu în faza de proiectare, respectiv construcție. În plus, în faza de proiectare nu se pot anticipa în mod exhaustiv toate fenomenele care vor lua naștere în funcționare în multitudinea de puncte

în care pot apare și în diversitatea de prelucrări ce se vor efectua, astfel încât pentru a se respecta ideea de bază conform căreia structura mașinii trebuie să asigure menținerea sculei și a piesei de prelucrat într-o relație controlată în vederea obținerii formei, dimensiunii și preciziei dimensionale prescrise, este de multe ori oportună din punct de vedere economic și practic folosirea absorbitorilor dinamici a căror utilizare conduce în final la îmbunătățirea preciziei și mărirea productivității.

În literatura de specialitate au fost dezvoltate importante studii teoretice cu aplicații practice directe, prin care se urmărește îmbunătățirea indicilor calitativi ai mașinilor unelte prin introducerea absorbitorilor dinamici simpli sau cu amortizare vâscoasă. În toate cazurile s-a dovedit a fi deosebit de dificilă etapa de optimizare a unor astfel de absorbitori în cazul unor sisteme cu mai multe grade de libertate. Mai mult chiar, metoda oferă rezultate slabe dacă frecvența proprie a structurilor sau frecvența autovibrațiilor variază în funcție de condițiile de așchiere, spre exemplu atunci când se modifică poziția relativă dintre unele organe ale mașinii sau când se produc autovibrații de natură regenerativă.

Astfel de situații în care utilizarea tipurilor de absorbitori mai sus amintiți devine improprie și inadecvată, reclamă folosirea unui absorbitor dinamic cu acțiune percutantă, cu o mare eficacitate comparativ cu celelalte tipuri principale, care acționează prin șocuri repetate și care este echivalentul unui arc neliniar introdus între sistemul principal și sistemul auxiliar, acțiunea sa fiind independentă de frecvența și amortizarea mașinii [S16].

Ca mod de funcționare, absorbitorul dinamic cu acțiune percutantă are la bază observația că datorită ciocnirilor care se produc în faza de funcționare, are loc o disipare a energiei care conduce la reducerea amplitudinii vibrațiilor sistemului. Energia care se disipează la ciocnire depinde de raportul maselor celor două corpuri și de vitezele acestora înainte și după ciocnire. Raportul optim al vitezelor, pentru o funcționare eficientă se asigură dacă jocul  $d$  dintre masa auxiliară și locașul său este funcție de amplitudinea  $A$  a vibrațiilor sistemului principal, sub forma  $d=\pi A$ .

Eficacitatea absorbitorului dinamic vibropercutant depinde în cea mai mare măsură de precizia reglării jocului masei libere față de locașul ei. Dacă jocul optim se constată că este de ordinul micronilor, apare pericolul aderenței suprafețelor în contact și a deformării lor plastice, fapt care impune realizarea masei libere și a locașului corespunzător dintr-un aliaj foarte dur, care să facă față solicitărilor.

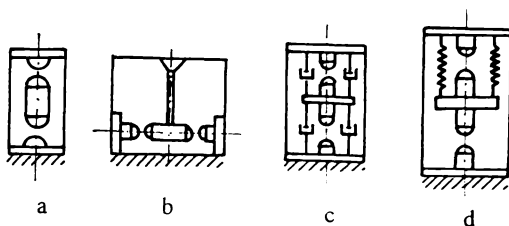


Fig.6.1

Schema de principiu a unui astfel de sistem auxiliar care este atașat sistemului vibrant poate fi concepută, în funcție de cerințele situației concrete, în mai multe variante, printre care: o variantă care folosește efectul gravitației (fig.6.1a), o variantă fără efect gravitațional (fig.6.1b),

o variantă care include amortizori suplimentari (fig.6.1c) sau o variantă care folosește arcuri suplimentare acordate (fig.6.1d).

În funcție de particularitățile specifice unei situații concrete, una dintre variantele constructive ale sistemului auxiliar poate fi atașată sistemului vibrant după ce în prealabil s-au determinat parametrii constructivi și dimensionali care asigură funcționarea corectă și realizarea reducerii vibrațiilor sistemului primar în apropierea rezonanței acestuia. Deși prin adăugarea absorbitorului numărul de grade de libertate al sistemului primar crește cu o unitate, aspectul curbei de rezonanță se va modifica, obținându-se un minim pronunțat în domeniul de frecvențe în care sistemul primar singur are un maxim.

Ca și schemă de principiu pe care se poate ilustra funcționarea unui astfel de absorbitor cu acțiune percutantă se poate considera cea din fig.6.2

Masa  $m$  a sistemului auxiliar este atașată sistemului primar de masă  $M$ . constantă elastică  $k$  și coeficient de amortizare vâscoasă  $c$ , prin intermediul unei carcase fixată rigid de acesta. Masa  $m$  se poate deplasa liber producând șocuri repetate la capetele carcasei, șocuri care vor avea drept efect atenuarea mișcărilor

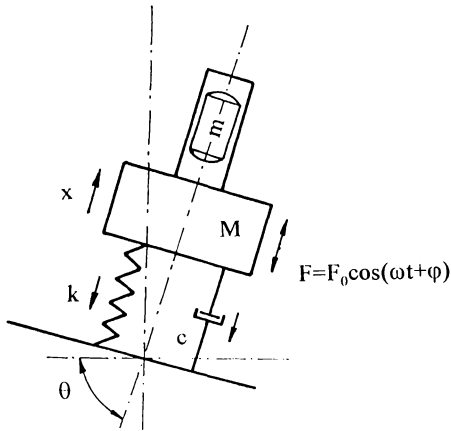


Fig.6.2

vibratorii ale sistemului principal. Acest fapt este determinat pe de o parte de pierderea energiei cinetice prin șocuri, iar pe de altă parte prin fazarea mărimii componente fundamentale Fourier a forțelor ciclice de impuls în funcție de forța de excitație externă, existând o diferență de fază între mișcările masei libere și a masei principale.

Absorbitorul realizează eliminarea fenomenului nedorit de rezonanță,

însă diferă de absorbitorul dinamic convențional acordat, prin faptul că masa liberă  $m$  are o frecvență proprie nedeterminată de vibrație în interiorul carcasei sale. Eficiența absorbitorului este mai mare atunci când componenta Fourier dominantă a forțelor de impuls are aceeași frecvență ca și forțele excitatoare externe, ceea ce se materializează prin aceea că la fiecare ciclu al sistemului principal are loc un șoc la fiecare din capetele carcasei.

În afară de avantajele simplității constructive, a unei fiabilități mari, a comodității în exploatare și a unei manipulări ușoare, performanțele unui absorbitor dinamic vibropercutant sunt comparabile și chiar mai bune decât cele ale oricărui absorbitor dinamic optim acordat. În plus, performanțele acestuia nu sunt influențate de frecvența excitației și nici de acordare, funcționarea putându-se face în orice orientare, de la orizontală și până la verticală.

## 6.2. ABSORBITOR DINAMIC VIBROPERCUTANT ORIZONTAL

Principial, funcționarea unui astfel de absorbitor nu este influențată de acțiunea gravitației.

Modelul dinamic idealizat al unui sistem vibrant simplu cu absorbitor dinamic vibropercutant este prezentat în fig.6.3 [S4], [S5].

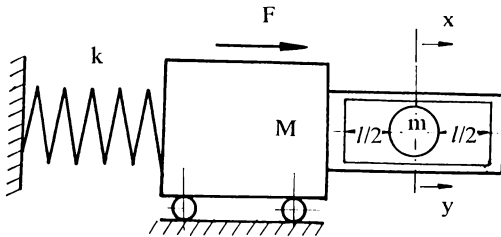


Fig.6.3

Mișcarea masei  $m$  a sistemului auxiliar se presupune că se desfășoară fără frecare în interiorul locașului său, obținând astfel un sistem vibropercutant cu două grade de libertate.

Dacă se notează cu  $x$  abscisa corpului principal măsurată din poziția corespunzătoare arcului nedeformat și cu  $y$  abscisa bilei măsurată din poziția mediană a locașului său, ecuațiile diferențiale ale mișcării sistemului între două

ciocniri succesive vor fi:

$$\begin{aligned} M\ddot{x} + kx &= F_0 \cos \omega t \\ m\ddot{y} &= 0 \end{aligned} \quad (6.1)$$

Prin introducerea variabilelor adimensionale

$$\tau = \omega t, \quad z = \frac{k}{F_0} x, \quad w = \frac{k}{F_0} y \quad (6.2)$$

ecuațiile diferențiale (6.1) devin

$$\begin{aligned} z'' + z &= \cos \tau \\ w'' &= 0 \end{aligned} \quad (6.3)$$

iar soluția sistemului (6.3) va fi de forma

$$\begin{aligned} z &= C_1 \cos(\tau - \tau_i) + C_2 \sin(\tau - \tau_i) + \frac{1}{2} \tau \sin \tau \\ w &= C_3 \cos(\tau - \tau_i) + C_4 \end{aligned} \quad (6.4)$$

în care  $C_1, C_2, C_3$  și  $C_4$  sunt constante de integrare iar  $\tau_i$  este momentul ciocnirii de ordinul  $i$ .

Se presupune că ciocnirea de ordinul  $i$  a avut loc în extremitatea stângă a locașului bilei și, evident, ciocnirea următoare va avea loc la momentul  $\tau_{i+1}$  în extremitatea dreaptă. Dacă se admite că mișcările sunt simetrice, este suficient să se studieze mișcarea sistemului vibropercutant între aceste două ciocniri.

Dacă se notează cu  $z_i$  și  $w_i$  abscisele celor doua mase la momentul  $\tau_i$  și cu  $z'_i$  și  $w'_i$  vitezele lor înaintea ciocnirii, condițiile inițiale ale mișcării după ciocnire vor fi [S5]:

$$\tau = \tau_i, \quad z = z_i, \quad w = w_i, \quad z' = \sigma_1 z'_i + \sigma_2 w'_i, \quad w' = \sigma_3 z'_i + \sigma_4 w'_i \quad (6.5)$$

unde

$$\sigma_1 = \frac{1 - \mu R}{1 + \mu}, \quad \sigma_2 = \mu \frac{1 + R}{1 + \mu}, \quad \sigma_3 = \frac{1 + R}{1 + \mu}, \quad \sigma_4 = \frac{\mu - R}{1 + \mu}, \quad \mu = \frac{m}{M} \quad (6.6)$$

La momentul  $\tau_{i+1}$ , pentru mișcări periodice simetrice va trebui

$$\tau = \tau_{i+1} = \tau_i + \pi, \quad z = -z_i, \quad w = -w_i, \quad z' = -z'_i, \quad w' = -w'_i \quad (6.7)$$

Pentru ca ciocnirea de ordinul  $i$  să aibă loc, este necesar ca între  $z_i$  și  $w_i$  să existe relația

$$z_i = w_i + \lambda, \quad \lambda = \frac{k}{F_0} l \quad (6.8)$$

Inlocuind condițiile (6.5) și (6.7) în ecuațiile (6.4) se obține

$$\begin{aligned} z_i &= C_1 + \frac{1}{2} \tau_i \sin \tau_i, & w_i &= C_4 \\ \sigma_1 z'_i + \sigma_2 w'_i &= C_2 + \frac{1}{2} \sin \tau_i + \frac{1}{2} \cos \tau_i, & \sigma_3 z'_i + \sigma_4 w'_i &= C_3 \\ -z_i &= -C_1 - \frac{1}{2} (\tau_i + \pi) \sin \tau_i, & -w_i &= C_3 \pi + C_4 \\ -z_i &= -C_2 - \frac{1}{2} \sin \tau_i - \frac{1}{2} (\tau_i + \pi) \cos \tau_i, & -w'_i &= C_3 \end{aligned} \quad (6.9)$$

care împreună cu (6.8) formează un sistem de nouă ecuații cu nouă necunoscute:  $\tau_i$ ,  $z_i$ ,  $w_i$ ,  $z_i'$ ,  $w_i'$ ,  $C_1$ ,  $C_2$ ,  $C_3$  și  $C_4$ .

