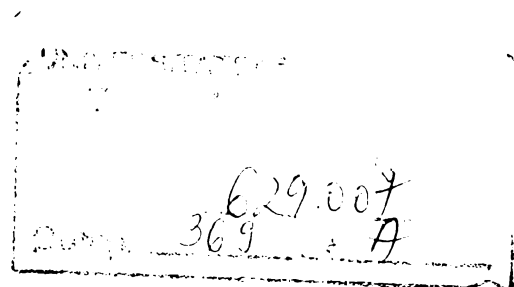


**PROBLEME PRIVIND
AMORTIZAREA VIBRAȚIILOR
PRODUSE ÎN PROCESUL
PRELUCRĂRILOR MECANICE**

BIBLIOTECA CENTRALĂ
UNIVERSITATEA "POLITEHNICA"
TIMIȘOARA



Cuprins

Capitolul 1. Stadiul actual al vibrațiilor care apar în procesul de prelucrare mecanică prin așchiere	6
1.1. Tipologia vibrațiilor din procesul de așchiere	6
1.2. Principalele cauze ale apariției vibrațiilor în procesul de așchiere	9
1.2.1. Cauze exterioare sistemului mașină-dispozitiv-sculă-piesă	10
1.2.2. Cauze interioare sistemului mașină-dispozitiv-sculă-piesă	10
1.3. Factori de influență asupra producerii vibrațiilor în procesul de așchiere	14
1.3.1. Materialul de prelucrat	16
1.3.2. Materialul sculei și precizia suprafețelor sculei	19
1.3.3. Parametrii geometrici ai sculei și poziția sculei	19
1.3.4. Parametrii regimului de așchiere	22
1.3.5. Lichidul de răcire-ungere	23
Capitolul 2. Modele teoretice pentru studiul autovibrațiilor care apar în procesul de strunjire interioară	25
2.1. Generalități	25
2.2. Modele teoretice bazate pe conceptul de arc de așchiere	30
2.3. Modele de amortizoare dinamice montate în interiorul unui cuțit de strunjit, conținând arc de așchiere	38
2.4. Modele cu întârziere privind autovibrațiile din procesul de strunjire interioară	50
2.4.1. Model cu întârziere, considerată la definirea forței dinamice de așchiere	50

2.4.2. Model cu întârziere, considerată la deplasarea piesei care se prelucrează54
Capitolul 3. Cercetări experimentale privind amortizarea autovibrațiilor cuțitelor de strunjit interior. Rezultate și interpretări58
3.1. Condiții de experimentare58
3.1.1. Piesa de prelucrat58
3.1.2. Mașina-unealtă60
3.1.3. Scula așchietoare60
3.1.4. Regimuri de așchiere.65
3.1.5. Aparatura de cercetare.66
3.2. Analiza comparativă a diagramelor de variație a forței de așchiere și a diagramelor de variație a amplitudinii autovibrațiilor, înregistrate la strunjirea interioară cu cuțitul fără respectiv cu amortizor73
3.2.1. Considerații teoretice73
3.2.2. Diagrame înregistrate74
3.2.3. Interpretarea rezultatelor78
3.3. Analiza comparativă a influenței autovibrațiilor care apar în timpul strunjirii interioare cu cuțitul fără și cu amortizor încorporat, asupra calității suprafeței prelucrate80
3.3.1. Considerații generale80
3.3.2. Rezultate experimentale82
3.3.3. Diagrame de interpretare84
3.3.4. Interpretarea rezultatelor87
Capitolul 4. Monitorizarea autovibrațiilor care apar în timpul procesului de strunjire interioară89
4.1. Tehnici curențe de atenuare a vibrațiilor din procesul de așchiere89
4.2. Monitorizarea autovibrațiilor în timpul strunjirii interioare89

4.2.1. Subsistemul de urmărire a autovibrațiilor91
4.2.2. Subsistemul de reducere a autovibrațiilor99
Capitolul 5. Concluzii. Contribuții originale	101
Bibliografie	108
Anexă	117

Capitolul 1
Stadiul actual al vibrațiilor
care apar în procesul de prelucrare mecanică prin așchiere

1.1. Tipologia vibrațiilor din procesul de așchiere

Prelucrarea mecanică prin așchiere este un proces complex de generare a suprafețelor, în care sistemul tehnologic mașină-unealtă-dispozitiv-sculă-piesă (MDSP) este un sistem preponderent elastic. Întregul sistem este supus acțiunii unor forțe excitatoare, cu intensități și frecvențe diferite.

Fenomenele dinamice din mașinile-unelte sunt determinate de interacțiunea dintre sistemul elastic și procesele de lucru, care însoțesc funcționarea mașinilor-unelte respective.

Sistemul elastic este format din mașina-unealtă propriu-zisă, dispozitivul de prindere, scula așchietoare și piesa de prelucrat.

Procesele de lucru reprezintă ansamblul de fenomene fizico-chimice, care se desfășoară în zonele de contact ale elementelor sistemului elastic [58], [70]. Astfel, procesul de așchiere se desfășoară în zona de contact dintre piesă și sculă; procesul de frecare se desfășoară între elementele cuplurilor cinematice și îmbinărilor; procesele din motoarele de acționare se desfășoară în interstițiul dintre rotor și stator, dintre piston și cilindru, etc.

Sistemul elastic și procesele de lucru, în interacțiunea lor sunt tratate ca un sistem dinamic propriu mașinii-unelte.

Acțiunile proceselor de lucru asupra sistemului elastic sunt în general de natură mecanică (forțe sau momente), dar pot fi și de natură termică, electrică, etc.

CAPITOLUL 1

STADIUL ACTUAL AL VIBRAȚIILOR CARE APAR ÎN PROCESUL DE PRELUCRARE MECANICĂ PRIN AȘCHIERE

Ca urmare a acestor acțiuni apar deplasări relative ale elementelor constructive ale sistemului elastic, ca de exemplu între sculă și piesă; sanie și ghidaj; fus și lagăr; rotor și stator; etc. Aceste deplasări reprezintă reacțiunea sistemului elastic la acțiunea proceselor de lucru și conduc la variația parametrilor de lucru cum ar fi secțiunea așchiei, presiunea pe suprafețele de contact, viteza de deplasare relativă, și se numesc vibrații.

În procesul de prelucrare mecanică prin așchiere, apariția vibrațiilor este inevitabilă, iar în situațiile în care amplitudinea depășește limitele impuse preciziei dimensionale și de formă a suprafețelor generate, fenomenul vibrator este dăunător.

Principalele **tipuri de vibrații** care apar în procesul de prelucrare mecanică prin așchiere sunt:

- ✓ ***Vibrații libere.*** Aceste vibrații sunt provocate de o excitație de scurtă durată. Vibrațiile libere caracterizează procesele tranzitorii și au o durată foarte scurtă datorită amortizărilor mari în îmbinările mașinilor-unelte, motiv pentru care în majoritatea lucrărilor de specialitate [28], [70], [101] sunt considerate ne semnificative. Prin urmare, vibrațiile tranzitorii sunt acele vibrații care apar temporar în procesul de trecere spre starea de funcționare stabilă. Procesele tranzitorii care prezintă interes deosebit la prelucrarea pe mașini-unelte sunt: intrarea și ieșirea sculei în/din așchiere, accelerarea și frânarea elementelor mobile, inversarea sensului de mișcare, etc.
- ✓ ***Vibrații forțate.*** Aceste vibrații sunt provocate de o excitație periodică externă și au aceeași frecvență ca și forța perturbatoare [52], [70]. La rândul lor, vibrațiile forțate pot fi:

- ***vibrații forțate care nu depind de procesul de așchiere.*** Apariția lor este legată de acțiunea forțelor de inerție, care iau naștere ca urmare a mișcării de rotație a maselor neechilibrate din lanțurile cinematice ale mașinilor-unelte, precum și de vibrațiile transmise de la alte mașini și instalații învecinate [70]. Această categorie de vibrații apare ca urmare a imperfecțiunilor tehnologice de prelucrare și asamblare a organelor mașinilor-unelte, a fixării necorespunzătoare a mașinilor-unelte pe fundație. Vibrațiile forțate care nu depind de procesul de așchiere mai pot fi

provocate de erori ale roților dințate, de neuniformități ale curelelor sau de ondulații ale căilor de rulare ale rulmenților.

- *vibrații forțate care depind de procesul de așchiere.* Apariția lor este legată de numeroși factori cum sunt: variația adaosului de prelucrare; variația secțiunii așchiei, în cazul prelucrării prin frezare și în cazul prelucrării prin broșare; variația periodică a secțiunii așchiei la strunjirea semifabricatelor excentrice și la prelucrarea cu pietre de rectificat excentrice; variației vitezei de așchiere [52], [70].

Dependența acestei categorii de vibrații de particularitățile procesului tehnologic, face ca evitarea apariției lor să nu fie posibilă decât în cazuri foarte rare (prin micșorarea variației adaosului de prelucrare a semifabricatului și a excentricității sculelor).

✓ *Autovibrații.* Autovibrațiile apar exclusiv în timpul procesului de prelucrare prin așchiere, datorită variației forței de așchiere, variației grosimii așchiei și nu în ultimul rând datorită inerției procesului de așchiere [52], [70]. Autovibrațiile sunt vibrații întreținute datorate unor factori excitatori, generați de însăși mișcarea vibratorie. După natura factorilor excitatori, autovibrațiile ce apar în sistemele elastice ale mașinilor-unelte pot fi:

- *autovibrații care apar în procesul de așchiere ca urmare a interdependenței dintre mărimea forței de așchiere și deplasarea relativă dintre sculă și semifabricat;*
- *autovibrații datorate proceselor de frecare, prin caracterul dependenței dintre forța de frecare și viteza de alunecare din cuplurile cinematice;*
- *autovibrații datorate neuniformității adaosului de prelucrare, care produc variația forței de așchiere și deplasări neuniforme între sculă și semifabricat.*

Datorită vibrațiilor din procesul de așchiere apare o uzură a mașinii-unelte, o uzură prematură a sculei așchietoare, mai ales în cazul utilizării sculelor cu carburi metalice sau cu plăcuțe mineralo-ceramice, precum și o înrăutățire a rugozității suprafeței așchiate,

CAPITOLUL 1

STADIUL ACTUAL AL VIBRAȚIILOR CARE APAR ÎN PROCESUL DE PRELUCRARE MECANICĂ PRIN AȘCHIERE

ceea ce este defavorabil la operațiile de finisare. Concomitent cu neajunsurile anterioare, vibrațiile micșorează posibilitățile de exploatare integrală a mașinii-unelte și produc o poluare fonică a mediului ambiant.

Numeroasele studii și cercetări care s-au făcut în legătură cu influența vibrațiilor asupra sculei așchietoare au condus la concluzia, că în condiții de apariție a vibrațiilor, durabilitatea sculei, care reprezintă durata așchierii între două reascuțiri poate să scadă de 4 ori și chiar mai mult [52], [70], [101].

1.2. Principalele cauze ale apariției vibrațiilor în procesul de așchiere

Apariția vibrațiilor în procesul de așchiere este consecința acțiunii unei multitudini de factori excitatori.

Cele mai importante cauze ale producerii vibrațiilor în procesul de așchiere sunt redate sintetic în figura 1.1., [58], [97].

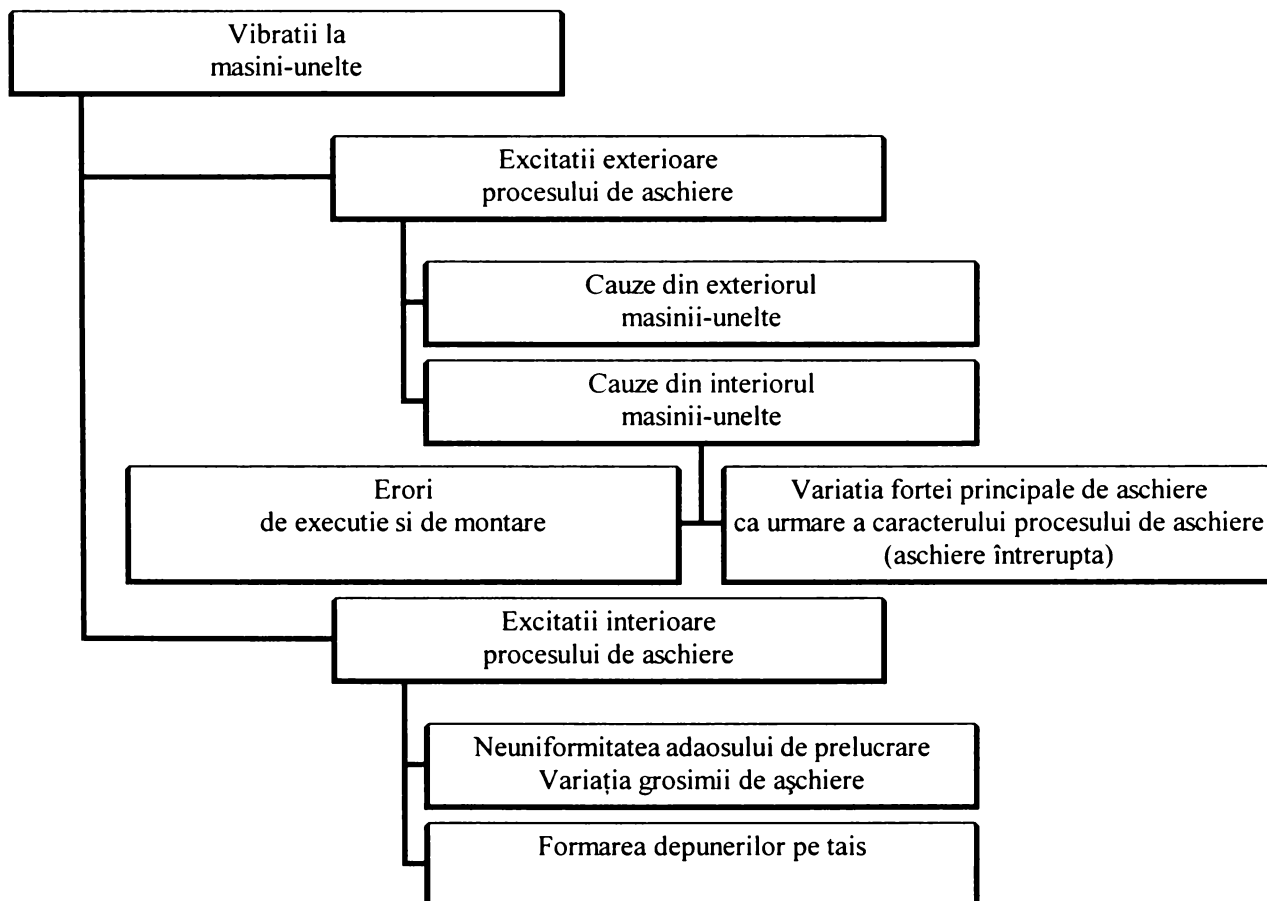


Figura 1.1.

1.2.1. Cauze exterioare sistemului – mașină-dispozitiv-sculă-piesă (MDSP)

Cauzele exterioare sistemului elastic sunt reprezentate de vibrațiile care se transmit prin fundația mașinii-unelte. Acestea pot să provină de la alte mașini-unelte învecinate, ciocane, prese, compresoare, ventilatoare neechilibrate, etc. Ca urmare a vibrațiilor transmise prin sol de la alte mașini, vibrațiile planșei unui atelier cuprind un spectru larg de frecvențe [49]. Datorită acestui fapt, în general una din aceste vibrații poate avea frecvența apropiată de frecvența proprie a mașinii-unelte pe care se așchiază, și astfel la aceasta vor apare vibrații forțate.

Aceste vibrații au în general amplitudine mică și sunt supărătoare, mai ales în cazul prelucrării de finisare, (alezare de precizie, rectificare) producând rugozități mari [49], [97].

1.2.2. Cauze interioare sistemului – mașină-dispozitiv-sculă-piesă (MDSP)

În interiorul sistemului elastic – mașină-dispozitiv-sculă-piesă (MDSP) apar discontinuități sau neuniformități de mișcare, care conduc la vibrații ale sistemului [97].

Cauzele acestor vibrații se pot datora:

✓ *neuniformității materialului de prelucrat*

Dacă materialul de prelucrat are mici grăunți duri, aceștia pot produce vibrații libere asupra semifabricatului și sculei. În cazul în care aceste vibrații se amortizează repede, producerea lor nu este importantă. Dacă aceste vibrații tranzitorii nu se amortizează, atunci se pot produce vibrații de amplitudine mare (datorită instabilității dinamice), care devin inoportune [49], [97].

Neuniformități în procesul de așchiere se pot produce și datorită depunerilor pe tăiș [58], depuneri care periodic se rup determinând apariția microneregularităților (cratere), care sunt relativ mari [49].

✓ *așchierii intermitente*

La prelucrarea suprafețelor discontinue (prelucrarea arborilor cu canale de pană, intrarea și ieșirea sculei în/din așchiere-în cazul frezelor etc.) apar variații ale forței principale de așchiere, care determină apariția vibrațiilor. Dacă aceste

vibrații au o frecvență ce coincide cu frecvența proprie a structurii sistemului mașină-dispozitiv-sculă-piesă (MDSP), datorită fenomenului de rezonanță pot să apară vibrații forțate de amplitudine mare [49], [97].

La prelucrarea cu scule prevăzute cu un singur așchietor, aceste vibrații deși influențează asupra durabilității sculei, nu au amplitudine mare și se amortizează repede. Nu același lucru se întâmplă la rectificare, unde după trecerea discului abraziv peste un canal, vibrațiile nu se amortizează și apar urme pe periferia discului.

Deasemenea, variația forțelor de frezare produce o variație a momentului necesar frezării, care dă naștere la vibrații forțate de răsucire asupra axului frezei. Aceste vibrații au influență negativă asupra durabilității frezei (mai ales la frezele armate cu plăcuțe din carburi metalice) [49], [97].

✓ *maselor neechilibrate în mișcare de rotație*

Datorită impreciziei de execuție sau de montare a sistemului mașină-dispozitiv-sculă-piesă (MDSP), care ar putea conține: excentricități ale unor organe de mașini, excentricități ale semifabricatului, bătăi ale sculei etc., în cazul în care turația acestora se apropie de una din frecvențele proprii ale structurii sistemului, apar vibrații de amplitudine mare, care influențează negativ atât calitatea prelucrării cât și durabilitatea sculei [97].

✓ *abaterilor roților dințate*

Abaterile roților dințate, care ar putea fi: excentricități, excentricitatea danturii, erori de divizare, erori ale profilului danturii etc, reprezintă cauzele care pot produce vibrații ale sistemului mașină-dispozitiv-sculă-piesă (MDSP). Din acest motiv, în cazul prelucrării de precizie (de exemplu la rectificare) se înlocuiesc roțile dințate prin curele de transmisie, care joacă rolul unor filtre [97].

✓ ***antrenării prin curea***

Datorită variației razei efective a curelei (raza fibrei neutre), variației razei efective a roții de curea, precum și datorită defectelor de structură ale curelei (variația profilului curelei, neomogenitatea materialului curelei, etc.) pot apărea vibrații forțate torsionale sau rectilinii [49], [97]. Pentru atenuarea acestor vibrații, de regulă curelele trapezoidale se înlocuiesc cu curele plate.

✓ ***lagărelor***

Ca urmare a impreciziei elementelor componente ale rulmenților cu bile sau cu role (elemente de rulare sau căi de rulare) pot să apară vibrații în funcționarea rulmenților respectiv vibrații la prelucrare, care sunt nedorite în cazul așchierii de mare precizie [97].

Cele mai bune rezultate se obțin atunci când sunt prevăzute două rânduri de rulmenți, cu joc radial redus sau chiar cu joc radial negativ. În acest ultim caz se obține o îmbunătățire a suprafeței prelucrate, însă intervine o încălzire a rulmenților și o micșorare a durabilității acestora.

Vibrații intervin și în cazul lagărelor de alunecare, atunci când există imprecizii dimensionale sau ovalizări prin uzură.

Lagărele de alunecare au o capacitate de amortizare mai mare decât cea a lagărelor cu rulmenți; acest lucru fiind valabil atunci când se utilizează un lubrifiant cu vâscozitate mare. Odată cu creșterea temperaturii lubrifiantului, scade capacitatea de amortizare [89].

✓ ***neliniarității forței de așchiere în raport cu viteza de așchiere***

Neliniaritatea forței de așchiere în raport cu viteza reprezintă una din cauzele apariției autovibrațiilor la prelucrările prin așchiere.

CAPITOLUL 1

STADIUL ACTUAL AL VIBRAȚIILOR CARE APAR ÎN PROCESUL DE PRELUCRARE MECANICĂ PRIN AȘCHIERE

Componenta principală F_c a forței de așchiere se determină cu relația [52], [78]:

$$F_c = C_F \cdot K_F \cdot a^{x_F} \cdot s^{y_F} \cdot v^{-n_F}, \quad (1.1)$$

în care:

C_F – constanta materialului supus prelucrării, având o anumită geometrie determinată în anumite condiții de așchiere;

K_F - coeficient de corecție în funcție de condițiile concrete de prelucrare;

a - adâncimea de așchiere [mm];

s – avansul de lucru [mm/rot];

v - viteza de așchiere [m/min];

x_F, y_F, n_F – exponenți de influență a parametrilor regimului de așchiere.

Variația forței de așchiere în raport cu viteza de așchiere este neliniară și descrescătoare, după cum se poate observa în figura 1.2.

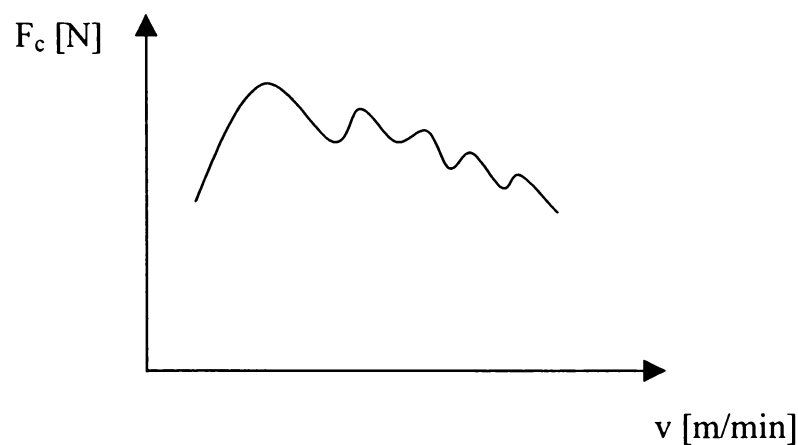


Figura 1.2.

✓ *inerției procesului de așchiere*

Inerția procesului de prelucrare prin așchiere constă într-o întârziere a variației forței de așchiere, în raport cu deplasarea relativă dintre sculă și piesă, raportată la vârful sculei. Altfel spus, forța principală de așchiere nu variază în același timp cu variația grosimii așchiei, în special datorită deformării plastice a materialului de prelucrat [58].

1.3. Factori de influență asupra producereii vibrațiilor în procesul de așchiere

Punerea în evidență a provenienței vibrațiilor, în cazul prelucrării mecanice prin așchiere [53], [97], [110] se poate face cu ajutorul diagramei din figura 1.3.

În cazul în care se constată vibrații în timpul procesului de prelucrare prin așchiere, prima operație care se impune este decuplarea mașinii-unelte. Dacă în urma decuplării mașinii-unelte vibrațiile încetează, atunci cauza acestora este în interiorul sistemului elastic mașină-dispozitiv-sculă-piesă (MDSP), iar dacă vibrațiile persistă, atunci cauza acestora se datorează vibrațiilor transmise de la alte mașini învecinate, prin fundația mașinii-unelte pe care se așchiază.

Apoi se urmărește locul de proveniență al vibrațiilor, comparând frecvența și uneori amplitudinea vibrațiilor de la mașina-unealtă, cu frecvența și amplitudinea măsurată în diferite locuri perturbatoare.

Dacă s-a stabilit că vibrațiile se datoresc sistemului mașină-dispozitiv-sculă-piesă (MDSP), atunci se cuplează mașina-unealtă.

Dacă vibrațiile încetează, atunci cauza acestora se datorează procesului de așchiere. În caz contrar, dacă apar vibrații puternice la mașina-unealtă, atunci acestea provin de la diferitele mase neechilibrate în mișcare, urmărindu-se frecvența vibrațiilor. Frecvența acestor vibrații se compară cu frecvența vibrațiilor diferitelor organe ale mașinii-unelte.

Dacă se dovedește că vibrațiile provin din procesul de așchiere, atunci se stabilește frecvența acestora și frecvența întreruperilor de intrare în așchiere a sculei.

În cazul în care la schimbarea turației, frecvența vibrațiilor rămâne egală cu cea a întreruperilor de așchiere, cauza vibrațiilor este aceasta din urmă. Dacă însă la schimbarea turației, frecvența vibrațiilor diferă de cea a întreruperilor de intrare în așchiere și nu se modifică sau se modifică nesemnificativ la varierea turației, atunci vibrațiile sunt autoexcitate.

CAPITOLUL 1
STADIUL ACTUAL AL VIBRAȚIILOR CARE APAR ÎN PROCESUL DE
PRELUCRARE MECANICĂ PRIN AȘCHIERE

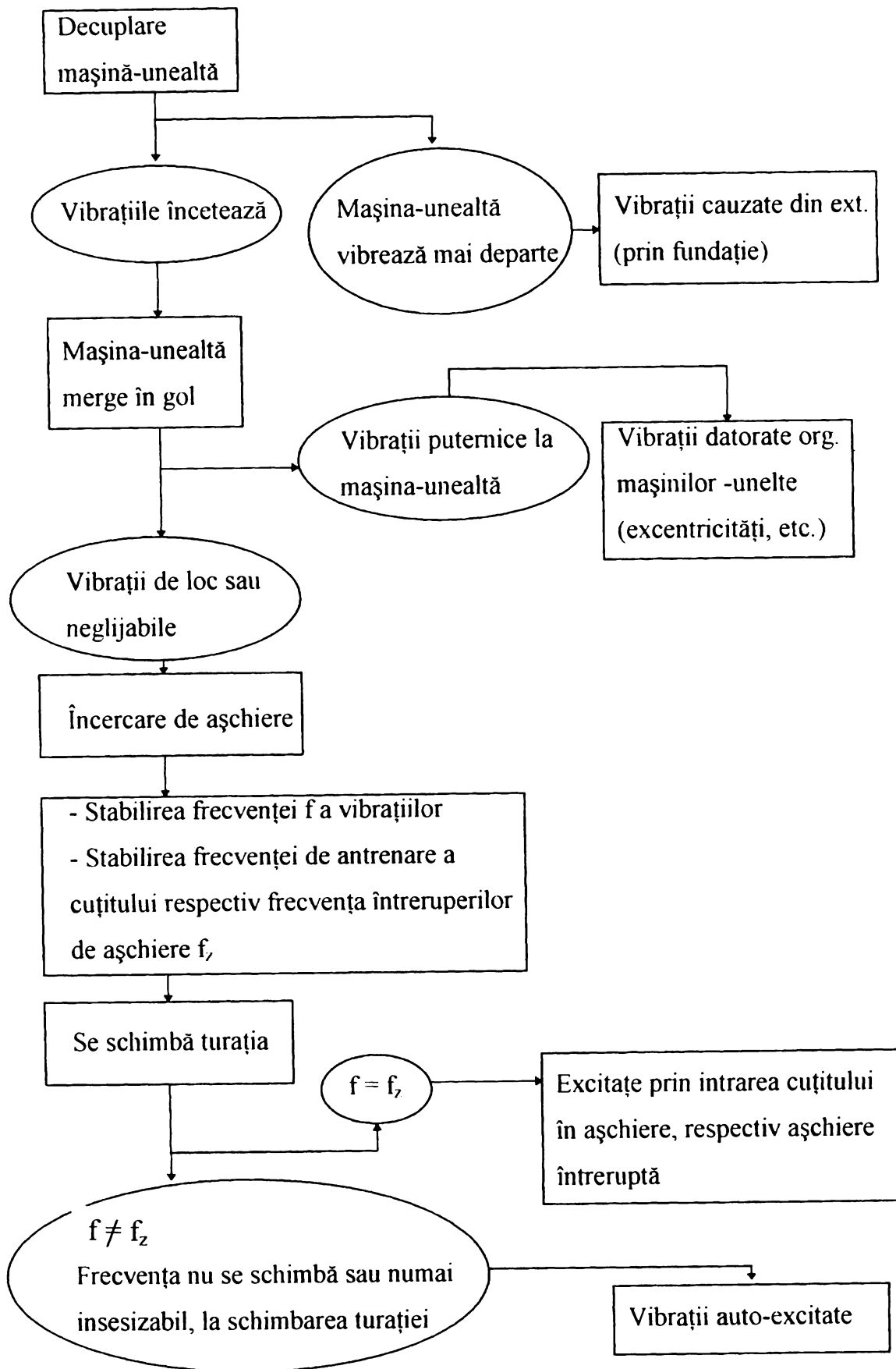


Figura 1.3.

CAPITOLUL 1
STADIUL ACTUAL AL VIBRAȚIILOR CARE APAR ÎN PROCESUL DE
PRELUCRARE MECANICĂ PRIN AȘCHIERE

Factorii principali care influențează asupra producerii vibrațiilor sunt:

1.3.1. Materialul de prelucrat

Materialele de prelucrat influențează asupra vibrațiilor prin capacitatea de amortizare pe care o au [55], [97]. Dintre toate materialele, capacitatea maximă de amortizare a vibrațiilor o are fonta cenușie, urmată de fonta cu grafit nodular și apoi de oțelul turnat. Deasemenea, tenacitatea materialului de prelucrat are influență asupra apariției vibrațiilor. Vibrațiile cele mai puternice apar la prelucrarea oțelului tenace, deoarece în acest caz relația între forța de frecare și viteza de așchiere este cvasiproporțională. Tratamentul termic și structura materialului de prelucrat influențează și ele proprietățile de amortizare ale materialelor. De exemplu, odată cu creșterea durității fontei cenușii, capacitatea de amortizare a acesteia poate să scadă; fontele cu structură perlitică au o capacitate de amortizare mai redusă decât fontele cu structură feritică.

Deasemenea s-a constatat experimental că odată cu mărirea durității materialului, amplitudinile vibrațiilor scad aproape liniar.

Astfel în figura 1.4. se prezintă influența durității materialului de prelucrat asupra amplitudinii respectiv frecvenței vibrațiilor care apar la așchiere, pentru diferite materiale, de la neferoase (Al, Bz) la fonte și oțeluri.

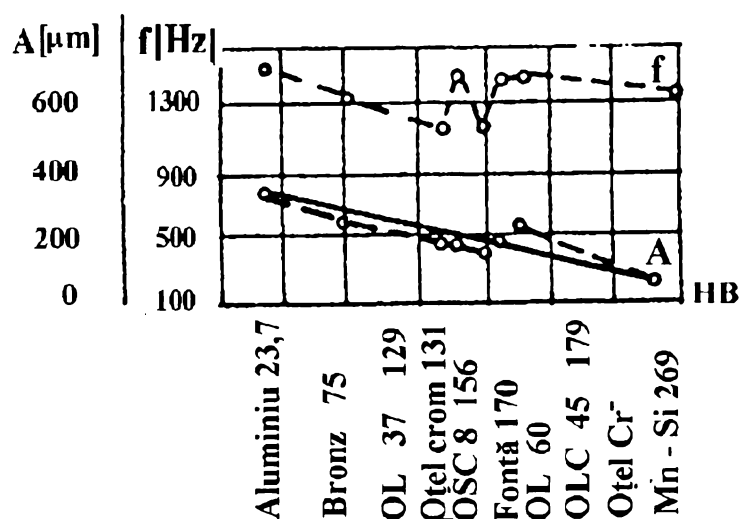


Figura 1.4.

CAPITOLUL 1
STADIUL ACTUAL AL VIBRAȚIILOR CARE APAR ÎN PROCESUL DE
PRELUCRARE MECANICĂ PRIN AȘCHIERE

Explicația constă în faptul că, prin îmbunătățirea structurii materialului de prelucrat (ceea ce înseamnă o micșorare a grăunților prin tratament termic de îmbunătățire), deformarea plastică în zona de așchiere este mai mică. Se poate observa, că grupa de oțeluri prezintă valori pentru amplitudinea și frecvența vibrațiilor mai mici decât neferoasele.

În figura 1.5. se prezintă influența rezistenței materialului de prelucrat asupra amplitudinii, respectiv frecvenței vibrațiilor ce apar la așchiere [97].

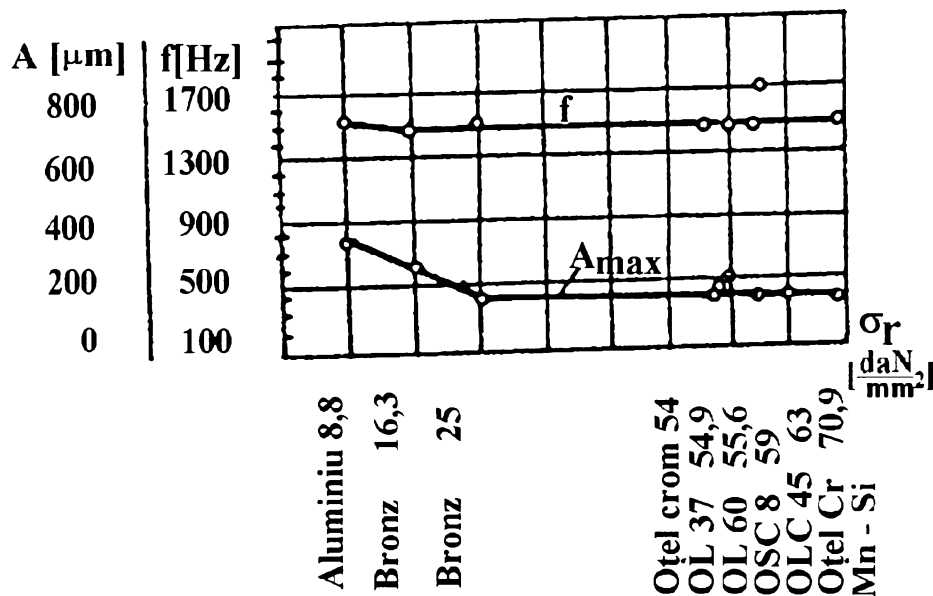


Figura 1.5.

Se observă că mărirea conținutului de carbon și a conținutului elementelor de aliere contribuie la reducerea sensibilă a amplitudinii vibrațiilor.

În figura 1.6. se prezintă influența alungirii specifice a materialului de prelucrat asupra amplitudinii, respectiv frecvenței vibrațiilor care apar la așchiere [55], [97].

Se constată că odată cu creșterea alungirii, amplitudinea vibrațiilor crește în mod accentuat, iar frecvența acestora crește cvasiliniar. Acest lucru arată că neferoasele au o alungire favorabilă unor amplitudini și frecvențe mari.

În figura 1.7. este prezentată influența contracției specifice a materialului de prelucrat asupra amplitudinii, respectiv frecvenței vibrațiilor.

CAPITOLUL 1
STADIUL ACTUAL AL VIBRAȚIILOR CARE APAR ÎN PROCESUL DE
PRELUCRARE MECANICĂ PRIN AȘCHIERE

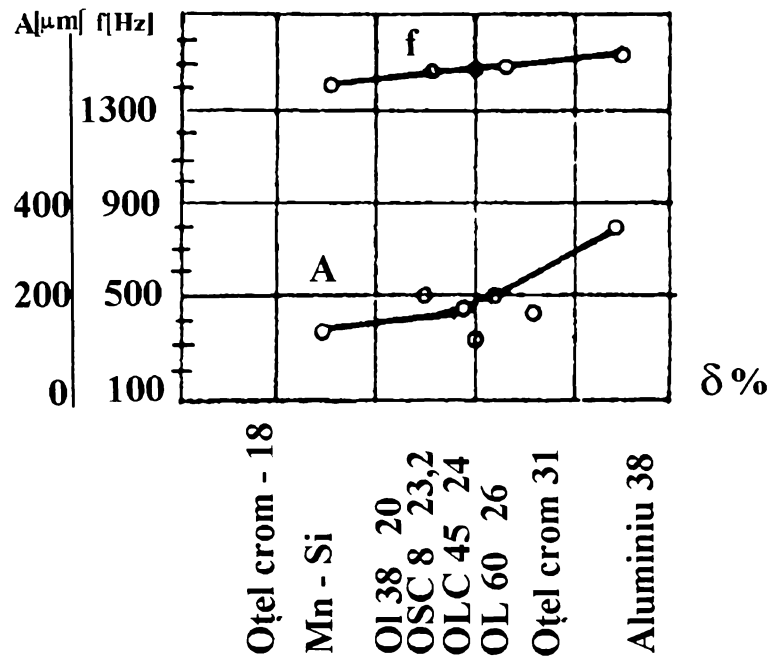


Figura 1.6.

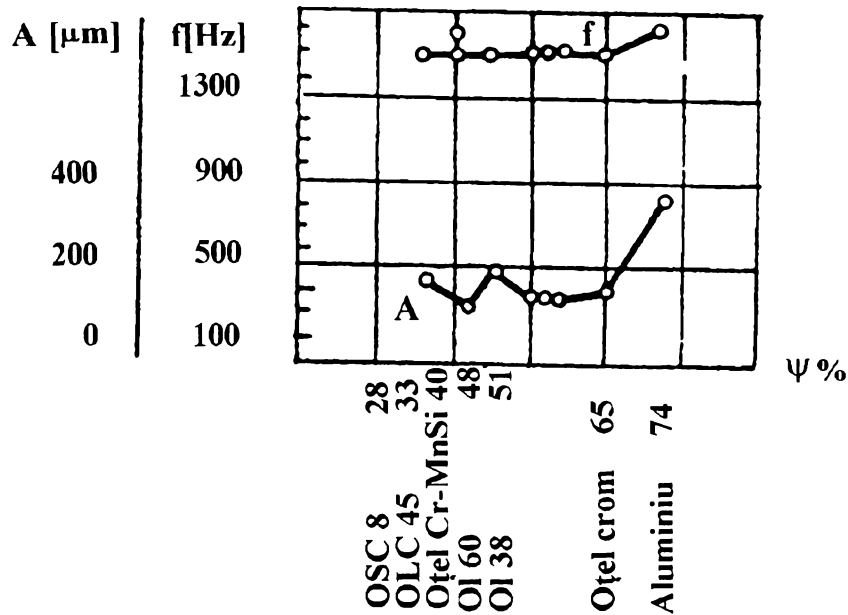


Figura 1.7.

Amplitudinea respectiv frecvența vibrațiilor prezintă o variație neliniară, cu pante ale curbelor mai ridicate pentru neferoase, comparativ cu grupa oțelurilor.

CAPITOLUL 1

STADIUL ACTUAL AL VIBRAȚIILOR CARE APAR ÎN PROCESUL DE PRELUCRARE MECANICĂ PRIN AȘCHIERE

Pentru un material dat, de exemplu OLC 45 se observă că odată cu mărirea vitezei de așchiere, coeficientul de frecare dintre fața de degajare a sculei și așchie scade (figura 1.8.), datorită faptului că forța de aderare a așchii pe fața de degajare este mică și în plus temperatura din zona de așchiere este mare [97].