Din acest sistem rezultă parametrii ce caracterizează mișcările periodice simetrice ale sistemului:

$$\begin{aligned} \sin \tau_i &= 0, & (\cos \tau_i &= 1) \\ z_i &= \lambda - \frac{\pi^2}{8\mu}, & w_i &= -\frac{\pi^2}{8\mu} \\ z_i' &= \frac{\pi}{4\mu} \frac{1+2\mu-R}{1+R}, & w_i' &= -\frac{\pi}{4\mu} \end{aligned} \quad (6.10)$$

precum și constantele de integrare. Ecuațiile (6.4) ale mișcării devin

$$\begin{aligned} z &= \left( \lambda - \frac{\pi^2}{8\mu} \right) \cos \tau + \frac{\pi}{4\mu} [\rho(1+\mu) - \mu] \sin \tau + \frac{\tau}{2} \sin \tau \\ w &= \frac{\pi}{4\mu} \left( \tau - \frac{\pi}{2} \right) \end{aligned} \quad (6.11)$$

unde

$$\rho = \frac{1-R}{1+R}$$

Amplitudinea mișcării masei se obține în momentul în care viteza se anulează

$$\left( \lambda - \frac{\pi^2}{8\mu} \right) \sin \tau + \frac{\pi}{4\mu} [\rho(1+\mu) - \mu] \cos \tau + \frac{1}{2} \sin \tau + \frac{\tau}{2} \cos \tau = 0 \quad (6.12)$$

Pentru a afla lungimea  $2l$  pentru care amplitudinea mișcării este cea mai mică, se va egala cu zero derivata funcției  $z$  în raport cu  $\lambda$

$$\frac{dz}{d\lambda} = \cos \tau + \left\{ - \left( \lambda - \frac{\pi^2}{8\mu} \right) \sin \tau + \frac{\pi}{4\mu} [\rho(1+\mu) - \mu] \cos \tau + \frac{1}{2} \sin \tau + \frac{\tau}{2} \cos \tau \right\} \frac{d\tau}{d\lambda} = 0 \quad (6.13)$$

Valoarea derivatei  $d\tau/d\lambda$  se obține din (6.12):

$$\frac{d\tau}{a\lambda} = \frac{\sin\tau}{-\left(\lambda - \frac{\pi^2}{8\mu}\right)\sin\tau - \frac{\pi}{4\mu}[\rho(1+\mu) - \mu] + \cos\tau - \frac{\tau}{2}\sin\tau} \quad (6.14)$$

Inlocuind (6.14) în (6.13) rezultă

$$\lambda - \frac{\pi^2}{8\mu} - \cos^2\tau + \frac{1}{2}\sin^2\tau = 0 \quad (6.15)$$

Din sistemul (6.12), (6.15) se obține

$$2\lambda = 1 + \frac{\pi^2}{4\mu}, \quad \tau = \frac{\pi}{2} \quad (6.16)$$

Lungimea optimă a locașului este dată de prima ecuație și va avea valoarea

$$2l = \frac{F_0}{k} \left( 1 + \frac{\pi^2}{4\mu} \right) \quad (6.17)$$

Cea mai mică amplitudine este egală cu

$$(x_{\max})_{\min} = \frac{F_0}{k} \frac{\pi}{4} \frac{1+\mu}{\mu} \rho \quad (6.22)$$

realizându-se în momentul  $\tau = \pi/2$ .

Cu aceste elemente cunoscute se poate concepe o soluție constructivă de absorbitor dinamic vibropercutant care va funcționa în condiții de optimalitate în situația concretă considerată.



### 6.3. SOLUȚII CONSTRUCTIVE DE ABSORBITORI DINAMICI VIBROPERCUTANȚI

Conform situațiilor concrete întâlnite în practica așchierii, pe baza schemelor de principiu din fig.6.1 se pot dezvolta diferite variante constructive de absorbitori dinamici cu acțiune percutantă, care să corespundă particularităților diverselor procedee de prelucrare.

Astfel, în cazul prelucrărilor de alezare eliminarea vibrațiilor este o cerință primordială datorită caracterului de finisare al operației, barele de alezat fiind scule care asigură îmbunătățirea preciziei dimensionale, a formei geometrice și a calității suprafeței unui alezaj, obținându-se precizii de prelucrare încadrate între IT5...IT8 conform normelor ISO, adică o precizie comparabilă cu cea obținută prin rectificare.

Caracterul imperativ al eliminării vibrațiilor acestor scule rezultă din faptul că adausul maxim acceptat este de numai 0,3 mm pe diametru, astfel încât eventualele vibrații ale sculei ar putea conduce chiar la situația ieșirii acesteia din așchiere, urmată de efectele nedorite cunoscute.

O soluție constructivă de absorbitor dinamic vibropercutant conceput pentru o bară de alezat este cea din fig.6.4.

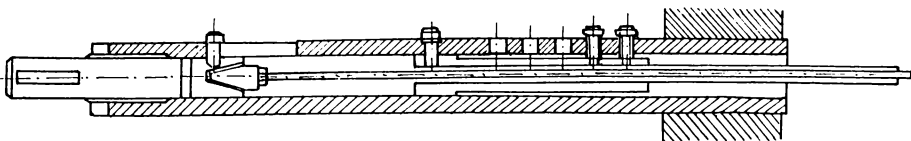


Fig.6.4

Sistemul auxiliar atașat barei de alezat este compus dintr-o masă de impact de formă tronconică legată de structura barei prin intermediul unei țije elastice, construcția corespunzând schemei de principiu din fig.6.1d, la care elementul elastic compensează acțiunea gravitației.

La apariția vibrațiilor sculei, absorbitorul intră în funcțiune și masa liberă  $m$  produce ciocniri asupra locașului conic. Pentru o funcționare optimă a absorbitorului, se poate regla jocul  $d$  (cursa masei libere) prin deplasarea axială a tijei elastice care este fixată de bara de alezat cu șuruburi prin intermediul unei bucuși de ghidare (fig.6.4).

Cercetările experimentale publicate în literatura de specialitate arată în mod clar că la utilizarea unui astfel de absorbitor se obțin îmbunătățiri considerabile ale performanțelor barei de alezat [S14].

O altă variantă constructivă de absorbitor dinamic cu acțiune percutantă se poate concepe pentru cazul prelucrărilor pe o mașină orizontală de frezat (fig.6.5).

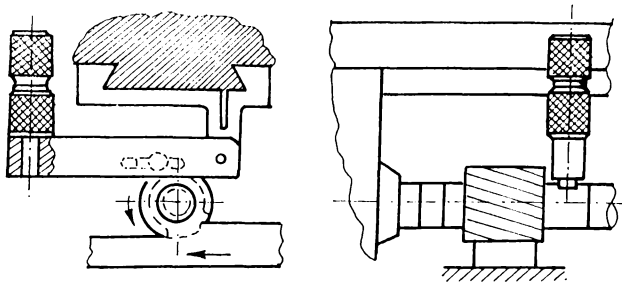


Fig.6.5

În acest caz vibrațiile arborelui se transmit la absorbitor prin intermediul unei pârgii și a unei role care se rotește pe un disc fixat pe arborele principal al mașinii [C4], [S14]. Reglarea jocului optim se face prin înșurubarea sau deșurubarea elementului filetat al absorbitorului,

Tot pentru o mașină de frezat, în fig.6.6 se prezintă o soluție constructivă menită să diminueze nivelul vibrațiilor de încovoiere ale arborelui principal al mașinii [C4].

Masele libere au în acest caz forma unor brăși atașate arborelui principal prin intermediul unor bucuși. Jocul maselor libere se realizează prin diferența de

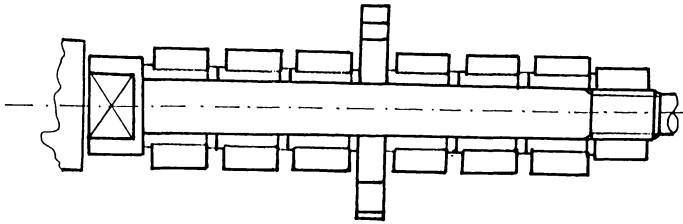


Fig.6.6

diametru dintre brățară și bușă. Disiparea energiei vibrațiilor arborelui are loc prin ciocnirea reciprocă a brățărilor de buși.

Pentru aceste tipuri de elemente constructive aflate în mișcare de rotație trebuie avut în vedere faptul că începând de la o anumită viteză unghiulară, datorită forței centrifuge, masa auxiliară (brățara) începe să se rotească împreună cu arborele astfel încât efectul absorbitorului dispare.

Pentru combaterea vibrațiilor de înaltă frecvență ale unui cuțit de strung se poate concepe un absorbitor dinamic vibropercutant corespunzător fig.6.7 [C4], [S14], [S5].

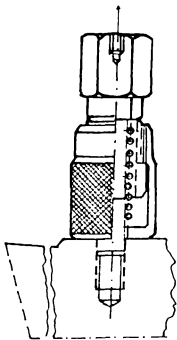


Fig.6.7

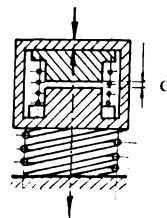


Fig.6.8

Acesta poate vibra în timpul procesului de așchiere după o lege aproape

armonică, cu o frecvență apropiată de frecvența vibrațiilor libere ale cuțitului  $\omega = k/M$  cu amplitudinea  $A = v_0/\omega$ , unde  $v_0$  este viteza de aşchiere.

Dispozitivul se compune din bulonul 1, bucşa 2, arcul 3 și capacul 4. Bulonul absorbitorului se înșurubează în suportul cuțitului permițând reglarea unui anumit joc, care are un rol determinant în funcționarea absorbitorului.

Modelul dinamic echivalent este prezentat în shema din fig.6.8 unde s-a notat prin  $M$  masa cuțitului de strung,  $k$  rigiditatea cuțitului,  $m$  suma maselor bulonului și a bucșei,  $F_0$  forța elastică prestabilită în elementul elastic 3,  $m_1$  masa capacului,  $d$  jocul în filetul cu care se fixează absorbitorul pe cuțit,  $k_1$  rigiditatea arcului 3.

Este evident că atât timp cât amplitudinile vibrațiilor sunt relativ mici, comprimarea inițială a arcului  $F_0$ , asigură contactul maselor  $m$  și  $m_1$  cu suprafețele plane a și b. La amplitudini mari ale vibrațiilor valoarea forței  $F_0$  devine insuficientă și contactul maselor  $m$  și  $m_1$  cu suprafețele plane a și b se va întrerupe periodic. În principal caracteristicile dinamice ale masei  $m$ , vor determina capacitatea de amortizare a dispozitivului absorbitor. Deplasarea masei  $m$  față de cuțit este limitată și poate avea loc numai în limitele jocului  $d$ . În cazul unor vibrații intense masa  $m$  capătă o mișcare alternativă, solicitând prin șoc suprafețele plane a și c. Dat fiind că pentru corpurile reale șocul este numai parțial elastic, această deplasare a masei va fi însoțită de un consum de energie. La un regim de vibrații stabil energia consumată de masa  $m_1$  este egală cu energia ce se transmite de către cuțit, iar cuțitul la rândul său capătă această energie de la piesa care se prelucrează.

La deplasarea masei  $m$  în limitele jocului forța arcului ce acționează asupra acesteia se modifică cu o valoare infinit mică în comparație cu valoarea inițială  $F_0$  și prin urmare, proprietățile elastice ale arcului nu pot avea o influență esențială asupra deplasării masei  $m$ .

Mișcarea masei  $m_1$  de la desprinderea acesteia de suprafața plană este însoțită de asemenea de șocuri și consum de energie. Totuși, influența mișcării acestei mase asupra capacității de amortizare a dispozitivului este neglijabilă deoarece valoarea masei  $m_1$  este sensibil mai mică decât a masei  $m$ .

## CAPITOLUL 7

**FENOMENE ACUSTICE IN FUNCTIONAREA  
MAȘINILOR UNELTE****7.1. GENERALITĂȚI**

Mașinile unelte reprezintă importante surse de zgomote care se manifestă în funcționarea acestora. În foarte multe cazuri însă, fenomenele acustice se întrepătrund cu fenomenele vibratorii, între ele existând o interdependență și o corelație de natură fizică. Numeroase studii teoretice dar și experimentale demonstrează această corelație între caracteristicile de vibrație și cele de zgomot. Evident, zgomotul nu reprezintă altceva decât vibrația mecanică a mediului prin care energia se transmite de la sursă prin unde sonore progresive.

Prezența acestor elemente în funcționarea mașinilor unelte determină o diminuare a fiabilității organelor de mașini în prezența unor solicitări dinamice suplimentare, influențează negativ calitatea procesului tehnologic de prelucrare și pot avea efecte dăunătoare asupra organismului și psihicului operatorului uman.

Având în vedere aceste efecte negative, au fost stabilite niveluri admisibile de zgomote și vibrații ținând cont de o multitudine de factori, printre care: aspectul fizic al zgomotelor și vibrațiilor, diversitatea de amplitudini și spectre de frecvență precum și direcții de propagare, modul de acțiune asupra mașinii, durata de acțiune, etc.

În acest context, din punctul de vedere al vibrațiilor, mașinile unelte așchietoare se încadrează în clasa de sensibilitate III, cu amplitudini admisibile de 10-50  $\mu\text{m}$  pentru frecvențe cuprinse între 10-50 Hz.

Având în vedere tendința de creștere a puterii și vitezelor la mașinile moderne, concomitent cu reducerea gabariturii, se poate ajunge la o comportare vibro-acustică necorespunzătoare, în special dacă în faza de proiectare și execuție nu au fost considerate elemente de optimizare a acestor aspecte.