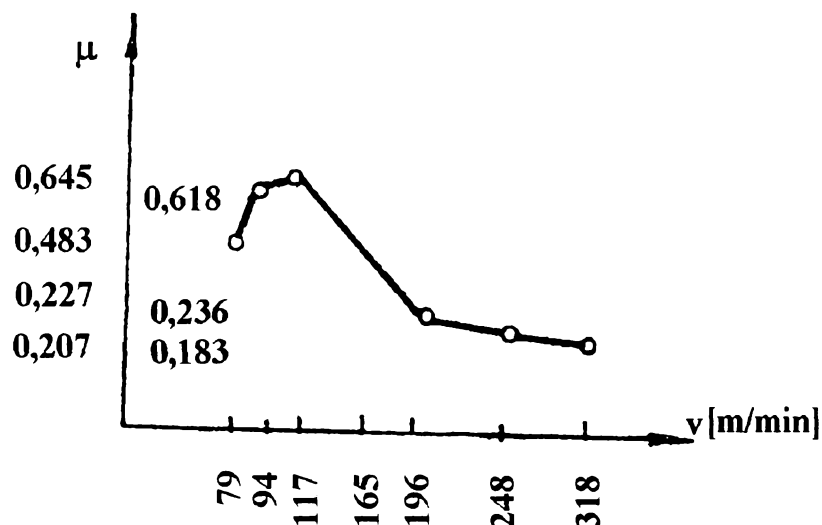


Figura 1.8.

1.3.2. Materialul sculei și precizia suprafețelor sculei

Materialul sculei și precizia suprafețelor sculei influențează asupra vibrațiilor, în măsura în care acestea au repercursiuni asupra coeficientului de frecare dintre așchie și fața de degajare a sculei, adică în măsura în care influențează valorile forțelor de frecare [55], [97]. Odată cu creșterea forțelor de frecare, vibrațiile se amplifică.

1.3.3. Parametrii geometrici ai sculei și poziția sculei

Asupra vibrațiilor ce apar în procesul de așchiere o influență deosebită au și parametrii geometrici, prin unghiul de degajare γ , raza la vârf r_e , respectiv parametrii de poziție, prin unghiul de atac κ_r , [97].

Teoretic, forma sculei trebuie să fie aleasă astfel încât să crească rezistența la așchiere a materialului de prelucrat.

CAPITOLUL 1
STADIUL ACTUAL AL VIBRAȚIILOR CARE APAR ÎN PROCESUL DE
PRELUCRARE MECANICĂ PRIN AȘCHIERE

În figura 1.9. se prezintă influența unghiului de degajare asupra amplitudinii vibrațiilor care apar în timpul prelucrării prin așchiere [97].

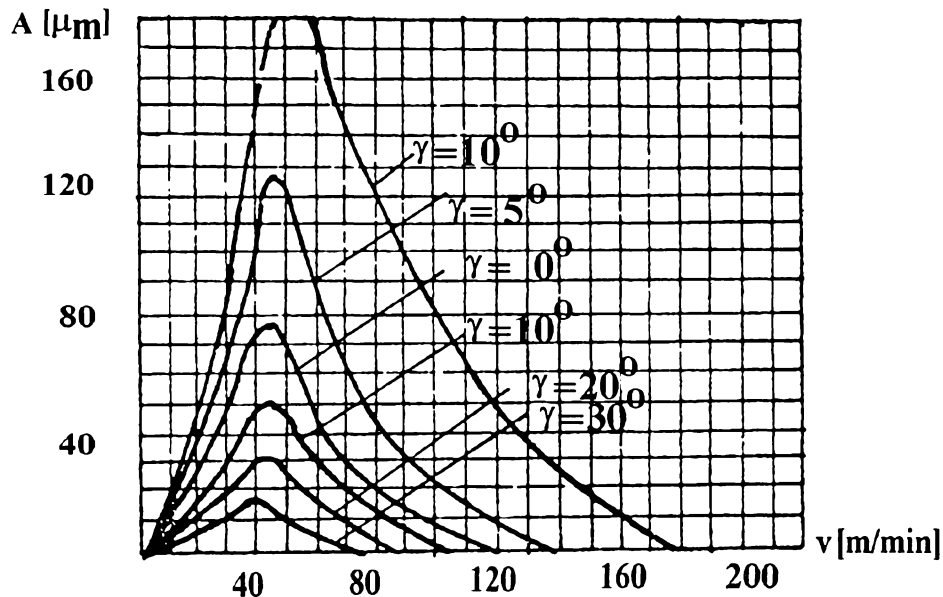


Figura 1.9.

Odată cu creșterea unghiului de degajare, punctul de maxim al amplitudinii se deplasează spre viteze de așchiere mai mici, iar amplitudinea vibrațiilor este mai mică ca valoare.

În figura 1.10. se prezintă influența razei la vârf a sculei asupra amplitudinii, respectiv frecvenței vibrațiilor din procesul de așchiere.

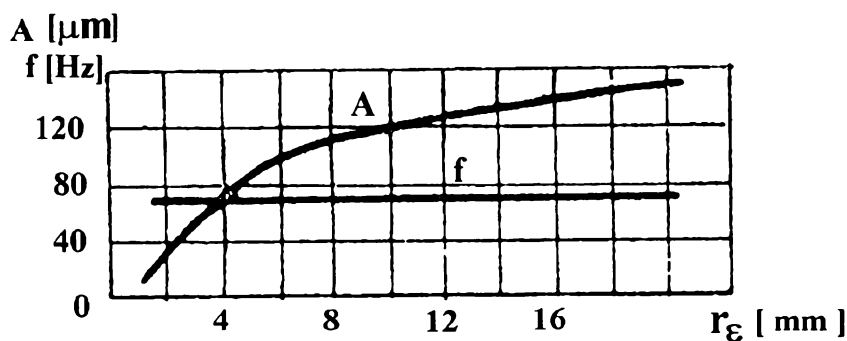


Figura 1.10.

CAPITOLUL 1
STADIUL ACTUAL AL VIBRAȚIILOR CARE APAR ÎN PROCESUL DE
PRELUCRARE MECANICĂ PRIN AȘCHIERE

Analizând influența razei la vârf asupra amplitudinii, respectiv frecvenței vibrațiilor se observă că frecvența nu depinde de raza la vârf a sculei, iar amplitudinea crește odată cu raza la vârf, mai accentuat pentru raze relativ mici până la 6mm. Pentru raze la vârf ale sculei așchietoare mai mari de 6mm, creșterea amplitudinii este mai lină.

În figura 1.11. este redată influența unghiului de atac asupra amplitudinii, respectiv frecvenței vibrațiilor [97].

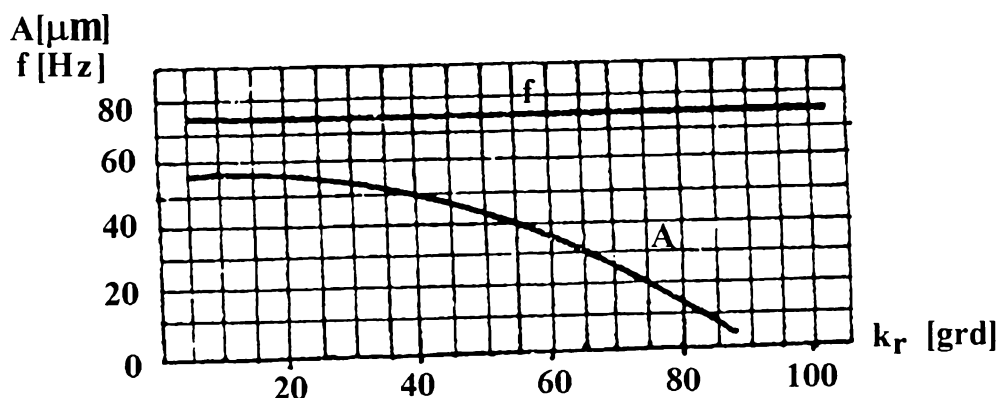


Figura 1.11

Se observă că frecvența nu este influențată de unghiul de atac, iar amplitudinea vibrațiilor scade odată cu creșterea unghiului de atac.

În figura 1.12. este redată caracteristica de uzură a unui cuțit de strung, modificarea amplitudinii respectiv frecvenței vibrațiilor, în funcție de timpul de așchiere. Caracteristica de uzură prezintă trei zone: uzura inițială, uzura normală și uzura accentuată (finală).

În ceea ce privește amplitudinea vibrațiilor se observă o primă zonă de creștere relativ lină, după care de la un anumit timp de așchiere critic amplitudinea crește exponențial, iar după depășirea pragului se constată din nou o creștere lină.

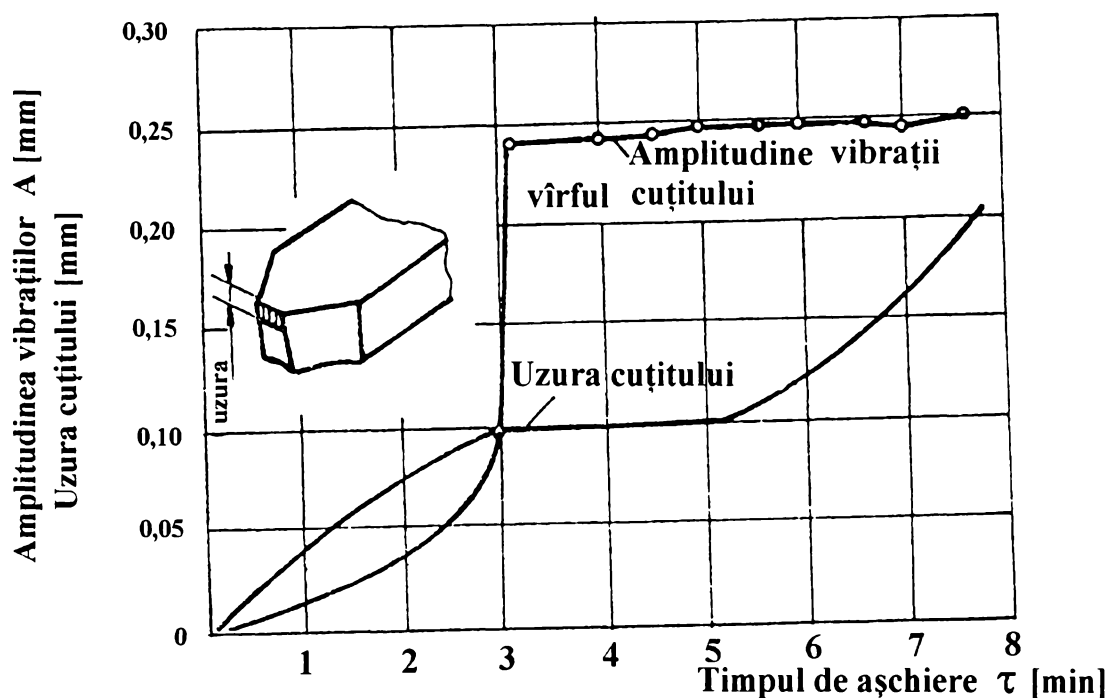


Figura 1.12

1.3.4. Parametrii regimului de așchiere

Asupra apariției vibrațiilor în procesul de așchiere o mare influență are și regimul de așchiere, prin cei trei parametri: viteza de așchiere v , avansul de lucru s și adâncimea de așchiere a .

La prelucrările prin așchiere, avansurile mari și adâncimile de așchiere mari favorizează apariția vibrațiilor, datorită secțiunii mari a așchiilor și datorită solicitării puternice a elementelor mobile ale mașinilor-unelte (cutia de avans, lagărele de susținere a arborelui principal).

În majoritatea cazurilor, vibrațiile sunt influențate de viteza de așchiere. Din analiza dependenței dintre amplitudinea vibrațiilor și viteza de așchiere (figura 1.13) se constată că există o zonă critică, în care apariția vibrațiilor este favorizată.

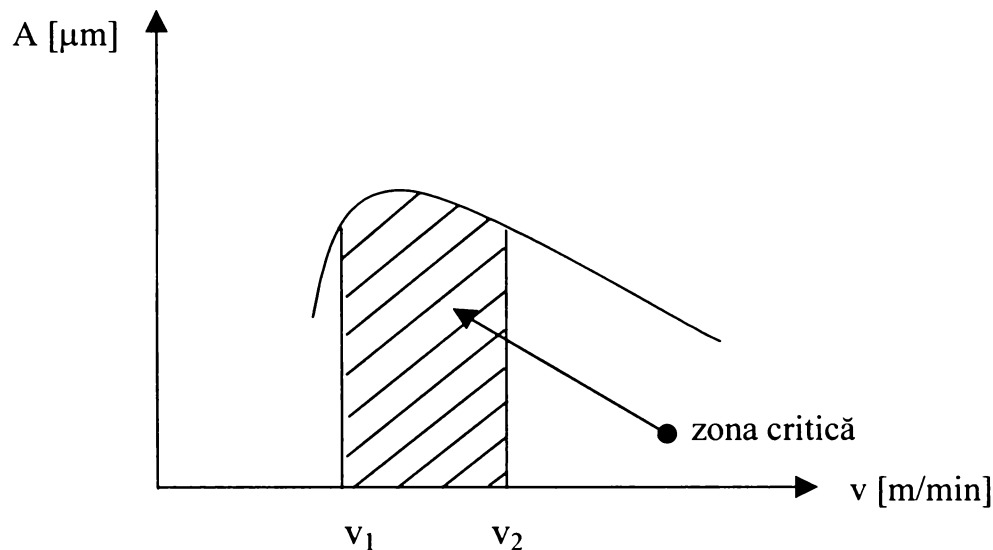


Figura 1.13.

1.3.5. Lichidul de răcire-ungere

Lichidul de răcire-ungere influențează asupra apariției vibrațiilor în procesul de așchiere, în măsura în care acesta influențează coeficientul de frecare dintre așchie și fața de degajare a sculei [97]. Atunci când coeficientul de frecare scade, respectiv forțele de frecare scad, vibrațiile se reduc.

În procesul de prelucrare mecanică prin așchiere, apariția vibrațiilor este inevitabilă. Aceste vibrații determină vibrații și la mașina-unealtă pe care se așchiază, uzura prematură a sculei așchietoare, înrăutățirea rugozității suprafeței prelucrate, micșorarea exploatării integrale a puterii mașinii precum și poluarea fonică.

În situațiile în care amplitudinea acestor vibrații depășește limitele impuse preciziei dimensionale și de formă a suprafețelor generate, fenomenul vibrator devine dăunător și prin urmare ele trebuie atenuate.

Observație

La data susținerii colocviului pentru admiterea la perfecționarea prin doctorat, eram preparator titular la Facultatea de Inginerie din Reșița, pentru disciplinele: “Tehnologia construcțiilor de mașini” și “Proiectarea sculelor așchietoare”. În acea perioadă cunoșteam faptul, că în timpul procesului de așchiere apar vibrații, cu efect negativ asupra fiabilității și asupra calității suprafețelor prelucrate.

Ca urmare, pentru teza de doctorat am ales titlul:

“Probleme privind amortizarea vibrațiilor produse în procesul prelucrărilor mecanice”

În urma studierii bibliografiei, anexată tezei de doctorat am constatat că vibrațiile care apar în timpul așchierii reprezintă un proces foarte complex, care are cauze multiple și care depinde de o serie de factori, dintre care majoritatea sunt specifici tipului de mașină și tipului de prelucrare și ca atare, o abordare generală este imposibilă.

Din acest motiv, de comun acord cu conducătorul tezei de doctorat, **domnul prof.em.dr.doc.ing. Gheorghe SILAȘ -membru corespondent al Academiei Române**, am stabilit că în elaborarea tezei se impune o abordare punctuală a studiilor teoretice și experimentale, privind vibrațiile care apar în procesul de așchiere și anume în procesul de strunjire interioară.

Pentru a se putea aduce contribuții reale, teoretice și experimentale în domeniul abordat, teza tratează doar autovibrațiile care apar în timpul procesului de strunjire interioară.

Capitolul 2

Modele teoretice pentru studiul autovibrațiilor care apar în procesul de strunjire interioară

2.1. Generalități

Orice sistem dinamic de prelucrare este reprezentat de structura elastică a mașinii-unelte, echipată cu sculele și dispozitivele necesare prelucrării, aflată în interdependență cu procesul propriu-zis de așchiere.

Schema bloc de principiu a sistemului dinamic de prelucrare, care redă legătura dintre structura elastică a mașinii și procesul de așchiere propriu-zis [16] este prezentată în figura 2.1.

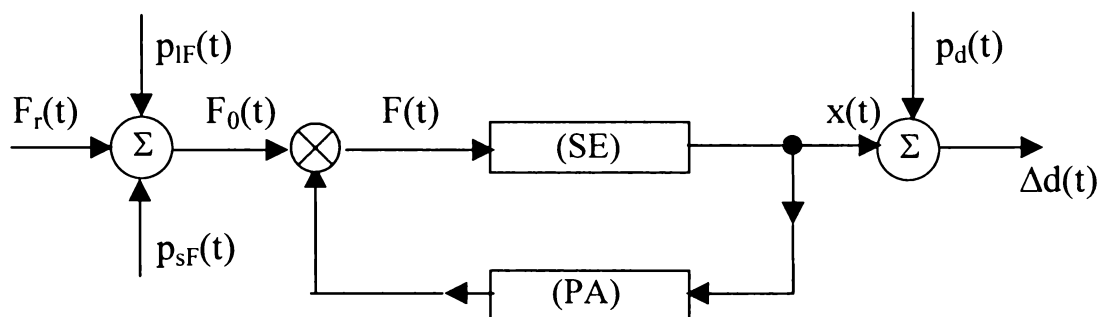


Figura 2.1.

în care:

SE – structura elastică a mașinii-unelte;

PA – procesul de așchiere propriu-zis;

$F_r(t)$ - valoarea de referință (de reglare sau nominală) a forței de așchiere;

$F_0(t)$ - mărimea de intrare a sistemului dinamic de prelucrare;

$F(t)$ - forța instantanee de așchiere;

$x(t)$ - mărimea de ieșire a sistemului dinamic de prelucrare (deplasarea dintre sculă și piesă).

$d(t)$ - abaterea totală a poziției relative dintre sculă și piesă, în raport cu cea reglată (nominală);

$p_{IF}(t)$ - totalitatea factorilor perturbatori cu acțiune lungă;

$p_{sF}(t)$ - totalitatea factorilor perturbatori cu acțiune scurtă;

$p_d(t)$ - perturbații care provin de la factori externi procesului de autovibrații, generat de variația grosimii așchiei.

Prezența factorilor perturbatori se face simțită atât în sistemul elastic, cât și în procesul de așchiere.

Pentru a analiza stabilitatea sistemului dinamic de prelucrare, factorii perturbatori trebuie grupați în două categorii [16]. Prima categorie este reprezentată de factorii cu acțiune lungă (comparabilă cu durata procesului de generare), cum ar fi uzura tăișurilor sculei, dilatația termică a acesteia etc, iar cea de-a doua categorie este reprezentată de factorii cu acțiune scurtă în timp, ca de exemplu prezența unui grăunte dur sau a unui gol în materialul care se așchiază, variația bruscă a grosimii stratului de material care trebuie îndepărtat, intrarea sau ieșirea sculei în/din așchiere. Perturbațiile cu acțiune scurtă pot fi asimilate unor semnale de tip impuls.

Influența factorilor perturbatori asupra mărimii abaterii totale a poziției relative dintre sculă și piesă, în raport cu cea reglată $\Delta d(t)$ se manifestă indirect prin intermediul forței de așchiere. O mică parte dintre aceștia, ca de exemplu uzura sculei pe fața de așezare sau dilatația termică a structurii elastice își manifestă influența în mod nemijlocit.

Pentru majoritatea modelelor de sisteme dinamice de prelucrare se admite că mărimea de ieșire $x(t)$ are semnificația deplasării relative dintre sculă și piesă, care se manifestă în direcția pe care se măsoară dimensiunea suprafeței generate, d .

Datorită faptului că perturbațiile $p_d(t)$ nu afectează mărimea de ieșire $x(t)$ a sistemului dinamic de prelucrare, se va considera că $p_d(t) = 0$.

CAPITOLUL 2
MODELE TEORETICE PENTRU STUDIUL AUTOVIBRAȚIILOR CARE APAR ÎN
PROCESUL DE STRUNJIRE INTERIOARĂ

În figura 2.2. se prezintă reglarea unui cuțit de strunjit în raport cu piesa de prelucrat, în câmpul de toleranță $\Delta_0 d$ la dimensiunea d_r față de suprafața în raport cu care se face poziționarea, căreia îi corespunde forța $F_0(t)=0$.

Mărimea de intrare în sistemul dinamic de prelucrare este dată de relația [16]:

$$F_0(t) = F_r(t) + p_{IF}(t) + p_{sF}(t) \quad (2.1.)$$

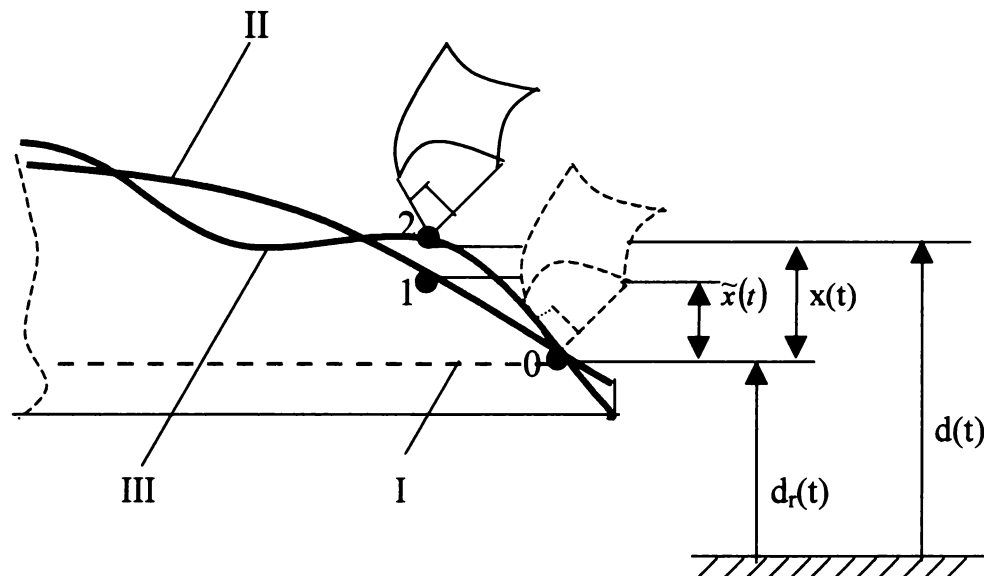


Figura 2.2.

Dreapta I, aflată la distanța d_r de suprafața (axa) în raport cu care se face poziționarea cuțitului în vederea prelucrării [16], adică cea pe care s-ar deplasa un punct de pe tăișul principal al cuțitului atunci când $F_0(t) = 0$ și $p_d(t) = 0$, se numește traiectorie reglată sau traiectorie de referință.

În acest caz particular, mărimea de ieșire $x(t) = d(t) - d_r(t) = 0$ reprezintă răspunsul banal al sistemului dinamic de prelucrare.

Dacă prelucrarea are loc în condițiile $F_r(t) \neq 0$, $p_{IF}(t) \neq 0$, $p_{sF}(t) = 0$ și $p_d(t)=0$, atunci punctul considerat de pe tăișul principal al cuțitului se deplasează pe curba II, care se

numește traiectorie neperturbată (de bază sau staționară). Mișcarea dintre cuțitul de strunjit și piesa de prelucrat în direcția în care se măsoară $x(t)$, corespunzătoare acestei traiectorii se numește mișcare neperturbată și se măsoară prin $\tilde{x}(t)$. Prin urmare, $\tilde{x}(t)$ reprezintă valoarea măsurată a mărimii de ieșire sau răspunsul neperturbat al sistemului dinamic, datorat forței $F_0(t)$.

În cazul în care apare un factor perturbator cu acțiune scurtă în timp, cum ar fi pătrunderea sculei în stratul de material, deplasarea relativă între sculă și piesă are loc pe traiectoria perturbată III [16]. Mișcarea asociată acestei traiectorii este descrisă matematic prin mărimea:

$$x(t) = d(t) - d_r(t), \quad (2.2.)$$

și se numește mișcare perturbată.

Pentru a analiza stabilitatea sistemului dinamic de prelucrare, care este esențială pentru funcționarea “liniștită” a mașinii-unelte se face următoarea schimbare de variabilă:

$$y(t) = x(t) - \tilde{x}(t) \quad (2.3.)$$

în care:

$\tilde{x}(t)$ - răspunsul neperturbat al sistemului dinamic de prelucrare, datorat forței $F_0(t) = F_r(t) + p_{IF}(t)$;

$x(t)$ – răspunsul perturbat al sistemului dinamic de prelucrare.

Prin această schimbare de variabilă, stabilitatea sau instabilitatea sistemului sunt puse în legătură cu comportarea perturbației $y(t)$, suferită de mișcarea neperturbată $\tilde{x}(t)$.

Ținând seama de relația (2.3.), rezultă că la sistemele dinamice de prelucrare, mișcările perturbate pentru care se pune problema stabilității au loc în jurul poziției de echilibru $y(t)=0$, care corespunde situației $p_{sF}(t) = 0$

Convențional, ca sens pozitiv al deplasării $x(t)$ se alege acela care conduce la mărirea distanței dintre cuțit și piesă [16]. Prin creșterea deplasării $x(t)$ se micșorează grosimea instantanee de așchiere. Cu această convenție, componenta dinamică a forței de așchiere va avea sens opus deplasării. Se mai presupune pentru simplificare, că singura mărime de care depinde componenta dinamică a forței de așchiere este grosimea de așchiere (grosimea așchiei nedetașate).

Considerând că $x(t)$ se manifestă numai pe normala la suprafața de așchiere, după ce s-a făcut cel puțin o trecere, grosimea instantanee a așchiei $a(t)$ va fi dată de relația [16]:

$$a(t) = a_0 + \Delta a^i(t) = a_0 - x(t), \quad (2.4.)$$

semnul minus datorându-se sensului pozitiv ales pentru $x(t)$.

în care:

a_0 – partea constantă a așchiei, în absența modulației;

$\Delta a^i(t)$ – variația internă a grosimii așchiei (modulație internă).

Variația internă a grosimii așchiei este dată de relația:

$$\Delta a^i(t) = a(t) - a_0 = - x(t), \quad (2.5.)$$

și determină variația componentei $\Delta F^i(t)$ a forței de așchiere.

Această variație dinamică a forței de așchiere din sistemul dinamic de prelucrare poate să întrețină autovibrații primare în procesul de strunjire.

La următoarea trecere, suprafața de așchiere este afectată de trecerea anterioară a cuțitului și prin urmare grosimea așchiei este perturbată. Din această cauză, pe lângă perturbația $\Delta a^i(t)$ se manifestă în plus și perturbația $\Delta a^e(t)$, care se numește modulație externă. Modulația externă se datorează deci, autovibrațiilor manifestate la trecerea anterioară a cuțitului.

Cumulând aceste două variații ale grosimii de așchiere se obține variația dinamică totală a grosimii așchiei [16]:

$$\Delta a(t) = \Delta a^i(t) + \Delta a^e(t), \quad (2.6.)$$

care conduce la apariția autovibrațiilor secundare numite și regenerative.

Între cele două modulații există un anumit decalaj T , în timp. Datorită acestui decalaj relația (2.6.) devine:

$$\Delta a(t) = \mu_1 x(t - T) - x(t) \quad (2.7.)$$

în care:

μ_1 - factor de suprapunere (factor al efectului regenerativ); $\mu_1 \in [0,1]$.

Din relația (2.7.) se poate defini factorul de suprapunere, ca fiind raportul dintre amplitudinea deplasării relative dintre cuțitul de strunjit și piesă, la trecerea precedentă și amplitudinea aceleiași mărimi la trecerea curentă. Prin folosirea relației (2.7.), studiul autovibrațiilor regenerative conduce la ecuații diferențiale cu argument întârziat.

Teoria autovibrațiilor mașinilor-unelte nu este încă bine cunoscută, motiv pentru care în literatura de specialitate [16], [28], [70], [108] sunt prezentate un număr mare de modele matematice, care iau în considerare anumiți factori ce conduc la generarea autovibrațiilor. Din multitudinea acestor modele au fost selectate cu precădere, modelele cu arc de așchiere, pe care le-am considerat potrivite pentru cercetările propuse.

2.2. Modele teoretice bazate pe conceptul de arc de așchiere

Pentru a micșora nivelul autovibrațiilor care apar în procesul de strunjire, prin atașarea la cuțit a unui amortizor dinamic, în cele ce urmează pentru comparare se fac referiri la un model matematic fără amortizor, mult simplificat (procesul regenerativ, obținut la prelucrarea prin strunjire cu cuțitul de strunjit interior fără amortizor). Pentru aceasta, ca bază de referință s-au luat în considerare câteva rezultate din bibliografie [82].

În figura 2.3. este redată piesa de prelucrat care execută mișcarea principală de rotație (se presupune că piesa nu vibrează), respectiv cuțitul de strunjit interior ale cărui deplasări prin autovibrații sunt dirijate după axa x .

Cuțitul este supus unui element elastic de constantă k și unei amortizări vâscoase de constantă c , care provin din legăturile acestuia cu restul mașinii-unelte.

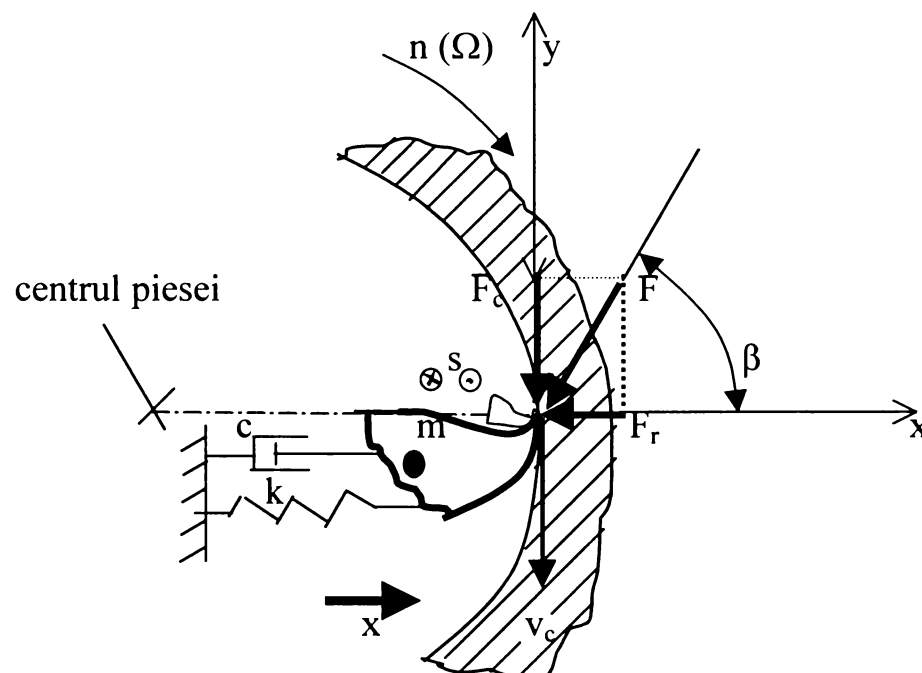


Figura 2.3.

CAPITOLUL 2
MODELE TEORETICE PENTRU STUDIUL AUTOVIBRAȚIILOR CARE APAR ÎN
PROCESUL DE STRUNJIRE INTERIOARĂ

Asupra cuțitului de strunjit interior, din partea așchii acționează forța dinamică de așchiere F , care este înclinată cu unghiul β față de direcția radială de deplasare a cuțitului (axa x).

De regulă, în sistemele dinamice de prelucrare se înregistrează autovibrații. Se bănuiește că aceste autovibrații, prin forța dinamică de așchiere au drept cauză o anumită frecare negativă specifică procesului de așchiere. Un asemenea fenomen ar putea să apară datorită existenței unui defazaj ψ al forței de așchiere, care provine de la variația grosimii așchii.

Ca urmare, se admite că undulațiile de prelucrare la trecerea i , față de undulațiile care apar la trecerea $i + 1$ sunt defazate cu unghiul:

$$\psi = 2\pi \frac{\omega}{\Omega}, \quad (2.8.)$$

în care: ω - pulsația proprie a cuțitului de strunjit interior fără amortizor;

Ω - viteza unghiulară a piesei care se prelucrează.

Această presupunere explică faptul, că variația forței de așchiere F depinde cel mai mult de comprimarea așchiilor și de viteza de așchiere. Prin acest defazaj ψ poate fi explicată existența unui element de amortizare negativă.

În baza acestei observații se poate concepe un model teoretic, care să conțină un “amplificator”.

În figura 2.4. este prezentat un astfel de amplificator, al cărui factor de amplificare r este cunoscut din bibliografie [82]. Amplificatorul culege la intrare deplasarea $d(t)$ și redă la ieșire mărimea amplificată $rd(t)$, care se transmite masei m a cuțitului sub unghiul β constant.

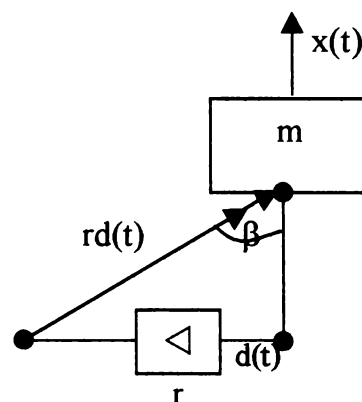


Figura 2.4.

CAPITOLUL 2
MODELE TEORETICE PENTRU STUDIUL AUTOVIBRAȚIILOR CARE APAR ÎN
PROCESUL DE STRUNJIRE INTERIOARĂ

În figura 2.5. se prezintă un model dinamic simplu al autovibrațiilor pe direcția x, admițând că la intrarea în amplificator, deplasarea provenind de la undulațiile de pe cele două fețe ale așchii este $a(t)-x(t)$.

Modelul conține un element elastic suplimentar, numit arc de așchiere a cărei forță elastică acționează masa m a cuțitului [82].

Acest model are un singur grad de libertate și se folosește în cele ce urmează pentru a analiza influența amortizorului dinamic, care se va atașa cuțitului de strunjit interior.

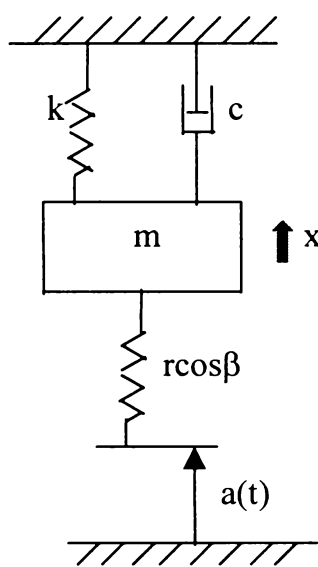


Figura 2.5.

În acest caz particular, ecuația de mișcare a masei m [82] este dată de relația:

$$m\ddot{x} + c\dot{x} + kx = r(a - x)\cos \beta ,$$

sau

(2.9.)

$$m\ddot{x} + c\dot{x} + (k + r \cos \beta)x = ar \cos \beta$$

În ecuația (2.9.) intervine valoarea constantă $k_a = r \cos \beta$, care reprezintă de fapt constanta elastică a arcului de așchiere. Mișcarea definită de ecuația (2.9.) este aparent stabilă.

Se consideră că poate fi apreciată o limită de stabilitate, dacă se admite că undulațiile pe cele două fețe ale așchii au amplitudini egale, dar sunt defazate cu unghiul ψ [82], [99].

La limita de stabilitate se admite că legea de mișcare a cuțitului de strunjit interior, respectiv a variației grosimii așchii se exprimă prin [82]:

$$\begin{aligned} x(t) &= Ae^{i(\omega t + \psi)} \\ a(t) &= Ae^{i\omega t}, \quad (i^2 = -1) \end{aligned} \quad (2.10.)$$

Înlocuind expresiile (2.10.) în ecuația (2.9.) se obține egalitatea:

$$-m\omega^2 + ic\omega + k + r \cos \beta = r \cos \beta \cdot \bar{e}^{i\psi} \quad (2.11.)$$

Dar, cum:

$$\bar{e}^{i\psi} = \cos \psi - i \sin \psi,$$

rezultă:

$$-m\omega^2 + k + r \cos \beta - r \cos \beta \cdot \cos \psi = -ic\omega - ri \cos \beta \cdot \sin \psi \quad (2.12)$$

Egalitatea (2.12.) este satisfăcută, dacă sunt îndeplinite condițiile:

$$\begin{aligned} -m\omega^2 + k + r \cos \beta (1 - \cos \psi) &= 0 \\ c\omega + r \cos \beta \sin \psi &= 0 \end{aligned} \quad (2.13.)$$

Relațiile (2.13.) definesc limitele domeniilor de stabilitate ale autovibrațiilor. Considerând că se cunosc m , k , c și β , din relațiile (2.13.) se poate stabili o relație între r , ω și ψ :

$$\begin{aligned} \sin \psi &= -\frac{c\omega}{r \cos \beta} \\ \cos \psi &= \frac{k + r \cos \beta - m\omega^2}{r \cos \beta} \end{aligned} \quad (2.14.)$$

Eliminând defazajul ψ în relațiile (2.14.) se obține:

$$r^2 \cos^2 \beta = c^2 \omega^2 + (k + r \cos \beta - m\omega^2)^2 \quad (2.15)$$

CAPITOLUL 2
MODELE TEORETICE PENTRU STUDIUL AUTOVIBRAȚIILOR CARE APAR ÎN
PROCESUL DE STRUNJIRE INTERIOARĂ

La limita de stabilitate, constanta arcului de așchiere $k_{al} = r_l \cos \beta$ este dată de

relația:
$$k_{al} = -\frac{c^2 \omega^2 + (k - m\omega^2)^2}{2(k - m\omega^2)} \quad (2.16.)$$

Există o serie de situații, în care aceste considerații simple nu se confirmă experimental, modelul fiind prea simplu [82].

Comportarea dinamică a acestui model simplificat poate fi considerată doar un exemplu teoretic, pentru determinarea limitei de stabilitate a unui sistem liniar cu elemente elastice pasive, cu observația că rigiditatea arcului de așchiere se comportă ca un element mecanic de reglare automată [82].

Din relațiile (2.13.) rezultă că ω și r depind de unghiul ψ și de viteza unghiulară Ω a piesei. Din aceleași relații, pentru valoarea limită a factorului de amplificare r_l se obține expresia:

$$r_l = \frac{-c\omega}{\cos \beta \cdot \sin \psi}, \quad (2.17.)$$

din care rezultă că $\sin \psi$ trebuie să aibă valori negative. Astfel, valoarea minimă a lui r_l

este dată de relația:
$$r_{l \min} = \frac{c\omega}{\cos \beta} \quad (2.18.)$$

Pentru diferite valori ale unghiului ψ , situate în cadranele trei și patru se obțin valori pentru factorul de amplificare r_l , corespunzătoare limitei de stabilitate.