În exploatare, în funcție de regimul de așchiere adoptat, comportarea la vibrații a sistemului dinamic de așchiere are un rol hotărâtor în ce privește comportarea acustică, între nivelul de vibrații și nivelul de presiune acustică existând o fidelă corespondență calitativă și cantitativă.

## 7.2. CALCULUL NIVELULUI ACUSTIC ECHIVALENT

Pentru studiul poluării sonore datorate acestor surse este necesară precizarea nivelului intensității acustice a acestora și compararea lui cu valorile admise. Operația se realizează în mod obișnuit cu ajutorul scărilor logaritmice și se exprimă prin nivelul acustic  $L(\text{dB})$ .

Dacă pe scara logaritmică nivelul acustic echivalent al unei surse este  $L$ , atunci conform definiției se poate scrie

$$L = 10 \lg \frac{I}{I_0} \quad (7.1)$$

unde  $I$  este intensitatea acustică a sursei, iar  $I_0 = 10^{-12} \text{ W/m}^2$  cea de referință.

Dacă există o singură sursă de zgomot care are intensitatea variabilă în timp, atunci pentru caracterizarea ei se definește nivelul acustic echivalent. Acesta corespunde unei intensități echivalente care ar fi constantă pe tot intervalul  $T$  considerat, adică

$$I_{ech} = \frac{1}{T} \int_0^T I dt \quad (7.2)$$

Conform definiției (7.1) se deduce

$$\frac{I_{ech}}{I_0} = \frac{1}{T} \int_0^T 10^{0,1L(t)} dt \quad (7.3)$$

și deci

$$L_{ech} = 10 \lg \left( \frac{1}{T} \int_0^T 10^{0,1L(t)} dt \right) \quad (7.4)$$

Prin urmare, pentru determinarea nivelului echivalent  $L_{ech}$  este necesar să se cunoască nivelul  $L(t)$ . Efectiv calculul se poate face cu relația (3) sau cu ajutorul aparatelor de măsură care indică automat nivelul echivalent (de exemplu cu Inregistratorul statistic de zgomot RC 324 produs de Retter Electronic Instein-Germania, CEL 262, Noise Level Analyser Brüel & Kjaer 4426, Brüel & Kjaer 2237 Controller Integrating Sound Level Meter, etc.). Aceste aparate permit înregistrarea concomitentă a nivelelor  $L_{ech}$  (nivelul de zgomot echivalent),  $L_5$ -nivel de zgomot de vârf (care reprezintă nivelul de zgomot în dB(A) depășit în 5% din timpul de măsură),  $L_{0,5}$ -nivel de zgomot minim (nivelul depășit în 5% din timpul de măsură),  $L_{50}$ -nivel de zgomot mediu,  $L_{0,1}$ -nivel de zgomot maxim (depășit doar în 0,1% din perioada de măsurare) și  $L_{ech,cum}$  (nivelul de zgomot echivalent cumulat).

Ulterior, pe baza acestor niveluri măsurate se pot calcula și alți indicatori fizici, cum ar fi climatul de zgomot  $N.C. = L_5 - L_{0,5}$ , care caracterizează modul în care zgomotul solicită sistemul nervos uman, sau nivelul de poluare sonoră  $L.N.P. = L_{ech} + L_5 - L_{0,5}$ , care exprimă gradul de disconfort în legătură cu răspunsul subiectiv al omului la zgomot într-o perioadă considerată.

### 7.3. CARACTERUL NOCIV AL ZGOMOTELOR PRODUSE ÎN FUNCȚIONAREA MAȘINILOR UNELTE

#### - asupra organismului uman

Zgomotul parazit cauzat de o funcționare anormală a mașinii unelte suprapus peste zgomotul util, inerent în funcționare, conduce la efecte adverse de natură auditivă și extra-auditivă asupra operatorului uman.

Efectele nocive de natură auditivă încep cu oboseala auditivă, traumatismul sonor și culminează cu surditatea profesională, care se poate instala în cazul unei expuneri îndelungate.

Din categoria efectelor extra-auditive se detașază influența zgomotului asupra activității productive. Astfel, în literatura de specialitate se citează numeroase cazuri de ameliorare a producției după reducerea nivelului de zgomot. Pentru cazul unui atelier mecanic, după o scădere a zgomotului cu 25 dB, s-a contatat o reducere cu 50% a numărului rebuturilor confecționate [D3].

De asemenea, un nivel de zgomot care se ridică peste limitele admisibile și crează o agresiune sonoră, are efecte nocive asupra sistemului nervos, produce modificări psihofiziologice, tulburări ale somnului, are o influență nefastă asupra sistemului circulator și asupra funcției vizuale.

#### - asupra procesului tehnologic

Prezența zgomotului în timpul procesului tehnologic este inevitabilă și se datorează motoarelor electrice de acționare, transmisiilor (prin roți dințate, curele, lanț sau alte tipuri), lagărelor, cutiilor de viteze și de avansuri, frecărilor din cuplele cinematice, procesului de formare și desprindere a așchiilor, instalației hidraulice și de răcire, etc.

În cazul unei funcționări anormale efectul sonor al cel puțin uneia dintre aceste surse este exacerbă, funcționarea zgomotoasă conducând la creșterea nivelului de zgomot pe ansamblul mașinii. Acesta este și fenomenul care oferă posibilitatea diagnosticării defectelor de funcționare pe baza analizei de zgomot.

Pe de altă parte fenomenele vibratorii care apar în procesul tehnologic și



în special în zona de aşchiere, sunt însoţite de fenomene acustice corespunzătoare, astfel încât pot fi enumerate în acest context toate efectele nocive cunoscute la apariţia vibraţiilor.

#### **7.4. DEZVOLTAREA MĂSURĂTORILOR**

Măsurarea zgomotului radiat de o maşină unealtă prezintă o importanţă deosebită deoarece favorizează pe de o parte identificarea şi aprecierea surselor de zgomot, şi pe de altă parte facilitează controlul de calitate al fabricaţiei.

Efectuarea măsurătorilor s-a făcut cu respectarea instrucţiunilor prevăzute de ISO 3740-80 şi STAS 7150-77 privind metode de măsurare a zgomotului în condiţii normale de exploatare în spaţiul desemnat pentru activitatea industrială. Maşina unelată a fost montată în configuraţie completă şi instalată pentru condiţii optime de exploatare. Având în vedere prevederile standardizate conform cărora punctele de măsurare se amplasează pe o linie de măsurare al cărei traseu în plan orizontal, situat la o înălţime de 1,5 m faţă de planul de bază, se află la o distanţă de 1 m faţă de linia de contur a maşinii unelte, pentru efectuarea măsurătorilor, microfonul a fost amplasat pe locul destinat în mod obişnuit operatorului uman. Pentru a compensa absenţa camerei anecoide s-au creat condiţii astfel încât rezultatele să nu fie influenţate de zgomotul de fond sau al altor utilaje, punctul de măsură aflându-se în zona de câmp liber.

#### **7.5. MODUL DE LUCRU ŞI ECHIPAMENTUL EXPERIMENTAL**

Măsurătorile s-au efectuat pentru diferite regimuri de aşchiere pe o maşină unealtă SN400 de producţie românească, materialul aşchiat fiind un oţel MOC12.

Inregistrarea rezultatelor s-a făcut cu aparatul 2237 Controller Integrating Sound Level Meter produs de firma Brüel & Kjaer, care realizează colectarea datelor şi prelucrarea semnalului, iar prin conectarea la un calculator tip IBM PC, realizează prelucrarea rezultatelor prin intermediul unui soft dedicat şi

ulterior prin alte programe. În principiu, toată instalația de măsură funcționează ca o placă de achiziție de date, și satisface cerințele standard IEC651 (1979) și 804 (1985), referitoare la precizia aparatelor de măsurare a zgomotului.

Microfonul cu care este prevăzut aparatul este de tip "4137 Prepolarized Free-field 1/2" Condenser Microphone", cu un domeniu de frecvență cuprins între 8 Hz și 10 kHz, cu o capacitate de 12 pF, omnidirecțional și cu o caracteristică de frecvență liniară. Caracteristicile direcționale ale aparatului sunt date în fig.7.1.

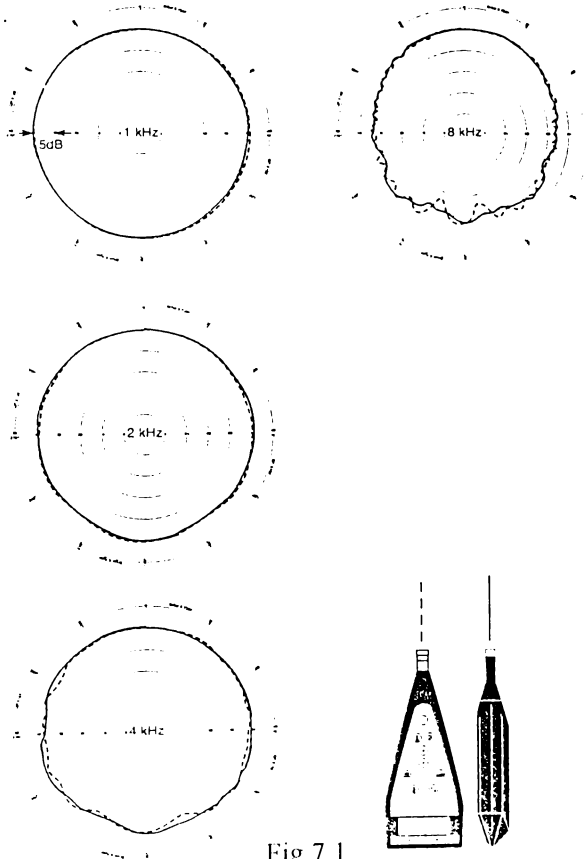


Fig.7.1

Înainte de efectuarea măsurătorilor, aparatul a fost calibrat în vederea înregistrării unor rezultate corecte. Calibrarea s-a efectuat cu "Bruel & Kjaer

Sound Level Calibrator Type 4231", care emite un semnal de 1 kHz la 94 dB.

B&K2237 este prevăzut cu circuitele de ponderare standardizate internațional A, și C, care se justifică prin faptul că liniile izometrice (de egală senzație auditivă) nu sunt paralele și pragul de audibilitate pentru frecvențele joase și cele înalte corespunde unui nivel de presiune acustică ridicat.

Pe perioada măsurării au fost monitorizați următorii parametri: " $L_{eq}$ " (nivelul de zgomot echivalent pe perioada măsurată), "MaxP" (nivel de zgomot de vârf, echivalent cu  $L_5$ ), "MaxL" (nivel de zgomot maxim, echivalent cu  $L_{0.1}$ ), "MinL" (nivel de zgomot minim, echivalent cu  $L_{05}$ ), cu o rezoluție de 0,1 dB.

## 7.6. SETĂRI INIȚIALE

1. În vederea măsurării zgomotului produs de funcționarea mașinilor unelte, conform standardelor, determinările experimentale trebuie efectuate folosind circuitul de ponderare A (parametrul "A frequency weighted").

2. Pentru realizarea unor înregistrări de precizie, B&K2237 a fost setat pentru utilizarea unei caracteristici de răspuns de tip "fast" (parametrul "fast time weighted"), care permite instrumentului să reacționeze prompt în situațiile în care nivelul de zgomot variază rapid, cu o constantă de timp de 125 ms, această opțiune fiind preferabilă unei caracteristici de răspuns de tip "slow", cu o constantă de timp de 1 s, care ar oferi un răspuns mai amortizat și care integrează eventualele variații rapide.

3. Domeniul de măsurare (parametrul "measurement range") a fost stabilit în varianta 50-120 dB pentru a acoperi eventualele creșteri accidentale ale nivelului de zgomot care ar putea perturba procesul de prelucrare și stocare a datelor prin înregistrarea de depășiri de domeniu ("overload"), caz în care măsurătoarea ar fi invalidată (aparatură dispune de încă două domenii, 30-100 dB și 70-140 dB). Domeniul ales îi conferă aparatului o suficient de mare sensibilitate pentru perceperea zgomotelor produse în mediul în care este amplasat și în același timp, o suficient de mică sensibilitate pentru a nu apare depășiri.

4. Intervalul de măsurare a fost stabilit la 10 s. Aparatură a fost setat astfel încât după fiecare interval se produce stocarea automată a parametrilor măsurării

în memoria nevolatilă. Pentru fiecare astfel de înregistrare au fost stocate  $Leq$ ,  $MaxP$ ,  $MaxL$ ,  $MinL$ , tipul de circuit de ponderare și de caracteristică de răspuns, data și ora măsurătorii precum și durata intervalului de măsurare, eventuale depășiri de domeniu care ar invalida măsurătoarea.

Aparatul este capabil să stocheze în memorie până la 40 de înregistrări corespunzătoare aceluiași număr de intervale de măsurare.

5. Pentru fiecare set de măsurători, primul interval de măsurare a fost destinat înregistrării zgomotului la funcționarea în gol, celelalte 13 intervale fiind dedicate funcționării sub sarcină.

### 7.7. TRANSFERAREA ÎNREGISTRĂRILOR ÎN COMPUTER

După efectuarea unui set de înregistrări, acestea au fost transferate în computer prin intermediul cablului adaptor B&K AO1386 cu ajutorul unui soft de comunicare dedicat, într-un format standard Microsoft™ Excel sau Windows NotePad Editor. Odată obținut acest format, este posibilă efectuarea de reprezentări ale diferitelor dependențe între parametrii măsurați.

Acești parametri se prezintă conform fig.2.

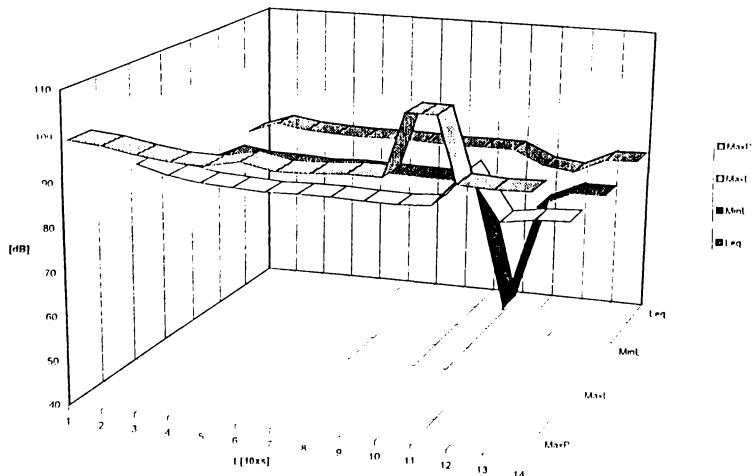


Fig.7.2

După fiecare prelucrare, respectiv după fiecare etapă de colectare a datelor scula aşchietoare a fost adusă la parametrii geometricei inițiali, în vederea eliminării distorsiunilor provocate de uzură.

## 7.8. EFECTUAREA DETERMINĂRILOR EXPERIMENTALE

În vederea estimării efectelor acustice produse în cadrul prelucrărilor prin aşchiere, s-au efectuat mai multe probe în condițiile modificării anumitor parametri ai regimului de aşchiere.

Astfel, pentru diferite valori ale avansului longitudinal,  $s=0,15$  mm/rot;  $s=0,2$  mm/rot;  $s=0,25$  mm/rot, menținând o turație constantă  $n=480$  rot/min și o adâncime de aşchiere  $u=3$  mm, s-au obținut valorile nivelului de zgomot prezentate în Anexa 2, Anexa 3 și respectiv Anexa 4.

Reprezentarea variației nivelului de zgomot echivalent în cele trei situații, pe durata celor 14 intervale de timp de câte 10 secunde fiecare, este prezentată în fig.7.3.

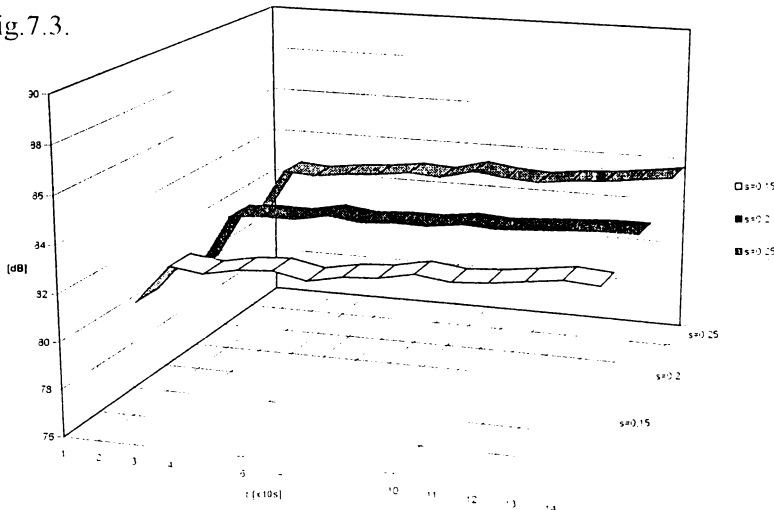


Fig.7.3

În situația menținerii unor valori constante pentru turația arborelui principal ( $n=480$  rot/min) și a avansului longitudinal ( $s=0,2$  mm/rot), pentru

adâncimi de aşchiere  $u=6$  mm,  $u=3$  mm și  $u=1,5$  mm, nivelurile de zgomot măsurate sunt cuprinse în Anexa 1, Anexa 2, respectiv Anexa 5. Reprezentarea variației nivelului de zgomot echivalent în aceste cazuri este prezentată în fig.7.4

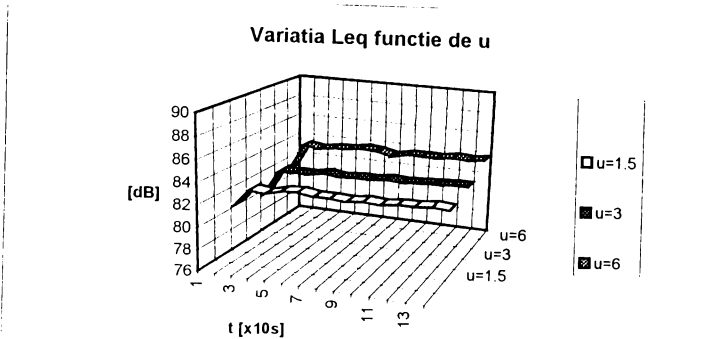


Fig.7.4

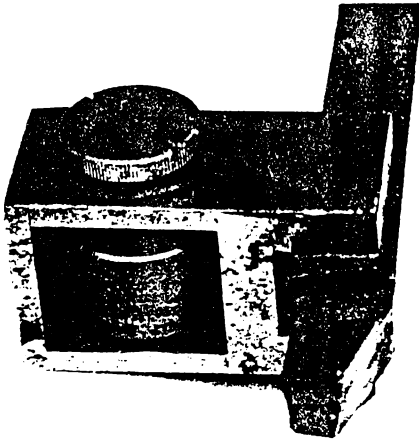


Fig.7.5

Anterior a fost demonstrată eficacitatea folosirii absorbitorului dinamic vibropercutant în procesele de aşchiere pe maşini unelte în vederea reducerii nivelurilor de vibraţii sau pentru evitarea apariţiei auto-vibraţiilor, fenomene care evident sunt însoţite şi de zgomote specifice.

În consecinţă, au fost efectuate două probe de aşchiere, una fără absorbitor şi cealaltă cu absorbitorul vibropercutant din fig.7.5, care se ataşază rigid cuşitului de strung.

Parametrii regimului de aşchiere pentru aceste probe au fost stabiliţi la valorile  $n=600$  rot/min,  $s=0,2$  mm/rot şi  $u=1$  mm. Rezultatele măsurătorilor sunt cuprinse în Anexa 6 şi Anexa 7, reprezentarea variaţiei nivelului de zgomot echivalent fiind prezentată în diagrama polară din fig.7.6.

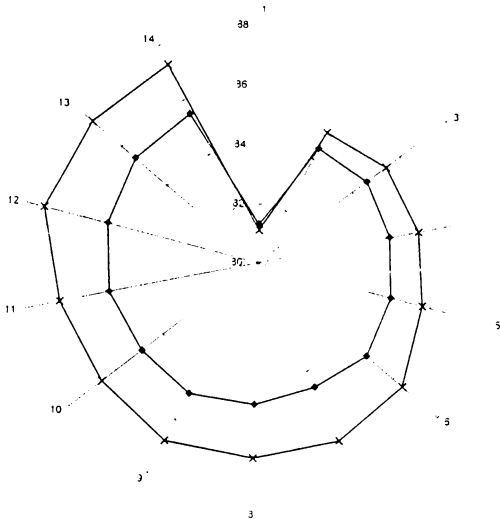


Fig.7.6

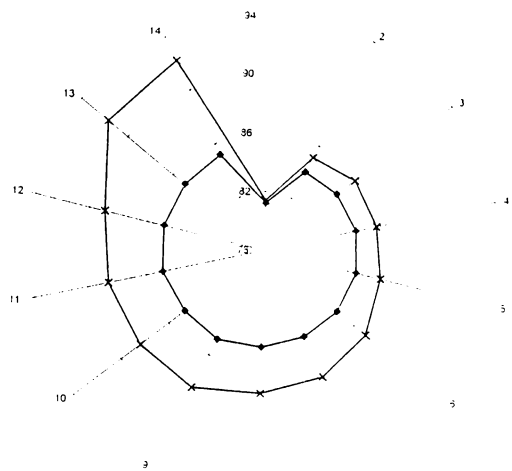


Fig.7.7

Cunoscându-se faptul că un element de o importanță deosebită în generarea zgomotului este starea de uzură a sculei așchietoare, s-au dezvoltat alte două probe de așchiere cu parametrii de regim  $n=600$  rot/min,  $s=0,4$  mm/rot și  $u=1,5$  mm, prima cu un cuțit nou (reascuțit) și cealaltă cu un cuțit uzat (fără a efectua reascuțirea).

Nivelurile de zgomot măsurate sunt cuprinse în Anexa 8, respectiv Anexa 9, variația nivelului de zgomot echivalent prezentând-se în diagrama polară din fig.7.7.

Cele două diagrame polare au fost prelucrate pe baza datelor înregistrate într-un program tip foaie electronică de calcul în Microsoft Excel.

## 7.9. CONCLUZII

Din multitudinea parametrilor care, prin măsurare, dau o imagine a stării de funcționare a mașinilor unelte, zgomotul produs în timpul așchierii are un loc aparte datorită aspectelor pe care le poate pune în evidență, oferind o mare sensibilitate analizei, dar și o individualitate a situațiilor concrete, doar aparent repetate.

Dezvoltarea tehnicii de măsurare a zgomotului ca și dezvoltarea tehnicilor de prelucrare computerizată a semnalului au permis importante perfecționări ale sistemelor de control, monitorizare și diagnosticare.

Astfel, din diagramele obținute în urma măsurătorilor efectuate se pot trage o serie de concluzii care vor putea fi utile în alegerea unui regim de așchiere optim și în același timp ilustrează unele aspecte legate de cauze obiective sau subiective care intervin în probleme concrete legate de așchiere.

1. Creșterea turației arborelui principal conduce în mod obiectiv și inevitabil la creșterea nivelurilor de zgomot înregistrate în timpul prelucrării. Aportul de zgomot tehnologic dat de creșterea turației nu afectează însă procesul de așchiere și implicit calitatea prelucrării. Pentru o turație de 480 rot/min  $Leq$  a fost cuprins între 79,5-80,7 dB(A) pe când în cazul adoptării unei turații de 600 rot/min, la funcționarea în gol  $Leq$  crește la 81,1-81,4 dB(A). De asemenea, nivelul de zgomot de vârf MaxP înregistrează creșteri semnificative.

2. Creșterea valorii avansului longitudinal atrage după sine o oarecare creștere a nivelului de zgomot înregistrat (fig.7.3), corespunzător intensificării regimului de așchiere (Anexa 2, 3 și 4).

3. Variația adâncimii de așchiere conduce la creșteri importante ale nivelului de zgomot, în concordanță cu intensificarea regimului de așchiere (fig.7.4). La un regim de așchiere foarte dur ( $u=6$  mm), cresc în mod corespunzător toate cele patru niveluri de zgomot măsurate, urmare și a vibrațiilor care se manifestă în această situație.

Prin corelarea acestor parametri ( $u$  și  $s$ ), ținând seama de nivelurile de



zgomot înregistrate se ajunge la determinarea regimurilor optime de aşchiere, caracterizate printr-un nivel scăzut de zgomot şi vibraţii.

În ambele situaţii se observă o uşoară creştere a nivelurilor de zgomot spre sfârşitul perioadei de măsurare, datorită uzurei sculei aşchietoare. Creşterea acestor niveluri este mai pronunţată în cazul regimurilor de aşchiere mai dure, care în combinaţie cu duritatea destul de mare a materialului prelucrat conduc în anumite situaţii la atingerea pragului uzurii catastrofale a cuţitului.

4. Utilizarea absorbitorului dinamic vibropercutant conduce, aşa cum se ştie la creşterea pragului de stabilitate, dar şi la scăderea nivelului de zgomot (fig.7.6), cele două fenomene fiind corelate. Prelucrarea fără absorbitor crează condiţiile unei creşteri progresive şi pronunţate a zgomotului produs pe perioada aşchierii, în concordanţă cu uzura mai rapidă a sculei aşchietoare.

5. Aşchiera cu un cuţit uzat (fără a efectua reaşchiera după prelucrarea anterioară) conduce la niveluri de zgomot ridicate (fig.7.7), care cresc în mod continuu, ajungând într-un timp scurt chiar să depăşască valorile admisibile (Anexa 9). Uzura sculei aşchietoare neaşchuite se accentuează rapid, conducând la depăşirea limitei uzurii catastrofale şi întreruperea procesului de aşchiere.