După cum s-a mai precizat, rezultatele practice obținute cu acest model simplificat sunt limitate. Se constată că suprafețele ondulate ale așchiei nu depind de rotația piesei, ci depind în primul rând de frecvențele proprii ale cuțitului (relația 2.18.).

Un defazaj care depinde de rotația piesei se poate defini corect, numai atunci când cuțitul de strunjit interior este montat astfel încât să apară și o forță perturbatoare suplimentară, care provine de la forța dinamică de așchiere. Stabilitatea și instabilitatea unui model liniar cu un singur grad de libertate nu depinde de mărimea forței perturbatoare, motiv pentru care a fost conceput un amplificator care provine din modelarea procesului de așchiere [82]. Acest amplificator arată că stabilitatea și instabilitatea depind de mărimea forței perturbatoare.

CAPITOLUL 2
MODELE TEORETICE PENTRU STUDIUL AUTOVIBRAȚIILOR CARE APAR ÎN
PROCESUL DE STRUNJIRE INTERIOARĂ

Astfel, pentru buna funcționare a unui amplificator mecanic activ, trebuie să fie asigurate două grade de libertate ale mișcării. Comanda este eficientă, numai dacă ieșirea și intrarea în sistem sunt cuplate prin elementul de reglare.

În teoria reglării nu există un model analog cu sistemul simplu considerat care să genereze autovibrații, decât în cazul în care se consideră un element cu întârziere sau cu timp mort [82].

Pentru explicarea cauzelor care duc la autovibrații [58], [99] în procesul de așchiere s-a evidențiat necesitatea considerării unui principiu al cuplajului de așezare a cuțitului, care s-a folosit în analiza proceselor dinamice de prelucrare. Având în vedere amplificatorul considerat anterior, atașat procesului de așchiere se pot concepe modele dinamice cu două sau mai multe grade de libertate.

Drept urmare, apelând la unele rezultate din bibliografie [82] se consideră pentru început procesul de strunjire interioară, schematizat în figura 2.6. Cuțitul se găsește în apropierea suprafeței interioare de prelucrat. Elementele elastice sunt plasate după direcții ortogonale definite în procesele de măsurare, iar direcțiile principale de mișcare sunt după axa x respectiv după axa y.

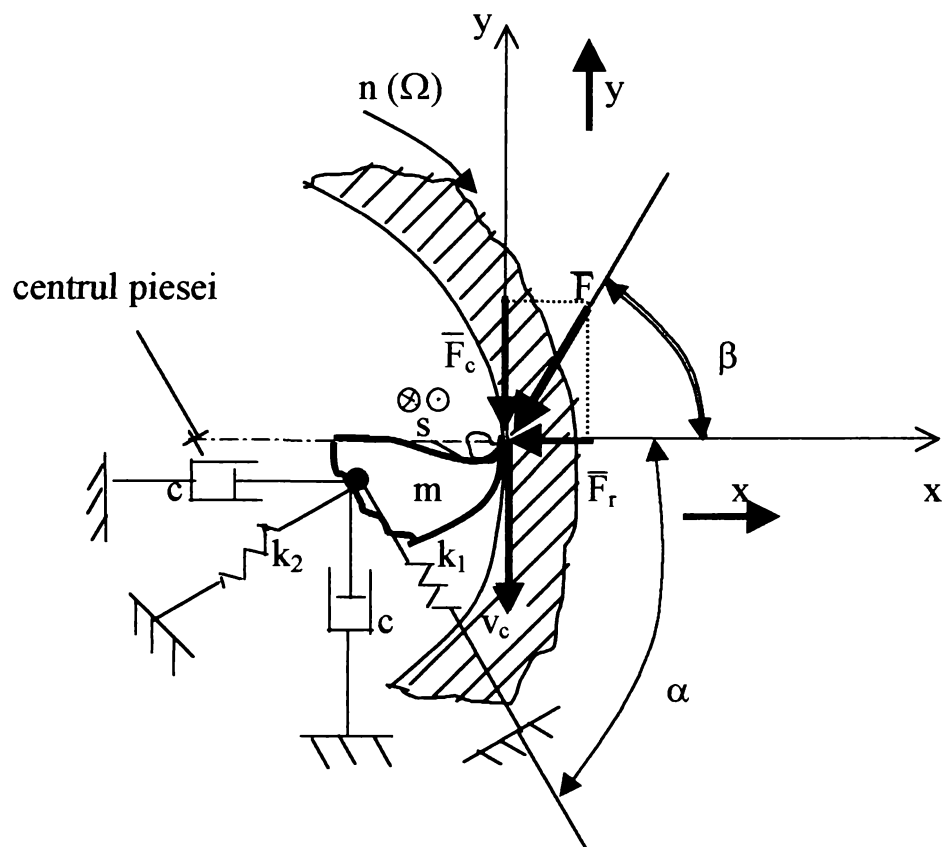


Figura 2.6.

CAPITOLUL 2
MODELE TEORETICE PENTRU STUDIUL AUTOVIBRAȚIILOR CARE APAR ÎN
PROCESUL DE STRUNJIRE INTERIOARĂ

Cuțitul montat în dispozitivul portcuțit este considerat un corp rigid, care are două grade de libertate. În procesul de strunjire, asupra cuțitului de strunjit interior acționează forța totală de așchiere F , având componentele: F_c -forța principală de așchiere (tangențială); F_r - forța de radială (de presiune).

În figura 2.7. se prezintă schematizat, modelul cu două grade de libertate și amplificatorul care se atașează procesului, al cărui factor de amplificare este r . Mărimile m , k_1 , k_2 , c , β și α se presupun cunoscute.

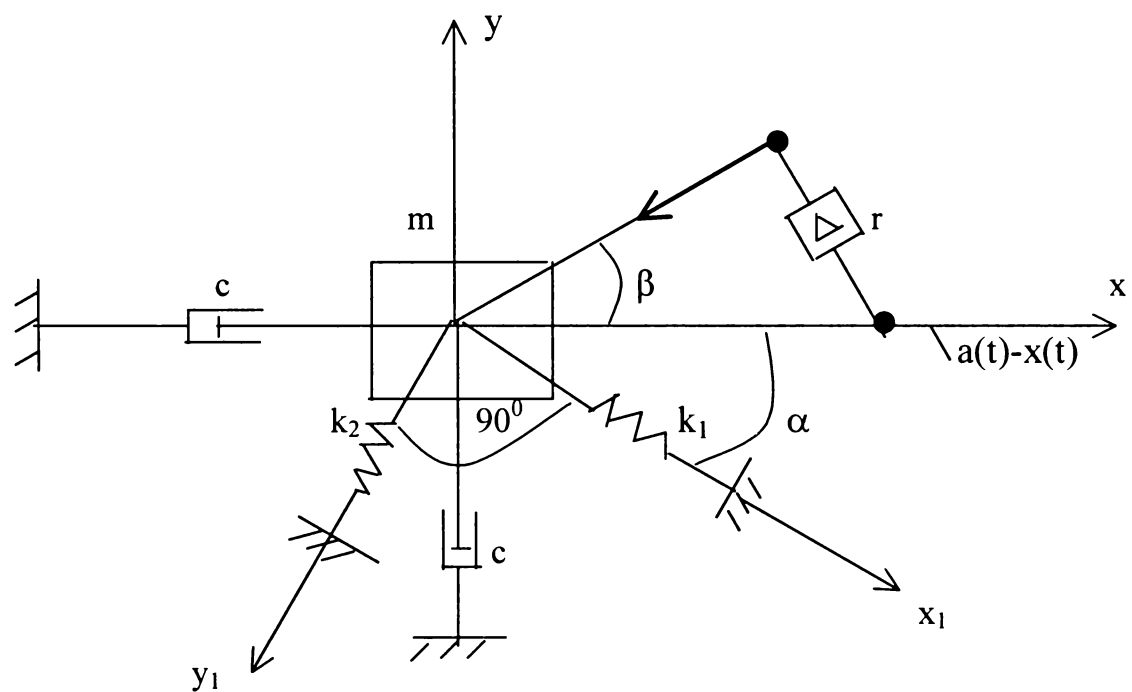


Figura 2.7.

Constanta arcului de așchiere este $k_a = r \cos \beta$.

Mărimea de intrare în amplificator este deplasarea $a(t)-x(t)$, iar mărimea de ieșire este forța elastică, provenită de la arcul de așchiere. Această forță este înclinată cu unghiul β față de axa x .

În acest caz, matricea de rigiditate a elementelor elastice atașate masei m are forma [38]:

$$K_1 = \begin{bmatrix} k_1 & 0 \\ 0 & k_2 \end{bmatrix} \quad (2.19.)$$

Matricea de trecere de la axele (x_1, y_1) la axele (x, y) este:

$$B = \begin{bmatrix} \cos \alpha & \sin \alpha \\ -\sin \alpha & \cos \alpha \end{bmatrix} \quad (2.20.)$$

Matricea de rigiditate K redusă la axele (x, y) se obține cu relația: $K = B \cdot K_1 \cdot B^T$

Efectuând calculele se obține relația:

$$K = \begin{bmatrix} k_1 \cos^2 \alpha + k_2 \sin^2 \alpha & -(k_1 - k_2) \sin \alpha \cos \alpha \\ -(k_1 - k_2) \sin \alpha \cos \alpha & k_1 \sin^2 \alpha + k_2 \cos^2 \alpha \end{bmatrix} \quad (2.21.)$$

Astfel, pentru modelul redat în figura 2.7. ecuațiile de mișcare sunt:

$$\begin{aligned} m\ddot{x} + c\dot{x} + (k_1 \cos^2 \alpha + k_2 \sin^2 \alpha)x - (k_1 - k_2) \cdot x \sin \alpha \cos \alpha + r \cdot x \cos \beta &= 0 \\ m\ddot{y} + c\dot{y} + (k_1 \sin^2 \alpha + k_2 \cos^2 \alpha)y - (k_1 - k_2) \cdot y \sin \alpha \cos \alpha + r \cdot x \sin \beta &= 0 \end{aligned} \quad (2.22.)$$

Pentru acest model, cuplajul este de natură elastică ($k_1 \neq k_2$).

Stabilitatea sistemului poate fi studiată cu ajutorul criteriului Routh-Hurwitz [91].

Alegând soluții de forma:

$$x = Ae^{\lambda t}; \quad y = Be^{\lambda t}, \quad (2.23.)$$

se obține ecuația caracteristică de gradul patru:

$$a_0 \lambda^4 + a_1 \lambda^3 + a_2 \lambda^2 + a_3 \lambda + a_4 = 0 \quad (2.24.)$$

în care:

$$\begin{aligned} a_0 &= m^2; \\ a_1 &= 2mc; \\ a_2 &= c^2 + m(k_1 + k_2 + r \cos \beta); \\ a_3 &= c(k_1 + k_2 + r \cos \beta); \\ a_4 &= k_1 k_2 + r(k_1 - k_2) \sin \alpha \cos \alpha \sin \beta + r(k_1 \sin^2 \alpha + k_2 \cos^2 \alpha) \cos \beta \end{aligned} \quad (2.25.)$$

În cazul particular $\alpha = \frac{\pi}{2}$, relațiile (2.25.) devin:

$$\begin{aligned} a_0 &= m^2; \\ a_1 &= 2mc; \\ a_2 &= c^2 + m(k_1 + k_2 + r \cos \beta); \\ a_3 &= c(k_1 + k_2 + r \cos \beta); \\ a_4 &= k_1 k_2 + r k_1 \cos \beta. \end{aligned} \quad (2.26.)$$

Cum $a_0 > 0$, mișcarea este stabilă dacă determinanții:

$$\Delta_2 = \begin{vmatrix} a_1 & a_3 \\ a_0 & a_2 \end{vmatrix}; \quad \Delta_3 = \begin{vmatrix} a_1 & a_3 & 0 \\ a_0 & a_2 & a_4 \\ 0 & a_1 & a_3 \end{vmatrix} \quad (2.27.)$$

sunt pozitivi.

Limita de stabilitate se obține din determinantul $\Delta_3 = 0$ sau înlocuind $\lambda = i \cdot \omega$ în ecuația caracteristică (2.24.). Astfel rezultă:

$$a_0 \omega^4 - a_2 \omega^2 + a_4 = (a_1 \omega^3 - a_3 \omega) i \quad (2.28.)$$

Anulând partea reală și partea imaginară se obține:

$$\begin{aligned} a_1 \omega^2 - a_3 &= 0 \\ a_0 \omega^4 - a_2 \omega^2 + a_4 &= 0 \end{aligned} \quad (2.29.)$$

Eliminând ω din relațiile (2.29.) rezultă:

$$a_0 \frac{a_3^2}{a_1^2} - a_2 \frac{a_3}{a_1} + a_4 = 0, \quad (2.30.)$$

relație cu ajutorul căreia se obține factorul de amplificare la limita de stabilitate, r_1 .

Studiile anterioare se folosesc în continuare, pentru proiectarea și realizarea cușitului de strunjit interior cu amortizor dinamic, cu o masă încorporată.

2.3. Modele de amortizoare dinamice montate în interiorul unui cușit de strunjit conținând arc de așchiere

Pentru a stabili criteriile de proiectare pentru cușitele de strunjit cu amortizor încorporat, în cele ce urmează se analizează un model dinamic particular, corespunzător unui sistem dinamic de prelucrare cu un singur amortizor.

La acest model particular se presupune că amortizorul este format din masa adițională m_1 , care se deplasează după axa x . Acest amortizor este caracterizat de mărimile m_1 , k_3 și c_1 .

În figura 2.8. se prezintă schematic acest model dinamic particular.

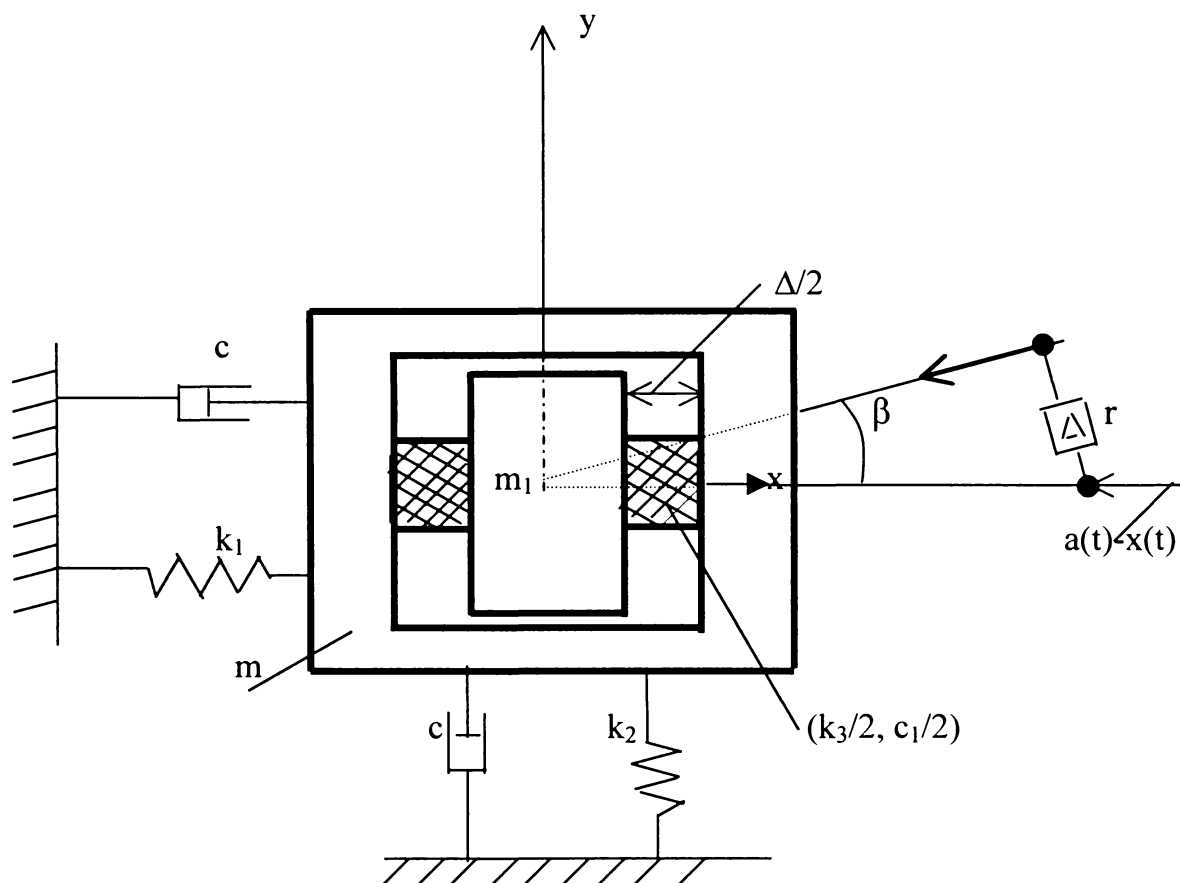


Figura 2.8.

Semnalul de intrare în amplificator se culege de pe axa x și este dat de diferența $a(t)-x(t)$.

unde: $a(t)$ - grosimea așchiei;

$x(t)$ - deplasarea masei m .

Pentru studiul teoretic al influenței amortizorului asupra procesului dinamic s-a studiat în primul rând mișcarea forțată a masei m , în absența amortizorului (cazul cuțitului de strunjit interior fără amortizor).

Apoi, aplicând aceeași forță perturbatoare masei m s-a studiat mișcarea acesteia împreună cu amortizorul (cazul cuțitului de strunjit interior cu amortizorul încorporat).

Prin compararea cele două mișcări și ținând seama de spațiul limitat în care se poate deplasa masa m_1 , s-au stabilit criteriile de proiectare pentru un cuțit de strunjit interior cu amortizor, cu o singură masă.

CAPITOLUL 2
MODELE TEORETICE PENTRU STUDIUL AUTOVIBRAȚIILOR CARE APAR ÎN
PROCESUL DE STRUNJIRE INTERIOARĂ

Pentru simplificare se admite că undulațiile pe cele două fețe ale așchii au amplitudinile egale cu A . În acest caz, semnalul de intrare în amplificator este $a(t)-x(t)$. Se consideră că $a(t)$ se exprimă cu relația:

$$a(t) = A \cos \omega t, \quad (2.31.)$$

în care, ω are valoarea egală cu una dintre frecvențele proprii ale sistemului sau cu frecvența limită ω_1 , care se obține din relațiile (2.29.).

Cum $\alpha = \frac{\pi}{2}$, ecuațiile de mișcare în absența amortizorului sunt:

$$\begin{aligned} m\ddot{x} + c\dot{x} + k_1 x + r \cdot x \cos \beta &= A \cos \omega t \\ m\ddot{y} + c\dot{y} + k_2 y + r \cdot x \sin \beta &= A \sin \omega t \end{aligned} \quad (2.32.)$$

Considerând soluția:

$$x = A_1 \cos \omega t + A_2 \sin \omega t \quad (2.33.)$$

prima ecuație a sistemului (2.32.) devine:

$$\begin{aligned} -m\omega^2 (A_1 \cos \omega t + A_2 \sin \omega t) + (k_1 + r \cos \beta)(A_1 \cos \omega t + A_2 \sin \omega t) + \\ + c\omega (-A_1 \sin \omega t + A_2 \cos \omega t) = A \cos \omega t \end{aligned}$$

de unde rezultă:

$$\begin{aligned} (-m\omega^2 + k_1 + r \cos \beta)A_1 + c\omega A_2 &= A \\ -c\omega A_1 + (-m\omega^2 + k_1 + r \cos \beta)A_2 &= 0 \end{aligned} \quad (2.34.)$$

Prin rezolvarea sistemului de ecuații (2.34.) se obțin amplitudinile:

$$\begin{aligned} A_1 &= \frac{A(k_1 + r \cos \beta - m\omega^2)}{(k_1 + r \cos \beta - m\omega^2)^2 + c^2 \omega^2}; \\ A_2 &= \frac{Ac\omega}{(k_1 + r \cos \beta - m\omega^2)^2 + c^2 \omega^2} \end{aligned} \quad (2.35.)$$

Cea de-a doua ecuație din sistemul (2.32.) devine:

$$m\ddot{y} + c\dot{y} + k_2 y = A \sin \omega t - r \sin \beta (A_1 \cos \omega t + A_2 \sin \omega t) \quad (2.36.)$$

Soluția ecuației (2.36.) este de forma:

$$y = B_1 \cos \omega t + B_2 \sin \omega t \quad (2.37.)$$

în care, B_1 și B_2 se obțin din sistemul de ecuații:

$$\begin{aligned} (k_2 + c\omega - m\omega^2)B_1 + c\omega B_2 &= -A_1 r \sin \beta \\ -c\omega B_1 + (k_2 - m\omega^2)B_2 &= A - A_2 r \sin \beta \end{aligned} \quad (2.38.)$$

de unde rezultă:

$$\begin{aligned} B_1 &= -\frac{A_1 r (k - m\omega^2) \sin \beta + c\omega (A - A_2 r \sin \beta)}{(k - m\omega^2)^2 + c^2 \omega^2} \\ B_2 &= \frac{(k - m\omega^2)(A - A_2 r \sin \beta) - A_1 r c \omega \sin \beta}{(k - m\omega^2)^2 + c^2 \omega^2} \end{aligned} \quad (2.39.)$$

Dacă se consideră cazul în care mișcările sistemului particular ar fi decuplate, atunci în absența amortizorului pulsațiile proprii sunt date de relațiile:

$$\begin{aligned} \omega_1^2 &= \frac{k_1 + r \cos \beta}{m} \\ \omega_2^2 &= \frac{k_2 + r \sin \beta}{m} \end{aligned} \quad (2.40.)$$

La limita de stabilitate trebuie să fie satisfăcute relațiile (2.25.).

În cazul particular analizat în figura 2.8., coeficienții ecuației caracteristice au valorile din relațiile (2.26.). Prin înlocuiri se obține:

$$\omega_l^2 = \frac{k_1 + k_2 + r \cos \beta}{2m} \quad (2.41.)$$

Se observă că relațiile (2.40.) pot fi exprimate și sub forma:

$$\begin{aligned} \omega_1^2 &= \frac{k_1}{m} + \frac{r}{m} \cos \beta \\ \omega_2^2 &= \frac{k_2}{m} + \frac{r}{m} \sin \beta \end{aligned} \quad (2.42.)$$

Dacă $k_1 = k_2 = k$, din relațiile (2.42.) pentru $\beta = \frac{\pi}{4}$ rezultă:

$$\omega_1^2 = \omega_2^2 = \frac{k}{m} + \frac{r}{m} \frac{\sqrt{2}}{2}, k_1 = k_2 = k \quad (2.43.)$$

și

$$\omega_l^2 = \frac{k}{m} + \frac{r}{2m} \frac{\sqrt{2}}{2}; \omega_l^2 < \omega_1^2 = \omega_2^2 \quad (2.44.)$$

Dacă se consideră în plus $k_1 = k_2 = 0$, relațiile (2.42.) devin:

$$\omega_1^2 = \frac{r}{m} \cos \beta, \omega_2^2 = \frac{r}{m} \sin \beta$$

și

$$\omega_i^2 = \frac{r}{2m} \cos \beta$$

În acest caz particular, viteza unghiulară limită ω_1 este situată între pulsațiile proprii ale sistemului.

Atunci când în cuțitul de strunjit interior se montează o masă m_1 , care se poate deplasa numai după axa x , se obține amortizorul dinamic prezentat în figura 2.8.

Deplasarea masei m_1 a amortizorului pe direcția x este limitată de jocul $\Delta/2$, obținut ca diferență între raza r_0 a alezajului interior al cuțitului și raza r_{m1} a piesei cilindrice care formează amortizorul. Această deplasare relativă în direcția axei x , acționează asupra inelelor amortizoare având caracteristicile k_3 și c_1 , care urmează să fie determinate.

Proiectarea unui amortizor montat în interiorul cuțitului de strunjit interior trebuie să satisfacă atât cerințele de rezistență ale cuțitului, cât și cerințele tehnologice. Aceste cerințe se impun în funcție de piesa care urmează să fie prelucrată. Pentru a realiza un alezaj interior unui semifabricat, trebuie ca diametrul cuțitului d să fie mai mic decât diametrul alezajului piesei. Diferența dintre aceste diametre se alege constructiv, pe criterii tehnologice și de rezistență.

Pentru cercetările experimentale se impune proiectarea și realizarea unui cuțit de strunjit interior, prevăzut cu un alezaj (locaș) de diametru d_0 , care să satisfacă cerințele expuse anterior.

Pentru acest cuțit se va determina masa m , precum și dimensiunile alezajului său interior. În funcție de dimensiunile utile ale alezajului, raza r_0 și lungimea l_0 va rezulta masa m_1 a amortizorului. Dimensiunile acestei mase, diametrul d_{m1} respectiv lungimea l_{m1} sunt limitate constructiv. Pentru a realiza masa m_1 se va alege un material cu o densitate suficient de mare. Această masă adițională se va determina prin raportul:

$$\mu = \frac{m_1}{m} \quad (2.45.)$$

CAPITOLUL 2
MODELE TEORETICE PENTRU STUDIUL AUTOVIBRAȚIILOR CARE APAR ÎN
PROCESUL DE STRUNJIRE INTERIOARĂ

Acest raport urmează să satisfacă cerințele de gabarit ale masei m_1 și cerințele de optimizare ale amortizorului, care se va monta în interiorul cuțitului.

Caracteristicile k_3 și c_1 se pot determina experimental, prin alegerea unor materiale care se folosesc curent pentru realizarea amortizoarelor de acest tip.

Pentru cuțitul de strunjit interior cu amortizor, fixat în dispozitivul portcuțit se pot determina mărimile k_1 și c apelând la metode de încercare, folosite curent în dinamica mașinilor-unelte [16], [58].

În acest capitol admițând cunoscute toate aceste mărimi, cu ajutorul relațiilor (2.35.) și (2.39.) se stabilesc amplitudinile deplasărilor pe direcțiile x și y .

Comparația între autovibrațiile care apar la cuțitul de strunjit interior fără amortizor și cele care apar la cuțitul de strunjit cu amortizorul încorporat s-a făcut apelând la mărimile:

$$A_f^2 = A_1^2 + A_2^2 ; B_f^2 = B_1^2 + B_2^2, \quad (2.46.)$$

atașate procesului în absența amortizorului, respectiv la mărimile:

$$\begin{aligned} (A_a^{(1)})^2 &= (A_{1a}^{(1)})^2 + (A_{2a}^{(1)})^2 \\ (B_a^{(1)})^2 &= (B_{1a}^{(1)})^2 + (B_{2a}^{(1)})^2 \end{aligned} \quad (2.47.)$$

în cazul în care amortizorul este montat în cuțit (figura 2.8).

Pentru exemplificare se analizează cazul particular redat în figura 2.8., pentru care ecuațiile de mișcare sunt date de relațiile:

$$\begin{aligned} m\ddot{x} + c\dot{x} + (k_1 + r_l \cdot \cos \beta)x + c_1(\dot{x} - \dot{x}_1) + k_3(x - x_1) &= A \cos \omega t \\ m_2\ddot{y} + c\dot{y} + k_2y + r_l \cdot x \sin \beta &= A \sin \omega t \\ m_1\ddot{x}_1 - c_1(\dot{x} - \dot{x}_1) - k_3(x - x_1) &= 0 \\ m_2 &= m + m_1 \end{aligned} \quad (2.48.)$$

Soluțiile primelor două ecuații din relațiile (2.48.) sunt de forma:

$$\begin{aligned} x &= A_{1a}^{(1)} \cos \omega t + A_{2a}^{(1)} \sin(\omega t) \\ y &= B_{1a}^{(1)} \cos \omega t + B_{2a}^{(1)} \sin \omega t \end{aligned} \quad (2.49.)$$

Amplitudinile $A_{1a}^{(1)}, A_{2a}^{(1)}, B_{1a}^{(1)}, B_{2a}^{(1)}$ se obțin din relațiile (2.35.) respectiv (2.39.), în care se înlocuiește masa m cu masa $m_2 = m + m_1$. Cu această observație, ultima din ecuațiile sistemului (2.48.) devine:

$$m_1 \ddot{x}_1 + c_1 \dot{x}_1 + k_3 x_1 = (k_3 A_{1a}^{(1)} + c_1 \omega A_{2a}^{(1)}) \cos \omega t + (k_3 A_{2a}^{(1)} - c_1 \omega A_{1a}^{(1)}) \sin \omega t \quad (2.50.)$$

Soluția forțată a ecuației (2.50.) este de forma:

$$x_1 = C_1^{(1)} \cos \omega t + C_2^{(1)} \sin \omega t \quad (2.51.)$$

Înlocuind soluția din relația (2.51.) în ecuația (2.50.) se obțin ecuațiile algebrice:

$$\begin{aligned} (k_3 - m_1 \omega^2) C_1^{(1)} + c_1 \omega C_2^{(1)} &= k_3 A_{1a}^{(1)} + c_1 \omega A_{2a}^{(1)} \\ c_1 \omega C_1^{(1)} + (k_3 - m_1 \omega^2) C_2^{(1)} &= k_3 A_{2a}^{(1)} - c_1 \omega A_{1a}^{(1)} \end{aligned} \quad (2.52.)$$

Soluțiile sistemului de ecuații (2.52.) sunt de forma:

$$C_1^{(1)} = \frac{\Delta_1}{\Delta}; \quad C_2^{(1)} = \frac{\Delta_2}{\Delta} \quad (2.53.)$$

în care:

$$\begin{aligned} \Delta &= (k_3 - m_1 \omega^2)^2 + c_1^2 \omega^2 \\ \Delta_1 &= (k_3 - m_1 \omega^2) (k_3 A_{1a}^{(1)} + c_1 \omega A_{2a}^{(1)}) - c_1 \omega (k_3 A_{2a}^{(1)} - c_1 \omega A_{1a}^{(1)}) \\ \Delta_2 &= (k_3 - m_1 \omega^2) (k_3 A_{2a}^{(1)} - c_1 \omega A_{1a}^{(1)}) + c_1 \omega (k_3 A_{1a}^{(1)} + c_1 \omega A_{2a}^{(1)}) \end{aligned} \quad (2.54.)$$

Pentru simplificare se consideră că amortizarea c este mult mai mică decât amortizarea c_1 , admițând în particular că $c = 0$. În acest caz considerând numai mișcarea pe direcția x , ecuațiile de mișcare (2.48.) devin:

$$\begin{aligned} m \ddot{x} + (k_1 + r_l \cdot \cos \beta) x + c_1 (\dot{x} - \dot{x}_1) + k_3 (x - x_1) &= A \cos \omega t \\ m_1 \ddot{x}_1 - c_1 (\dot{x} - \dot{x}_1) - k_3 (x - x_1) &= 0 \end{aligned} \quad (2.55.)$$

Ecuțiile (2.55.) sunt identice cu ecuațiile unui amortizor dinamic cu amortizare vâscoasă [38], [94]. Cu această observație s-au folosit rezultate cunoscute, pentru proiectarea amortizorului atașat cuțitului de strunjit interior.

S-au folosit următoarele notații [38], [91], [94]:

$$\begin{aligned} \omega_a &= \sqrt{\frac{k_3}{m_1}}; x_{st} = \frac{F_0}{k_1 + k_a}; F_0 = A \\ \omega_n &= \sqrt{\frac{k_1 + r_l \cos \beta}{m}}; c_{cr} = 2m_1 \omega_n; \\ \rho &= \frac{\omega_a}{\omega_n}; \mu = \frac{m_1}{m}; s^* = \frac{\omega}{\omega_n} \end{aligned} \quad (2.56.)$$

Soluțiile sistemului (2.55.) sunt de forma:

$$x = x_0 \cos(\omega t - \varphi), x_1 = x_{10} \cos(\omega t - \varphi_1) \quad (2.57.)$$

Cu aceste notații, ținând seama de [38], [94] se obține:

$$\left(\frac{x_0}{x_{st}}\right)^2 = \frac{\left(2\frac{c_1}{c_{cr}}s^*\right)^2 + (s^{*2} - \rho^2)^2}{\left(2\frac{c_1}{c_{cr}}s^*\right)^2 (s^{*2} - 1 + \mu s^{*2})^2 + [\mu \rho^2 s^{*2} - (s^{*2} - 1)(s^{*2} - \rho^2)]^2} \quad (2.58.)$$

Raportul din relația (2.58.) este independent de ρ și μ dacă:

$$\left(\frac{1}{s^{*2} - 1 + \mu s^{*2}}\right)^2 = \left[\frac{s^{*2} - \rho^2}{\mu \rho^2 s^{*2} - (s^{*2} - 1)(s^{*2} - \rho^2)}\right]^2 \quad (2.59.)$$

Reprezentarea raportului x_0/x_{st} în funcție de valorile lui s^* are forma redată în figura 2.9, [38],[94].

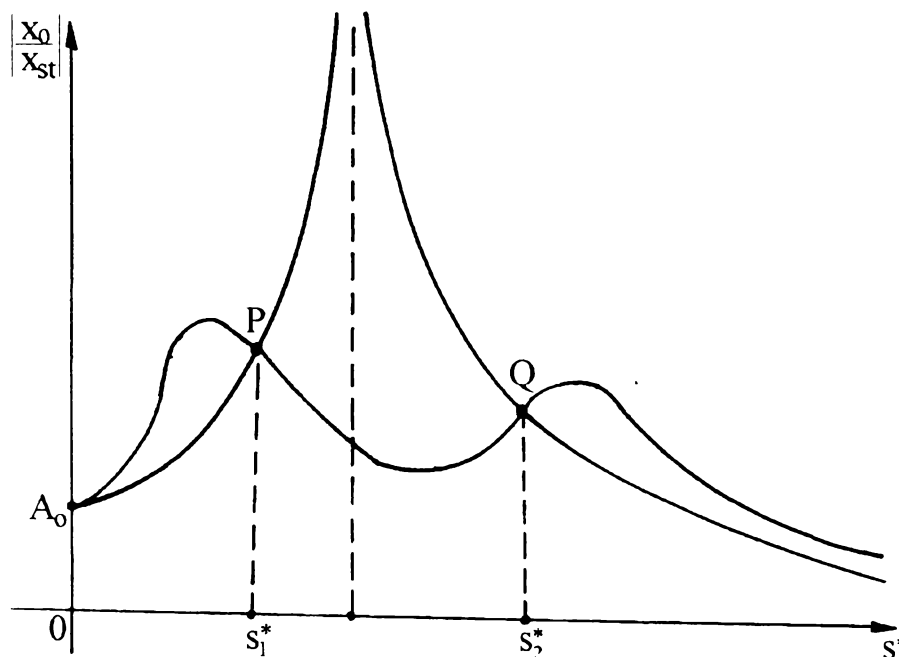


Figura 2.9.

Considerând semnul plus în membrul drept din relația (2.59.) rezultă:

$$s^{*4} - 2 \frac{1 + \rho^2 + \mu \rho^2}{2 + \mu} s^{*2} + \frac{2\rho^2}{2 + \mu} = 0 \quad (2.60.)$$

Prin rezolvarea ecuației (2.60.) se determină rădăcinile s_1^{*2} și s_2^{*2} , care sunt de fapt abscisele corespunzătoare punctelor P și Q din figura 2.9. Toate curbele din relația (2.58.), reprezentate în funcție de s^* trec prin aceste două puncte, indiferent de valoarea coeficientului de amortizare c_1 .

Se poate obține o valoare optimă a raportului $\frac{c_1}{c_{cr}}$ astfel încât valoarea amplitudinii x_0 să fie cea mai favorabilă, dacă se caută curba care are tangenta orizontală în cel mai de sus din cele două puncte P și Q [38], [94]. Ordonatele acestor puncte,

CAPITOLUL 2
MODELE TEORETICE PENTRU STUDIUL AUTOVIBRAȚILOR CARE APAR ÎN
PROCESUL DE STRUNJIRE INTERIOARĂ

$\left(\frac{x_0}{x_{st}}\right)_P$ respectiv $\left(\frac{x_0}{x_{st}}\right)_Q$ se determină punând condiția: $c_1/c_{cr} = \infty$. Astfel relația

(2.58.) devine:

$$\left(\frac{x_0}{x_{st}}\right)^2 = \frac{1}{[1 - (1 + \mu)s^{*2}]^2}; \quad \left(\frac{x_0}{x_{st}}\right)_P \cdot \left(\frac{x_0}{x_{st}}\right)_Q = \frac{\mu + 2}{\mu} \quad (2.61.)$$

Pentru proiectarea amortizorului atașat unui cuțit de strunjit interior se poate proceda la alinierea aproximativă a celor două puncte, adică la relația aproximativă:

$$\frac{1 - (1 + \mu)s_1^{*2}}{1 - (1 + \mu)s_2^{*2}} \approx -1; \quad s_1^* < s_2^* \quad (2.62.)$$

Considerând semnul egal în relația (2.62.) se obține:

$$s_1^{*2} + s_2^{*2} = \frac{2}{1 + \mu}, \quad (2.63.)$$

cu observația că pentru valorile ale lui $s^* > \frac{1}{\sqrt{1 + \mu}}$, raportul x_0/x_{st} este negativ [38], [94]

S-au căutat valori ale lui s^* situate între rădăcinile s_1^* și s_2^* . Astfel, din ecuația (2.60.) se obține:

$$s_1^{*2} + s_2^{*2} = \frac{2}{1 + \mu} = \frac{2|1 + \rho^2(1 + \mu)|}{2 + \mu} \quad (2.64.)$$

de unde rezultă, că pentru cazul optim: $\rho = \frac{1}{1 + \mu}$.

Valoarea comună a ordonatelor celor două puncte P și Q este [38],[91]:

$$\frac{x_0}{x_{st}} = \frac{1}{1 - s_1^{*2}(1 + \mu)} = \sqrt{1 + \frac{2}{\mu}} \quad (2.65.)$$

Pentru curbele care au tangenta orizontală în punctele P sau Q există relația:

$$\left(\frac{c_1}{c_{cr}}\right)_P^2 = \frac{\mu \left(3 - \sqrt{\frac{\mu}{\mu + 2}}\right)}{8(1 + \mu)^3}; \quad \left(\frac{c_1}{c_{cr}}\right)_Q^2 = \frac{\mu \left(3 + \sqrt{\frac{\mu}{\mu + 2}}\right)}{8(1 + \mu)^3}, \quad (2.66.)$$

cu observația, $0 < \mu < 1$.

Valoarea lui μ trebuie să satisfacă și cerințe tehnologice, care depind de gabaritul spațiului în care se plasează masa m_1 , respectiv de materialul din care este confecționată această masă.

Alegând valoarea masei m_1 și a masei m din condiții tehnologice se determină o valoare optimă $\mu = \mu_{opt}$, care reprezintă valoarea ce a stat la baza proiectării amortizorului dinamic. Pentru această valoare optimă se determină valorile rapoartelor c_1/c_{cr} și x_0/x_{st} (relațiile (2.65). și (2.66.)).

Valoarea factorului de amplificare r se poate determina aproximativ presupunând că lipsește amortizorul, iar cuțitul se mișcă numai după direcția x .