Se constată că rezultatele măsurărilor de zgomot efectuate sunt în strânsă concordanţă cu alte rezultate experimentale înregistrate prin măsurări de vibraţii, astfel încât se poate concluziona că zgomotul produs în procesul de aşchiere oferă o imagine completă şi complexă a comportării sistemului dinamic de aşchiere al unei maşini unelte.

Acumularea şi analiza acestor rezultate ale determinărilor experimentale cu ajutorul unor tehnici evaluate de procesare sunt de natură să asigure evidenţierea unor rezultate care explică multe dintre fenomenele empiric intuite deja în practica aşchierii.

ANEXA 1: n=480 rot/min; s=0,2 mm/rot; u=6 mm

SLM	Date	Time	Time Weighting	Freq.	Weighting	Range dB	Elapsed Time	Overload	MaxP	MaxL	MinL	Leq
2237	1998.07.01	11:54:02	F	A	A	50 120	00:00:10	N	93,9	82,4	78,9	80,7
2237	1998.07.01	11:54:16	F	A	A	50 120	00:00:10	N	98,2	84,4	82,3	83,3
2237	1998.07.01	11:54:30	F	A	A	50 120	00:00:10	N	98,3	84,3	82	83,1
2237	1998.07.01	11:54:44	F	A	A	50 120	00:00:10	N	99,3	85,7	81,6	83,3
2237	1998.07.01	11:54:58	F	A	A	50 120	00:00:10	N	96,1	85,4	82	83,4
2237	1998.07.01	11:55:12	F	A	A	50 120	00:00:10	N	96,4	85,5	81,6	83,6
2237	1998.07.01	11:55:26	F	A	A	50 120	00:00:10	N	96,2	85,4	81,7	83,5
2237	1998.07.01	11:55:40	F	A	A	50 120	00:00:10	N	96	85,2	81,6	83,2
2237	1998.07.01	11:55:54	F	A	A	50 120	00:00:10	N	96,6	85,3	81,8	83,5
2237	1998.07.01	11:56:08	F	A	A	50 120	00:00:10	N	96,3	85,3	81,7	83,5
2237	1998.07.01	11:56:22	F	A	A	50 120	00:00:10	N	97	85,4	81,9	83,5
2237	1998.07.01	11:56:36	F	A	A	50 120	00:00:10	N	97,5	85,6	82,3	83,7
2237	1998.07.01	11:56:50	F	A	A	50 120	00:00:10	N	97,8	85,7	82	83,8
2237	1998.07.01	11:57:04	F	A	A	50 120	00:00:10	N	97,9	85,9	82,4	84,2

ANEXA 2: n=480 rot/min; s=0,2 mm/rot; u=3 mm

SLM	Date	Time	Time Weighting	Freq.	Weighting	Range	dB	Elapsed Time	Overload	MaxP	MaxL	MinL	Leq
2237	1998,07,01	12:19:53	F	A	A	50	120	00:00:10	N	93,1	81,1	79	79,5
2237	1998,07,01	12:20:07	F	A	A	50	120	00:00:10	N	96,3	83	80,8	82
2237	1998,07,01	12:20:21	F	A	A	50	120	00:00:10	N	96,6	82,8	81,6	82,1
2237	1998,07,01	12:20:35	F	A	A	50	120	00:00:10	N	96,8	83,3	81,2	82,1
2237	1998,07,01	12:20:49	F	A	A	50	120	00:00:10	N	96,1	83,3	81,5	82,4
2237	1998,07,01	12:21:03	F	A	A	50	120	00:00:10	N	96,8	83	81,6	82,2
2237	1998,07,01	12:21:17	F	A	A	50	120	00:00:10	N	96,7	83,1	81,6	82,3
2237	1998,07,01	12:21:31	F	A	A	50	120	00:00:10	N	96,4	83,3	81,5	82,3
2237	1998,07,01	12:21:45	F	A	A	50	120	00:00:10	N	97	83,5	81,7	82,5
2237	1998,07,01	12:21:59	F	A	A	50	120	00:00:10	N	97,2	83,4	81,6	82,4
2237	1998,07,01	12:22:13	F	A	A	50	120	00:00:10	N	97,3	83,5	81,7	82,5
2237	1998,07,01	12:22:27	F	A	A	50	120	00:00:10	N	97,6	84	81,7	82,6
2237	1998,07,01	12:22:41	F	A	A	50	120	00:00:10	N	97,8	84,1	81,8	82,7
2237	1998,07,01	12:22:55	F	A	A	50	120	00:00:10	N	97,8	84,2	82	82,8

ANEXA 3:  $n=480$  rot/min;  $s=0,25$  mm/rot;  $u=3$  mm

SLM	Date	Time	Time Weighting	Freq.	Weighting	Range	dB	Elapsed Time	Overload	MaxP	MaxL	MinL	Leq
2237	1998.07.01	12:39:22	F	A	50	120	00:00:10	N	93,8	82,4	79,3	80,3	
2237	1998.07.01	12:39:36	F	A	50	120	00:00:10	N	97,3	83,6	81,7	82,6	
2237	1998.07.01	12:39:50	F	A	50	120	00:00:10	N	97,2	83,5	81,5	82,5	
2237	1998.07.01	12:40:04	F	A	50	120	00:00:10	N	97,6	83,7	81,6	82,7	
2237	1998.07.01	12:40:18	F	A	50	120	00:00:10	N	97,5	83,9	81,6	82,8	
2237	1998.07.01	12:40:32	F	A	50	120	00:00:10	N	97,9	84,1	81,8	83	
2237	1998.07.01	12:40:46	F	A	50	120	00:00:10	N	97,7	84	81,4	82,9	
2237	1998.07.01	12:41:00	F	A	50	120	00:00:10	N	98,2	84,4	82,3	83,3	
2237	1998.07.01	12:41:14	F	A	50	120	00:00:10	N	98	84,2	82,2	83,1	
2237	1998.07.01	12:41:28	F	A	50	120	00:00:10	N	97,8	84	81,9	83	
2237	1998.07.01	12:41:42	F	A	50	120	00:00:10	N	97,9	84,3	82,2	83,2	
2237	1998.07.01	12:41:56	F	A	50	120	00:00:10	N	98,1	84,6	82,5	83,3	
2237	1998.07.01	12:42:10	F	A	50	120	00:00:10	N	98,2	84,9	82,5	83,5	
2237	1998.07.01	12:42:24	F	A	50	120	00:00:10	N	97,9	86,1	81,8	83,7	

ANEXA 4: n=480 rot/min; s=0,15 mm/rot; u=3 mm

SLM	Date	Time	Time Weighting	Freq.	Weighting	Range	dB	Elapsed Time	Overload	MaxP	MaxL	MinL	Leq
2237	1998.07.01	13:01:06	F	A	A	50	120	00:00:10	N	93,4	81,4	78,5	79,7
2237	1998.07.01	13:01:20	F	A	A	50	120	00:00:10	N	95,6	82,3	80,5	81,4
2237	1998.07.01	13:01:34	F	A	A	50	120	00:00:10	N	95,8	82,1	80,5	81,2
2237	1998.07.01	13:01:48	F	A	A	50	120	00:00:10	N	95,6	82,4	80,6	81,5
2237	1998.07.01	13:02:02	F	A	A	50	120	00:00:10	N	95,8	82,8	81	81,6
2237	1998.07.01	13:02:16	F	A	A	50	120	00:00:10	N	96,3	81,9	80,4	81,3
2237	1998.07.01	13:02:30	F	A	A	50	120	00:00:10	N	97,1	82,5	80,8	81,6
2237	1998.07.01	13:02:44	F	A	A	50	120	00:00:10	N	95,8	83,5	80,8	81,7
2237	1998.07.01	13:02:58	F	A	A	50	120	00:00:10	N	96,1	83,4	81	82
2237	1998.07.01	13:03:12	F	A	A	50	120	00:00:10	N	96,4	83	80,9	81,8
2237	1998.07.01	13:03:26	F	A	A	50	120	00:00:10	N	95,6	83,1	81,1	81,9
2237	1998.07.01	13:03:40	F	A	A	50	120	00:00:10	N	96,6	82,8	81,6	82,1
2237	1998.07.01	13:03:54	F	A	A	50	120	00:00:10	N	96,7	83,2	81,4	82,3
2237	1998.07.01	13:04:08	F	A	A	50	120	00:00:10	N	95,8	83	81,6	82,2

ANEXA 5: n=480 rot/min; s=0,2 mm/rot; u=1,5 mm

SLM	Date	Time	Time Weighting	Freq. Weighting	Range dB	Elapsed Time	Overload	MaxP	MaxL	MinL	Leq
2237	1998.07.01	13:17:22	F	A	50 120	00:00:10	N	93,8	80,8	79,3	80,1
2237	1998.07.01	13:17:36	F	A	50 120	00:00:10	N	95,9	82,5	81,2	81,8
2237	1998.07.01	13:17:50	F	A	50 120	00:00:10	N	95,8	82,4	81,1	81,6
2237	1998.07.01	13:18:04	F	A	50 120	00:00:10	N	95,6	83,1	81,2	82
2237	1998.07.01	13:18:18	F	A	50 120	00:00:10	N	96,3	86	79,8	82,1
2237	1998.07.01	13:18:32	F	A	50 120	00:00:10	N	95,7	82,7	81,2	81,9
2237	1998.07.01	13:18:46	F	A	50 120	00:00:10	N	95,9	82,7	81,3	81,9
2237	1998.07.01	13:19:00	F	A	50 120	00:00:10	N	96	82,6	81,2	81,8
2237	1998.07.01	13:19:14	F	A	50 120	00:00:10	N	96,6	82,9	81,2	82
2237	1998.07.01	13:19:28	F	A	50 120	00:00:10	N	96,3	82,8	81,1	81,9
2237	1998.07.01	13:19:42	F	A	50 120	00:00:10	N	96,9	83,4	81,2	82,1
2237	1998.07.01	13:19:56	F	A	50 120	00:00:10	N	96,1	82,9	81,4	82,1
2237	1998.07.01	13:20:10	F	A	50 120	00:00:10	N	95,9	83,1	81,7	82,3
2237	1998.07.01	13:20:24	F	A	50 120	00:00:10	N	96	83	81,5	82,2

ANEXA 6: n=600 rot/min; s=0,2 mm/rot; u=1 mm, cu absorbitor

SLM	Date	Time	Time Weighting	Freq.	Weighting	Range dB	Elapsed Time	Overload	MaxP	MaxL	MinL	Leq
2237	1998,07,01	13:46:52	F	A	A	50 120	00:00:10	N	95	83,9	79,8	81,3
2237	1998,07,01	13:47:06	F	A	A	50 120	00:00:10	N	97,1	86,5	82,4	84,4
2237	1998,07,01	13:47:20	F	A	A	50 120	00:00:10	N	97,7	87	82,7	84,6
2237	1998,07,01	13:47:34	F	A	A	50 120	00:00:10	N	97,4	86,6	82,5	84,5
2237	1998,07,01	13:47:48	F	A	A	50 120	00:00:10	N	97,1	86,8	82,6	84,6
2237	1998,07,01	13:48:02	F	A	A	50 120	00:00:10	N	97,6	86,9	82,8	84,8
2237	1998,07,01	13:48:16	F	A	A	50 120	00:00:10	N	97,4	86,6	82,7	84,6
2237	1998,07,01	13:48:30	F	A	A	50 120	00:00:10	N	97,8	87	82,8	84,8
2237	1998,07,01	13:48:44	F	A	A	50 120	00:00:10	N	97,7	87,1	83	85
2237	1998,07,01	13:48:58	F	A	A	50 120	00:00:10	N	97,4	87,1	82,9	84,9
2237	1998,07,01	13:48:12	F	A	A	50 120	00:00:10	N	97,9	87,2	83,1	85,1
2237	1998,07,01	13:48:26	F	A	A	50 120	00:00:10	N	97,8	87,3	83,1	85,2
2237	1998,07,01	13:48:40	F	A	A	50 120	00:00:10	N	98	87,5	83,4	85,4

ANEXA 7: n=600 rot/min; s=0,2 mm/rot; u=1 mm, fara absorbtor

SLM	Date	Time	Time Weighting	Freq, Weighting	Range dB	Elapsed Time	Overload	MaxP	MaxL	MinL	Leq
2237	1998.07.01	14:09:35	F	A	50 120	00:00:10	N	95	81,8	80,4	81,1
2237	1998.07.01	14:09:49	F	A	50 120	00:00:10	N	98,1	86,2	84	85
2237	1998.07.01	14:10:03	F	A	50 120	00:00:10	N	98,5	86,3	84,5	85,4
2237	1998.07.01	14:10:17	F	A	50 120	00:00:10	N	98,9	86,4	84,8	85,5
2237	1998.07.01	14:10:31	F	A	50 120	00:00:10	N	98,5	86,5	85	85,7
2237	1998.07.01	14:10:45	F	A	50 120	00:00:10	N	98,5	87,7	85,6	86,4
2237	1998.07.01	14:10:59	F	A	50 120	00:00:10	N	103,6	96,3	82,8	86,6
2237	1998.07.01	14:11:13	F	A	50 120	00:00:10	N	100,3	89,6	83,9	86,6
2237	1998.07.01	14:11:27	F	A	50 120	00:00:10	N	103,3	95,6	78,8	86,8
2237	1998.07.01	14:11:41	F	A	50 120	00:00:10	N	101,6	89,7	83,8	86,6
2237	1998.07.01	14:11:55	F	A	50 120	00:00:10	N	100,5	89	85,1	86,8
2237	1998.07.01	14:12:09	F	A	50 120	00:00:10	N	99,9	89,2	84,6	87,4
2237	1998.07.01	14:12:23	F	A	50 120	00:00:10	N	99,6	88,4	86	87,3