În acest caz particular, ecuația de mișcare este dată de relația:

$$m\ddot{x} + c\dot{x} + (k_1 + r \cos \beta)x = ra(t)\cos \beta \quad (2.67.)$$

Se presupune că deplasarea masei m pe direcția axei x este de forma $x(t) = Ae^{i(\omega t + \Psi)}$. Autovibrațiile provin de la undulațiile de pe cele două fețe ale așchii, care sunt defazate cu unghiul ψ și se studiază admitând că $a(t) = Ae^{i\omega t}$.

Înlocuind expresia $a(t) = Ae^{i\omega t}$ în relația (2.67.) se obține:

$$-m\omega^2 + ic\omega + (k_1 + r \cos \beta) = r \cos \beta (e^{-i\psi})$$

Grupând, rezultă:

$$-m\omega^2 + k_1 + r \cos \beta - r \cos \beta \cos \psi + i(c\omega + r \cos \beta \sin \psi) = 0$$

de unde se obțin relațiile:

$$\begin{aligned} k_1 + r \cos \beta (1 - \cos \psi) - m\omega^2 &= 0 \\ c\omega + r \cos \beta \sin \psi &= 0 \end{aligned} \quad (2.68.)$$

CAPITOLUL 2
MODELĂ TEORETICĂ PENTRU STUDIUL AUTOVIBRAȚIILOR CARE APAR ÎN
PROCESUL DE STRUNJIRE INTERIOARĂ

Din cea de-a doua ecuație a sistemului (2.68.) rezultă relația de calcul a factorului de amplificare la limita de stabilitate:

$$r_l = -\frac{c \omega}{\cos \beta \sin \psi}, \quad (2.69.)$$

Valoarea minimă a factorului de amplificare se obține pentru $\sin \psi = -1$, dacă se cunosc c , ω și β :

$$r_{l \min} = \frac{c \omega}{\cos \beta} \quad (2.70.)$$

Relația (2.70.) este adevărată pentru toate unghiurile $\psi = k\pi - (-1)^k \frac{\pi}{2}$, $k = 0, 1, 2, \dots$

Domeniul de stabilitate se obține din condiția:

$$c \omega + r \cos \beta \cdot \sin \psi > 0 \quad (2.71.)$$

Eliminând ω din ecuațiile (2.68.) rezultă:

$$k_1 + r \cos \beta (1 - \cos \psi) - m \frac{r^2 \cos^2 \beta \cdot \sin^2 \psi}{c^2} = 0 \quad (2.72.)$$

Pentru $\sin \psi = -1$, relația (2.72.) devine:

$$k_1 + r_{l \min} \cos \beta - m r_{l \min}^2 \frac{\cos^2 \beta}{c^2} = 0, \quad (2.73.)$$

Factorul de amplificare la limita de stabilitate se poate determina și din relația (2.73.), dacă se cunosc parametrii m , k_1 , c , β

Pentru proiectarea rațională a unui cuțit de strunjit interior cu amortizor dinamic s-au avut în vedere atât condiții de optimalitate stabilite teoretic pe baza modelului ales să reprezinte dinamica procesului de așchiere, cât și rezultate experimentale obținute pe cuțite model, concepute pentru o anumită clasă de prelucrare prin așchiere.

Am conceput și realizat un cuțit de strunjit interior prevăzut cu locaș, pe care l-am experimentat în două variante, fără amortizor încorporat și cu amortizorul încorporat, (amortizorul constă într-un cilindru de masă m_1).

2.4. Modele cu întârziere privind autovibrațiile din procesul de strunjire interioară

2.4.1. Model cu întârziere, considerată la definirea forței dinamice de așchiere

Dinamica proceselor de așchiere implică o analiză atentă a posibilităților de apariție a vibrațiilor. Aceste vibrații produc înrăutățirea calității suprafețelor prelucrate, putând să devină atât de intense încât să conducă la fragmentarea așchiei, creșterea consumului de energie, viteză unghiulară variabilă a piesei de prelucrat, etc.

Deasemenea, vibrațiile se pot transmite la mașinile învecinate și pot determina chiar și ruperea sculelor așchietoare.

Dintre aceste vibrații mi-au reținut atenția autovibrațiile care apar în procesul de așchiere și anume în procesul de strunjire interioară.

Acest proces exprimă faptul că cuțitul de strunjit interior copiază autovibrațiile de la trecerile anterioare. Cu alte cuvinte, la două treceri consecutive, frecvența autovibrațiilor cuțitului este aproape constantă, amplitudinile undulațiilor de pe cele două fețe ale așchiei sunt aproape egale, dar defazate cu un unghi Ψ .

Pentru studiul aproximativ al autovibrațiilor se cunosc multe modele dinamice simplificate.

În cele ce urmează se studiază dinamica unui proces de strunjire interioară, la care cuțitul are un grad de libertate, iar forța dinamică de așchiere se determină ținând seama de o expresie aproximativă a forței echivalente, dintr-o ecuație de ordinul I. Mai concret se face un studiu aproximativ al autovibrațiilor, apelând la un model dinamic cu un singur grad de libertate (figura 2.10.), la care se consideră numai autovibrațiile pe direcția x , [46].

CAPITOLUL 2
MODELE TEORETICE PENTRU STUDIUL AUTOVIBRAȚIILOR CARE APAR ÎN
PROCESUL DE STRUNJIRE INTERIOARĂ

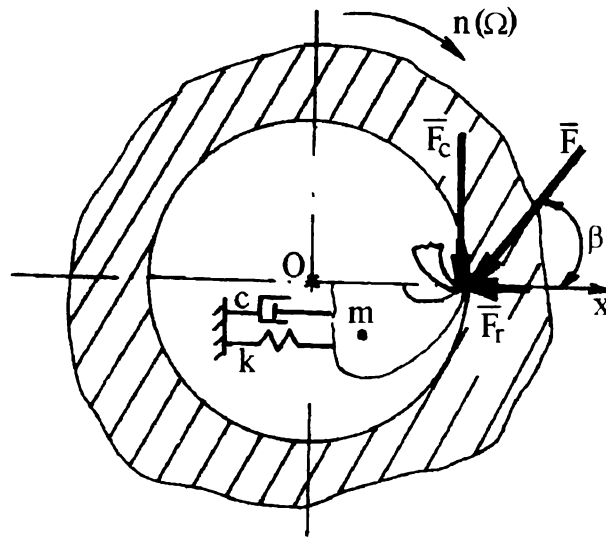


Figura 2.10.

Masa m , constanta elastică k , constanta de amortizare vâscoasă c a cuțitului, precum și viteza unghiulară a piesei Ω sunt considerate cunoscute.

Forța dinamică de așchiere $F(t)$ satisface o ecuație diferențială de ordinul I, de forma:

$$T \cdot \dot{F} + F = F_e \quad (2.74.)$$

Semnificația lui T din ecuația (2.74.) este o constantă de timp, ce provine din fenomenul de întârziere amintit (variația grosimii de așchiere), care urmează să fie determinată.

Ecuațiile atașate procesului de așchiere considerat sunt:

$$m\ddot{x} + c\dot{x} + kx + F \cos \beta = 0$$

$$T \cdot \dot{F} + F = F_e \quad (2.75.)$$

Pentru forța exterioară F_e , se cunosc diferite relații [17], [31], [39], [83], [85] din care rezultă că aceasta depinde de variația grosimii așchiei, de deplasarea sculei, de viteza relativă de așchiere precum și de alte mărimi caracteristice procesului de așchiere. Dintre toate acestea am reținut numai dependența de variația grosimii așchiei [16], [17].

Pentru simplificare se presupune că:

$$F_e = r[a_0 \cdot f(t) - x(t)] \quad (2.76.)$$

CAPITOLUL 2
MODELE TEORETICE PENTRU STUDIUL AUTOVIBRAȚIILOR CARE APAR ÎN
PROCESUL DE STRUNJIRE INTERIOARĂ

Tinând seama de ecuațiile (2.75.) și de relația (2.76.) se propune studiul stabilității procesului de strunjire interioară.

În acest scop s-a aplicat metoda perturbațiilor mici, înlocuind deplasarea x cu perturbația $x + u$, respectiv forța dinamică de așchiere F cu perturbația $F + v$; unde u și v sunt funcții de timp cu valoare mică.

Efectuând înlocuirile și ținând seama de relațiile (2.75.) și (2.76.) se obțin ecuațiile în perturbații, de forma:

$$\begin{aligned} m\ddot{u} + c\dot{u} + ku + v\cos\beta &= 0 \\ T\dot{v} + v - ru &= 0 \end{aligned} \quad (2.77.)$$

Soluțiile ecuațiilor (2.77.) se caută de forma:

$$u = Ae^{\lambda t}, \quad v = Be^{\lambda t} \quad (2.78.)$$

unde: A , B și λ sunt mărimi constante.

Inlocuind în ecuațiile (2.77.) și simplificând cu $e^{\lambda t}$ se obține:

$$\begin{aligned} (m\lambda^2 + c\lambda + k)A + B\cos\beta &= 0 \\ (1 + \lambda \cdot T)B - rA &= 0 \end{aligned} \quad (2.79.)$$

Sistemul de ecuații (2.79.) este un sistem omogen, în constantele A și B .

Pentru a evita soluția banală trebuie să fie satisfăcută relația:

$$m\lambda^2 + c\lambda + k + \frac{r\cos\beta}{1 + \lambda T} = 0 \quad (2.80.)$$

de unde se obține ecuația caracteristică:

$$mT\lambda^3 + (m + cT)\lambda^2 + (c + kT)\lambda + k + r\cos\beta = 0 \quad (2.81.)$$

Se constată că în ecuația caracteristică apare și arcul de așchiere, de constantă elastică $k_a = r\cos\beta$. Valoarea factorului de amplificare r se va determina în cele ce urmează.

Pentru studiul stabilității se apelează la criteriul Routh-Hurwitz.

Procesul de așchiere este stabil dacă toți coeficienții ecuației caracteristice sunt pozitivi și dacă $a_1a_2 - a_0a_3 \geq 0$.

Limita domeniului de stabilitate se obține atunci când:

$$a_1a_2 - a_0a_3 = (m + cT) \cdot (c + kT) - mT(k + r\cos\beta) = 0 \quad (2.82.)$$

CAPITOLUL 2
MODELE TEORETICE PENTRU STUDIUL AUTOVIBRAȚIILOR CARE APAR ÎN
PROCESUL DE STRUNJIRE INTERIOARĂ

sau
$$f(T, r) = ckT^2 - (mr \cos \beta - c^2)T + mc = 0 \quad (2.83.)$$

Ecuția (2.83.) admite două rădăcini $T_1 < T_2$:

$$T_{1,2} = \frac{mr \cos \beta - c^2 \pm \sqrt{(mr \cos \beta - c^2)^2 - 4mkc^2}}{2ck} \quad (2.84.)$$

Funcția $f(T, r)$ are valori negative între cele două rădăcini și pozitive în afara lor, având o reprezentare ca în figura 2.11. Această reprezentare este considerată cu valori precizate pentru m, c, k, β și cu factorul de amplificare r , considerat un parametru (r -ales).

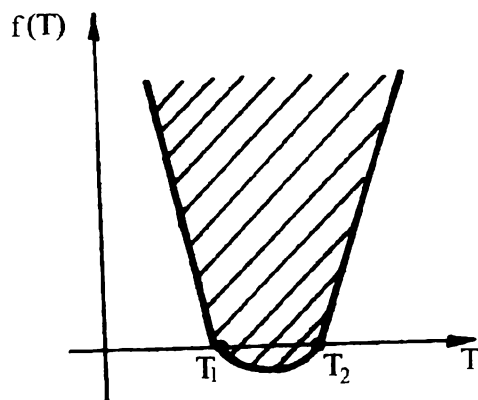


Figura 2.11.

Zona hașurată reprezintă domeniul de instabilitate.

Pentru fiecare valoare a factorului de amplificare r , se obține o reprezentare ca și în figura 2.11.

Autovibrațiile se instalează la o anumită frecvență unghiulară limită ω_l . Pentru determinarea factorului de amplificare limită r_l , în ecuația caracteristică (2.81.) se consideră $\lambda = i \omega_l$. Făcând înlocuirea și anulând termenii reali, respectiv imaginari

rezultă:

$$\omega_l^2 = \frac{c + kT}{mT} \quad (2.85.)$$

$$\omega_l^2 = \frac{k + r_l \cos \beta}{m + cT} \quad (2.86.)$$

Prin egalarea celor două rapoarte din relațiile (2.85.) și (2.86.) se regăsește ecuația:

$$f(T, r_l) = 0$$

Astfel, pentru o valoare aleasă a pulsației ω_1 apropiată de pulsația proprie, fără arcul de așchiere, $\omega_1^2 = \frac{k}{m} + \varepsilon$ $0 < \varepsilon < 1$, se poate determina $r_1 = r_1(\varepsilon)$, înlocuind această valoare aleasă în relația (2.86.). În funcție de parametrii m , k , c și β , rezultați din dimensionări și din măsurători se poate determina constanta de timp T , care în mod obișnuit se compară cu valori din diagrame de stabilitate [16].

Prin urmare, se constată că între modelul care conține arcul de așchiere și modelul care admite pentru forța dinamică de așchiere o ecuație diferențială de ordinul I există multe asemănări.

2.4.2. Model cu întârziere, considerată la deplasarea piesei care se prelucrează

După cum s-a mai amintit, studiul dinamicii proceselor de așchiere implică o analiză atentă a autovibrațiilor, care pot să apară în timpul așchierii. Pentru a simplifica analiza teoretică a autovibrațiilor s-a considerat modelul redat în figura 2.12.

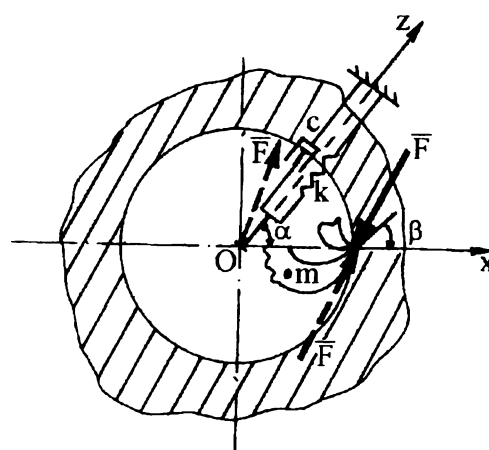


Figura 2.12.

În acest model se consideră că autovibrațiile cuțitului după o anumită direcție z sunt urmărite de o piesă echivalentă, care are masa m identică cu masa sculei și care este supusă la forța dinamică de așchiere $F(t)$ [47]. Această forță este de sens opus cu forța dinamică care acționează asupra cuțitului. Deplasarea masei m are loc după direcția z , direcție pe care acționează forța elastică kz și forța de amortizare $c\dot{z}$.

Cu aceste precizări, ecuația de mișcare a masei m este de forma [16]:

$$m\ddot{z} + c\dot{z} + kz + rz(t)\cos(\beta - \alpha) = \mu_1 rz(t - T)\cos(\beta - \alpha) \quad (2.87.)$$

Autovibrațiile se analizează în ipoteza că undulațiile pe cele două fețe ale așchii sunt defazate în timp cu constanta de timp T , iar factorul de acoperire este μ_1 [16].

De remarcat este faptul că, în lucrarea [47] s-a considerat un model asemănător cu cel prezentat în figura 2.12., pentru cazul în care $\alpha = \beta$.

În cele ce urmează se studiază autovibrațiile, considerând că factorul de acoperire are valoarea $\mu_1 = 1$ [16]. În plus, se admite că amplitudinile undulațiilor de pe cele două fețe ale așchii sunt egale între ele și în același timp sunt egale și cu amplitudinea deplasării masei m , pe direcția z .

Pentru studiul autovibrațiilor se consideră deplasările $z(t)$ respectiv $z(t-T)$ de forma:

$$z(t) = Ae^{i\omega t}, \quad z(t-T) = Ae^{i\omega(t-T)} \quad (2.88.)$$

Înlocuind aceste deplasări în ecuația (2.87.), și anulând partea reală respectiv partea imaginară, rezultă:

$$c\omega = -r \sin(\omega T) \cos(\beta - \alpha) \quad (2.89.)$$

$$k - m\omega^2 + r \cos(\beta - \alpha) = r \cos(\omega T) \cos(\beta - \alpha)$$

În relațiile (2.89.) ω , r și T sunt necunoscute.

Tinând seama că din aceleași relații (2.89.) rezultă:

$$\sin(\omega T) = \frac{-c\omega}{r \cos(\beta - \alpha)}; \quad \cos(\omega T) = \frac{k + r \cos(\beta - \alpha) - m\omega^2}{r \cos(\beta - \alpha)}, \quad (2.90.)$$

din relațiile (2.90.) se determină:

$$\operatorname{tg}(\omega T) = \frac{-c\omega}{k + r \cos(\beta - \alpha) - m \cdot \omega^2} \quad (2.91.)$$

CAPITOLUL 2
MODELE TEORETICE PENTRU STUDIUL AUTOVIBRAȚILOR CARE APAR ÎN
PROCESUL DE STRUNJIRE INTERIOARĂ

În plus, ținând seama de relația fundamentală a funcțiilor $\sin(\omega T)$ respectiv $\cos(\omega T)$ se obține funcția:

$$\Phi(\omega^2, r) = m^2 \omega^4 + [c^2 - 2mk - 2mr \cos(\beta - \alpha)] \omega^2 + k^2 + 2rk \cos(\beta - \alpha) = 0 \quad (2.92.)$$

Ecuția $\Phi(\omega^2, r) = 0$ are de regulă, două rădăcini reale și distincte ω_1^2 și ω_2^2 dacă:

$$[c^2 - 2mk - 2mr \cos(\beta - \alpha)]^2 - 4m^2 [(k^2 + 2rk \cos(\beta - \alpha))] \geq 0$$

În figura 2.13. este prezentată o posibilă imagine a funcției $\Phi(\omega^2, r)$, care depinde ca parametru de constanta de amplificare r (r -ales).

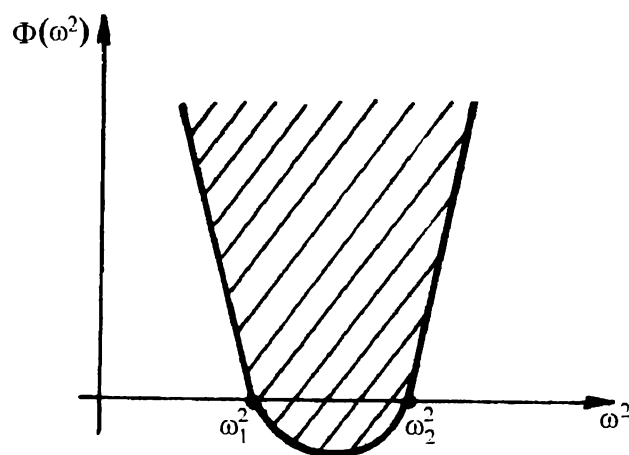


Figura 2.13.

Această imagine a funcției $\Phi(\omega^2, r)$ redă din punct de vedere calitativ, forma unei bucle de stabilitate pentru un r ales [16].

În particular, dacă $\alpha = \beta$ funcția Φ devine:

$$\Phi(\omega^2, r) = m^2 \omega^4 + (c^2 - 2mk - 2mr) \omega^2 + k^2 + 2kr \quad (2.93.)$$

Se cunoaște, că pulsația autovibrațiilor la limita de stabilitate este apropiată de una din pulsațiile proprii ale cuțitului. Astfel există posibilitatea de a alege $\omega_l^2 = \omega_n^2 + \varepsilon$, unde ε este un parametru mic, pozitiv sau negativ, ales pentru a identifica autovibrațiile studiate experimental.

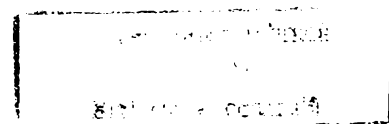
CAPITOLUL 2
MODELE TEORETICE PENTRU STUDIUL AUTOVIBRAȚIILOR CARE APAR ÎN
PROCESUL DE STRUNJIRE INTERIOARĂ

Prin urmare, considerând $\Phi(\omega_l^2, r_l) = 0$ și înlocuind $\omega_l^2 = \omega_n^2 + \varepsilon$ în relația (2.93.) ($0 < \varepsilon < 1$) [16] se obține factorul de amplificare $r_l = r_l(\varepsilon)$.

Înlocuind $\omega_1 = \omega_1(\varepsilon)$ și $r_l = r_l(\varepsilon)$ în relația (2.91.) se obțin valori pentru constanta $T = T(\varepsilon)$, cu ajutorul cărora pot fi definite domeniile de stabilitate.

Pornind de la acest model simplificat, model în care se ține seama de faptul că există un cuplu “cuțit de strunjit-piesă de prelucrat” care participă în procesul dinamic de așchiere, s-a considerat în locul autovibrațiilor cuțitului, autovibrațiile piesei. S-a presupus că masa piesei este egală cu masa cuțitului.

Studiul autovibrațiilor a avut la bază și în acest caz, aceleași presupuneri ca și cele care s-au făcut în cazul modelului cu arc de așchiere.



Capitolul 3

Cercetări experimentale privind amortizarea autovibrațiilor cuțitelor de strunjit interior. Rezultate și interpretări.

3.1. Condiții de experimentare

Pentru a crește stabilitatea la autovibrațiile care apar în timpul strunjirii interioare s-au efectuat cercetări experimentale, axate pe punerea în evidență a efectelor pe care le are folosirea unui cuțit cu amortizor cu o singură masă, a cărei soluție este în concepție proprie.

Prelucrările prin strunjire s-au realizat asupra unor piese-probă (țevi), confecționate din materialul 31VMn12.

Încercările s-au efectuat în laboratorul de Tehnologia Construcțiilor de Mașini din cadrul Facultății de Inginerie din Reșița, precum și în Secția de Prelucrare Mecanică a Uzinei Constructoare de Mașini Reșița S.A.

3.1.1. Piesa de prelucrat

Pentru efectuarea încercărilor s-au folosit piese-probă (țevi), cu diametrul interior $\Phi = 50\text{mm}$ și lungimea $l = 250\text{mm}$, care au fost prelucrate pe o lungime $l_p = 100\text{mm}$, la fiecare capăt.

În figura 3.1a., respectiv în figura 3.1b. se prezintă piesa de prelucrat.

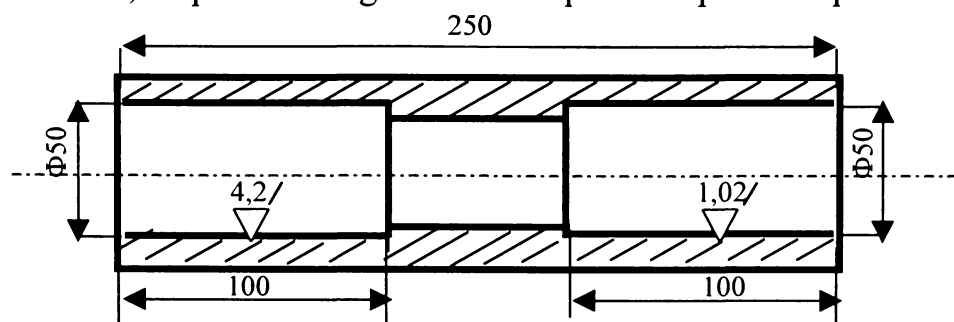


Figura 3.1a.

CAPITOLUL 3
CERCETĂRI EXPERIMENTALE PRIVIND AMORTIZAREA AUTOVIBRAȚIILOR
CUȚITELOR DE STRUNJIT INTERIOR
REZULTATE ȘI INTERPRETĂRI

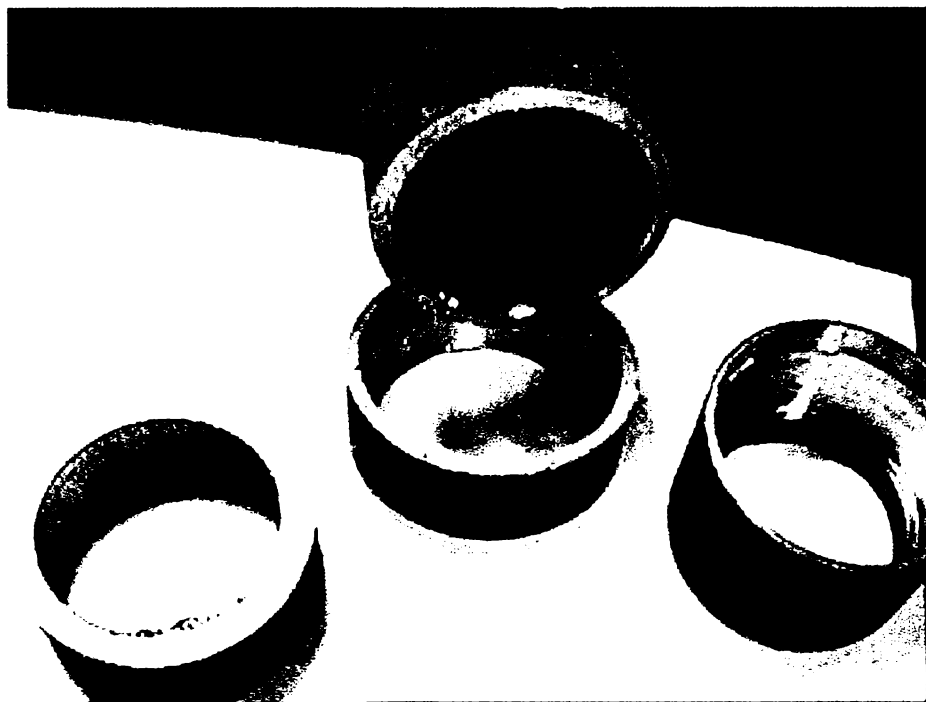


Figura 3.1b.

Compoziția chimică și caracteristicile mecanice ale oțelului 31VMn12, conform buletinelor de analiză U.C.M.Reșița S.A. sunt prezentate în tabelul 3.1.

Tabel 3.1.

Oțel 31VMn12							
Compoziția chimică [%]							
C	Mn	Si	P	S	Cu	Ni	Cr
0,30	1,21	0,25	0,007	0,008	0,07	0,05	0,09
Caracteristici fizico – mecanice							
R_{p0.2} Mpa [N/mm²]	R_m MPa [N/mm²]	A₅ [%]	kc₁ MPa [N/mm²]	m_c	HB		
610	780	12	2000	0,23	210		

CAPITOLUL 3
CERCETĂRI EXPERIMENTALE PRIVIND AMORTIZAREA AUTOVIBRAȚIILOR
CUȚITELOR DE STRUNJIT INTERIOR
REZULTATE ȘI INTERPRETĂRI

3.1.2. Mașina - unealtă

Testele s-au efectuat pe strungul normal SNA 560x1000 cu rigiditate mare, având puterea nominală $P_{MU} = 10$ kW, care a asigurat schimbarea turațiilor în trepte conform tabelului 3.2. și legarea la echipamentul electronic de măsurare.

Tabel 3.2.

Gama de avansuri	0,1	0,125	0,14	0,16	0,2	0,25	0,28
s_{MU} [mm/rot]	0,315	0,4	0,5	0,63	0,8	1	1,25
Gama de turații	63	80	100	125	160	200	250
n_{MU} [rot/min]	315	400	500	630	800	1000	1250

3.1.3. Scula așchietoare

Pentru încercări s-a folosit un cuțit de strunjit interior special (prevăzut cu locaș), în două variante:

- cuțit de strunjit interior fără amortizor încorporat, în construcție mecanică cu plăcuțe demontabile;
- cuțit de strunjit interior cu amortizorul încorporat, în construcție mecanică cu plăcuțe demontabile.

În figura 3.2. este redat cuțitul de strunjit interior folosit pentru încercări.

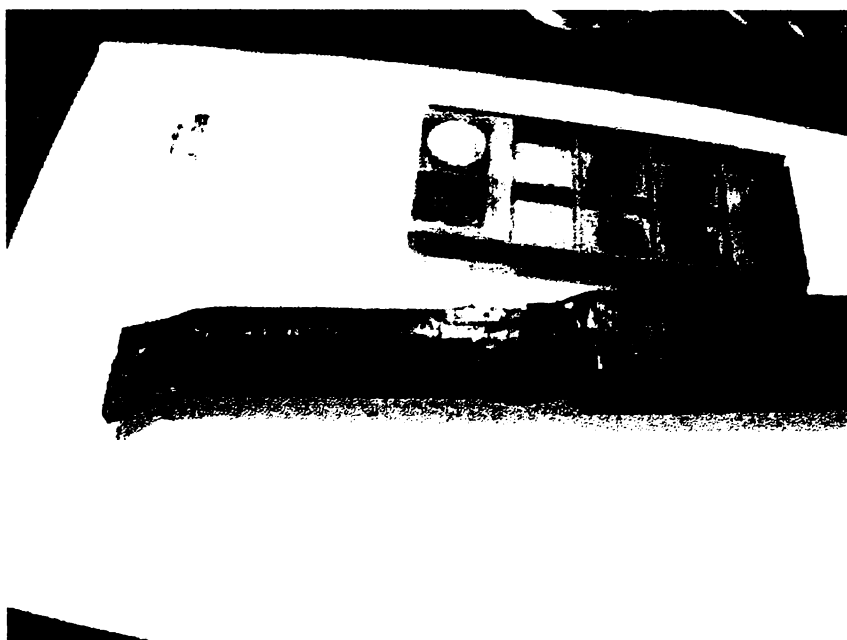


Figura 3.2.

CAPITOLUL 3
CERCETĂRI EXPERIMENTALE PRIVIND AMORTIZAREA AUTOVIBRAȚIILOR
CUȚITELOR DE STRUNJIT INTERIOR
REZULTATE ȘI INTERPRETĂRI

Geometria părții așchietoare a cuțitului de strunjit interior este ilustrată în figura 3.3., iar parametrii geometrici ai acesteia sunt redați în tabelul 3.3.

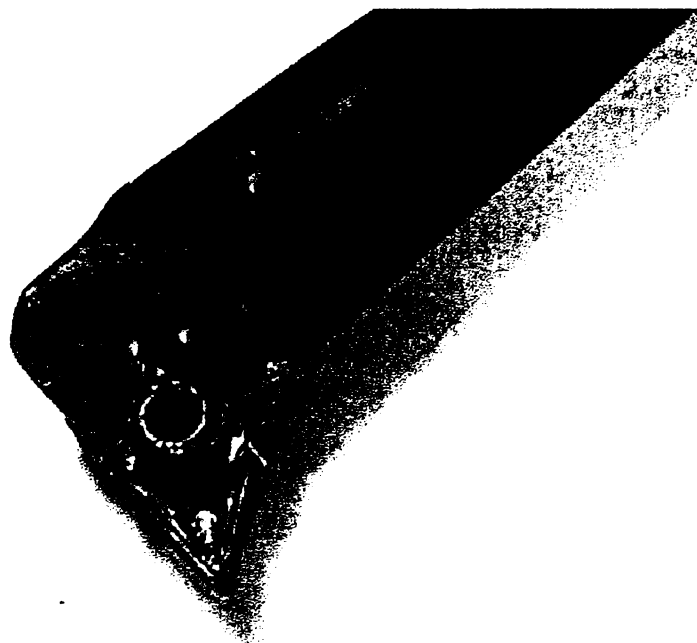


Figura 3.3.

Tabel 3.3.

Parametrii geometrici ai părții așchietoare →	Partea activă	α_n [$^{\circ}$]	γ_n [$^{\circ}$]	κ_r [$^{\circ}$]	λ_T [$^{\circ}$]	r_0 [mm]
	P20 și P10	6	11	90 și 120	0	0,8

în care: α_n - unghiul de așezare; κ_r - unghiul de atac;
 γ_n - unghiul de degajare; λ_T - unghiul de înclinare;
 r_0 – raza la vârful.

CAPITOLUL 3
CERCETĂRI EXPERIMENTALE PRIVIND AMORTIZAREA AUTOVIBRAȚIILOR
CUȚITELOR DE STRUNJIT INTERIOR
REZULTATE ȘI INTERPRETĂRI

Proiectarea cuțitului de strunjit interior, pentru încercările experimentale s-a realizat în două etape și anume:

- ✓ proiectarea cuțitului fără amortizor încorporat, prin care s-au stabilit dimensiunile de gabarit și cele ale locașului destinat amortizorului. (din condiții tehnologice și de rezistență a materialului folosit);
- ✓ proiectarea amortizorului încorporat, prin care s-au stabilit dimensiuni din condiții de spațiu și de funcționare (d_0, Δ), precum și lungimea amortizorului, pe baza condiției de optimizare ($0 < \mu < 1$) și a materialului folosit.

În figura 3.4. se prezintă soluția constructivă a cuțitului de strunjit interior cu amortizor încorporat, componența și principalele lui dimensiuni:

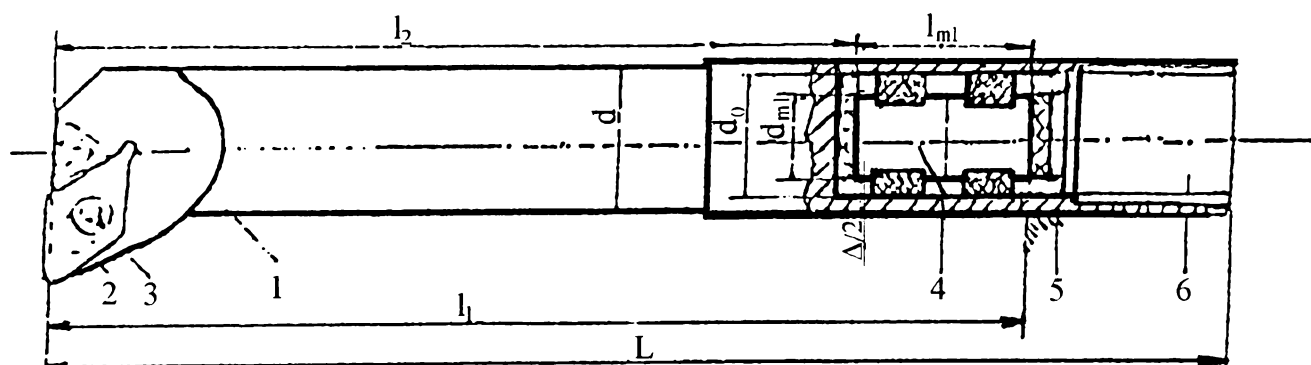


Figura 3.4.

în care:

- | | |
|--------------------------------|-----------------------|
| 1 – corpul cuțitului; | 4 – amortizor; |
| 2 – plăcuța așchietoare; | 5 – inele de cauciuc; |
| 3 – știft cilindric de fixare; | 6 – capac filetat. |

$$L = 230\text{mm}, \quad l_1 = 175\text{mm}, \quad d = 24\text{mm}, \quad d_0 = 20\text{mm}.$$

Amortizorul de masă m_1 este așezat în alezajul corpului cuțitului. Contactul pe suprafețe a masei m_1 , cu cuțitul de strunjit interior se face prin intermediul unor elemente (inele) de cauciuc.

CAPITOLUL 3
CERCETĂRI EXPERIMENTALE PRIVIND AMORTIZAREA AUTOVIBRAȚIILOR
CUȚITELOR DE STRUNJIT INTERIOR
REZULTATE ȘI INTERPRETĂRI

Rolul amortizorului dinamic de masă m_1 este de atenua autovibrațiile cuțitului de strunjit interior, în timpul strunjirii pieselor-probă.

Ca rezultat al dispersiei mari de energie, în materialul cu mare capacitate de amortizare a inelelor din cauciuc, se mărește eficiența amortizorului și se înlătură autovibrațiile, într-o gamă largă de frecvențe ale forței perturbatoare.

Principalii parametri ai amortizorului dinamic sunt:

- masa m_1 ;
- jocul $\Delta/2$ dintre alezajul din corpul cuțitului și masa m_1 ;
- lățimea elementelor frontale de cauciuc.

Pentru construcția amortizorului, având în vedere condițiile tehnologice și de rezistență impuse, precum și condițiile de vibrații s-a admis:

- ✓ diametrul alezajului (locașului) din corpul cuțitului de strunjit interior $d_0 = 20mm$.
- ✓ jocul $\Delta/2 = 2,5mm$ în funcție de diametrul d_0 (tabel 3.4.);

Tabel 3.4. [70]

d_0 [mm]	$\Delta/2$ [mm]
6 – 10	1
10 – 15	1,5
peste 15	2...3

- ✓ masele amortizorului m_1 s-au ales astfel încât valorile raportului $\mu = m_1 / m$ să satisfacă condiția de optimalitate, rezultată din studiul de stabilitate anterior.
 - diametrul cilindrului amortizor $d_{m1} = d_0 - \Delta = 15mm$:
 - lungimile maselor amortizoare se determină în funcție de densitatea materialelor alese pentru confecționarea amortizoarelor, cu relația:

$$l_{m1} = \frac{4m_1}{\pi d_{m1}^2 \rho_1} \geq 2d_0, \quad (3.1.)$$

în care: ρ_1 - densitatea materialului masei m_1 ;

- ✓ lungimea elementelor frontale de cauciuc $l_{ec} = (1/6 - 1/8)l_{m1}$.

CAPITOLUL 3
CERCETĂRI EXPERIMENTALE PRIVIND AMORTIZAREA AUTOVIBRAȚIILOR
CUȚITELOR DE STRUNJIT INTERIOR
REZULTATE ȘI INTERPRETĂRI

Cuțitul este în construcție mecanică cu sistem de fixare cu șurub (sistem “S”), conform simbolizării Sandvick Coromant.

La acest sistem de fixare, plăcuța așchietoare este așezată pe plăcuța suport și fixată direct de aceasta prin intermediul unui șurub de fixare cu cap tronconic, care asigură strângerea pe teșitura plăcuței. Blocarea plăcuței se face cu ajutorul unui știft cilindric tubular [69], [77].

Acest sistem de fixare este frecvent întâlnit, în special la cuțitele de strunjit interior și la prelucrarea materialelor care dau așchii scurte.

În figura 3.6. se prezintă schematic sistemul de fixare tip “S” al plăcuței așchietoare.

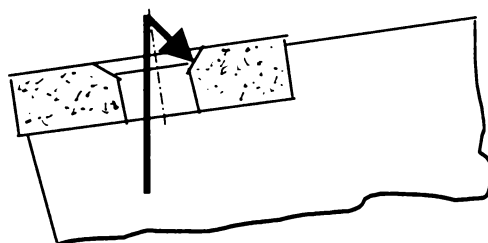


Figura 3.6.

Tipul, forma și dimensiunile plăcuțelor așchietoare, recomandate de firma producătoare [120], [124] pentru prelucrarea oțelului 31VMn12 sunt specificate prin codul ISO.

Plăcuță CNMU 12 03 08

Simbolurile din codul plăcuței așchietoare au următoarea semnificație:

C – forma plăcuței - rombică, N – geometria plăcuței - negativă
M – clasa de precizie-medie, U – particularitățile constructive ale plăcuței –
cu alezaj și teșitură la $(45^{\circ}-60^{\circ})$;

12 – latura plăcuței [mm],

03 – grosimea plăcuței [zecimi de mm],

08 – raza la vârf [mm].

3.1.4. Regimuri de așchiere

Parametrii regimului de strunjire interioară constituie variabilele de lucru, în următoarea succesiune:

- ◆ adâncime de așchiere: $a = \text{constant} = 2 \text{ mm}$
avans pe rotație: $s = \text{constant} = 0,2 \text{ mm/rot}$
viteză de așchiere: $v = \text{variabil}$;

$$v_1 = 16 \text{ m/min}; v_2 = 32 \text{ m/min}; v_3 = 63 \text{ m/min};$$

$$v_4 = 80 \text{ m/min}; v_5 = 100 \text{ m/min}; v_6 = 112 \text{ m/min};$$

$$v_7 = 125 \text{ m/min}; v_8 = 157 \text{ m/min}.$$

- ◆ adâncime de așchiere: $a = \text{constant} = 2 \text{ mm}$
avans pe rotație: $s = \text{variabil}$

$$s_1 = 0,1 \text{ mm/rot}; s_2 = 0,16 \text{ mm/rot}; s_3 = 0,2 \text{ mm/rot}$$

$$s_4 = 0,25 \text{ mm/rot}; s_5 = 0,3 \text{ mm/rot}; s_6 = 0,4 \text{ mm/rot};$$

$$s_7 = 0,5 \text{ mm/rot}; s_8 = 0,8 \text{ mm/rot}.$$

viteză de așchiere: $v = \text{constant} = 100 \text{ m/min}$

- ◆ adâncime de așchiere: $a = \text{variabil}$

$$a_1 = 0,5 \text{ mm}; a_2 = 0,75 \text{ mm}; a_3 = 1 \text{ mm}; a_4 = 1,5 \text{ mm};$$

$$a_5 = 2 \text{ mm}; a_6 = 2,5 \text{ mm}; a_7 = 3 \text{ mm}; a_8 = 3,5 \text{ mm}.$$

avans pe rotație: $s = \text{constant} = 0,2 \text{ mm/rot}$

viteză de așchiere: $v = \text{constant} = 100 \text{ m/min}$

Sucesiunea a fost stabilită pornind de la influența celor trei parametri ai regimului de așchiere asupra autovibrațiilor. Cea mai mare influență o are viteza de așchiere, urmată de avansul pe rotație și apoi de adâncimea de așchiere.

CAPITOLUL 3
CERCETĂRI EXPERIMENTALE PRIVIND AMORTIZAREA AUTOVIBRAȚIILOR
CUȚITELOR DE STRUNJIT INTERIOR
REZULTATE ȘI INTERPRETĂRI

3.1.5. Aparatura de cercetare

Pentru efectuarea încercărilor experimentale s-a folosit aparatura existentă în laboratorul de “Tehnologia Construcțiilor de Mașini” (Facultatea de Inginerie Reșița), laboratorul de “Automatizări” (Facultatea de Inginerie Reșița) și în laboratorul de “Calitate” (U.C.M.Reșița S.A.)

Vederea generală a echipamentului de cercetare este redată în figura 3.7.



Figura 3.7.

În figura 3.8. este redat schematic echipamentul de cercetare, care se compune din:

- ◆ cuțit de strunjit interior - C;
- ◆ timbre tensometrice – T_1 , T_2 ;
- ◆ accelerometru B&K 4370 - AM;

CAPITOLUL 3
CERCETĂRI EXPERIMENTALE PRIVIND AMORTIZAREA AUTOVIBRAȚIILOR
CUȚITELOR DE STRUNJIT INTERIOR
REZULTATE ȘI INTERPRETĂRI

- ◆ punte tensometrică Philips PR 9307 - PT;
- ◆ vibrometru B&K 2511 - VM;
- ◆ computer, placă de achiziții date - PC;
- ◆ cabluri.

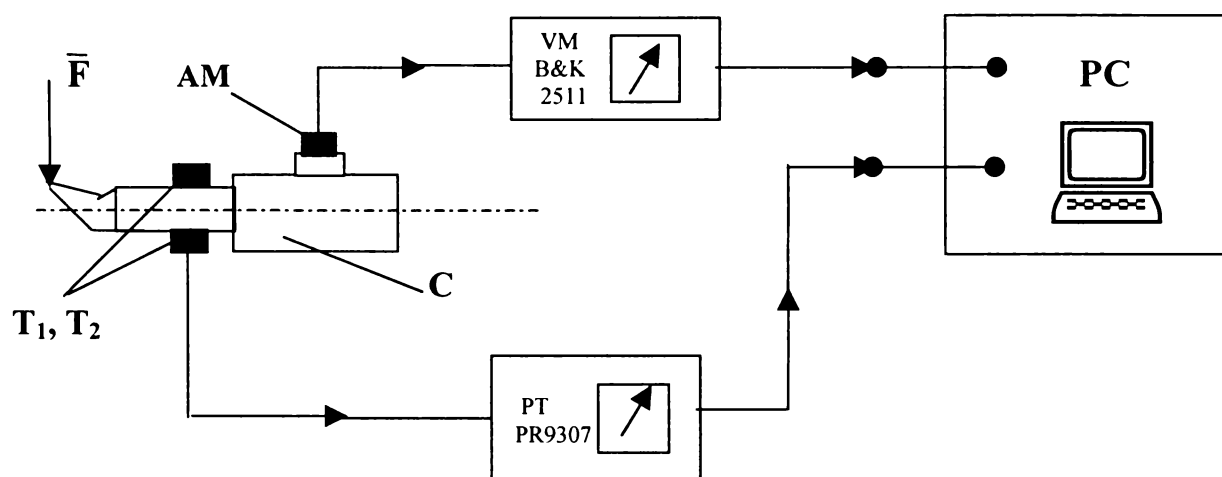


Figura 3.8.

Conform schemei din figura 3.8., semnalele de la cuțitul de strunjit interior sunt preluate și înregistrate astfel:

- valoarea forței de așchiere F este preluată de către traductorul rezistiv de forță și transformată în semnal electric. Semnalul electric este citit la puntea tensometrică PT și în același timp este înregistrat electronic de către PC. Prin programul specializat, semnalul electric este transformat în Newtoni, iar pe computer se înregistrează diagrama de variație a forței de așchiere.

- semnalul sesizat de accelerometru AM este citit la vibrometrul VM, care dă valorile pentru amplitudinea autovibrațiilor, după care semnalul este transmis la PC unde este prelucrat, înregistrându-se diagrama de variație a amplitudinii autovibrațiilor.

CAPITOLUL 3
CERCETĂRI EXPERIMENTALE PRIVIND AMORTIZAREA AUTOVIBRAȚIILOR
CUȚITELOR DE STRUNJIT INTERIOR
REZULTATE ȘI INTERPRETĂRI

Etape parcurse pentru efectuarea încercărilor:

- **Alegerea timbrelor, lipirea timbrelor, realizarea montajului, respectiv a semipunții Wheastone;**
- **Etalonarea traductorului de forță, trasarea caracteristicii: $F = f(U)M$**
- **Realizarea încercărilor, alegerea regimurilor de așchiere;**
- **Prelucrarea rezultatelor.**

Pentru măsurarea forței de așchiere F s-a folosit o punte tensometrică, purtătoare de frecvență, Philips PR 9307. Această punte tensometrică măsoară variațiile de impedanță ale montajului Wheastone, pentru jumătate de punte sau punte completă. Instrumentul produce o tensiune de alimentare a punții Wheastone (realizată din timbrele tensometrice rezistive) cu frecvență purtătoare de $5 \text{ kHz} \pm 1\%$.

Puntea tensometrică PR 9307 oferă următoarele avantaje:

- sensibilitate înaltă de măsură;
- eroare mică a liniarității;
- precizie ridicată de măsură și stabilitate cu temperatura;
- insensibilitate la variații ale tensiunii de alimentare.

Caracteristicile punții tensometrice PR 9307:

- eroarea de etalonare $\leq \pm 0,2\%$;
- sensibilitatea frecvenței de etalonare cu temperatura $\leq \pm 0,01\%$;
- sensibilitatea punctului zero cu temperatura $\leq \pm 0,1\%$.

Timbrele tensometrice folosite: - tip M120 (MIKROTECHNA PRAHA 7), pentru care :

- abaterea $\pm 0,25\%$;
- constanta timbrelor $2,05 \pm 1\%$;

CAPITOLUL 3
CERCETĂRI EXPERIMENTALE PRIVIND AMORTIZAREA AUTOVIBRAȚIILOR
CUȚITELOR DE STRUNJIT INTERIOR
REZULTATE ȘI INTERPRETĂRI

Montajul timbrelor tensometrice este în jumătate de punte Wheastone și este redat în figura 3.9. $[\epsilon_{m\grave{a}s} = (\epsilon + \epsilon_{\Delta T}) - (-\epsilon + \epsilon_{\Delta T})]$, $\epsilon_{\Delta T}$ - microdeformația datorată variației temperaturii;

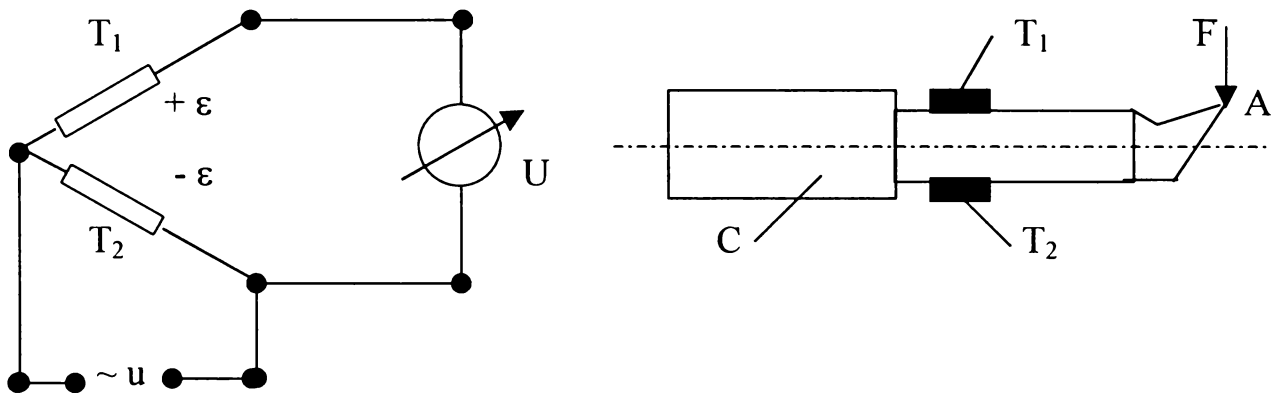


Figura 3.9.

T_1, T_2 - timbre tensometrice rezistive (120 Ω);

C - cuțit.

Cele două timbre tensometrice, T_1 și T_2 sunt montate diametral opus pe corpul cuțitului. Datorită microdeformației din timpul strunjirii, produsă de forța de așchiere, deplasările sunt transformate de către aceste timbre tensometrice în semnale electrice.

Etalonarea cuțitului s-a realizat prin încărcarea acestuia cu greutateți etalon în punctul A, trasându-se funcția:

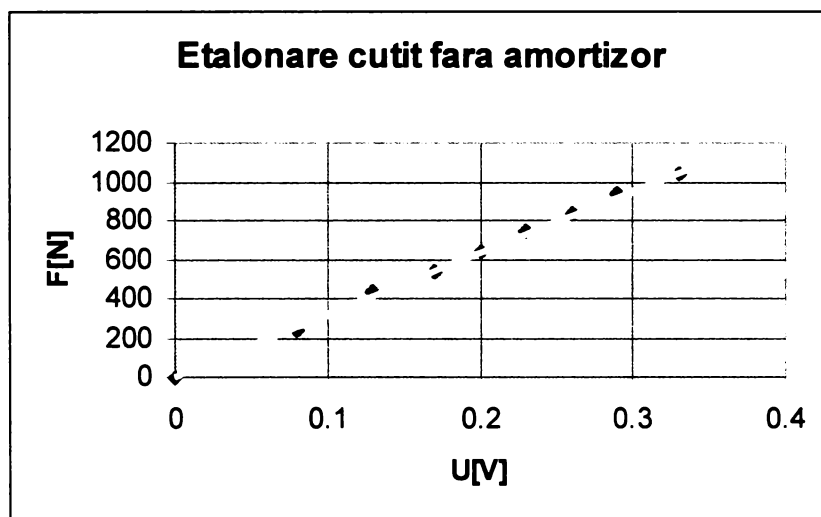
$$F = f(U),$$

în care:

F - forță [N],
 U - tensiune [V].

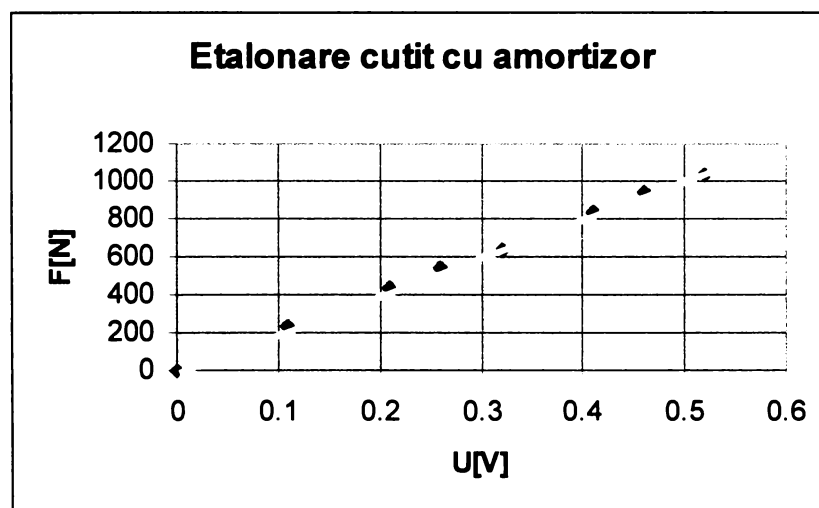
CAPITOLUL 3
CERCETĂRI EXPERIMENTALE PRIVIND AMORTIZAREA AUTOVIBRAȚIILOR
CUȚITELOR DE STRUNJIT INTERIOR
REZULTATE ȘI INTERPRETĂRI

În figura 3.10.a este redată diagrama de etalonare a cuțitului de strunjit interior fără amortizor încorporat, iar în figura 3.10.b este redată diagrama de etalonare a cuțitului de strunjit interior cu amortizor încorporat.



a)

U [V]	0	0,08	0,13	0,17	0,2	0,23	0,26	0,29	0,33
F [N]	0	240	440	540	640	740	840	940	1040



b)

U [V]	0	0,11	0,21	0,26	0,32	0,41	0,46	0,52
F [N]	0	240	440	540	640	840	940	1040

Figura 3.10.

CAPITOLUL 3
CERCETĂRI EXPERIMENTALE PRIVIND AMORTIZAREA AUTOVIBRAȚIILOR
CUȚITELOR DE STRUNJIT INTERIOR
REZULTATE ȘI INTERPRETĂRI

Măsurarea amplitudinii autovibrațiilor s-a făcut cu ajutorul vibrometrului Bruel & Kjaer 2511.

Acest vibrometrul permite măsurarea deplasării, vitezei sau accelerației, prin intermediul unui accelerometru. Un amplificator de sarcină la intrare permite folosirea de cabluri lungi de conexiune, între aparat și accelerometru. În aparat sunt incluse atât detectoare de valori eficace (RMS), cât și de valori de vârf. Un circuit de blocare permite aparatului să rețină valoarea maximă.

Vibrometrul posedă filtre trece sus și trece jos încorporate, la care se poate conecta un filtru extern pentru efectuarea analizei în frecvență a semnalului.

Domeniile de măsură în banda de frecvență sunt următoarele:

- accelerații de la 0,3 Hz la 15 kHz;
- viteze de la 1 Hz la 15 kHz;
- deplasări de la 1 Hz la 2,5 kHz.

Accelerometrul Bruel & Kjaer 4370 s-a montat pe corpul cuțitului. Acesta prezintă următoarele *avantaje*:

- sunt autogeneratori, nu necesită alimentare separată;
- nu au piese mobile care ar putea să se uzeze;
- sunt robuști și compacti.

Caracteristicile accelerometrului Bruel & Kjaer 4370:

- masă 50 g;
- sensibilitate 10 pc /ms⁻²;
- frecvența de rezonanță 17,5 Hz.

Cercetările experimentale s-au desfășurat în trei etape:

- Încercări experimentale prin care s-a urmărit amplitudinea autovibrațiilor, care apar în timpul strunjirii interioare cu cuțitul fără amortizor încorporat;

CAPITOLUL 3
CERCETĂRI EXPERIMENTALE PRIVIND AMORTIZAREA AUTOVIBRAȚIILOR
CUȚITELOR DE STRUNJIT INTERIOR
REZULTATE ȘI INTERPRETĂRI

- Încercări experimentale prin care s-a urmărit amplitudinea autovibrațiilor care apar în timpul strunjirii interioare cu cuțitul de strunjit, în care au fost încorporate 6 variante de cilindri cu rol de amortizor, realizați din materiale diferite.

Pentru aceste 6 variante s-au calculat rapoartele: μ , $\left(\frac{c_1}{c_{cr}}\right)_P^2$, $\left(\frac{c_1}{c_{cr}}\right)_Q^2$, $\frac{x_0}{x_{st}}$

(capitolul 2) ale căror valori sunt redate în tabelul 3.5.

Tabel 3.5.

μ	$\left(\frac{c_1}{c_{cr}}\right)_P^2$	$\left(\frac{c_1}{c_{cr}}\right)_Q^2$	$\frac{x_0}{x_{st}}$
0,1	0,026	0,03	4,58
0,125	0,03	0,035	4,12
0,2	0,039	0,047	3,31
0,3	0,045	0,057	2,77
0,4	0,047	0,062	2,45
0,5	0,047	0,064	2,24

După un număr mare de încercări a rezultat că pentru strunjirea interioară a probelor de tipul celor prezentate, raportul optim $\mu_{\text{optim}} = m_1/m = 0,125$. ($m = 0,690\text{kg}$ - masa cuțitului, $m_1 = 0,086\text{kg}$ - masa amortizorului).

- Încercări experimentale cu cuțitul cu amortizor încorporat, a cărei masă optimă a fost stabilită în etapa precedentă. Amortizorul optim s-a confecționat din plumb ($\rho_{\text{pb}} = 11,3 \text{ kg/dm}^3$).

Rezultatele încercărilor sunt prezentate și analizate în cele ce urmează.

3.2. Analiza comparativă a diagramelor de variație a forței de așchiere și a diagramelor de variație a amplitudinii autovibrațiilor, înregistrate la strunjirea interioară cu cuțitul fără respectiv cu amortizor

3.2.1. Considerații teoretice

În timpul încercărilor s-a urmărit influența autovibrațiilor care apar la strunjirea interioară cu cuțitul fără și cu amortizor încorporat asupra variației forței de așchiere, precum și variația în timp a amplitudinii autovibrațiilor cuțitului de strunjit interior, în cele două variante.

În procesul de așchiere, forța de așchiere reprezintă elementul de evaluare a modului în care decurge prelucrarea.

Teoretic, pentru calculul forței de așchiere nu se poate stabili o relație care să țină seama de toți factorii de influență. Datorită acestui fapt se iau în considerare numai factorii principali și anume [76], [77]:

- ✓ **materialul de prelucrat, prin rezistența specifică de așchiere, k_{c1} ;**
- ✓ **unghiul de atac principal, κ_r ;**
- ✓ **parametrii regimului de așchiere a, s, v ;**
- ✓ **stabilitatea procesului.**

Forța totală de așchiere este aproximativ egală cu forța principală de așchiere și se determină cu relația [77]:

$$F \cong F_c = k_c \cdot q_c = k_c \cdot b \cdot h \text{ [N]}, \quad (3.2)$$

Ținând cont că:

$$k_c = \frac{k_{c1}}{h^{m_c}} \text{ [MPa]}, \quad (3.3)$$

relația (3.2) devine:

$$F = k_{c1} \cdot b \cdot h^{1-m_c} \text{ [N]} \quad (3.4)$$

CAPITOLUL 3
CERCETĂRI EXPERIMENTALE PRIVIND AMORTIZAREA AUTOVIBRAȚIILOR
CUȚITELOR DE STRUNJIT INTERIOR
REZULTATE ȘI INTERPRETĂRI

în care:

$q_c = b \cdot h$ – secțiunea așchii detașate [mm^2];

$k_c = k_{c1} \cdot h^{-m_c}$ – forța specifică de așchiere [MPa];

h – grosimea așchii [mm];

$$h = s \cdot \sin \kappa_r, \text{ s- avansul pe rotație [mm/rot]}$$

b – lățimea așchii [mm];

$$b = a / \sin \kappa_r, \text{ a – adâncimea de așchiere [mm]}$$

$k_{c1} = 2000$ MPa – rezistența de așchiere, (pentru oțelul 31VMn12);

$m_c = 0,23$ – exponent de influență, (pentru oțelul 31VMn12).

În funcție de valoarea forței de așchiere se poate calcula puterea de așchiere, cu relația [77]:

$$P_c = \frac{F_c \cdot v_c}{60 \cdot 10^3} \text{ [kW]}, \quad (3.5.)$$

în care:

v_c – viteza de așchiere [m/min];

F_c – forța principală de așchiere [N];

3.2.2. Diagrame înregistrate

Cu ajutorul calculatorului electronic, dotat cu microprocesorul Pentium/133 rulând pachetul de programe LABVIEW-VirtualBench, sub sistemul de operare Windows au fost înregistrate diagramele de variație a forței de așchiere și diagramele de variație a amplitudinii autovibrațiilor, la strunjirea interioară cu cuțitul fără amortizor, respectiv cu cuțitul cu amortizor încorporat. Înregistrările s-au făcut cu un instrument virtual de tip Data-Logger, care a urmărit variația semnalului de intrare în timp. Semnalul de intrare a fost achiziționat prin intermediul unei plăci de achiziție tip PC-LPM16, care primește la intrare semnale în tensiune, provenite de la un circuit adaptor (punte tensometrică) și care transformă forța de așchiere în semnal electric.

CAPITOLUL 3
CERCETĂRI EXPERIMENTALE PRIVIND AMORTIZAREA AUTOVIBRAȚIILOR
CUȚITELOR DE STRUNJIT INTERIOR
REZULTATE ȘI INTERPRETĂRI

Analiza spectrală a autovibrațiilor s-a făcut cu ajutorul unui instrument special virtualizat, care face parte din pachetul de programe LABVIEW-VirtualBench și care folosește descompunerea în serii Fourier a semnalului armonic prezent la intrare.

În urma înregistrării acestor diagrame a fost posibilă citirea forței maxime de așchiere și a amplitudinii maxime a autovibrațiilor, la strunjirea interioară cu cuțitul fără respectiv cu amortizor încorporat.

În cele ce urmează se prezintă toate aceste diagrame înregistrate (prezentate în anexă), pentru diferite regimuri de așchiere.

- ◆ **diagrama nr.3.1.** – reprezintă variația forței de așchiere, pentru regimul de așchiere: $a = 2$ mm, $s = 0,2$ mm/rot, $v = 16$ m/min, la strunjirea cu cuțitul fără amortizor;
- ◆ **diagrama nr.3.2.** – reprezintă variația forței de așchiere, pentru regimul de așchiere: $a = 2$ mm, $s = 0,2$ mm/rot, $v = 16$ m/min, la strunjirea cu cuțitul cu amortizor;
- ◆ **diagrama nr.3.3.** – reprezintă variația amplitudinii autovibrațiilor, pentru regimul de așchiere: $a = 2$ mm, $s = 0,2$ mm/rot, $v = 16$ m/min, la strunjirea cu cuțitul fără amortizor;
- ◆ **diagrama nr.3.4.** – reprezintă variația amplitudinii autovibrațiilor, pentru regimul de așchiere: $a = 2$ mm, $s = 0,2$ mm/rot, $v = 16$ m/min, la strunjirea cu cuțitul cu amortizor;
- ◆ **diagrama nr.3.5.** – reprezintă variația forței de așchiere, pentru regimul de așchiere: $a = 2$ mm, $s = 0,2$ mm/rot, $v = 32$ m/min, la strunjirea cu cuțitul fără amortizor;
- ◆ **diagrama nr.3.6.** - reprezintă variația forței de așchiere, pentru regimul de așchiere: $a = 2$ mm, $s = 0,2$ mm/rot, $v = 32$ m/min, la strunjirea cu cuțitul cu amortizor;

CAPITOLUL 3
CERCETĂRI EXPERIMENTALE PRIVIND AMORTIZAREA AUTOVIBRAȚIILOR
CUȚITELOR DE STRUNJIT INTERIOR
REZULTATE ȘI INTERPRETĂRI

- ◆ **diagrama 3.7.** – reprezintă variația amplitudinii autovibrațiilor, pentru regimul de așchiere: $a = 2$ mm, $s = 0,2$ mm/rot, $v = 32$ m/min, la strunjirea cu cuțitul fără amortizor;
- ◆ **diagrama nr.3.8.** – reprezintă variația amplitudinii autovibrațiilor, pentru regimul de așchiere: $a = 2$ mm, $s = 0,2$ mm/rot, $v = 32$ m/min, la strunjirea cu cuțitul cu amortizor;
- ◆ **diagrama nr.3.9.** - reprezintă variația forței de așchiere, pentru regimul de așchiere: $a = 2$ mm, $s = 0,2$ mm/rot, $v = 63$ m/min, la strunjirea cu cuțitul fără amortizor;
- ◆ **diagrama nr.3.10.** – reprezintă variația forței de așchiere, pentru regimul de așchiere: $a = 2$ mm, $s = 0,2$ mm/rot, $v = 63$ m/min, la strunjirea cu cuțitul cu amortizor;
- ◆ **diagrama nr.3.11.** – reprezintă variația amplitudinii autovibrațiilor, pentru regimul de așchiere: $a = 2$ mm, $s = 0,2$ mm/rot, $v = 63$ m/min, la strunjirea cu cuțitul fără amortizor;
- ◆ **diagrama nr.3.12.** – reprezintă variația amplitudinii autovibrațiilor, pentru regimul de așchiere: $a = 2$ mm, $s = 0,2$ mm/rot, $v = 63$ m/min, la strunjirea cu cuțitul cu amortizor;
- ◆ **diagrama nr.3.13.** – reprezintă variația forței de așchiere, pentru regimul de așchiere: $a = 2$ mm, $s = 0,2$ mm/rot, $v = 100$ m/min, la strunjirea cu cuțitul fără amortizor;
- ◆ **diagrama nr. 3.14.** – reprezintă variația forței de așchiere, pentru regimul de așchiere: $a = 2$ mm, $s = 0,2$ mm/rot, $v = 100$ m/min, la strunjirea cu cuțitul cu amortizor;
- ◆ **diagrama nr.3.15.** – reprezintă variația amplitudinii autovibrațiilor, pentru regimul de așchiere: $a = 2$ mm, $s = 0,2$ mm/rot, $v = 100$ m/min, la strunjirea cu cuțitul fără amortizor;

CAPITOLUL 3
CERCETĂRI EXPERIMENTALE PRIVIND AMORTIZAREA AUTOVIBRAȚIILOR
CUȚITELOR DE STRUNJIT INTERIOR
REZULTATE ȘI INTERPRETĂRI

- ◆ *diagrama nr.3.16* – reprezintă variația amplitudinii autovibrațiilor, pentru regimul de așchiere: $a = 2 \text{ mm}$, $s = 0,2 \text{ mm/rot}$, $v = 100 \text{ m/min}$, la strunjirea cu cuțitul cu amortizor;
- ◆ *diagrama nr.3.17.* – reprezintă variația forței de așchiere, pentru regimul de așchiere: $a = 2 \text{ mm}$, $s = 0,2 \text{ mm/rot}$, $v = 157 \text{ m/min}$, la strunjirea cu cuțitul fără amortizor,
- ◆ *diagrama nr.3.18.* – reprezintă variația forței de așchiere, pentru regimul de așchiere: $a = 2 \text{ mm}$, $s = 0,2 \text{ mm/rot}$, $v = 157 \text{ m/min}$, la strunjirea cu cuțitul cu amortizor;
- ◆ *diagrama nr.3.19.* – reprezintă variația amplitudinii autovibrațiilor, pentru regimul de așchiere: $a = 2 \text{ mm}$, $s = 0,2 \text{ mm/rot}$, $v = 157 \text{ m/min}$, la strunjirea cu cuțitul fără amortizor;
- ◆ *diagrama nr.3.20.* – reprezintă variația amplitudinii autovibrațiilor, pentru regimul de așchiere: $a = 2 \text{ mm}$, $s = 0,2 \text{ mm/rot}$, $v = 157 \text{ m/min}$, la strunjirea cu cuțitul cu amortizor.

S-a constatat că la strunjirea cu cuțitul de strunjit interior cu amortizor se obține o micșorare a variației forței de așchiere, de la abateri de $\pm 240\text{N}$ ($\pm 300 \text{ N}$) la abateri de $\pm 50\text{N}$ ($\pm 60\text{N}$) față de valoarea medie, așa cum se prezintă în tabelul 3.6.

Tabel 3.6.

Parametrii regimului de așchiere	Forța de așchiere, F - înregistrată [N]							
	F (cazul fără amortizor)				F (cazul cu amortizor)			
	Max	med	min	abatere	max	med	min	abatere
	[N]	[N]	[N]	[N]	[N]	[N]	[N]	[N]
$a=2\text{mm}$, $s=0,2\text{mm/rot}$, $v=16\text{m/min}$	730	580	430	± 150	730	690	650	± 40
$a=2\text{mm}$, $s=0,2\text{mm/rot}$, $v=32\text{m/min}$	780	540	330	± 240	800	740	680	± 60
$a=2\text{mm}$, $s=0,2\text{mm/rot}$, $v=63\text{m/min}$	960	660	360	± 300	920	870	820	± 50
$a=2\text{mm}$, $s=0,2\text{mm/rot}$, $v=100\text{m/min}$	600	480	360	± 120	540	500	460	± 40
$a=2\text{mm}$, $s=0,2\text{mm/rot}$, $v=157\text{m/min}$	560	480	400	± 80	530	510	490	± 20

3.2.3. Interpretarea rezultatelor

Din analiza diagramei prezentate se constată că:

- ✓ domeniul vitezei de așchiere $v = (32...63)m/min$, reprezintă domeniul critic. în acest domeniu s-a înregistrat cea mai mare variație a forței de așchiere, având valorile $\pm(240...300)N$ -la strunjirea interioară cu cuțitul fără amortizor (tabelul 3.6.) și $\pm(50...60)N$ -la strunjirea interioară cu cuțitul cu amortizor (tabelul 3.6.), precum și cea mai mare amplitudine a autovibrațiilor, având valorile $(580...600)\mu m$ -la strunjirea interioară cu cuțitul fără amortizor (diagramele 3.7. și 3.11.) și $(197...225)\mu m$ -la strunjirea interioară cu cuțitul cu amortizor (diagramele 3.8. și 3.12.);
- ✓ pentru regimul critic de așchiere, $a = 2mm, s = 0.2mm/rot, v = 63m/min$, ($v = 63m/min$ - cea mai mare valoare a vitezei de așchiere din domeniul critic), forța maximă de așchiere are valoarea $F_{max} = 960N$ -la strunjirea interioară cu cuțitul fără amortizor (diagrama 3.9.) și $F_{max} = 920N$ -la strunjirea interioară cu cuțitul cu amortizor (diagrama 3.10.), diferența de 5% justificând corectitudinea măsurărilor;
- ✓ se confirmă eficiența cuțitului cu amortizor încorporat și implicit proiectarea corectă a acestuia, prin micșorarea de cca. 6 ori a variației forței de așchiere, de la $\pm 300N$ -în cazul strunjirii interioare cu cuțitul fără amortizor la $\pm 50N$ -în cazul strunjirii interioare cu cuțitul cu amortizor, respectiv de cca.(2...3) ori a amplitudinii autovibrațiilor, de la $600\mu m$ -la strunjirea interioară cu cuțitul fără amortizor (diagrama 3.11.) la $225\mu m$ -la strunjirea interioară cu cuțitul cu amortizor (diagrama 3.12.), înregistrate la regimul critic de așchiere menționat anterior;

CAPITOLUL 3
CERCETĂRI EXPERIMENTALE PRIVIND AMORTIZAREA AUTOVIBRAȚIILOR
CUȚITELOR DE STRUNJIT INTERIOR
REZULTATE ȘI INTERPRETĂRI

- ✓ pentru viteze de așchiere situate în afara domeniului critic $v = (32...63m)/\text{min}$, amplitudinea autovibrațiilor scade accentuat. Astfel, la regimul de așchiere ($a = 2\text{mm}, s = 0.2\text{mm}/\text{rot}, v = 100\text{m}/\text{min}$), amplitudinea autovibrațiilor scade de cca. 14 ori, față de valoarea corespunzătoare regimului critic ($a = 2\text{mm}, s = 0.2\text{mm}/\text{rot}, v = 63\text{m}/\text{min}$), la valoarea de $42\mu\text{m}$ - în cazul strunjirii interioare cu cuțitul fără amortizor (diagrama 3.15.), respectiv de cca. 6,5 ori față de valoare corespunzătoare aceluiași regim, la valoarea de $35\mu\text{m}$ - în cazul strunjirii interioare cu cuțitul cu amortizor (diagrama 3.16). Rezultă, că la regimuri de așchiere, ale căror viteze sunt situate în afara domeniului critic $v = (32...63m)/\text{min}$, folosirea cuțitului cu amortizor nu se impune.

Se poate afirma, că folosirea cuțitului de strunjit interior cu amortizor, în varianta constructivă prezentată conduce la diminuarea accentuată a autovibrațiilor care apar la strunjirea interioară a țevelor.

În tabelul 3.7. se prezintă comparativ valorile calculate teoretic, respectiv valorile înregistrate pentru forța de așchiere, la aceleași regimuri de așchiere.

Tabel 3.7.

Parametrii regimului de așchiere	Coef. de corecție		F	F	Abatere	Abatere
	K_1	K_2	(calculată) [N]	(înregistrată) [N]	[N]	%
$a=2\text{mm}; s=0,2\text{mm}/\text{rot}; v=16\text{m}/\text{min}$	1	0,65	752	730	+22	3
$a=2\text{mm}; s=0,2\text{mm}/\text{rot}; v=32\text{m}/\text{min}$	1,15	0,65	865	780	+85	9
$a=2\text{mm}; s=0,2\text{mm}/\text{rot}; v=63\text{m}/\text{min}$	1,2	0,65	903	960	-57	6
$a=2\text{mm}; s=0,2\text{mm}/\text{rot}; v=100\text{m}/\text{min}$	0,85	0,65	639	600	+39	6
$a=2\text{mm}; s=0,2\text{mm}/\text{rot}; v=157\text{m}/\text{min}$	0,8	0,65	602	560	+42	7

Față de valorile forței de așchiere calculate teoretic, abaterile reale ale acesteia se încadrează în limitele admise, ceea ce confirmă justetea formulei de calcul (3.2.).

Experimental s-a stabilit, că între componentele forței totale de așchiere există următoarele rapoarte: $F_r/F_c = 0.4...0.5$, $F_a/F_c = 0.25...0.35$. (F_c -forța principală de așchiere, F_r - forța radială, F_a - forța axială) [69], [77].

3.3. Analiza comparativă a influenței autovibrațiilor care apar în timpul strunjirii interioare cu cuțitului fără și cu amortizor încorporat, asupra calității suprafeței prelucrate

3.3.1. Considerații generale

În cel de-al doilea set de încercări s-au strunjit probele etalon, la diferite regimuri de așchiere, cu cuțitul de strunjit interior fără și cu amortizor încorporat.

Pentru fiecare probă s-a măsurat calitatea suprafeței prelucrate cu ajutorul minirugozimetrului electronic NAMICON, TR-100.

Acest minirugozimetru prezintă rapiditate și acuratețe ridicată, spontaneitate, reproductibilitate, operare simplă și performanță stabilă. În plus, acesta se poate folosi pentru testarea suprafețelor de orice fel, metalice și nemetalice.

Parametrii tehnici ai minirugozimetrului:

- parametrii mășurați – R_a , R_z ;
- lungime etalonată - (mm): 0,25 0,80 și 0,25;
- lungime de evaluare – (mm):1,25 4,0 și 5,0;
- gama de măsurători (μm) R_a : 0,05-10; R_z 0,1 – 50;
- eroare de afișare: $\pm 15\%$;
- raza și vârful unghiului palpatorului; raza: $10,0 \pm 2.5 \mu\text{m}$; unghiul: $90^0 (+5^0, -10^0)$;
- forța pentru măsurarea staționară: $\leq 800\text{N/m}$;

CAPITOLUL 3
CERCETĂRI EXPERIMENTALE PRIVIND AMORTIZAREA AUTOVIBRAȚIILOR
CUȚITELOR DE STRUNJIT INTERIOR
REZULTATE ȘI INTERPRETĂRI

- variația forței de măsurare: $\leq 0,5\text{N}$;
- dimensiuni: $125\text{mm} \times 73\text{mm} \times 26\text{mm}$;
- greutate: 200g .

Etalonarea minirugozimetrului electronic se face cu ajutorul unui set de cale de rugozitate, plan paralele. Se palpează calea, a cărei valoare pentru rugozitate se cunoaște și se citește valoarea indicată. Dacă valoarea indicată nu coincide cu valoarea calei, atunci cu ajutorul butonului de reglaj fin al minirugozimetrului se modifică valoarea indicată, până când acestea coincid.

Măsurarea rugozității constă în palparea suprafeței cu tija minirugozimetrului (palpatorul), care are în capătul de măsurare un traductor adecvat.

În figura 3.11. este ilustrat modul de măsurare a rugozității cu ajutorul minirugozimetrului electronic.

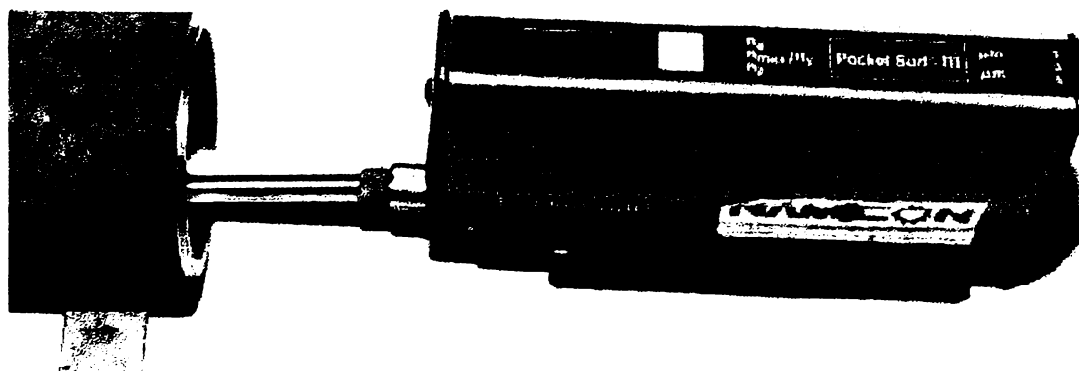


Figura 3.11.