ANEXA 8: n=600 rot/min; s=0,4 mm/rot; u=1,5 mm, cutiti reascutiti

SLM	Date	Time	Time Weighting	Freq.	Weighting	Range dB	Elapsed Time	Overload	MaxP	MaxL	MinL	Leq
2237	1998.07.01	14:31:04	F	A	A	50 120	00:00:10	N	96,2	82,4	80,4	81,2
2237	1998.07.01	14:31:18	F	A	A	50 120	00:00:10	N	97,4	85,6	82,4	84
2237	1998.07.01	14:31:32	F	A	A	50 120	00:00:10	N	103,3	96,9	80,7	84,2
2237	1998.07.01	14:31:46	F	A	A	50 120	00:00:10	N	97	86	82,4	84,3
2237	1998.07.01	14:32:00	F	A	A	50 120	00:00:10	N	98,3	85,1	83,9	84,4
2237	1998.07.01	14:32:14	F	A	A	50 120	00:00:10	N	99,1	87,2	83,5	84,5
2237	1998.07.01	14:32:28	F	A	A	50 120	00:00:10	N	97,8	85,2	83,7	84,5
2237	1998.07.01	14:32:42	F	A	A	50 120	00:00:10	N	97,3	85,5	83,3	84,6
2237	1998.07.01	14:32:56	F	A	A	50 120	00:00:10	N	97,9	85,9	83,8	84,8
2237	1998.07.01	14:33:10	F	A	A	50 120	00:00:10	N	97,8	85,9	83,6	84,7
2237	1998.07.01	14:33:24	F	A	A	50 120	00:00:10	N	97,8	86	83,7	84,9
2237	1998.07.01	14:33:38	F	A	A	50 120	00:00:10	N	97,6	86,1	83,8	84,9
2237	1998.07.01	14:33:52	F	A	A	50 120	00:00:10	N	98	86,1	83,9	85
2237	1998.07.01	14:34:06	F	A	A	50 120	00:00:10	N	98,1	86,3	84,1	85,2

ANEXA 9: n=600 rot/min; s=0,4 mm/rot; u=1,5 mm, cutit uzat

SLM	Date	Time	Time Weighting	Freq. Weighting	Range dB	Elapsed Time	Overload	MaxP	MaxL	MinL	Leq
2237	1998,07,01	14:40:44	F	A	50 120	00:00:10	N	96	84,8	80,2	81,4
2237	1998,07,01	14:40:58	F	A	50 120	00:00:10	N	98,4	86,6	84	85,1
2237	1998,07,01	14:41:12	F	A	50 120	00:00:10	N	97,9	87,4	84,2	85,7
2237	1998,07,01	14:41:26	F	A	50 120	00:00:10	N	98,5	96,9	84,4	85,7
2237	1998,07,01	14:41:40	F	A	50 120	00:00:10	N	97,9	87,7	84,3	86,1
2237	1998,07,01	14:41:54	F	A	50 120	00:00:10	N	100,4	90	82,5	87
2237	1998,07,01	14:42:08	F	A	50 120	00:00:10	N	100,2	90,8	85,3	87,6
2237	1998,07,01	14:42:22	F	A	50 120	00:00:10	N	100,6	89,9	85,6	87,8
2237	1998,07,01	14:42:36	F	A	50 120	00:00:10	N	101	91	86,6	88,5
2237	1998,07,01	14:42:50	F	A	50 120	00:00:10	N	99,9	91,6	83,8	88,4
2237	1998,07,01	14:43:04	F	A	50 120	00:00:10	N	101	90,4	86,8	88,6
2237	1998,07,01	14:43:18	F	A	50 120	00:00:10	N	101,9	92,2	85,9	89
2237	1998,07,01	14:43:32	F	A	50 120	00:00:10	N	104,5	95,2	87,6	91,7
2237	1998,07,01	14:43:46	F	A	50 120	00:00:10	N	105,5	97,4	87,9	92,2

## CAPITOLUL 8

# CONCLUZII SI CONTRIBUTII ORIGINALE

Un studiu complet al vibrațiilor mașinilor unelte prezintă o complexitate deosebită deoarece trebuie să țină seama de multiplele aspecte dinamice în ansamblul lor, fără a face abstracție de simultaneitatea desfășurării acestora.

Un astfel de studiu asupra unei mașini unelte care să țină seama de relațiile dintre toate aceste forțe (elastice, de amortizare și de inerție), deformații, deplasări, viteze și accelerații care apar în funcționare, este practic foarte greu de realizat, deoarece un model care să cuprindă toate aceste elemente totuși nu se poate apropia fidel de realitatea obiectivă.

Având în vedere aceste considerente, se pot realiza totuși studii de o bună acuratețe asupra unor fenomene particulare pe modele parțiale, care să suporte anumite simplificări fără a conduce la îndepărtarea de condițiile obiective de funcționare, acceptând totuși o marjă de eroare care să nu conducă însă la concluzii false asupra fenomenului studiat.

În general, pentru simplificarea modelului de studiat se adoptă o serie de ipoteze simplificatoare, care în primă aproximare să ofere rezultate cât mai apropiate de realitate: modelul elastic echivalent este considerat ca având

parametrii concentrați, structura elastică se consideră liniară, forțele și momentele perturbatoare sunt considerate armonice, amortizările interne și uneori cele din sistemul elastic se pot neglija, etc.

Problema alegerii unui model dinamic echivalent este una foarte delicată și necesită o experiență deosebită deoarece trebuie îmbinate în mod optim două cerințe diametral opuse. Pe de o parte modelul ales trebuie să fie suficient de simplu pentru a permite efectuarea unui studiu ușor și rapid iar pe de altă parte modelul trebuie să fie suficient de complex pentru a nu conduce la alterarea rezultatelor sau chiar la omiterea evidențierii anumitor fenomene.

Din studiile efectuate în prezenta lucrare, s-au obținut o serie de rezultate semnificative iar modelele și ipotezele utilizate au condus la obținerea unor rezultate interesante din punct de vedere teoretic și utile din punct de vedere practic:

- ◆ Intr-o primă etapă, pe lângă analiza sistemică a principalelor fenomene vibratorii care apar în funcționarea mașinilor unelte, pe baza cercetărilor bibliografice s-a analizat stadiul actual al cercetărilor teoretice și experimentale în domeniul vibrațiilor și stabilității mașinilor unelte.

- ◆ Se evidențiază, într-un capitol special, influența covârșitoare pe care o are starea de tensiune a sculei și a așchiei asupra evoluției ulterioare a fenomenelor vibratorii în timpul așchierii.

- ◆ Metoda impedanțelor mecanice fundamentată în capitolul 4 reprezintă o abordare complet originală și deosebit de utilă, cu avantaje imediate și evidente în studiul fenomenelor dinamice specifice mașinilor unelte.

- ◆ Plecând de la fundamentarea conceptului de impedanță mecanică, se stabilesc impedanțele elementelor mecanice simple, inclusiv pentru cele de torsiune.

- ◆ Odată precizate principiile stabilirii impedanțelor echivalente pentru legarea în serie sau în paralel, se fundamentează metodologia obținerii schemei echivalente în impedanțe pentru orice sistem dinamic.

- ◆ Metodologia fundamentată pentru calculul în impedanțe este verificată pe studiul unor absorbtori dinamici de vibrații, specifici utilizării pe mașini

unelte, dovedindu-se valabilitatea acesteia.

◆ Metoda de studiu stabilită pentru sisteme liniare este adaptată particularităților specifice sistemelor de torsiune, astfel încât a devenit posibilă studierea comportării dinamice a lanțurilor cinematice specifice mașinilor unelte, care sunt supuse cu predilecție vibrațiilor de torsiune.

◆ Metoda este generalizată pentru studiul vibrațiilor care se produc pe direcții diferite, astfel încât devine aplicabilă unor sisteme de complexitate sporită, oferind marele avantaj al înlăturării sistemelor de ecuații diferențiale a căror rezolvare se complică pentru modele complexe.

◆ Odată fundamentate și verificate principiile de utilizare ale metodei impedanțelor mecanice, aceasta a fost aplicată unor subansambluri mai complexe din componența mașinilor unelte (mașini de frezat, mașini de rabotat), pentru care se obțin în final diagrame amplitudine-pulsație, pe baza cărora se pot trage concluzii privind modificările constructive necesare în vederea îmbunătățirii comportamentului dinamic.

◆ Se scoate în evidență caracterul neliniar al procesului de așchiere și se dezvoltă aspecte legate de influența forței de așchiere care introduce neliniarități în studiul dinamicii așchierii.

◆ Se stabilește legea de variație a forței de așchiere și este considerată influența unghiului de atac principal asupra evoluției fenomenelor dinamice neliniare.

◆ În studiul sistemului dinamic neliniar de așchiere este folosită metoda echivalenței liniare, care conduce la o soluție exactă, eroarea nefiind influențată de ipoteze simplificatoare (de exemplu parametru mic), ci este eventual o eroare de trunchiere, stabilită de operator (trunchierea se produce acolo unde valoarea termenilor scade sub  $1 \mu\text{m}$ , valorile mai mici neavând practic importanță tehnică), metoda dovedindu-și superioritatea față de alte metode aproximative folosite în mod curent în literatura de specialitate.

◆ Se evidențiază importanța absorbitorilor vibropercutanți și se subliniază eficiența acestora, studiindu-se concret un absorbitor vibropercutant orizontal, care nu este influențat de acțiunea gravitației. Se prezintă diverse soluții constructive

de absorbitori specifici diverselor procedee de prelucrare prin aşchiere.

◆ Au fost efectuate determinări experimentale asupra zgomotului generat în timpul aşchierii folosind o instrumentaţie de mare acurateţe, Brüel & Kjaer 2237 Controller Integrating Sound Level Meter, conectată la un computer compatibil IBM. Determinările experimentale s-au efectuate prin varierea succesivă a parametrilor regimului de aşchiere iar concluziile care se desprind evidenţiază strânsa interdependenţă dintre fenomenele acustice şi fenomenele vibratorii specifice maşinilor unelte aşchietoare, ele fiind în concordanţă cu alte rezultate experimentale înregistrate prin măsurători de vibraţii. Zgomotul produs în procesul de aşchiere oferă astfel o imagine completă şi complexă a comportării sistemului dinamic în timpul aşchierii.

Cercetările experimentale efectuate în acest sens deschid calea efectuării unei diagnoze care să concure la dezvoltarea unui sistem de control adaptiv destinat conducerii operaţiilor de aşchiere prin intermediul calculatorului.