La fiecare suprafață s-au ales 4 puncte de referință diametral opuse, pentru care s-a măsurat rugozitatea prin citirea valorii parametrului de rugozitate R_a , care reprezintă de fapt abaterea medie pătratică.

CAPITOLUL 3
CERCETĂRI EXPERIMENTALE PRIVIND AMORTIZAREA AUTOVIBRAȚIILOR
CUȚITELOR DE STRUNJIT INTERIOR
REZULTATE ȘI INTERPRETĂRI

3.3.2. Rezultate experimentale

Valorile parametrului de rugozitate R_a , obținute în urma măsurătorilor sunt prezentate în tabelul 3.8., pentru cazul strunjirii interioare cu cuțitul fără amortizor, respectiv în tabelul 3.9., pentru cazul strunjirii interioare cu cuțitul cu amortizor încorporat.

Tabel 3.8.

Nr. crt	a [mm]	s [mm/rot]	n [rot/min]	v [m/min]	Rugozitate R_a [μm]				
					R_{a1}	R_{a2}	R_{a3}	R_{a4}	R_{amed}
1.	0,5	0,2	630	100	4,70	3,71	3,37	3,66	3,86
2.	0,75	0,2	630	100	4,16	4,09	4,42	4,49	4,29
3.	1	0,2	630	100	4,11	4,80	5,07	4,26	4,56
4.	1,25	0,2	630	100	5,04	5,07	4,68	4,09	4,72
5.	1,5	0,2	630	100	5,25	4,75	5,34	5,14	5,12
6.	2	0,2	630	100	5,35	5,68	5,97	5,76	5,69
7.	0,5	0,1	630	100	2,74	2,86	2,69	2,77	2,76
8.	0,5	0,125	630	100	2,87	2,90	2,86	3,17	2,95
9.	0,5	0,16	630	100	5,01	3,82	4,16	3,37	4,09
10.	0,5	0,2	630	100	4,04	3,93	4,28	4,01	4,06
11.	0,5	0,25	630	100	5,60	4,85	5,30	4,91	5,16
12.	0,5	0,3	630	100	6,08	6,12	6,38	6,34	6,23
13.	0,5	0,2	100	16	3,31	3,96	4,25	4,76	4,07
14.	0,5	0,2	250	32	5,43	4,11	3,99	4,71	4,56
15.	0,5	0,2	400	63	5,68	4,37	5,04	4,79	4,97
16.	0,5	0,2	630	100	4,05	4,30	3,61	3,44	3,85
17.	0,5	0,2	800	125	2,80	2,27	3,02	3,47	2,89
18.	0,5	0,2	1000	157	2,41	2,02	2,05	2,04	2,13

CAPITOLUL 3
CERCETĂRI EXPERIMENTALE PRIVIND AMORTIZAREA AUTOVIBRAȚIILOR
CUȚITELOR DE STRUNJIT INTERIOR
REZULTATE ȘI INTERPRETĂRI

Tabel 3.9.

Nr. Crt	a [mm]	s [mm/rot]	n [rot/min]	v [m/min]	Rugozitate Ra [μm]				
					Ra ₁	Ra ₂	Ra ₃	Ra ₄	Ra _{med}
1.	0,5	0,2	630	100	1,00	1,10	1,03	1,15	1,07
2.	0,75	0,2	630	100	1,85	1,73	1,44	1,62	1,66
3.	1	0,2	630	100	2,10	2,61	2,39	2,70	2,45
4.	1,25	0,2	630	100	3,04	2,95	2,63	2,50	2,78
5.	1,5	0,2	630	100	3,27	4,20	3,53	4,08	3,77
6.	2	0,2	630	100	4,67	4,02	4,82	4,21	4,43
7.	0,5	0,1	630	100	1,03	0,77	0,79	0,65	0,81
8.	0,5	0,125	630	100	1,00	0,88	1,04	0,80	0,93
9.	0,5	0,16	630	100	1,12	0,87	1,01	0,80	0,95
10.	0,5	0,2	630	100	1,21	1,02	1,33	1,05	1,13
11.	0,5	0,25	630	100	1,66	1,17	1,30	1,51	1,41
12.	0,5	0,3	630	100	1,98	1,12	2,19	1,07	1,59
13.	0,5	0,2	100	16	1,53	1,65	1,24	1,38	1,45
14.	0,5	0,2	250	32	2,27	2,02	2,35	2,00	2,16
15.	0,5	0,2	400	63	2,38	2,42	2,81	2,79	2,60
16.	0,5	0,2	630	100	1,62	1,30	1,89	1,15	1,49
17.	0,5	0,2	800	125	1,00	1,03	0,89	1,06	1,00
18.	0,5	0,2	1000	157	1,00	0,81	0,79	0,80	0,85

Pe baza rezultatelor obținute s-au trasat următoarele diagrame.

CAPITOLUL 3
CERCETĂRI EXPERIMENTALE PRIVIND AMORTIZAREA AUTOVIBRAȚIILOR
CUȚITELOR DE STRUNJIT INTERIOR
REZULTATE ȘI INTERPRETĂRI

3.3.3. Diagrame de interpretare

- ◆ *diagrama nr.3.21.* – reprezintă influența adâncimii de așchiere asupra calității suprafețelor prelucrate, la strunjirea cu cuțitul fără amortizor.

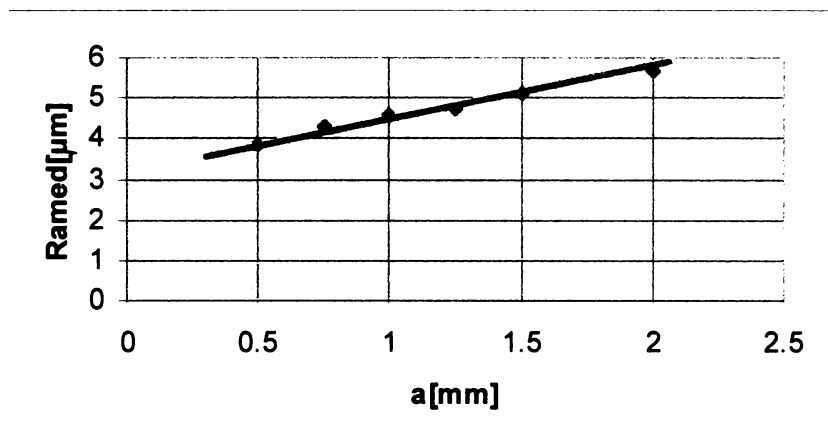


Diagrama 3.21.

- ◆ *diagrama nr.3.22.* – reprezintă influența adâncimii de așchiere asupra calității suprafețelor prelucrate, la strunjirea cu cuțitul cu amortizor.

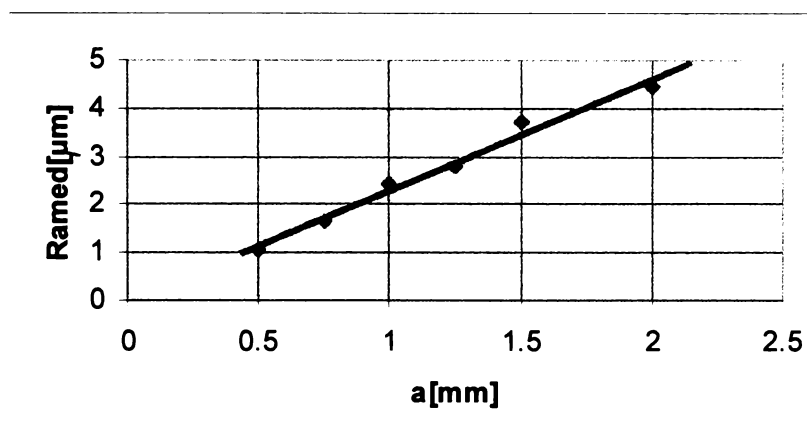


Diagrama 3.22.

CAPITOLUL 3
CERCETĂRI EXPERIMENTALE PRIVIND AMORTIZAREA AUTOVIBRAȚIILOR
CUȚITELOR DE STRUNJIT INTERIOR
REZULTATE ȘI INTERPRETĂRI

- ◆ *diagrama nr.3.23.* – reprezintă influența avansului asupra calității suprafețelor prelucrate, la strunjirea cu cuțitul fără amortizor.

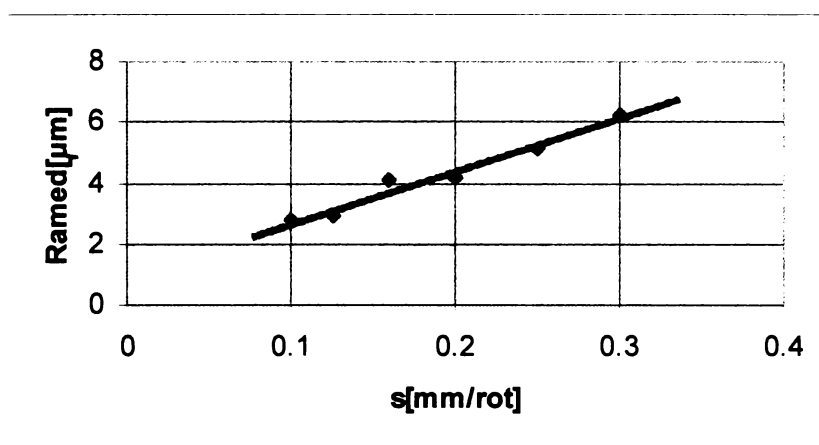


Diagrama 3.23.

- ◆ *diagrama nr.3.24.* – reprezintă influența avansului asupra calității suprafețelor prelucrate, la strunjirea cu cuțitul cu amortizor.

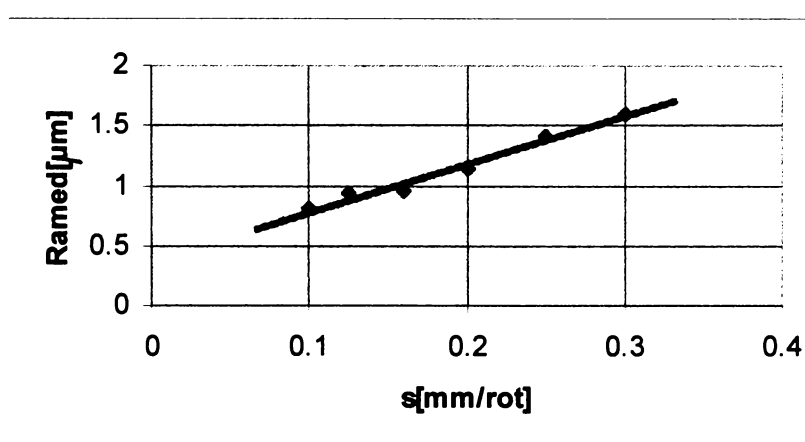


Diagrama 3.24.

CAPITOLUL 3
CERCETĂRI EXPERIMENTALE PRIVIND AMORTIZAREA AUTOVIBRAȚIILOR
CUȚITELOR DE STRUNJIT INTERIOR
REZULTATE ȘI INTERPRETĂRI

- ◆ *diagrama nr.3.25.* – reprezintă influența vitezei de așchiere asupra calității suprafețelor prelucrate, la strunjirea cu cuțitul fără amortizor.

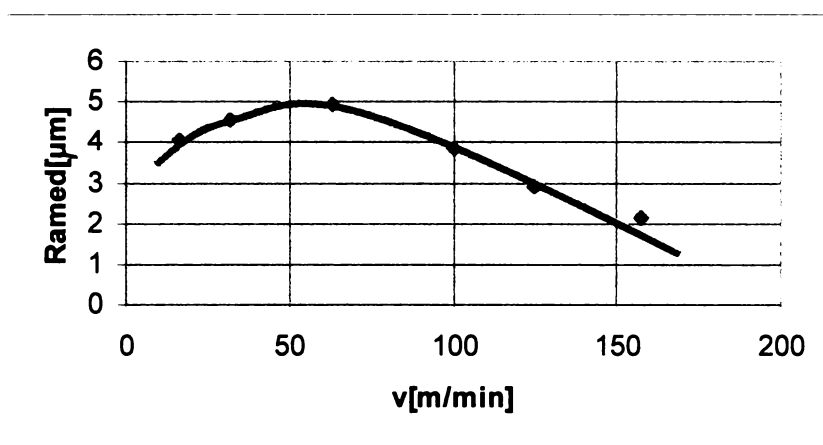


Diagrama 3.25.

- ◆ *diagrama nr. 3.26.* – reprezintă influența vitezei de așchiere asupra calității suprafețelor prelucrate, la strunjirea cu cuțitul cu amortizor.

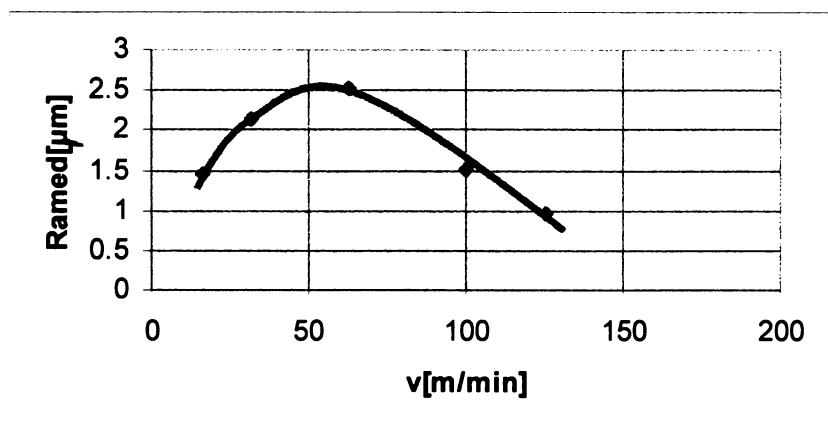


Diagrama 3.26.

3.3.4. Interpretarea rezultatelor

Din analiza diagramelor de variație a parametrului de rugozitate R_{amed} , în funcție de parametrul regimului de așchiere se constată că:

- ✓ la strunjirea interioară cu cuțitul cu amortizor, influența autovibrațiilor asupra calității suprafeței prelucrate este mult diminuată, de la valori de rugozitate din clasa de netezime N9 (cazul strunjirii interioare cu cuțitul fără amortizor) ajungându-se până la valori de rugozitate din clasa de netezime N7;
- ✓ se regăsește același domeniu critic al vitezei de așchiere $v = (32...63)m/min$, determinat de valorile mari ale parametrului de rugozitate R_{amed} . Astfel, la extremele domeniului critic, pentru regimurile de așchiere:

- $a = 0.5mm, s = 0,2mm/rot, v = 32m/min$ s-a obținut $R_{amed} = 4,56\mu m$ - la strunjirea interioară cu cuțitul fără amortizor (tabelul 3.8.) și $R_{amed} = 2,16\mu m$ - la strunjirea interioară cu cuțitul cu amortizor încorporat (tabelul 3.9.),

- $a = 0.5mm, s = 0,2mm/rot, v = 63m/min$ s-a obținut $R_{amed} = 4,97\mu m$ - la strunjirea interioară cu cuțitul fără amortizor (tabelul 3.8.) și $R_{amed} = 2,60\mu m$ - la strunjirea interioară cu cuțitul cu amortizor încorporat (tabelul 3.9.),

rezultate care confirmă, că folosirea cuțitului cu amortizor, la regimurile intense din domeniul critic conduce la îmbunătățirea calității suprafeței prelucrate de cca.2 ori;

- ✓ pentru viteze de așchiere situate în afara domeniului critic $v = (32...63)m/min$, rugozitatea suprafeței prelucrate scade de cca. 2 ori față de valorile critice ale vitezei de așchiere, atât la strunjirea interioară cu cuțitul fără amortizor cât și la strunjirea interioară cu cuțitul cu amortizor.

CAPITOLUL 3
CERCETĂRI EXPERIMENTALE PRIVIND AMORTIZAREA AUTOVIBRAȚIILOR
CUȚITELOR DE STRUNJIT INTERIOR
REZULTATE ȘI INTERPRETĂRI

Astfel, la regimul de așchiere $a = 0.5mm, s = 0,2mm/rot, v = 100m/min$, s-a obținut $R_{amed} = 3,85\mu m$ - la strunjirea interioară cu cuțitul fără amortizor (tabelul 3.8.) și $R_{amed} = 1,49\mu m$ - la strunjirea interioară cu cuțitul cu amortizor (tabelul 3.9.);

- ✓ rugozitatea suprafeței prelucrate variază liniar cu adâncimea de așchiere (diagramele 3.21. și 3.22.). Astfel, valorile parametrului de rugozitate obținute în urma strunjirii interioare cu cuțitul cu amortizor sunt mai mici decât cele obținute în urma strunjirii interioare cu cuțitul fără amortizor, de aproximativ 1,5 ori;
- ✓ rugozitatea suprafeței prelucrate variază liniar cu avansul pe rotație (diagramele 3.23. și 3.24.). Valorile parametrului de rugozitate sunt mai mici de cca. 3 ori, la strunjirea interioară cu cuțitul cu amortizor, față de strunjirea interioară cu cuțitul fără amortizor;
- ✓ legea de variație a rugozității suprafeței prelucrat în funcție de viteza de așchiere este o curbă, care atinge un maxim în domeniul critic al vitezei de așchiere $v = (32...63)m/min$. și de această dată, valorile măsurate ale parametrului de rugozitate sunt mai mici la strunjirea interioară cu cuțitul cu amortizor, decât la strunjirea interioară cu cuțitul fără amortizor;
- ✓ cunoașterea domeniului critic permite obținerea unor rugozități impuse din punct de vedere tehnologic, atât în urma strunjirii interioare cu cuțite clasice (cu regimuri de așchiere în afara domeniului critic), cât și cu cuțite cu amortizor încorporat (cu regimuri de așchiere din domeniul critic).

Capitolul 4

Monitorizarea autovibrațiilor care apar în timpul procesului de strunjire interioară

4.1. Tehnici curente de atenuare a vibrațiilor din procesul de așchiere

Marea majoritate a rezultatelor proceselor de prelucrare prin așchiere sunt influențate negativ de vibrații. Din acest motiv, în procesul de așchiere atenuarea vibrațiilor este foarte importantă [70].

În mod curent, operatorii de pe mașinile-unelte clasice sau cu comandă numerică apelează la tehnici de atenuare a vibrațiilor, cum ar fi rigidizarea sistemului tehnologic și selecția mai riguroasă a parametrilor regimului de așchiere.

Deasemenea, s-a constatat că vibrațiile care apar la prelucrările mecanice prin așchiere pot fi atenuate prin folosirea plăcuțelor cu sfărâmător de așchii.

O altă tehnică de atenuare a vibrațiilor o reprezintă prelucrarea cu valori ale vitezei de așchiere situate în afara zonei critice, ceea ce conduce la stabilitatea sistemului.

Cu toate acestea, în timpul așchierii, condițiile de lucru se pot schimba și în plus există și alți factori care sunt foarte greu de controlat și identificat, cum ar fi neomogenitatea materialului piesei de prelucrat și apariția depunerilor pe tăiș.

Acestea sunt câteva din motivele care fac tot mai importantă monitorizarea vibrațiilor care apar în procesul de prelucrare mecanică prin așchiere [45], [114].

4.2. Monitorizarea autovibrațiilor în timpul strunjirii interioare

Pentru a cunoaște comportamentul autovibrațiilor în timpul procesului de strunjire interioară s-a conceput un sistem de monitorizare a acestora, a cărui structură modulară este prezentată în figura 4.1.

CAPITOLUL 4
MONITORIZAREA AUTOVIBRAȚIILOR CARE APAR ÎN TIMPUL PROCESULUI
DE STRUNJIRE INTERIOARĂ

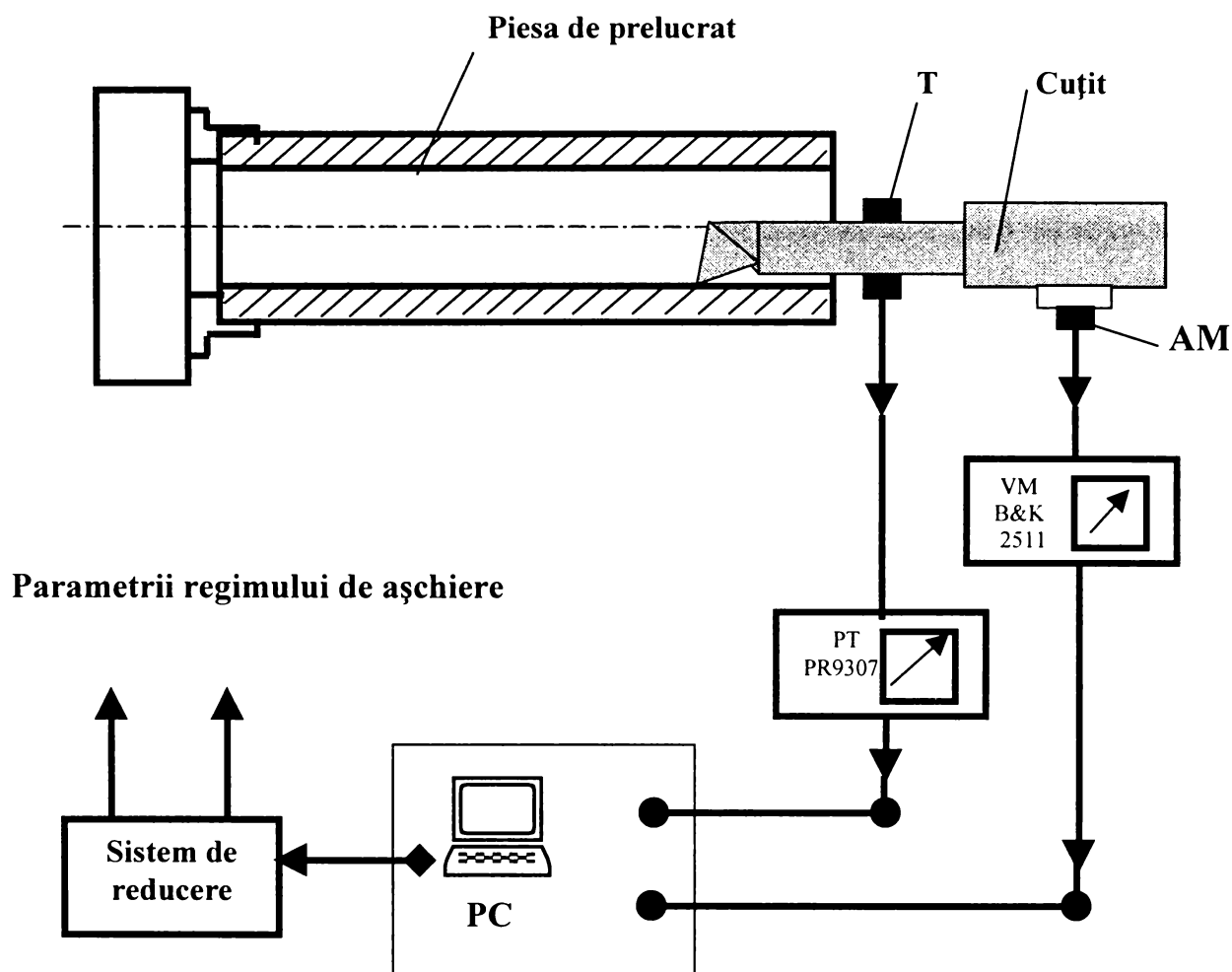


Figura 4.1.

Acest sistem de monitorizare a autovibrațiilor este format din două subsisteme și anume:

- ✓ *subsistemul de urmărire a autovibrațiilor;*
- ✓ *subsistemul de reducere a autovibrațiilor.*

Subsistemul de urmărire a autovibrațiilor s-a folosit pentru a detecta autovibrațiile care apar în timpul strunjirii interioare a pieselor-probă.

Subsistemul de reducere are rolul de a atenua autovibrațiile, prin selectarea parametrilor corespunzători ai regimului de așchiere.

4.2.1. Subsistemul de urmărire a autovibrațiilor

Scopul subsistemului de urmărire a autovibrațiilor este de a detecta autovibrațiile care apar în procesul de strunjire interioară.

Pentru a detecta apariția acestor autovibrații se pot folosi mai multe semnale, cum ar fi: semnalul forță de așchiere, semnalul deplasare, semnalul accelerație.

Pentru detectarea autovibrațiilor care apar la prelucrările prin așchiere se cunosc mai multe metode fezabile [62], [114].

În cele ce urmează, pentru detectarea apariției autovibrațiilor la strunjirea interioară s-a propus o metodă relativ simplă, care constă în compararea variației semnalelor măsurate cu o valoare de prag [45].

Schema experimentală a subsistemului de urmărire a autovibrațiilor este redată în figura 4.1., pentru cazul strunjirii interioare a pieselor-probă cu raportul dimensional $l/d=5$, pe strungul normal SNA 560x1000.

Pentru monitorizarea autovibrațiilor se pot folosi diferiți senzori, amplasați fie pe cuțit, fie pe piesa de prelucrat.

Practic pentru cercetările experimentale, senzorii s-au montat pe cuțitul de strunjit interior, cu scopul de a detecta apariția autovibrațiilor acestuia.

Semnalele preluate au fost prelucrate în vederea vizualizării pe un PC. Semnalele înregistrate au fost comparate cu un set de date, din programul de baze de date din calculator, preluate din literatura de specialitate [114].

Astfel, valoarea forței de așchiere este transformată în semnal electric de către un traductor rezistiv, care poate fi citit la puntea tensometrică și înregistrat electronic pe PC.

Variația forței de așchiere poate fi influențată de următorii factori: modificarea uzurii cuțitului, apariția depunerilor pe tăiș, variația grosimii de așchiere. Astfel, creșterea abaterii standard a forței de așchiere se poate datora uzurii sculei, apariției depunerilor pe tăiș sau variației grosimii de așchiere.

Semnalul sesizat de accelerometru, care este montat direct pe cuțitul de strunjit interior se citește la vibrometrul VM, care determină valorile pentru amplitudinile autovibrațiilor, după care este prelucrat și înregistrat pe PC.

În funcție de rezultatele înregistrate se modifică corespunzător parametrii regimului de așchiere (viteză de așchiere, avans de lucru, adâncime de așchiere).

Influența autovibrațiilor asupra variației semnalelor înregistrate poate fi detaliată după cum urmează.

Atunci când în timpul procesului de strunjire interioară apar autovibrații, amplitudinile acestora cresc în mod continuu, până când deplasarea relativă dintre cuțitul de strunjit și piesa de prelucrat devine atât de mare, încât cuțitul se desprinde pentru un moment de piesa de prelucrat.

Ca urmare, este necesară limitarea amplitudinilor autovibrațiilor la o valoare impusă.

Cu toate că amplitudinile autovibrațiilor sunt limitate, valorile acestora sunt totuși foarte mari și datorită acestui fapt suprafața piesei prelucrate devine rugoasă, iar cuțitul se poate deteriora.

Autovibrațiile pot fi ușor evidențiate prin apariția trepidațiilor, zgomotelor și a urmelor lăsate. De aceea, ele nu se recomandă la prelucrări prin așchiere, iar atunci când apar este necesară folosirea unui subsistem de reducere, care să determine atenuarea acestor autovibrații.

CAPITOLUL 4
MONITORIZAREA AUTOVIBRAȚIILOR CARE APAR ÎN TIMPUL PROCESULUI
DE STRUNJIRE INTERIOARĂ

În figura 4.2. se prezintă schema logică a fluxului de prelucrare a semnalelor, pentru subsistemul de urmărire a autovibrațiilor, care apar în timpul strunjirii interioare a pieselor-probă.

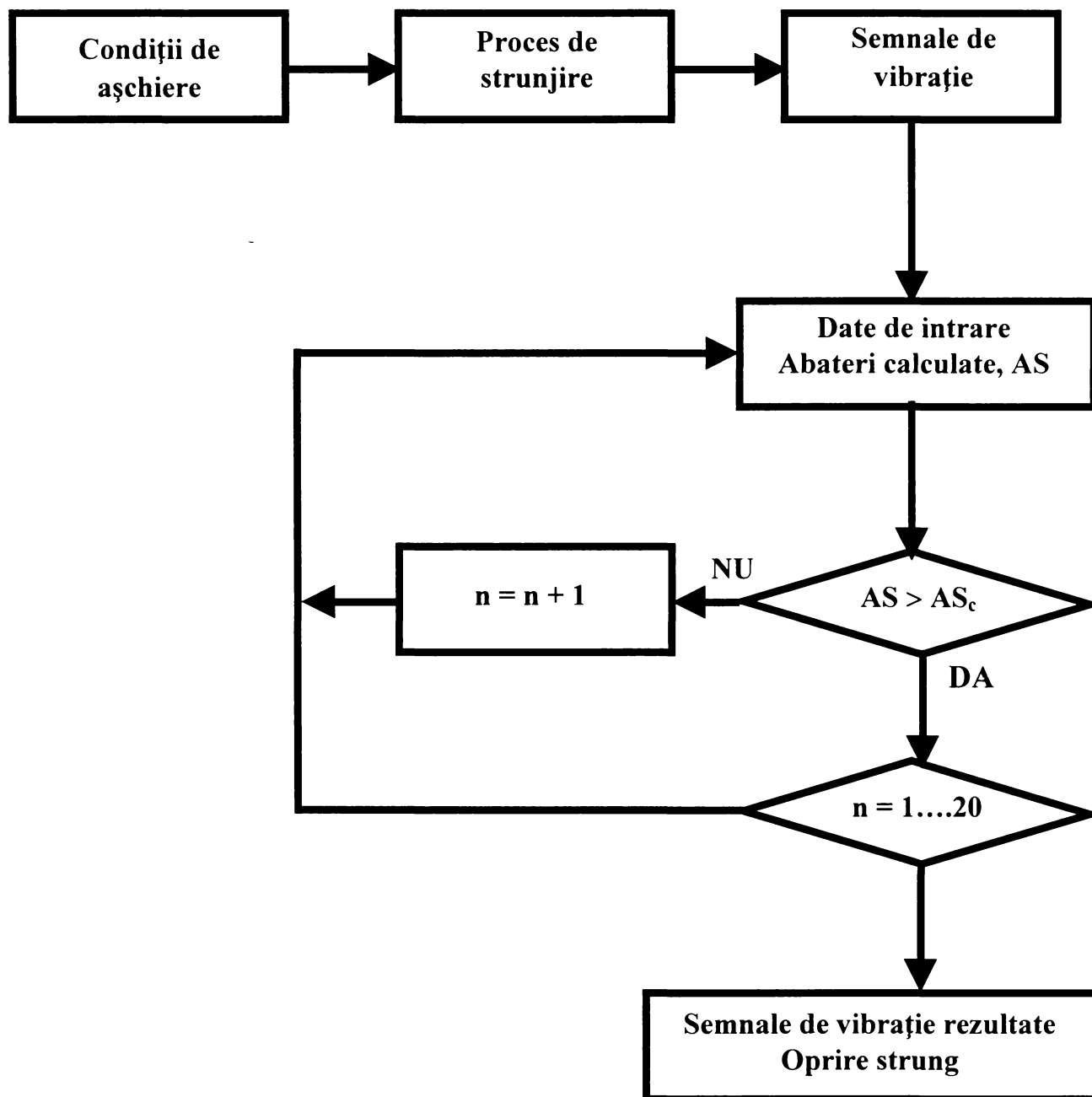


Figura 4.2.

CAPITOLUL 4
MONITORIZAREA AUTOVIBRAȚIILOR CARE APAR ÎN TIMPUL PROCESULUI
DE STRUNJIRE INTERIOARĂ

În timpul strunjirii interioare, în prima fază sunt preluate și înregistrate semnalele de vibrație, după care se calculează abaterea standard a semnalelor înregistrate (AS) și se compară cu o valoare de prag a vibrațiilor (AS_c).

Pentru calculul abaterii standard s-au făcut 10 măsurători, pentru fiecare regim de așchiere. Simultan, pentru fiecare set de măsurători ($i = 1 \dots 10$) s-a calculat abaterea standard a semnalelor măsurate, cu relația:

$$AS = \sqrt{\frac{1}{n-1} \cdot \sum_{i=1}^n (x_i - m)^2} \quad (4.1.)$$

în care:

AS – abaterea standard a semnalelor de vibrație măsurate;

n – numărul de măsurători;

x_i – valoarea măsurată și înregistrată a semnalelor de vibrație;

m – media aritmetică a valorilor din seria de date;

$$m = \frac{1}{n} \cdot \sum_{i=1}^n x_i \quad (4.2)$$

Semnalele înregistrate și vizualizate pe PC pot constitui mărimi de intrare pentru subsistemul de reducere, prin modificarea parametrilor regimului de așchiere.

În timpul încercărilor experimentale, abaterea standard a semnalelor de vibrație a fost înregistrată pe calculator și prin comparare cu baza de date s-a constatat care este valoarea de prag. Conform statisticii matematice, valoarea de prag poate fi de maxim trei ori valoarea abaterii standard calculată.

Această valoare determină încadrarea în limitele admise ale abaterii standard.

În momentul în care pentru un regim de așchiere s-a constatat instabilitatea sistemului s-a oprit strungul și s-a trecut la o altă prelucrare, cu un alt regim de așchiere. Pentru o reglare automată a regimurilor de așchiere nu s-a proiectat un sistem de reglare automată, acesta constituind tema unor preocupări viitoare.

În cazul strunjirii interioare, senzorii au fost montați pe cuțitul de strunjit, iar semnalele electrice obținute au fost prelucrate, înregistrate și comparate cu ajutorul PC.

Pentru diferite regimuri de așchiere s-a calculat abaterea standard a semnalelor măsurate, care a fost comparată cu valoarea de prag (impusă).

CAPITOLUL 4

MONITORIZAREA AUTOVIBRAȚIILOR CARE APAR ÎN TIMPUL PROCESULUI DE STRUNJIRE INTERIOARĂ

Dacă valoarea măsurată este mai mică decât valoarea de prag ($AS < AS_c$), procesul de strunjire este stabil și prelucrarea poate continua.

Atunci când abaterea standard a semnalelor măsurate este mai mare decât valoarea de prag ($AS > AS_c$), procesul este instabil și este necesară folosirea subsistemului de reducere a autovibrațiilor. În cazul strunjirii interioare s-a oprit strungul și s-a montat amortizorul, în locașul practicat în cuțitul de strunjit interior.

Încercările s-au efectuat în mod continuu, pentru diferite trepte de viteză, de avans și de adâncime de așchiere. De fiecare dată s-a înregistrat valoarea forței de așchiere, amplitudinea autovibrațiilor și s-a măsurat rugozitatea suprafeței prelucrate.

Ca valori de referință pot fi luate valorile din diagramele redată în figura 4.3., pentru cazul strunjirii interioare a țevelor de diametru $\Phi = 50$ mm și lungime $l = 250$ mm, confecționate din oțelul 31VMn12, care au fost prelucrate pe lungimea $l_p = 100$ mm la fiecare capăt. Pentru aceste piese raportul dimensional este $l/d = 5$.

Regimul de așchiere optim a fost dat de următorii parametrii:

$$a = 2 \text{ mm}; \quad s = 0,2 \text{ mm/rot}; \quad v = 100 \text{ m / min.}$$

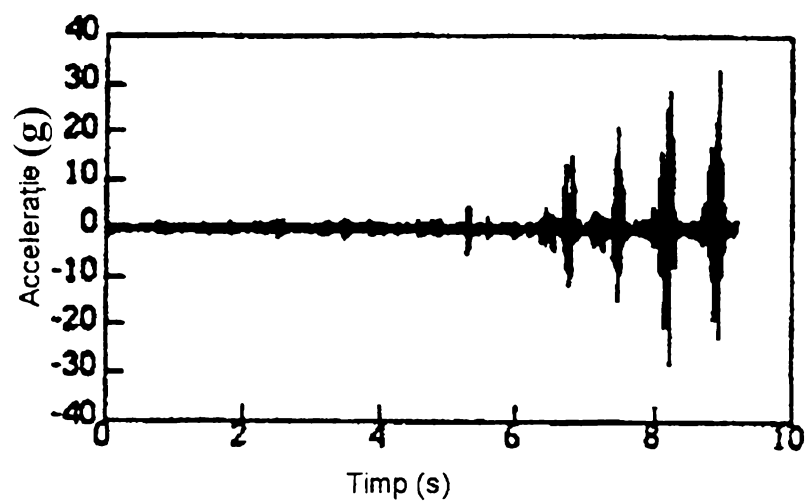
În condițiile date de așchiere, variația accelerației (figura 4.3.a) se obține prin înregistrarea semnalului provenit de la accelerometru.

Se observă, că abaterea standard a semnalului accelerație pentru zona stabilă este $AS_{as}=0.57g$. Valoarea de prag a autovibrațiilor s-a ales ca fiind de trei ori abaterea standard a semnalului accelerație pentru un proces stabil adică, $AS_{cas}=1.71g$. La 6.56s, abaterea standard calculată pentru accelerație este mai mare decât valoarea de prag a autovibrațiilor. (abaterea standard a semnalului accelerație în zona instabilă este $AS_{ai}=6.24g$). La 9.4s, patru valori calculate consecutiv au fost găsite mai mari decât valoarea de prag. În această situație, subsistemul de urmărire a emis un semnal de vibrație care a condus la oprirea strungului.

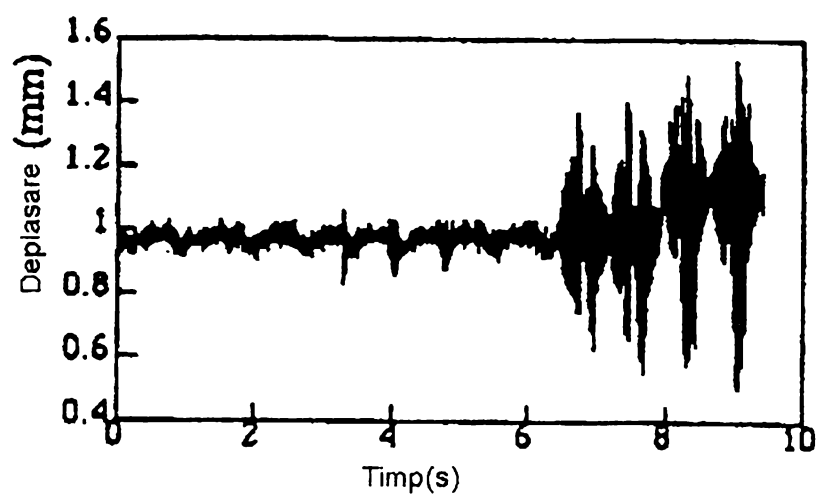
În figura 4.3.b, respectiv în figura 4.3.c se prezintă variația semnalelor deplasare, respectiv a semnalelor forță de așchiere, măsurate simultan.

Abaterea standard a deplasării în zonele stabile are valoarea $AS_{ds}=0.025\text{mm}$, în timp ce în zona instabilă are valoarea $AS_{di}=0.17\text{mm}$. Abaterea standard a forței de așchiere în zonele stabile este $AS_{Fs}=2.31\text{N}$, în timp ce în zona instabilă este $AS_{Fi}=9.8\text{N}$.