**BIBLIOGRAFIE**

- A1. Albrecht P. "New developments in the theory of metal-cutting process. Part II. The theory of chip formation", Trans. of ASME J. Engn. Ind., serie B, vol.83, pp.557-568, 1961
- A2. Albrecht P. "Self induced vibrations in metal cutting", Trans. of ASME J. Engn. Ind., serie B, vol.84, pp.405-417, 1962
- A3. Albrecht P. "Dynamics of the metal cutting process", Trans. of ASME J. Engn. Ind., serie B, vol.87, pp.429-461, 1965
- B1. Brîndeu L. VIBRATII. Mecanică analitică, Vibrații mecanice, Institutul Politehnic Timișoara, 1979
- B2. Brîndeu L., Buzilă T., **Herișanu N.** "Vibrații. Teme și exemple de calcul-proiectare", Ed. Păunescu, Timișoara, 1992
- B3. Brîndeu L., Tămășdan C., Anghelescu V., Tămășdan M. "Metode și tehnici de calcul în teoria vibrațiilor", Ed. Păunescu, Timișoara, 1992
- B4. Brîndeu L., Tămășdan C., Tămășdan M. "Mecanica și vibrații. Culegere de probleme (programe) pentru calculator", Univ. "Politehnica" Timișoara, 1993
- B5. Brîndeu L., **Herișanu N.** "Impedanța mecanică în studiul vibrațiilor mașinilor", Analele Universității din Oradea, fascicula Mecanică, secțiunea Mecanică, vibrații, rezistența materialelor, 1992.
- B6. Brîndeu L., **Herișanu N.** "Utilizarea impedanțelor mecanice în studiul sistemelor cu acționare cinematică", a VII-a Conferință de Vibrații Mecanice, vol.I, Timișoara, 1993, pag.179-182
- B7. Brîndeu L., **Herișanu N.** "Caracteristici ale sistemului liniar cu elemente legate în serie supus unei acționări cinematice", Analele Universității din Oradea 1993

- B8. Brîndeu L., **Herișanu N.** "Impedanța mecanică în studiul absorbitorului dinamic de vibrații" *Analele Universității din Oradea, fascicola mecanică, secțiunea mecanică, vibrații, rezistența materialelor*, 1994, pag.7-11
- B9. Brîndeu L., **Herișanu N.** "Utilizarea impedanțelor mecanice la amortizarea vibrațiilor în procesul de așchiere". *Buletinul conferinței naționale de Dinamica Mașinilor, vol.I, Brașov,1994*
- B10. Brîndeu L., **Herișanu N.** "Utilisation des impedances mecaniques a l'etude de l'amortissement des vibrations dans le processus de coupe". *Buletinul Stiințific și Tehnic al Universității Tehnice Timișoara, Tom40(54), fascicola 1, 1995, pag.1-8*
- B11. Brîndeu L., **Herișanu N.** "Vibrații în sistemul dinamic de prelucrare datorită neliniarității procesului de așchiere". a VII-a conferință internațională de inginerie managerială și tehnologică *TEHNO MAN'95, Tehnologii și prelucrări prin așchiere. partea II, Timișoara, 1995, pag.11-16*
- B12. Brîndeu L., **Herișanu N.** "Vibrații datorate neliniarității forței de așchiere în procesele de prelucrare pe mașini unelte". *Acta Universitatis Cibiniensis, vol.XVII, Seria tehnică. Mecanică aplicată, Sibiu, 1995, pag.205-209*
- B13. Brîndeu L., **Herișanu N.** "Utilizarea impedanțelor mecanice în dinamica mașinilor", *Analele Conferinței internaționale TURBO'96, București, 15-17 iulie 1996, pag.92-101*
- B14. Brîndeu L., Roșca G., **Herișanu N.** "Vibrații generate de prelucrarea pe mașini unelte datorită neliniarității forței de așchiere". *Analele Universității din Oradea, 1997 pag.9-14*
- B15. Brîndeu L., **Herișanu N.** "Vibrații la prelucrările prin așchiere cu sculă având tăișul înclinat", *A VIII-a Conferință de Vibrații Mecanice, vol.II, Timișoara, 28-30 noiembrie 1996, pag.1-4*



- B16. Brîndeu L., **Herișanu N.** "Utilizarea metodei impedanțelor mecanice pentru studiul vibrațiilor plane", Buletinul Univ. "Petrol-Gaze" Ploiești, vol.XLXII, nr.10, Ploiești, 1998, pag.47-52
- B17. Brîndeu L., **Herișanu N.** "Study of the Mechanical Vibrations Using the Impedance Method", Bul. St. și Teh. al Univ. "Politehnica" Timișoara, Tom 42(56), fasc.1, Seria Mec., 1998, pag.1-6
- B18. Brîndeu L., Roșca G., **Herișanu N.** "Cercetări actuale privind dinamica prelucrării pe mașini unelte", Analele Universității din Oradea, Fasc.Mecanica, Sect. Mecanica. Rez.mat.și vibrații. 1998 pag.25-30
- B19. Brîndeu L., **Herișanu N.** "Metoda impedanțelor mecanice în dinamica transmisiilor mecanice, Ses. de Com. St. a Com. de Acustică a Academiei Române, București, 1998
- B20. Brîndeu L., **Herișanu N.** "Utilizarea impedanțelor mecanice pentru determinarea vibrațiilor forțate de torsiune", A XXII-a Conferință Națională de Mecanica Solidelor, Brașov, 1998
- B21. Brîndeu L., **Herișanu N.** "Determination of torsion forced vibrations using the mechanical impedance method". Bul. St. și Teh. al Univ. "Politehnica" Timișoara, Tom 42(56), fasc.1, Seria Mec., 1998
- B22. Botez E., Moraru C., Ispas C. "Mașini unelte. Organologia și precizia mașinilor unelte, vol.II, Ed.Tehnică, București, 1978
- B22. Bratu P. "Sisteme elastice de rezemare pentru mașini și utilaje". Ed. Tehnică, București, 1990
- B23. Buzdugan Gh. "Izolarea antivibratorie a mașinilor", Ed. Academiei, București, 1979
- B24. Buzdugan Gh., Fetcu L., Radeș M. "Vibrații mecanice", Ed. Didactică și Pedagogică, București, 1982
- B25. Buzdugan Gh., Mihăilescu E., Radeș M. "Măsurarea vibrațiilor mecanice", Ed. Academiei Române, București, 1979
- B26. Bailey J.A., Boothroyd G. "Critical review of some previous work on the mechanics of the metal-cutting process". Trans. ASME J. Engn. Ind., no.90, pp.54-62, 1968

- C1. Chiou Y.S., Chung E.S., Liang S.Y. "Analysis of tool wear effect on chatter stability in turning", *Int.J.Mec.Sci.*, vol.37, no.4, p.391-404, 1995
- C2. Chiriacescu S.T. "Contribuții la studiul stabilității dinamice a proceselor e prelucrare pe mașini unelte așchietoare", teză de doctorat, I.P. Iași, 1971
- C3. Chiriacescu S.T. "Stabilitatea în dinamica așchierii metalelor", Ed. Acad. Rom., București, 1984
- C4. Chiriacescu S.T. "Vibrațiile mașinilor unelte. Introducere în dinamica mașinilor unelte", Reprografia Univ. Brașov, 1984
- C5. Chiriacescu S.T. "Vibrații în construcția de mașini", Univ. din Brașov, 1981
- C6. Choudhury S.K., Goudimenko N.N., Kudinov V.A. - "On-line control of machine tool vibration in turning", *Int. J. Mach. Tools Manufact.*, vol.37, no.6, pag.801-811, 1997
- C7. Comstock T.R., Tse F.S., Lemon J.R. "Application of controlled mechanical impedance for reducing machine-tool vibration", *J. of Engng. for Ind.*, vol.91, no.4, 1969, pp.1057-1062
- C8. Cumming J.D., Kobayashi S., Thomsen E.G. "A new analysis of the forces in orthogonal metal cutting", *J. of Engng. for Ind.*, serie B, vol.87, no.4, 1965, pp.480-486
- C9. Cook N.H. "Self-excited vibrations in metal cutting". *Trans. ASME J. Engn. Ind.*, 8, 1959, pp.183-186
- C10. Cook N.H., Jhaveri P., Nayak N. "The mechanism of chip curl and its importance in metal cutting", *Journal Engn. Ind.*, 11, 1963, pp.374-380
- C11. Cozmâncă M. "Cercetări privind folosirea teoriilor matematice ale plasticității în mecanica procesului de așchiere". *Com. Conf. Proc. Util. de prelucrare la rece*. Timișoara. 1970
- C12. Claesson I., Hakansson L. "Adaptive active control of machine-tool vibration in a lathe", *Int.Journal of Acoust. and Vibr.*, no.4, p.155-162, 1998
- D1. Darabont Al., Văiteanu D., Iorga I., Simschevici H. "Socuri și vibrații. Aplicații în tehnică", Ed. Tehnică, București, 1988
- D2. Darabont Al., Văiteanu D. "Combaterea poluării sonore și a vibrațiilor", Ed. Tehnică, București, 1975

- D3. Darabont Al., Iorga I., Ciodaru M "Măsurarea zgomotului și vibrațiilor în tehnică", Ed.Tehnică, București, 1983
- D4. Deacu L., Pavel Gh. "Vibrații la mașini unelte", Ed. Dacia, Cluj Napoca, 1977
- D5. Dincă Fl., Teodosiu C. "Vibrații neliniare și aleatoare", Ed. Academiei, București, 1969
- G1. Gafițanu M., Crețu Sp., Drăgan B. "Diagnosticarea vibroacustică a mașinilor și utilajelor", Ed. Tehnică, București, 1987
- G2. Gafițanu M., Focșa V., Merticaru V., Biboros "Vibrații și zgomote", Ed. Junimea. Iași, 1980
- G3. Groșanu I., Brîndeu L. "Vibrații mecanice", Institutul Politehnic Timișoara, 1986
- G4. Groșanu I., Roșca G. "Asupra unor fenomene dinamice care apar la mașini unelte", Lucr. St., Seria A, St. tehnice, matem., fizica, chimie, Oradea, 1979
- H1. Harris C.M., Creede Ch.E. "Socuri și vibrații", Ed. Tehnică, București, 1969
- H2. **Herișanu N.**, Marinca V. "Liniarizarea echivalentă a unei ecuații diferențiale neliniare de formă polinomială cu aplicație la așchiera pe mașini unelte". A XXVII-a sesiune de comunicări științifice cu participare internațională. Academia Tehnică Militară, Secțiunea 17-Tehnologie, vol.1, București, noiembrie 1997
- H3. **Herișanu N.** "Stadiul actual al cercetărilor privind vibrațiile mașinilor unelte", Referat nr.1 al tezei de doctorat, Universitatea "Politehnica" din Timișoara, 1995
- H4. **Herișanu N.** "Cercetări privind stabilitatea dinamică a mașinilor unelte în procesul de așchiere", Referat nr.2 al tezei de doctorat, Universitatea "Politehnica" din Timișoara, 1995
- I1. Ispas C., Simion F.P. "Vibrațiile mașinilor-unelte. Teorie și aplicații", Ed. Acad. Rom., București, 1986
- K1. Kudinov V.A. "Dinamica mașinilor unelte".Ed.Tehnică.București, 1970
- K2. Kato S., Marui E., Kurita H. "Some considerations on prevention of chatter vibration in boring operation", J. of Engng. for Ind., vol.91, pp.717-730, 1969

- K3. Klegg R.L. "Cutting dynamics in machine-tool chatter. Contribution to machine-tool chatter. Research 3.", J. of Engng. for Ind., serie B, vol.87, no.4, pp.464-470, 1965
- K4. Kobayashi S., Thomsen E.G. "Some observations on the shearing process in metal cutting", Trans. of ASME J. Engn. Ind., serie B, vol.81, pp.251-256, 1959
- K4. Kobayashi S., Thomsen E.G. "Metal cutting analysis-I. Re-evaluation and new method of presentation of theories", Trans. of ASME J. Engn. Ind., serie B, vol.84, pp.63-70, 1962
- K5. Kobayashi S., Thomsen E.G. "Metal cutting analysis-II. New parameters", Trans. of ASME J. Engn. Ind., serie B, vol.84, pp.71-80, 1962
- L1. Lai G.J., Chang J.Y. "Stability analysis of chatter vibration for a thin-wall cylindrical workpiece", Int. J. of Mach. Tools Manufact., vol.35, no.3, 1995, pp.431-444
- L2. Lee A.C., Liu C.S., Chiang S.T. "Analysis of chatter vibration in a cutter-workpiece system", Int. J. of Mach. Tools Manufact., vol.31, no.2, 1991, pp.221-234
- L3. Lee B.Y., Tarng Y.S., Ma S.C. "Modeling of the process damping force in chatter vibration", Int. J. of Mach. Tools Manufact., vol.35, no.7, 1995, pp.951-962
- L4. Lemon J.R. "Application of self-excited machine-tool chatter theory. Contribution to machine-tool chatter. Research 4", J. of Engng. for Ind., serie B, vol.87, no.4, pp.471-479, 1965
- L5. Long G.W., Lemon J.R. "Structural dynamics in machine-tool chatter. Contribution to machine-tool chatter. Research 2.", J. of Engng. for Ind., serie B, vol.87, no.4, pp.455-463, 1965
- M1. Mangeron D., Irimiciuc N. "Mecanica rigidelor cu aplicații în inginerie, vol.III. Mecanica vibrațiilor sistemelor rigide". Ed. Tehnică. București, 1981
- M2. Marchelek K., Tomkow J. "Experimental investigations in cutting dynamics", J. of Eng. for Industry, vol.115, 1993, pag.508-511