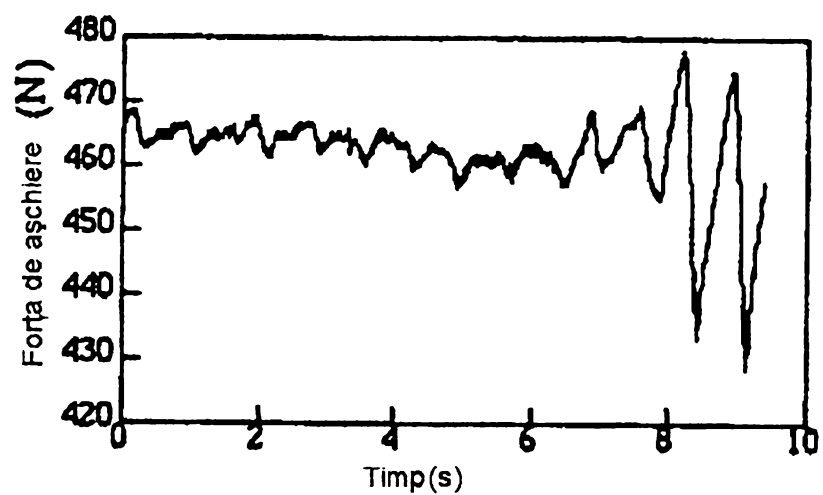
CAPITOLUL 4
MONITORIZAREA AUTOVIBRAȚIILOR CARE APAR ÎN TIMPUL PROCESULUI
DE STRUNJIRE INTERIOARĂ



a). Semnalele accelerație pentru aşchiere stabilă și instabilă



b) Semnalele deplasare pentru aşchiere stabilă și instabilă



c) Semnalele forței de aşchiere pentru aşchiere stabilă și instabilă

Figura 4.3.

CAPITOLUL 4
MONITORIZAREA AUTOVIBRAȚIILOR CARE APAR ÎN TIMPUL PROCESULUI
DE STRUNJIRE INTERIOARĂ

Și în acest caz, rezultă că de trei ori abaterea standard a semnalului deplasare sau a semnalului forță de așchiere, la limita regimului stabil poate fi folosită ca valoare de prag.

Conform celor prezentate, de trei ori abaterea standard a semnalelor măsurate, la limita regimului stabil poate fi folosită ca valoare de prag a autovibrațiilor, pentru a detecta apariția acestora.

În cele ce urmează s-a studiat dacă aceeași valoare de prag poate fi folosită pentru detectarea autovibrațiilor și în timp ce parametrii regimului de așchiere se modifică.

În figura 4.4. se prezintă influența schimbării parametrilor regimului de așchiere asupra abaterii standard a accelerației.

Încercările s-au efectuat pentru diferite valori ale parametrilor regimului de așchiere, date în tabelul 4.1.

Tabel 4.1.

Adâncime de așchiere a[mm]	Avans s [mm/rot]	Viteză de așchiere v [m/min]
3 nivele	6 nivele	5 nivele
	0,1	63
1,5	0,16	80
2	0,2	100
2,5	0,25	112
	0,3	125
	0,4	

CAPITOLUL 4
MONITORIZAREA AUTOVIBRAȚIILOR CARE APAR ÎN TIMPUL PROCESULUI
DE STRUNJIRE INTERIOARĂ

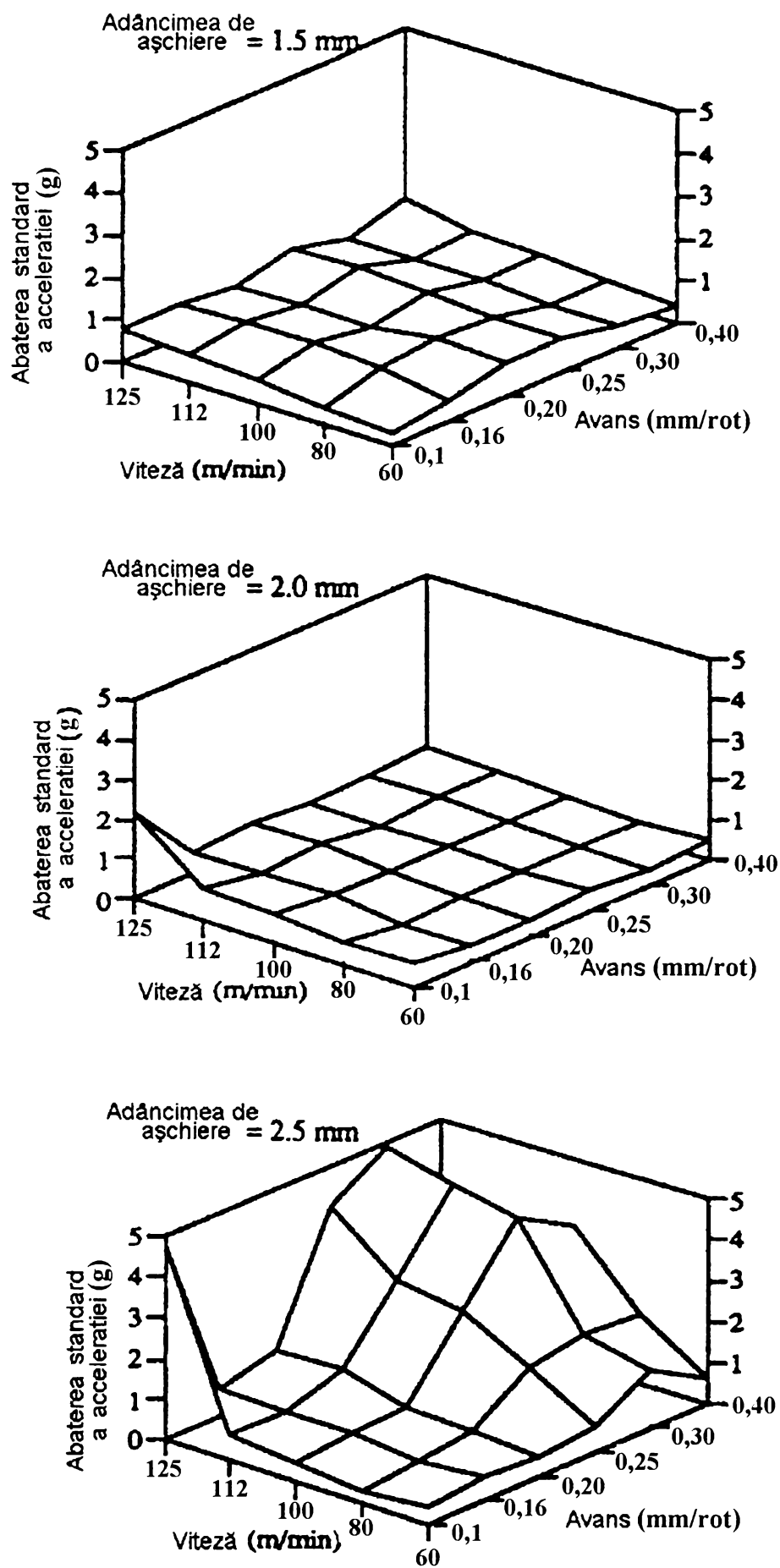


Figura 4.4.

Analizând diagramele din figura 4.4. se pot face următoarele observații:

- ✓ în condiții similare de așchiere, abaterea standard a accelerației crește cu creșterea adâncimii de așchiere;
- ✓ sistemul tehnologic devine instabil, atunci când se alege o adâncime de așchiere mai mare. Stabilitatea sistemului poate fi îmbunătățită prin micșorarea adâncimii de așchiere. Această micșorare a adâncimii de așchiere nu ar trebui folosită pentru atenuarea autovibrațiilor, deoarece scade productivitatea procesului de strunjire și modifică dimensiunile piesei de prelucrat. Datorită acestui fapt, în primul rând se stabilește adâncimea optimă de așchiere, valorile de avans pentru un proces stabil și în final se alege viteza de așchiere, în afara zonei critice;
- ✓ referitor la avans s-a constatat că atunci când acesta a fost prea mic (în special la viteză mare de așchiere) sau prea mare, procesul a devenit instabil (Stabilitatea procesului de strunjire nu crește implicit cu micșorarea avansului). Sistemul a fost în general stabil, pentru următoarele valori ale avansului $s = (0,1 \dots 0,25) \text{ mm/rot}$;
- ✓ stabilitatea procesului poate fi îmbunătățită prin micșorarea vitezei de așchiere, însă pentru creșterea productivității se preferă valori ale vitezei în afara zonei critice. Amortizarea autovibrațiilor care apar în timpul proceselor de prelucrare prin așchiere crește odată cu micșorarea vitezei de așchiere [45], [62], [114] sau odată cu creșterea acesteia peste valoarea critică, [45], [62], [114].

4.2.2. Subsistemul de reducere a autovibrațiilor

Atunci când în timpul prelucrărilor prin așchiere apar autovibrații, acestea sunt detectate de către subsistemul de urmărire, după care este necesară atenuarea lor cu ajutorul unui subsistem de reducere.

În cazul cercetărilor experimentale, subsistemul de reducere al autovibrațiilor a constat în folosirea unui cuțit de strunjit interior cu amortizor încorporat și în alegerea corespunzătoare a parametrilor regimului de așchiere.

CAPITOLUL 4
MONITORIZAREA AUTOVIBRAȚIILOR CARE APAR ÎN TIMPUL PROCESULUI
DE STRUNJIRE INTERIOARĂ

Dacă astfel de cercetări ar beneficia de condiții mai bune (de exemplu mașină-unealtă cu posibilitate de variație continuă a turației și resurse financiare pentru cercetare), atunci ar fi posibilă conceperea un sistem automat, care să schimbe turația la comanda subsistemului de urmărire, ori de câte ori se depășește valoarea de prag.

Prin astfel de cercetări se pot stabili regimuri optime, din punct de vedere al autovibrațiilor și economice din punct de vedere tehnologic, pentru diferite tipodimensiuni de piese în fabricație de serie.

Capitolul 5

Concluzii. Contribuții originale

În procesul de prelucrare mecanică prin așchiere, vibrațiile apar în mod implicit. Datorită lor se produc: uzura prematură a sculei așchietoare, înrăutățirea rugozității suprafeței așchiate, micșorarea integrală a puterii mașinii-unelte, poluarea fonică, etc. Caracterul complex al acestui fenomen este determinat de varietatea mașinilor-unelte și a proceselor de așchiere, împreună cu cauzele și factorii care pot să conducă la apariția vibrațiilor. De aceea, obținerea unor rezultate teoretice și experimentale, cu impact asupra aplicațiilor în practică, impune abordări punctuale, ceea ce prezenta teză face prin studierea autovibrațiilor care apar în timpul strunjirii interioare.

Studiul teoretic al autovibrațiilor la strunjirea interioară s-a realizat pe modele dinamice, relativ simple, în ipoteze care țin seama de condițiile reale și cu metode de calcul adecvate. În acest studiu s-au folosit modele mecanice cu arc de așchiere și modele cu întârziere, care cu metode matematice diferite au condus la aceleași rezultate privind condițiile de stabilitate a procesului de așchiere. Pe baza studiului teoretic al autovibrațiilor s-a reușit proiectarea rațională și execuția unui cuțit de strunjit interior fără și cu amortizor dinamic încorporat, care s-a folosit în cercetările experimentale.

Prin încercările experimentale de strunjire interioară, cu cuțitul fără și cu amortizor încorporat a rezultat un domeniu critic al vitezei de așchiere, ale cărui valori sunt cuprinse în intervalul $v = (32...63)m/min$. În acest domeniu, variația amplitudinii forței de așchiere și a amplitudinii autovibrațiilor a înregistrat valori maxime. În afara acestui domeniu critic s-a constatat o reducere accentuată a autovibrațiilor, atât în diagramele de variație a forței de așchiere, cât și în diagramele de variație a amplitudinii autovibrațiilor.

Folosirea cuțitului de strunjit cu amortizor încorporat conduce la diminuarea autovibrațiilor care apar în procesul de așchiere, cu preponderență în domeniul critic al vitezei de așchiere. Concluzia se bazează pe datele experimentale obținute, din care se exemplifică regimul critic $a = 2\text{mm}, s = 0.2\text{mm/rot}, v = 63\text{m/min}$, la care amplitudinea variației forței de așchiere scade de la $\pm 300\text{N}$, la $\pm 50\text{N}$ (tabel 3.6.), iar amplitudinea autovibrațiilor de la $600\mu\text{m}$ (diagrama 3.9.) la $225\mu\text{m}$ (diagrama 3.10.).

Parametrul de rugozitate al suprafeței prelucrate, R_{amed} depinde liniar de adâncimea de așchiere (diagramele 3.21. și 3.22.) și de avansul de lucru (diagramele 3.23. și 3.24), atât în cazul strunjirii interioare clasice cât și în cazul strunjirii interioare cu cuțitul cu amortizor încorporat. Față de viteza de așchiere, acest parametru prezintă o variație după o curbă, bine determinată (diagramele 3.25. și 3.26.) și atinge valori maxime în domeniul critic al vitezei de așchiere, care sunt mai mici în cazul strunjirii interioare cu cuțitul cu amortizor, decât în cazul strunjirii clasice. Valorile parametrului de rugozitate R_{amed} , obținute prin încercările experimentale, recomandă din punct de vedere calitativ, folosirea cuțitului cu amortizor încorporat pentru orice regim de așchiere, iar din punct de vedere economic numai pentru regimuri de așchiere, cu viteze de așchiere situate în domeniul critic. Aceste valori s-au încadrat în clasa de netezime N7 - în cazul strunjirii interioare cu cuțitul cu amortizor încorporat, respectiv în clasa de netezime N9 - în cazul strunjirii interioare clasice.

Realizarea unor studii de amploare și de durată privind autovibrațiile care apar în timpul procesului de strunjire interioară sau a unor piese deosebit de importante, la care se impun cu strictețe variații limită pentru amplitudinea autovibrațiilor (numite abateri standard) este posibilă pe mașini-unelte cu turație variabilă, care să fie conduse de către un sistem de monitorizare computerizat (capitolul 4).

Prin teză s-au dat răspunsuri concrete, cu privire la problematica privind influența autovibrațiilor asupra strunjirii interioare a pieselor de tip “alezaj”, care pot constitui o bază de date pentru practica prelucrării mecanice.

Prezenta teză poate fi o sursă importantă pentru realizarea unor studii și cercetări ulterioare privind monitorizarea computerizată a autovibrațiilor care apar în timpul strunjirii interioare.

Contribuțiile originale aduse prin teză se încadrează în contextul general menționat și se concretizează prin:

- Sinteza studiului bibliografic, cu privire la vibrațiile care apar în procesul de aşchiere, care se referă la: tipologie, diversitate, complexitate, cauze și factori de influență. Această sinteză a condus la restrângerea domeniului abordat și a impus ca obiectiv al tezei: **“cercetări teoretice și experimentale asupra autovibrațiilor care apar la strunjirea interioară”**.
- Prezentarea organigramei pentru identificarea practică a vibrațiilor care apar în procesul de aşchiere, a provenienței acestora și măsurile de diminuare ce se impun. Organigrama este simplă, sintetică și utilă în cercetare, ateliere de prelucrări mecanice și în scop didactic.
- Studiul stabilității procesului de strunjire interioară cu ajutorul unor modele mecanice, bazate pe conceptul de arc de aşchiere, care au fost selectate și adaptate dintr-o multitudine de modele existente în literatură. În acest studiu s-a presupus că autovibrațiile apar datorită unui defazaj Ψ al forței de aşchiere, care provine de la variația grosimii aşchiei și că undulațiile pe cele două fețe ale aşchiei au amplitudini egale, dar defazate cu unghiul Ψ . Aceste ipoteze sunt incluse în modelele adoptate printr-un “amplificator”, care introduce un element elastic suplimentar, numit arc de aşchiere, a cărui forță elastică acționează masa cuțitului.
- Conceperea modelului dinamic pentru strunjirea interioară, în care cuțitul este echipat cu un amortizor dinamic. Acest model reprezintă un caz particular al modelului mecanic cu arc de aşchiere, folosit în studiul autovibrațiilor cuțitului clasic, care are în plus un amortizor, caracterizat prin mărimile: m_1 , k_3 , și c_1 .

- Stabilirea criteriilor de proiectare a cuțitului de strunjit interior cu amortizor încorporat, pe baza cerințelor tehnologice și de rezistență a cuțitului. Aceste criterii sunt: diametrul alezajului de prelucrat, calitatea cuplului de materiale “cuțit-piesă”, raportul optim dintre masa amortizorului și masa cuțitului $\rho_{opt} = \frac{m_1}{m} = 0.125$, caracteristicile elastice și de amortizare ale amortizorului dinamic.

- Conceperea unui model dinamic cu întârziere, considerată la definirea forței dinamice de așchiere, pentru studiul aproximativ al autovibrațiilor care apar în procesul de strunjire interioară. Acest model presupune că autovibrațiile se produc numai după direcția radială Ox și că forța dinamică de așchiere satisface o ecuație diferențială de ordinul I, în care se ține seama de fenomenul de întârziere, datorat variației grosimii așchiei, printr-o constantă de timp T.

- Conceperea unui model dinamic cu întârziere, considerată la deplasarea piesei care se prelucrează. În model se consideră că autovibrațiile cuțitului după o anumită direcție z sunt urmărite de o piesă echivalentă, care are masa identică cu masa sculei și care este supusă la forța dinamică de așchiere, egală și de sens contrar cu forța care acționează asupra cuțitului.

- Realizarea unui cuțit de strunjit interior fără și cu amortizor încorporat, în concepție proprie, pentru încercările experimentale, legate de teză, care poate fi folosit și la prelucrarea altor suprafețe interioare. Cuțitul a fost proiectat în conformitate cu prescripțiile de proiectare a sculelor așchiitoare și s-a executat în Secția de Sculărie a U.C.M. Reșița S.A. Un cuțit cu o astfel de destinație se importă cu suma de cca. 800\$ (firma Sandvik-Coromant).

- Schema de asamblare a echipamentului de cercetare, compus din: cuțit de strunjit interior-C, timbre tensometrice- T_1 , T_2 , accelerometru B&K 4370-AM, punte tensometrică Philips PR 9307-PT, vibrometru B&K 2511-VM, computer-placă de achiziții date-PC și cabluri de legătură, destinată cercetărilor experimentale legate de teză.

- Încercări experimentale pentru determinarea variației forței de așchiere, amplitudinii autovibrațiilor și rugozității suprafețelor prelucrate, la strunjirea interioară cu cuțitul fără și cu amortizor încorporat, în funcție de parametrii regimului de așchiere.

- Analiza comparativă a variației forței de așchiere și a amplitudinii autovibrațiilor, la strunjirea interioară cu cuțitul fără și cu amortizor încorporat, la diferite regimuri de așchiere. Din această analiză a rezultat un domeniu critic al vitezei de așchiere, în care s-a înregistrat cea mai mare valoare pentru variația forței de așchiere, precum și cea mai mare valoare a amplitudinii autovibrațiilor, atât în cazul strunjirii interioare cu cuțitul fără amortizor cât și în cazul strunjirii interioare cu cuțitul cu amortizor încorporat. Aceste valori sunt sensibil mai mici la strunjirea interioară cu cuțitul cu amortizor încorporat, decât la strunjirea interioară cu cuțitul fără amortizor.

- Obținerea diagramelor ce prezintă influența parametrilor regimului de așchiere asupra calității suprafețelor prelucrate prin strunjire interioară, cu cuțitul fără și cu amortizor încorporat. Aceste diagrame prezintă variația parametrului de rugozitate R_{amed} , în funcție de parametrii regimului de așchiere: adâncime de așchiere a (mm), avans s (mm/rot) și viteză de așchiere (m/min).

- Analiza comparativă a influenței autovibrațiilor care apar la strunjirea interioară cu cuțitul fără și cu amortizor încorporat, asupra calității suprafeței prelucrate. Valorile parametrului de rugozitate R_{amed} , obținute prin încercările experimentale, arată că din punct de vedere tehnic, folosirea cuțitului cu amortizor încorporat este benefică pentru orice regim de așchiere, iar din punct de vedere economic este recomandabilă numai pentru regimuri de așchiere, cu viteze de așchiere situate în domeniul critic. Aceste valori s-au încadrat în clasa de netezime N7 - în cazul strunjirii interioare cu cuțitul cu amortizor încorporat, respectiv în clasa de netezime N9 - în cazul strunjirii interioare clasice.

- Conceperea unei scheme pentru un sistem de monitorizare a autovibrațiilor care apar în timpul strunjirii interioare. Sistemul de monitorizare urmărește comportamentul autovibrațiilor și realizează reducerea acestora, atunci când sesizează depășirea unor mărimi impuse pentru forța de așchiere, deplasare sau accelerație. Diminuarea autovibrațiilor se realizează fie prin oprirea strungului și înlocuirea cuțitului clasic cu un cuțit cu amortizor, fie prin selectarea parametrilor regimului de așchiere, în afara domeniului critic.

- Utilizarea noțiunii de “valoare de prag”, pentru definirea stabilității procesului de strunjire interioară. Această noțiune reprezintă valoarea maxim admisă pentru variația unei mărimi caracteristice a autovibrațiilor (forță de așchiere, deplasare, accelerație), care apar într-un proces de așchiere stabil. Ori de câte ori această valoare este depășită, procesul de așchiere este considerat instabil impunându-se măsuri de diminuare a autovibrațiilor.

- Trasarea diagramelor spațiale ale abaterii standard a accelerației autovibrațiilor, în funcție de modificarea vitezei de așchiere și a avansului de lucru, pentru trei valori uzuale ale adâncimii de așchiere ($a = 1.5mm, a = 2mm, a = 2.5mm$), care pot fi folosite la alegerea regimului optim de prelucrare. Astfel de diagrame permit inginerilor tehnologi să prescrie regimuri de așchiere stabile și în același timp să identifice regimul optim din punct de vedere al productivității muncii.

- Creerea unei baze de date (cu rezultatele obținute), cu privire la problematica influenței autovibrațiilor asupra procesului de strunjire interioară a pieselor de tip “alezaj”. Această bază de date poate constitui o sursă importantă de informații pentru realizarea unor cercetări ulterioare, referitoare la monitorizarea computerizată a autovibrațiilor care apar în procesul de așchiere.

Bibliografie

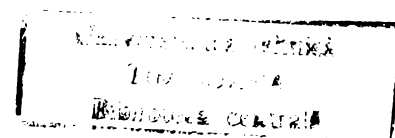
1. Acel, St., Niederberger, A., -**Entwicklung grundlegender Elemente im Werkzeugmaschinenbau.** În: Rundschau, nr.12, p.3-15, 1962.
2. Alberti, N., -**Some observation on metal cutting with reference to the mechanical characteristics of working materials.** Meccanica, nr.1., Italy, 1972.
3. Armarego, E.J.A., Brown, R.H., -**The Machining of Metals.** Prentice Hall, Inc., Englewood Cliffs, New Jersey, 1972.
4. Bandyopadhyay, B.P., -**Chatter Reduction in Machine Tools.** Mechanical Engng. Dept. University of North Dakota, 1993.
5. Barmin, B.P., -**Vibratii i rejimî rezaniia.** Masinostroenie, Moskva, 1972.
6. Bekenbauer, K., -**Entwicklung und Einsatz eines aktiven Dämpfers zur Verbesserung des dynamischen Verhaltens von Werkzeugmaschinen.** Diss T.H. Aachen, 1970.
7. Belousov, V., -**Sinteza sculelor aşchietoare.** Editura Junimea, Iaşi, 1981.
8. Belousov, V., -**Proiectarea sculelor aşchietoare.** Editura tehnică, Bucureşti, 1983.
9. Brîndaşu, D., -**Proiectarea sculelor aşchietoare.** Editura "Lucian Blaga", Sibiu, 1996.
10. Brîndeu, L., -**Vibraţii mecanice. Mecanică analitică.** IP Timişoara, 1979.
11. Bykhovsky, I.I., -**Fundamentals of vibration engineering.** Mir Publisher, Moscow, 1972.
12. Bruins, D.H. Dräger, H.J., -**Werkzeuge und Werkzeugmaschinen für die spanende Metallbearbeitung, vol.1,** München-Wien, Carl Hanser Verlag, 1980.
13. Buzdugan, Ghe., -**Izolarea antivibratorie a maşinilor.** Editura Academiei Române, Bucureşti, 1980.
14. Buzdugan, Ghe., Fetcu, L., Radeş, M., -**Vibraţii mecanice.** Editura didactică şi pedagogică, Bucureşti, 1979.

BIBLIOGRAFIE

15. Buzdugan, Ghe., Mihăilescu, E., Radeș, M.,
16. Chiriacescu, S.T.,
17. Chiriacescu, S.T.,
18. Chiriacescu, S.T., Balcu, I.,
19. Chiriacescu, S.T., Dancasiu, M., Sperlea, O.,
20. Constantin, Fl., Ursuțiu, D., Comănescu, I.,
21. Cozmâncă, M., ș.a.
22. Crivacucea, C.O., Popovici, Ghe.,
23. Crivacucea, C.O.,
24. Crivacucea, C.O.,
25. Crivacucea, C.O.,
26. Chondhurry, S.K., Sharath, M.S.,
- Măsurarea vibrațiilor.** Editura Academiei, București, 1979.
-Stabilitatea în dinamica așchierii metalelor. Editura Academiei Române, București, 1984.
-Contribuții la studiul stabilității dinamice a proceselor de prelucrare pe mașinile-unelte așchietoare. Teză de doctorat, Institutul Politehnic din Iași, 1971.
-Considerații privind precizia dinamică a mașinilor-unelte. Conferința de vibrații mecanice, vol I, Timișoara, 1999.
-Stabilitatea dinamică la prelucrarea cu barele de alezat. Comunicările celei de-a IV Conferință de Vibrații în Construcția de Mașini. Timișoara, 1982.
-Aplicații ale programului LabView la studiul vibrațiilor mecanice. Buletinul celei de-a IX-a Conferință de Vibrații Mecanice, seria Mecanica, tomul 44(58), Timișoara, 1999.
-Bazele așchierii. Editura “ Ghe. Assachi”, Iași, 1972.
-The Cutting Forces and Surfaces Roughness at Cryogenic Turning of Austenitic Stainless Steels. Berg-und Huttenmannische Monatshefte, nr.97, p.145-148, Austria, 1994.
-Influența fațetelor amortizoare de vibrații ale cuțitelor de strung, asupra calității suprafețelor prelucrate. Analele UEM Reșița, Anul III, Sesiune jubiliară, p.217-220, 1996.
-Combaterea vibrațiilor la strunjirea cu regimuri de așchiere intense. Conferința Științifică Tehnomus, Ediția a IX-a, Universitatea “Ștefan cel Mare” Suceava, p.121-126, 1997.
-Caracteristicile vibrațiilor pieselor cilindrice cu pereți subțiri, în procesul de așchiere. Sesiunea de Comunicări Științifice a Universității “Aurel Vlaicu” Arad, Ediția a IV- a, p.123-130, 1997.
-On-line control of machine tool vibration during turning operation. Journal of Materials Processing Technology, (47), 1991.

BIBLIOGRAFIE

27. Deacu, L., Giurgiuman, H., **-Bazele aşchierii și generării suprafețelor.** Rotaprint, Institutul Politehnic Cluj-Napoca, 1980.
28. Deacu, L., Pavel Gh., **-Vibrații la mașini-unelte.** Editura Dacia, Cluj - Napoca, 1977.
29. Drăghici, G., **-Tehnologia construcțiilor de mașini.** Editura didactică și pedagogică, București, 1977.
30. Drăgulescu, D., **-Mecanică și rezistența materialelor.** I.P.T., Timișoara, 1985.
31. Eliasberg, E., **-Absoluitnaie ustoicivosti metallorejscih staukov po skorosti rezaniia.** Stauki I instrument, nr.4, 1966.
32. Eliasberg, G., **-Bazele teoriei autooscilațiilor la aşchiera metalelor,** partea I și II. În: Mașini-unelte și scule (trad. din lb. rusă), nr.1 și 2, 1963.
33. Gheghea, I., **-Contribuții la studiul unui amortizor activ de vibrații pentru mașini-unelte.** Revista "Construcția de mașini", București, 10/1973.
34. Gheghea, I., Ghionea, A., **-Contribuții privind atenuarea autooscilațiilor la mașini-unelte.** Buletinul Universității din Brașov, 1994.
35. Gheghea, I., Ghionea, A., **-Cercetări privind amortizarea oscilațiilor barelor de alezat.** Conferința națională de mașini-unelte, I.P.B., București, 1974.
36. Grab, H., Stoferle, Th., **-Vermeidung von Ratterschwingung durch periodische Drehzahländerung.** În: Werkstatt u. Betrieb, 105 Jg., p.727-730, 1972.
37. Granovski, G.I. ș.a., **-Rezanie metallov.** Mașghiz, Moskva, 1954.
38. Groșanu, I., Brîndeu, L., **-Vibrații mecanice.** Lito. Institutul Politehnic "Traian Vuia" Timișoara, 1986.
39. Groșanu, I., Roșca, G., **-Asupra unor fenomene dinamice care apar la mașinile-unelte.** Lucrări științifice, seria A, Oradea, 1979.
40. Hamat, C.O., **-Posibilitatea eliminării vibrațiilor din procesul de aşchiere, prin folosirea aliajelor amortizoare în construcția sculelor.** A IV-a Conferință cu participare internațională "Tehnologii și metode moderne de proiectare în construcția de mașini", p. 53-58, Craiova, 1998.



BIBLIOGRAFIE

41. Hamat, C.O., **-Modelul mecanic al unei bare de alezat cu amortizor de vibrații.** Analele UEM Reșița, Anul VI, Nr.1, ISSN 1453-7394. Editura "Eftimie Murgu" Reșița, p.102-107, 1999.
42. Hamat, C.O., **-Atenuarea vibrațiilor prin folosirea amortizorilor și absorbitorilor de vibrații în sistemul elastic al sculei.** Analale UEM Reșița, Anul V, nr2., ISSN 1453-7397, Editura "Eftimie Murgu" Reșița, p.113-119, 1998.
43. Hamat, CO., **-Absorbitori de vibrații folosiți pentru atenuarea fenomenelor vibratorii ale mașinilor-unelte.** Analale UEM Reșița, Anul V, nr2., ISSN 1453-7397, Editura "Eftimie Murgu" Reșița, p.101-106, 1998.
44. Hamat, C.O., Crivacucea, O., **-Referiri cu privire la verificarea zonelor de rezonanță pentru suportți izolatori,** Analale U.E.M. Reșița, Anul V, nr2., ISSN 1453-7397, Editura "Eftimie Murgu" Reșița, p.107-111, 1998.
45. Hamat, C.O., **-Controlul vibrațiilor ce apar la prelucrări prin așchiere.** A IX –a Conferință de vibrații mecanice. Buletinul științific al Universității "Politehnica" din Timișoara, Tomul 44(58), p.123-126, Timișoara, 1999.
46. Hamat, C.O., **-Asupra dinamicii unui proces de așchiere cu "un grad și jumătate de libertate".** Cercetarea multidisciplinară regională din zona de vest. Al IV-lea Simpozion Internațional, România–Iugoslavia–Ungaria. 16-17 noiembrie, Timișoara, 2000.
47. Hamat, C.O., **-Asupra unui model dinamic simplificat pentru studiul fenomenului regenerativ.** Cercetarea multidisciplinară din zona de vest. Al IV-lea Simpozion Internațional, România–Iugoslavia–Ungaria. 16-17 noiembrie, Timișoara, 2000.
48. Hamburger, L., Buzdugan, Ghe., **-Teoria vibrațiilor și aplicațiile ei în construcția de mașini.** Editura tehnică, București, 1958.
49. Harris, M.C., Crede, E. Ch., **-Șocuri și vibrații,** vol I și III (trad. din lb. engleză, SUA).Edit tehnică, București, 1968 și 1969.

BIBLIOGRAFIE

50. Herișanu, N., -**Elemente de vibrații la mașini-unelte.** Editura Mirton, Timișoara, 1999.
51. Hoshi, T., -**Correlation between idling vibration of machine tool and machining chatter.** În: Annals of the C.I.R.P., nr.2, 1980.
52. Ispas, C., Simion, F.P., -**Vibrațiile mașinilor-unelte.** Teorie și aplicații. Editura Academiei Române, București, 1986.
53. Kegg, R.L., -**Cutting dynamics. Machine tool chatter.** În: Trans, ASME, B87, nr.4, p.464-470, 1965.
54. Kegg, R.L., Sisson, T.R., -**Troubles shooting chatter by improving cutting conditions.** În: ASME MR, 1968.
55. Kalendjeridze, V.G., -**Influența proprietăților mecanice ale metalelor asupra apariției vibrațiilor la strunjire.** În: Stanki I instrument, nr.7, Moskva, 1964.
56. Klușin, M.I., -**Așchiera metalelor** (trad din lb. rusă). Institutul Central de Documentare Tehnică, București,(70/114).
57. Kucima, L.K., -**Eksperimentalnoe issledovanie vibrații pri rezanii na tokarnom stanke.** HIITMAȘ, kn.15, Mașghiz, 1948.
58. Kudinov, V.A., -**Dinamica mașinilor-unelte** (trad.lb. rusă). Editura tehnică, București, 1970.
59. Lăzărescu, I. -**Teoria așchierii metalelor și proiectarea sculelor.** Editura didactică și pedagogică, București, 1964.
60. Lăzărescu, I., Abrudan, Gl., -**Așchiera și scule așchietoare.** Editura didactică și pedagogică, București, 1976.
61. Lay, G.J., -**A Study on the Dynamic Component of Cutting Force.** PhD thesis, Tokio Institute of Technologie, Japan, 1993.
62. Lin, S.C., Hu, M.R., -**Low vibration control system in turning,** Int.J. Mach. Tools Manufact. vol.32, no.5. Great Britain, 1991.
63. Marinca V., Herișanu, N., -**Liniazarea echivalentă a unei ecuații diferențiale neliniare de formă polinomială cu aplicație la așchiera pe mașini-unelte.** A 27 - Sesiune de comunicări științifice cu participare internațională, vol.1. Academia Tehnică Militară, București, 1997.
64. Merrit, H.E., -**Theory of Self-Excited Machine-Tool.** În: Journal of Engineering for Industry, nov. 1955.

BIBLIOGRAFIE

65. Merrit, H.E., **-Theory of Self-Excited Machine-tool Chatter.** În: Journal of Engineering for Industry. În: Trans. ASME,B, nr.11, 1965.
66. Militaru, C., **-Așchiera metalelor și fiabilitatea sculelor așchietoare.** Editura tehnică, București, 1983.
67. Minciu, C., ș.a. **-Scule pentru mașini-unelte.** I.P.București, 1986.
68. Minciu, C., **-Scule așchietoare, vol. I.** Editura tehnică, București, 1995.
69. Minciu, C., Croitoru, S., Bălan, E., **-Proiectarea sculelor așchietoare.** Editura 32 Bren, București, 1999.
70. Moraru, V., Ispas, C., Rusu, Șt., **-Vibrațiile și stabilitatea mașinilor-unelte.** Editura tehnică, București, 1982.
71. Nibeleanu, Șt., **-Vibrațiile mașinilor-unelte așchietoare și combaterea lor.** Institutul Central de Documentare Tehnică, București, 1967.
72. Nicolescu, L.N., **-Analysis Identification and Prediction of Chatter in Turning.** Royal Inst. Tech., Stockholm, 1991.
73. Opitz, H. **-Moderne Produktionstechnik. Stand und Tendenzen.** Essen, Verlag W. Girardet, (1977).
74. Opitz, H., Bernardi, F., **-Investigation and Calculation of Chatter Behaviour of Lathes and Milling Machines.** În: Annals of the C.I.R.P., XVIII, nr.2, 1970.
75. Peters, I., **-Cours de fabrication mécanique. Partie C. Le comportement thermique et dynamique des machines outils.** Parc D' Arenberg Heverle-Louvain, 1980.
76. Pop, I., **-Proiectarea sculelor așchietoare, vol I și II.** Editura "Politehnica" Timișoara, 1991.
77. Popovici, Ghe., Hamat, C., **-Proiectarea sculelor așchietoare, vol I,** Editura "Timpul" Reșița, 1999.
78. Puș, V.E., **-Construirivanie metallorejuscih stankov.** Masinostroenie, Moskva, 1977.
79. Raffaello, L., **-Il controllo delle vibrazioni dell bare alesatrici. L' Ingegnere, anni.XLII nr.8,** 1968.
80. Rahman, M., **-In process detection of chatter thresold.** Trans. ASME, J. Engng for Industry, 1998.
81. Rădoi, M., Deciu, E., Voiculescu, **-Elemente de vibrații mecanice.** Editura tehnică, București, 1972.
82. Recklies, S., **-Modellvorstellungen zur Entstehung selbsterregster Schwingungen an Werkzeug Maschinen.** TU. Dresden Disertation, 1978.

BIBLIOGRAFIE

83. Recklies, S., Gutzschel, H., Enew, Ch., -**Haupt einflussgrossen auf die ozillatorische stabilitat beim dreher.** Maschinenbantechnik, 23, Heft 6, 1974.
84. Rivin, E.I., -**Dinamica privoda stankov.** Masinostroenie, Moskva, 1966.
85. Rosa, G., Zalany, Z., -**Studiul stabilității dinamice a mașinilor-unelte în procesul de așchiere.** Lucrări științifice, seria A, Oradea, 1980.
86. Sadek, M.M., -**Amortizoare de șocuri, pentru reducerea vibrațiilor la mașini-unelte.** Machinering and Production Engineering, nr.3090, 1972.
87. Secară, Ghe., -**Proiectarea sculelor așchietoare.** Editura didactică și pedagogică, București, 1979.
88. Sen, G.C., Bhattacharyya, A., -**Principles of Metal Cutting.** Calcutta, New Central Book Agency 8/1 Chintamon, das Lane, 1970.
89. Sokolovski, A.P., -**Precizia prelucrării mecanice și metodele pentru mărirea ei** (trad. din lb. rusă). București, Edit. tehnică, 1954.
90. Seto, K., Yamada K., -**An Investigation on Boring Bars Equipped With a Dynamic Absorber.** The 4th International Conference on Production Engineering, Tokio, 1990.
91. Silaș, Ghe., -**Mecanică. Vibrații mecanice.** Editura didactică și pedagogică, București, 1968.
92. Silaș, Ghe., Brîndeu, L., -**Sisteme vibropercutante.** Editura tehnică București, 1986.
93. Silaș, Ghe., Cioară, T., -**Considerații privind răspunsul dinamic al structurilor în timpul procesului de stabilizare dimensională prin vibrații.** Seminarul "Detensionarea prin vibrații", Craiova, 1987.
94. Silaș, Ghe., Rădoi, M., Brîndeu, L., Klepp, H., Hegheduș, A., -**Culegere de probleme de vibrații mecanice.**(vol I și II) Editura tehnică, București, 1973.
95. Silaș, Ghe., Toader, M., Smicală, I., Luca, Ghe., -**Mecanică. Dinamică.** Lito UT Timișoara, 1994.
96. Smith, J.D., Tobias, S.A., -**The dynamic cutting of metals.** Int. J. Math. Tools Des. Res. 1,2 1981.
97. Ștețiu, Gr., Lăzărescu, I., Oprean, C-tin, Ștețiu, M., -**Teoria și practica sculelor așchietoare,** vol I. Editura "Universității din Sibiu", Sibiu, 1994.
98. Thomas, M.D., -**The Impact Damper Boring Bar And Its Performance When Cutting.** Proceed. 13th Int. Machine Tool Design and Research, 1992.