- M3. Marui E., Hashimoto M., Kato S "Regenerative chatter vibration occurring in turning with different side cutting edge angles". Trans ASME, J. Engn. Ind., vol.117, nr.4, pp.551-558, 1995
- M4. Mei Z., Yang S., Shi H., Chang S., Ehmann K.F. "Active chatter suppression by on-line variation of rake and clearance angles in turning-Principles and experimental investigations". Int. J. of Mach. Tools Manufact., vol.34, no.7, 1994, pp.981-990
- M5. Merchant M.E. "Basic mechanics of the metal-cutting process". J. of Applied Mech.,vol.11.Trans.ASME.vol.66.1944.p.A-168
- M6. Merritt H.E. "Theory of self-excited machine-tool chatter. Contribution to machine-tool chatter. Research-1". Trans.ASME,J.of Engng.for Ind.,B87(4),1965,p.447-455
- M7. Moraru V., Ispas C., Rusu St. "Vibrațiile și stabilitatea mașinilor-unelte". Ed. Tehnică, București, 1982
- M8. Minis I.E., Magrab E.B., Pandelidis I.O. "Improved methods for the prediction of chatter in turning. Part 1: Determination of structural response parameters". Trans. ASME. J. of Eng. for Industry, vol.112, 1990, pag.12-20
- M9. Minis I.E., Magrab E.B., Pandelidis I.O. "Improved methods for the prediction of chatter in turning. Part 2: Determination of cutting process parameters". Trans. ASME. J. of Eng. for Industry, vol.112, 1990, pag.21-27
- M10. Minis I.E., Magrab E.B., Pandelidis I.O. "Improved methods for the prediction of chatter in turning. Part 3: A generalized linear theory", Trans. ASME, J. of Eng. for Industry, vol.112, 1990, pag.28-35
- M11. Murașkin L.S., Murașkin S.L. "Prikladnaia nelineinaia mehanika stankov". Mașinostroenie, Leningrad, 1997
- M12. Mizukane M., Furukawa Y., Shiozaki S. "Dynamic stiffness of machine tool feed driving system. 2st report: Experimental evaluation on the damping capacity of slideway Bulletin of the JSME. vol.23, no.180, pp.997-1002, june, 1980

- N1. Nakayama K., Tamura K. "Size effect in metal-cutting force", Trans. ASME, serie B, vol.90, no.2, pp.119-124, 1968
- O1. Oxley P.L.B. "Rate of strain effect in metal cutting", Trans. ASME, serie B, vol.85, no.11, pp.335-338, 1963
- O2. Oxley P.L.B. "Mechanics of metal cutting for a material of variable flow stress", Trans. ASME, serie B, vol.85, no.11, pp.339-345, 1963
- P1. Pandit S.M., Subramanian T.L. "Stability of random vibrations with special reference to machine-tool chatter Trans.ASME, serie B, vol.97, no.2, pp.216-219, 1975
- P2. Pandit S.M., Subramanian T.L., Wu S.M. "Modeling machine tool chatter by time series Journal of Engineering for Industry, february, 1975, pp.211-215
- R1. Reddy V.R., Sharan A.M. "The static and dynamic analysis of machine tools using dynamic matrix reduction technique", Int.J. Mach. Tool Manufact., vol.27, no.1, 1987, pp.105-112
- R2. Roșca G. "Dinamica mașinilor de frezat universal pentru sculărie FUS 25-FUS 32. Criterii de apreciere a stabilității dinamice", Teză de doctorat, I.P.Timișoara. 1981
- R3. Roșca G., Groșanu I. "Influența neuniformității vitezei unghiulare asupra proceselor dinamice la mașini unelte", Lucr. St., Seria A, St. tehnice, matem., fizica, chimie, Oradea, 1979
- R3. Rusu St. "Autovibrațiile proceselor de prelucrare mecanică. Stabilitatea dinamică liniară și neliniară a acestor procese", teză de doctorat, I.C.București, 1974
- S1. Shi H.M., Wang J.L. "A model for non-free cutting", It. J. of Mach. Tools Manufact., vol.35., no.11, 1995, pp.1507-1522
- S2. Silaș Gh. "Mecanica. Vibrații mecanice", Ed. Didactică și Pedagogică, București, 1968
- S3. Silaș Gh., Groșanu I. "Mecanica", Ed. Didactică și Pedagogică, București, 1981
- S4. Silaș Gh., Rădoi M., Brîndeu L., Klepp H., Hegedus A. "Culegere de probleme de vibrații mecanice", vol.2, Ed. Tehnică, București, 1973

- S5. Silaș Gh., Brîndeu L. "Sisteme vibropercutante", Ed. Tehnică, București, 1986
- S6. Silaș Gh., Brîndeu L., Roșca G. "Autooscilații neliniare la prelucrarea prin așchiere", Lucr. St., Seria A, St. tehnice, matem., fizica, chimie, Oradea, 1978
- S7. Silaș Gh., Brîndeu L., Roșca G. " Studiul autooscilațiilor neliniare ce apar la prelucrarea prin așchiere, Lucr. St., Seria A, St. tehnice, matem., fizica, chimie, Oradea, 1979
- S8. Shiozaki S., Furukawa Y., Mizukane M. "Dynamic stiffness of machine tool feed driving system. 1st report: Theoretical analysis on the damping capacity of slideway" Bulletin of the JSME, vol.23, no.180, pp.991-996, june, 1980
- S9. Srinivasan K., Hachtigal C.L. "Investigation of the cutting process dynamics in turning operations", J. of Eng. for Industry, vol.100, 1978, pag.323-331
- S10. Sweeney G., Sadek M.M. "An assesment of different methods of dynamic cutting force analysis".Machinery and Production Engn., vol.119, no.3078, 1971, pp.686-692
- S11. Sanjiv G.T., Keith E.R., Bruce L.W. "A study of cutting process stability of a boring bar with active dynamic absorber".Int. J. Mach. Manufact., vol.35, no.1, 1995, pag.91-108
- S12. Seethaler R.J., Yellowley I. "An upper-bound cutting model for oblique cutting tools with a nose radius", Int. J. Mach. Manufact., vol.37, no.2, 1997, pag.119-134
- S13. Sadek M.M., Knight W.A. "Dynamic acceptance tests applied to a center-type lathe Journal of Engineering for Industry, 1975, pp.203-210
- S14. Sisson T.R., Kegg R.L. "An explanation of low-speed chatter effects", ASME J. of Engn. Ind., vol.91, pp.951-958, 1969
- S15. Smith S., Tlusty J. "Update on high-speed milling dynamics". Trans. of the ASME, vol.112, 1990
- S16. Sadek M.M. "Amortizoare de șocuri pentru reducerea vibrațiilor la mașini unelte". Machinery and production Engineering, vol.120, no.3090, 1972, pag.152-161

- T1. Tarng Y.S., Young H.T., Lee B.Y. "An analytical model of chatter vibration in metal cutting", Int. J. of Mach. Tools Manufact., vol.34, no.2, 1994, pp.91-108
- T2. Tewani S.G., Rouch K.E., Walcott B.L. "A study of cutting process stability of a boring bar with active dynamic absorber", Int. J. of Mach. Tools Manufact., vol.35, no.1, 1995, pp.91-108
- T3. Tobias S.A. "Machine-tool vibration", John Wiley & Sons, Inc., New York, 1965
- T4. Tomkow J., Marchelek K. "Modelling cutting process in dynamic stability analysis of machine-tools", Int. J. of Mach. Tools Manufact., vol.35, no.4, 1995, pp.535-545
- T5. Thompson R.A. "The modulation of chatter vibrations", J. of Engng. for Ind., vol.91, pp.673-679, 1969
- V1. Vlase A., Sturzu A., Neagu D., Stănescu C., Atanase M.: "Tehnologii de prelucrare pestrunguri. Indrumar de proiectare", Ed. Teh., București, 1989
- W1. Walter M.F., Stahl J.E. "The connection between cutting and clamping forces in turning", Int. J. of Mach. Tools Manufact., vol.34, no.7, 1994, pp.991-1003
- W2. Wu W.D., Liu C.R. "An analytical model of cutting dynamics. Part 1: Model building; Part 2: Verification", J. of Eng. for Ind., no.107, 1985
- Y1. Yen K.Z.Y., Hsueh W.C. "Suppression of chatter vibration in inner-diameter cutting", JSME Int. J., vol.39, no.1, 1996, pp.25-33
- \*\*\*\* Technical documentation 2237 Controller Integrating Sound Level Meter. Bruel & Kjaer, Denmark
- \*\*\*\* Noise Level Analyser Bruel & Kjaer Type 4426. Instruction Manual
- \*\*\*\* Prospecte ale firmelor Bruel & Kjaer, Hottinger Baldwin Messtechnik
- \*\*\*\* STAS 10854-82 Socuri și vibrații. Terminologie
- \*\*\*\* STAS 6599/1-88 Așchiere și scule așchietoare. Cinematica așchierii.
- \*\*\*\* STAS 6599/4-89 Așchiere și scule așchietoare. Forțe, energii, puteri. Terminologii
- \*\*\*\* Programe MATHCAD, MATHLAB, EXCEL



# CUPRINS

Prefață . . . . .	2
1. Introducere . . . . .	5
1.1. Vibrații în procesele de prelucrare prin așchiere . . . . .	5
1.2. Importanța vibrațiilor libere . . . . .	6
1.3. Surse generatoare de vibrații forțate . . . . .	8
1.4. Cauze ale apariției autovibrațiilor în procesele de prelucrare pe mașini unelte . . . . .	13
2. Cercetări privind vibrațiile la mașini unelte . . . . .	20
3. Stări de tensiune la formarea așchiei . . . . .	54
3.1. Introducere . . . . .	54
3.2. Procesul de forfecare la formarea așchiei . . . . .	56
3.3. Echilibrul așchiei în momentul desprinderii . . . . .	60
3.4. Echilibrul la limită al sculei la desprinderea așchiei . . . . .	62
3.5. Starea de tensiune a părții așchietoare a sculei . . . . .	64
4. Utilizarea metodei impedanțelor mecanice în dinamica mașinilor unelte . . . . .	67
4.1. Considerații generale . . . . .	67
4.1.1. Conceptul de impedanță mecanică . . . . .	67
4.1.2. Impedanța în cazul elementelor mecanice simple . . . . .	69
4.1.3. Principii privind stabilirea impedanțelor echivalente . . . . .	72
4.1.4. Construcția schemei echivalente în impedanțe . . . . .	75
4.1.5. Metoda impedanțelor în sisteme cu acționare cinematică . . . . .	76
4.2. Absorbitorul dinamic simplu de vibrații . . . . .	80
4.2.1. Modelul dinamic și schema echivalentă . . . . .	80
4.2.2. Caracteristici de funcționare . . . . .	84
4.3. Absorbitorul dinamic cu amortizare vâscoasă . . . . .	86
4.3.1. Construcția schemei în impedanțe . . . . .	86
4.3.2. Determinarea răspunsului mașinii . . . . .	88
4.3.3. Puncte fixe ale curbelor de răspuns . . . . .	90
4.4. Metoda impedanțelor în dinamica transmisiilor mecanice . . . . .	94
4.4.1. Transmisii mecanice . . . . .	94
4.4.2. Arbore elastic cu doi volanți . . . . .	95

4.4.3. Dinamica transmisiei redusă la primul arbore . . . . .	99
4.4.3.1. Modelul dinamic al transmisiei între doi arbori . . . . .	99
4.4.3.2. Schema în impedanțe a lanțului cinematic . . . . .	99
4.4.3.3. Determinarea vibrațiilor forțate de torsiune . . . . .	100
4.4.3.4. Concluzii . . . . .	102
4.5. Utilizarea metodei impedanțelor mecanice în studiul unor subansambluri de mașini unelte . . . . .	103
4.5.1. Schema echivalentă în impedanțe pentru vibrații pe direcții diferite . . . . .	103
4.5.2. Comportarea dinamică a consolei unei mașini de frezat . . . . .	104
4.5.2.1. Modelul dinamic . . . . .	104
4.5.2.2. Schema echivalentă în impedanțe . . . . .	106
4.5.3. Utilizarea impedanței mecanice în dinamica mașinii de rabotat . . . . .	109
5. Neliniarități ale sistemului dinamic de așchiere al mașinilor unelte . . . . .	112
5.1. Considerații generale . . . . .	112
5.2. Modelul dinamic simplificat al sistemului neliniar de așchiere . . . . .	115
5.3. Considerarea influenței unghiului de atac principal asupra comportamentului dinamic al sistemului . . . . .	120
5.4. Metoda echivalenței liniare . . . . .	112
6. Utilizarea absorbitorului vibropercutant pentru îmbunătățirea regimului dinamic de așchiere pe mașini unelte . . . . .	129
6.1. Utilitatea și funcționalitatea absorbitorului dinamic vibropercutant . . . . .	129
6.2. Absorbitor dinamic vibropercutant orizontal . . . . .	132
6.3. Soluții constructive de absorbitori dinamici vibropercutanți . . . . .	137
7. Fenomene acustice în funcționarea mașinilor unelte . . . . .	141
7.1. Generalități . . . . .	141
7.2. Calculul nivelului acustic echivalent . . . . .	142
7.3. Caracterul nociv al zgomotelor produse în funcționarea mașinilor unelte . . . . .	144
7.4. Dezvoltarea măsurătorilor . . . . .	145
7.5. Modul de lucru și echipamentul experimental . . . . .	145
7.6. Setări inițiale . . . . .	147
7.7. Transferarea înregistrărilor în computer . . . . .	148
7.8. Efectuarea determinărilor experimentale . . . . .	149
7.9. Concluzii . . . . .	152
8. Concluzii și contribuții originale . . . . .	163
Bibliografie . . . . .	168
Cuprins . . . . .	178