BIBLIOGRAFIE

99. Tlustý, J., -Use of stock compared with harmonic excitation in machine tool analysis. Trans. ASME, B96, 1974.
100. Tominari, N., Seto, K., -Analytical Method in Machine-Tool Vibration. In: Buletin of J.S.M.E., vol 14, nr.71, 1971.
101. Tobias, A.S., -Machine-Tool Vibration. Editure John Wile and Sons, New York, 1965.
102. Tourret, R., -Performance of Metal-Cutting Tools, p.101, Butterworth (Publishers) Ltd., London, 1958.
103. Veitz, V. L., ș.a. -Vinujdennie cobbannia v metallorejuscih stankah Mașghiz, Moskva – Leningrad, 1959.
104. Victor, H., ș.a. -Schnittkraftberechnungen fur das Abspannen von Metallen (Calculul forțelor de așchiere la prelucrarea metalelor), wt-Z.ind. Ferting, nr.7, Karlsruhe, Germania, 1990.
105. Victor, H., -Calculul forțelor de așchiere la prelucrarea metalelor. W.Z.Z., nr.7, Karlsruhe, Germania, 1990.
106. Vieregge, G., -Zerspanung der Eisenwerkstoffe. Verlag Stahteseisen, M.B.H., Düsseldorf, 1970.
107. Voinea, R., Voiculescu, D., -Vibrații mecanice. I.P. București, 1979.
108. Voinea, R., Simion, Fl.P., -Cercetări privind comportarea la vibrații a mașinilor-unelte. Buletinul științific, Seria mecanică, nr.4, I.P. București, 1980.
109. Voinea, R., Voiculescu, D., -Mecanică. Editura didactică și pedagogică, București, 1983.
110. Weck, M., -Werkzeugmaschinen, vol.IV Düsseldorf, VDI-Verlag GmbH, 1978 .
111. Weck, M., Teipel, K., -Dynamisches Verhalten Spanender Werkzeugmaschinen. Springer- Verlag, 1987.
112. Yosimura, M., -Vibration-Proof design of Boring Bar With Multidegree-of-Freedom Dampers. Design Engn. Technical Conference, Ohio, (108), 1996.
113. Yosimura, M., -Analysis and Optimisation of Machine Tools by a Synthesis of Dynamic Rigidity Program System. Proceeding 16th. Int. Machine Tool Design and Research Conference, 1975.
114. Yeh, L.J., Lai, G.J., -A study of monitoring and supression system for turning slender workpieces. Institution of Mechanical Engineers, part.B,209,Great Britain, 1995.

BIBLIOGRAFIE

115. *** -**Cataloage și prospecte ale unor firme constructoare de scule așchietoare (WIDIA, COROMANT, etc)**
116. *** -**Manual de calitate și fiabilitate, vol.I și II, București, România, 1988.**
117. *** -**Manual de strunjire și frezare, firma KRUPP-Widia, 1990.**
118. *** -**Manual de strunjire și frezare, firma SANDVIK-Coromant, 1998.**
119. *** -**Prospecte, firma KRUPP-Widia, 1992-1993.**
120. *** -**Prospecte, firma SANDVIK-Coromant, 1990-1999.**
121. *** -**Revista “Metalworking”, Suedia, 1991-1993.**
122. *** -**Standarde pentru “Așchiere și scule așchietoare”, România, 1981-1994.**
123. *** -**Scule așchietoare și portscule pentru prelucrarea metalelor. (Colecția STAS), București, 1987.**
124. *** -**Standarde de scule românești și străine (STAS, ISO, DIN).**
125. *** -**Tehnologii. Calitate. Mașini. Materiale, nr.1-7, Editura tehnică, București, 1987-1990.**
126. *** -**Detalî i mehanizmî. Metallorejuscih stankov, Tom I i II. Mașinostroenie, Moskva, 1972.**

ANEXĂ

ANEXĂ

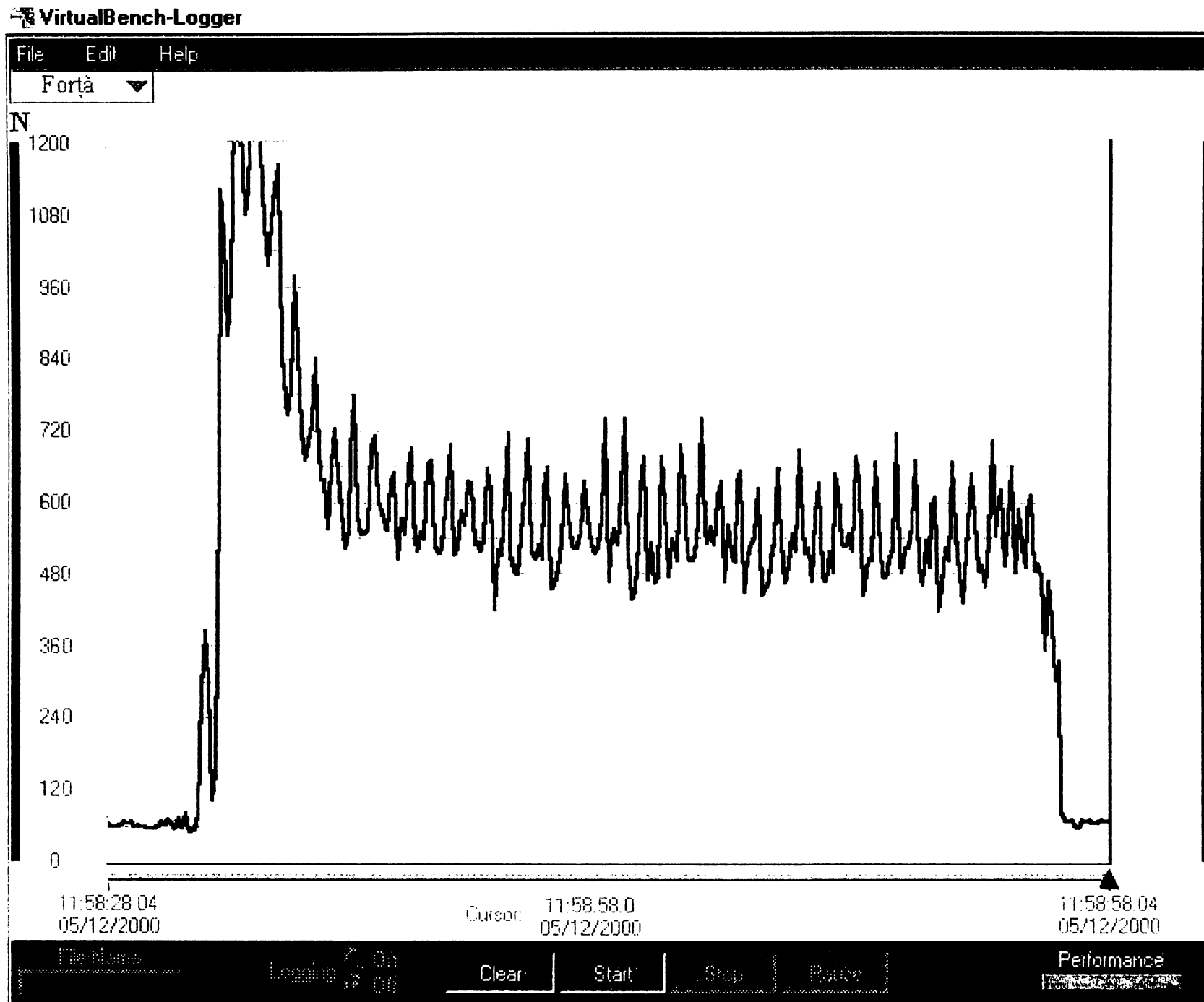


Diagrama 3.1. ($a=2\text{mm}$, $s=0,2\text{mm/rot}$, $v=16\text{m/min}$)

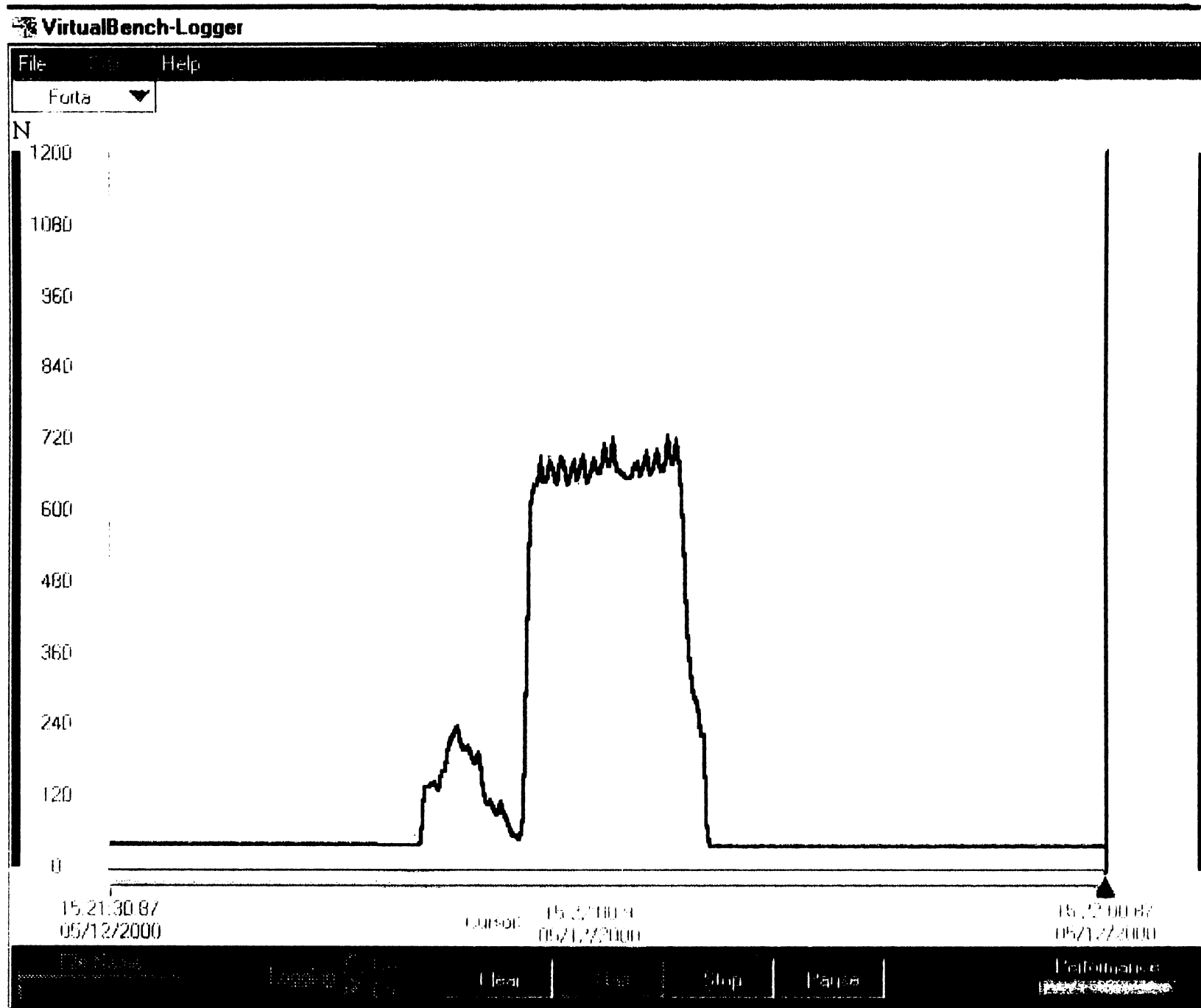


Diagrama 3.2. ($a=2\text{mm}$, $s=0,2\text{mm/rot}$, $v=16\text{m/min}$).

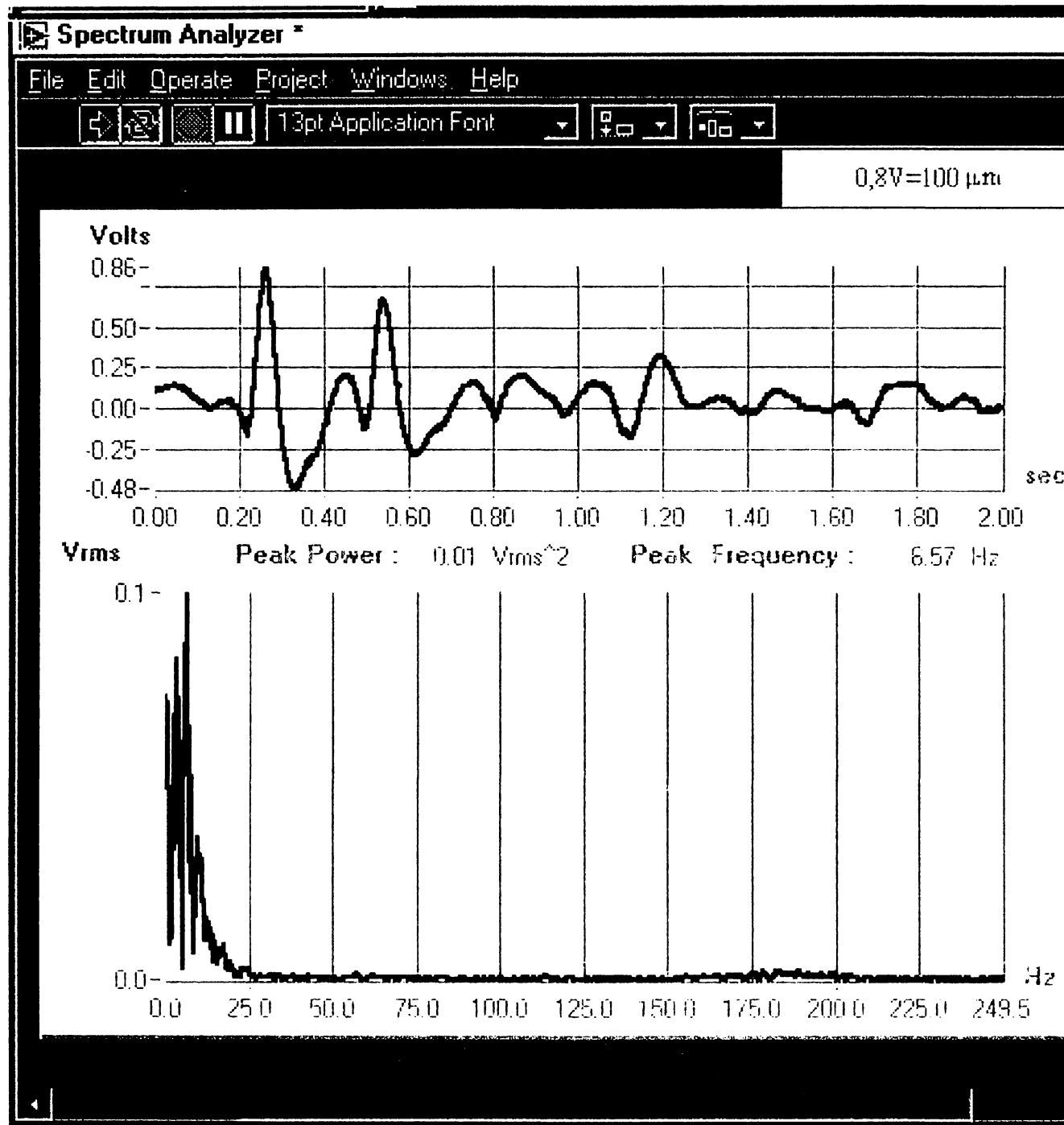


Diagrama 3.3. ($a=2\text{mm}$, $s=0,2\text{mm/rot}$, $v=16\text{m/min}$).

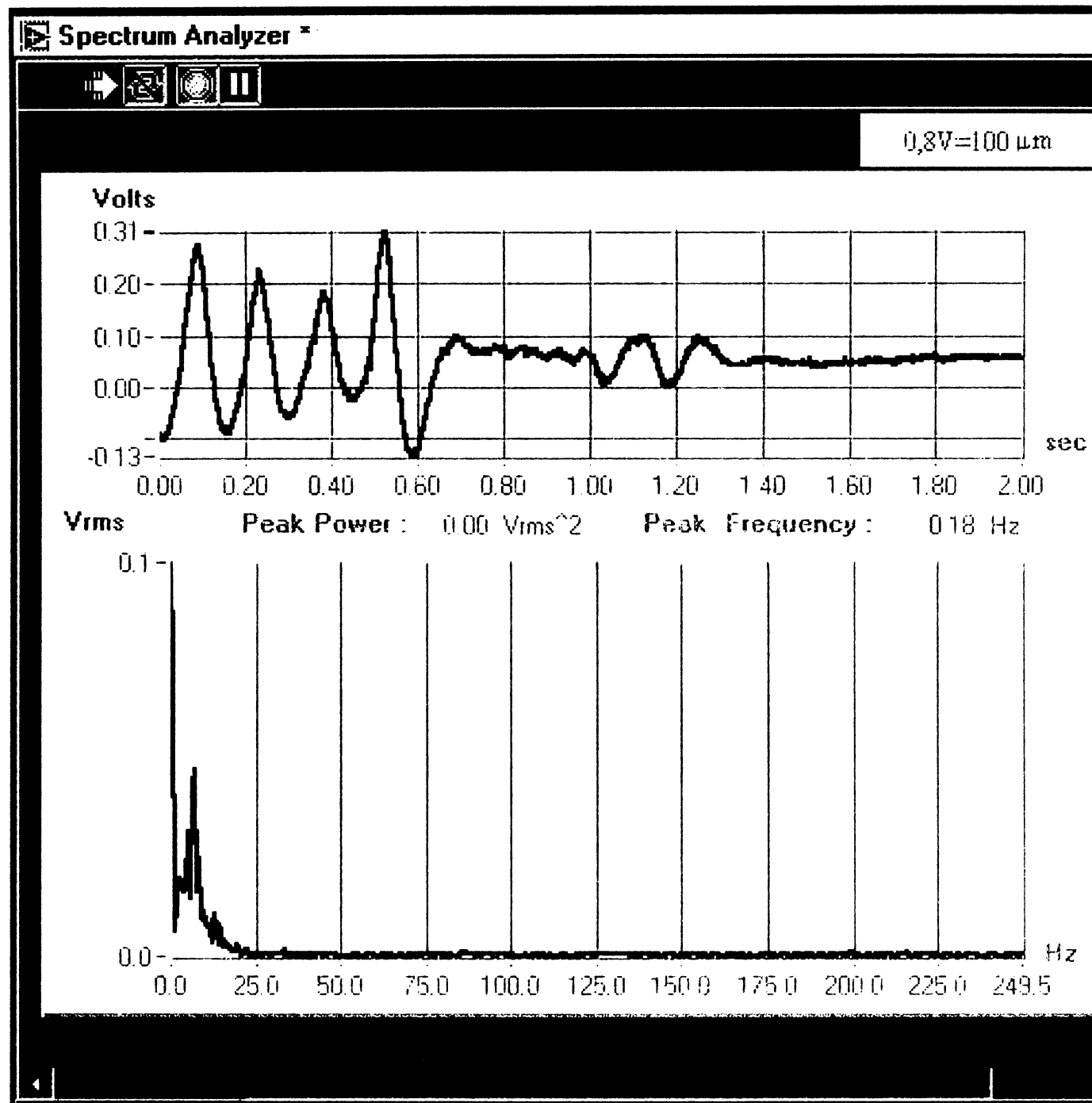


Diagrama 3.4. ($a=2\text{mm}$, $s=0,2\text{mm/rot}$, $v=16\text{m/min}$).

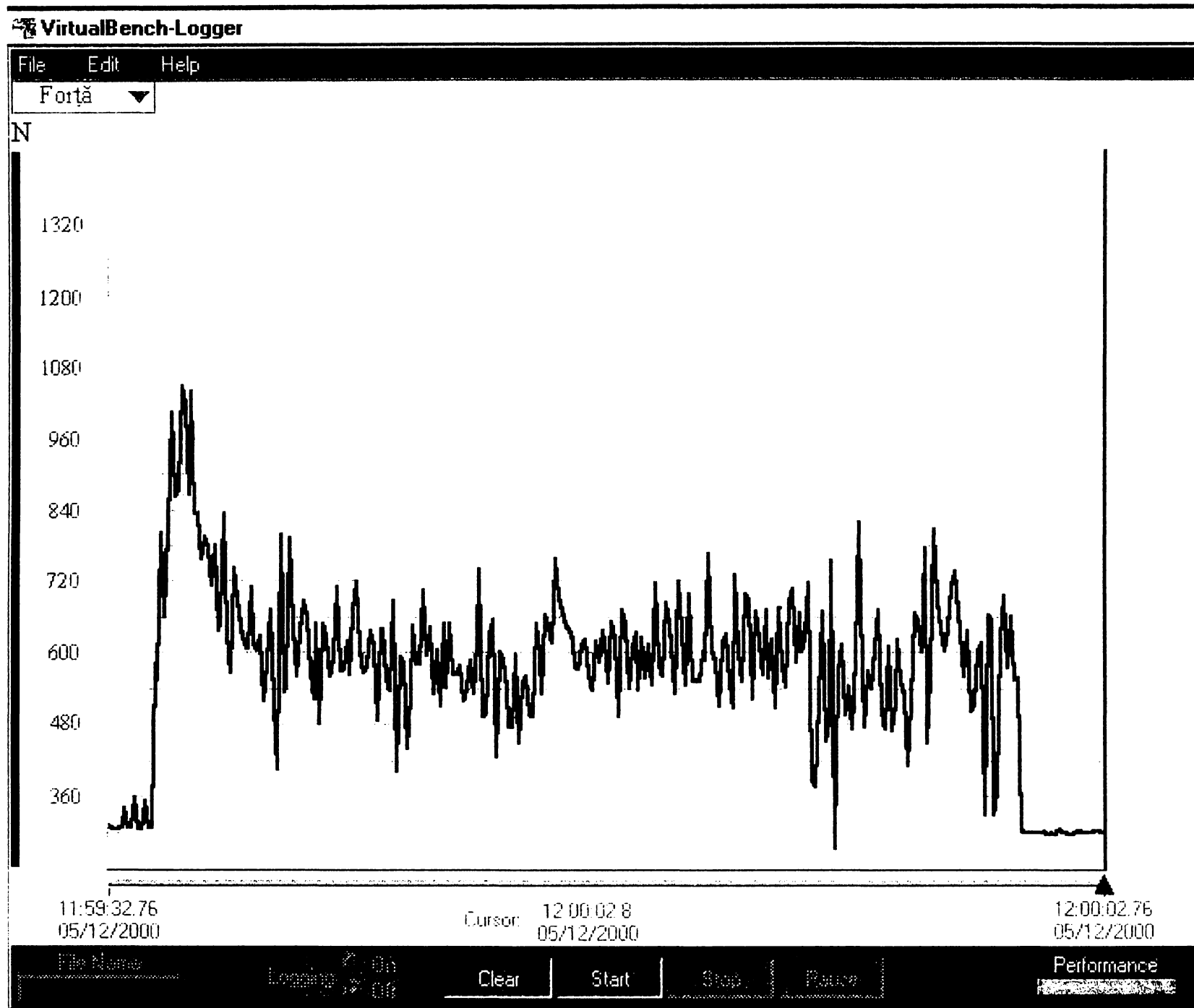


Diagrama 3.5. ($a=2$, $s=0,2\text{mm/rot}$, $v=32\text{m/min}$).

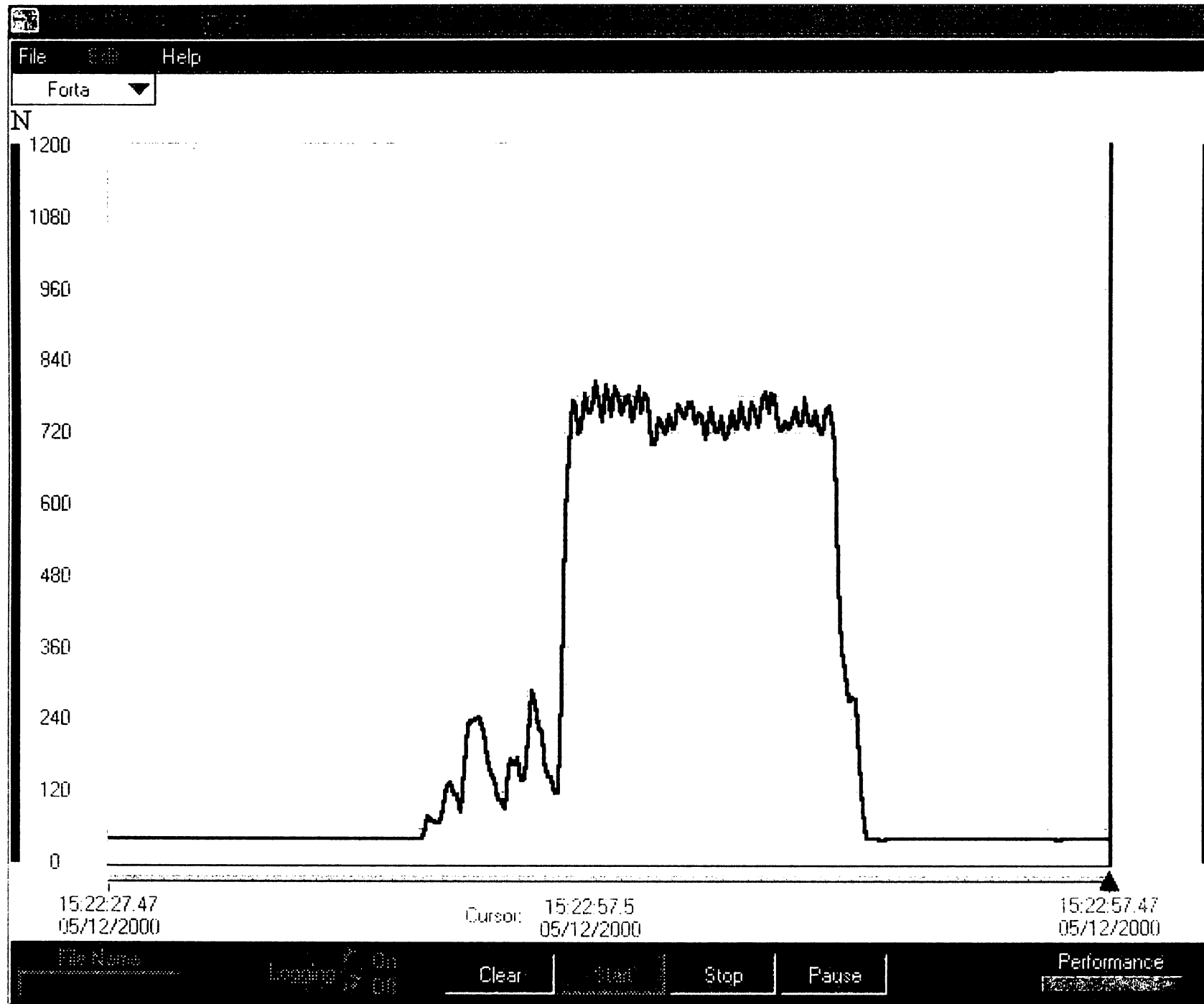


Diagrama 3.6. ($a=2\text{mm}$, $s=0,2\text{mm/rot}$, $v=32\text{m/min}$).

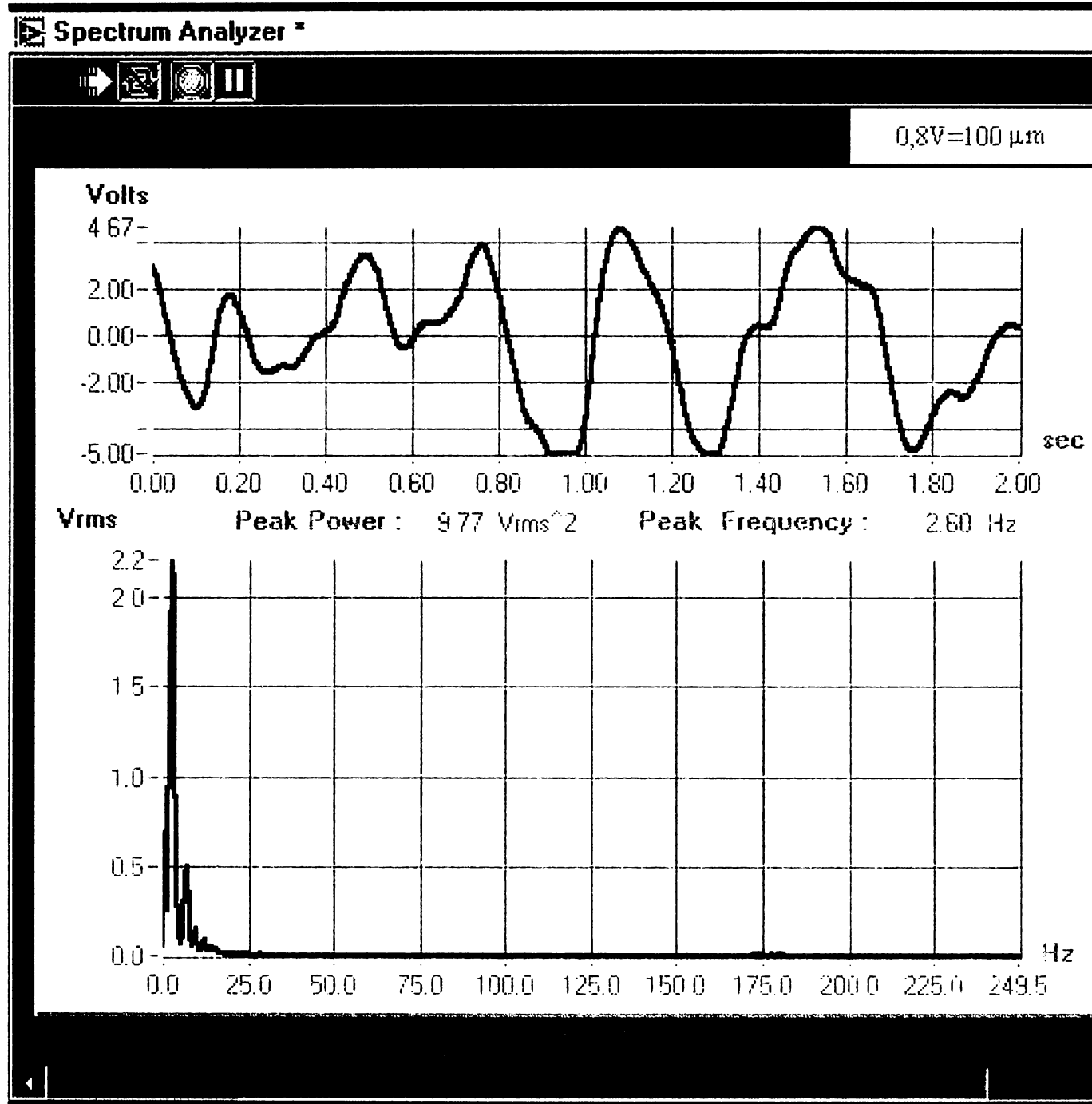


Diagrama 3.7. ($a=2\text{mm}$, $s=0,2\text{mm/rot}$, $v=32\text{m/min}$).

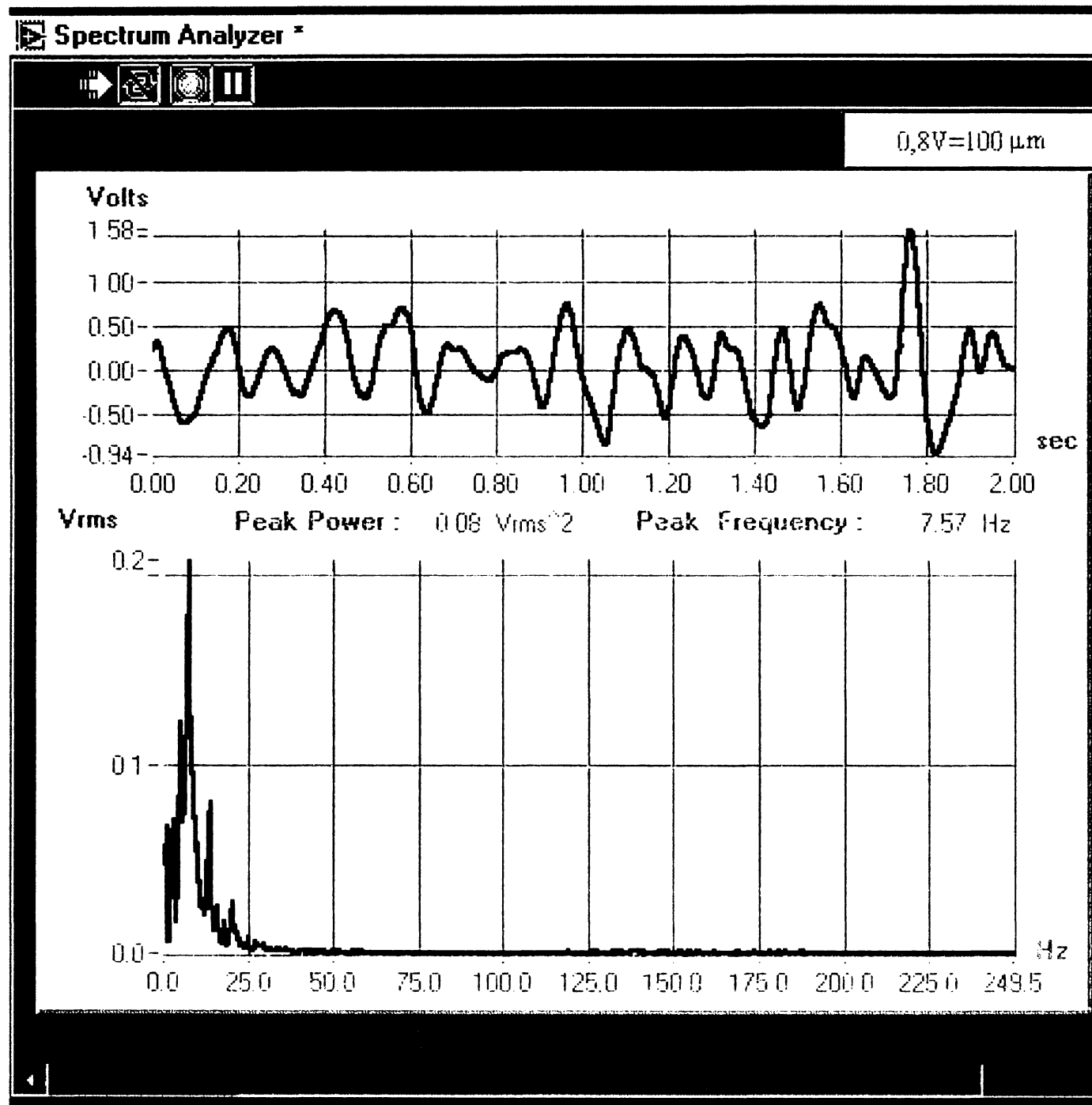


Diagrama 3.8. ($a=2\text{mm}$, $s=0,2\text{mm/rot}$, $v=32\text{m/min}$).

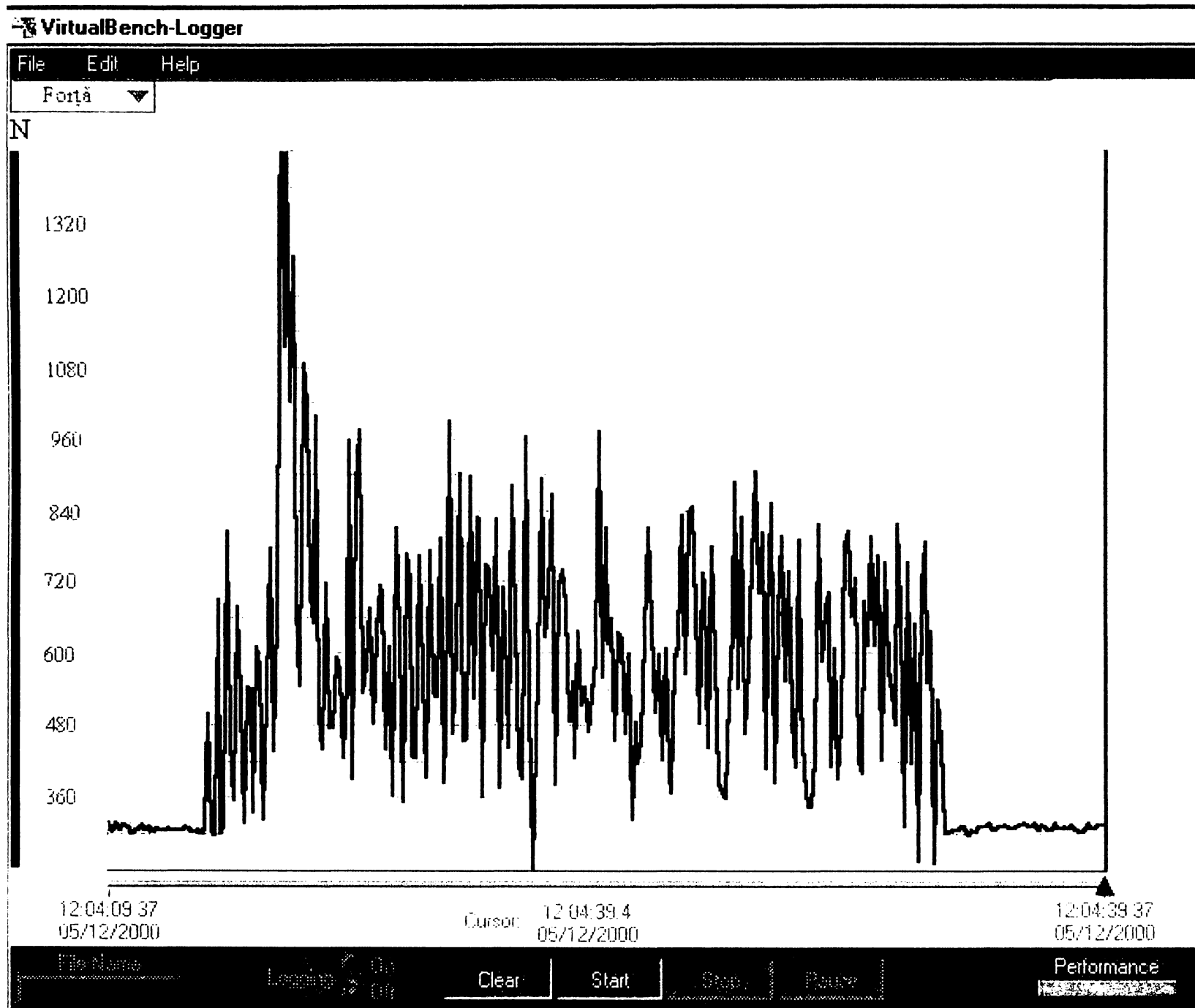


Diagrama 3.9. ($a=2\text{mm}$, $s=0,2\text{mm/rot}$, $v=63\text{m/min}$).

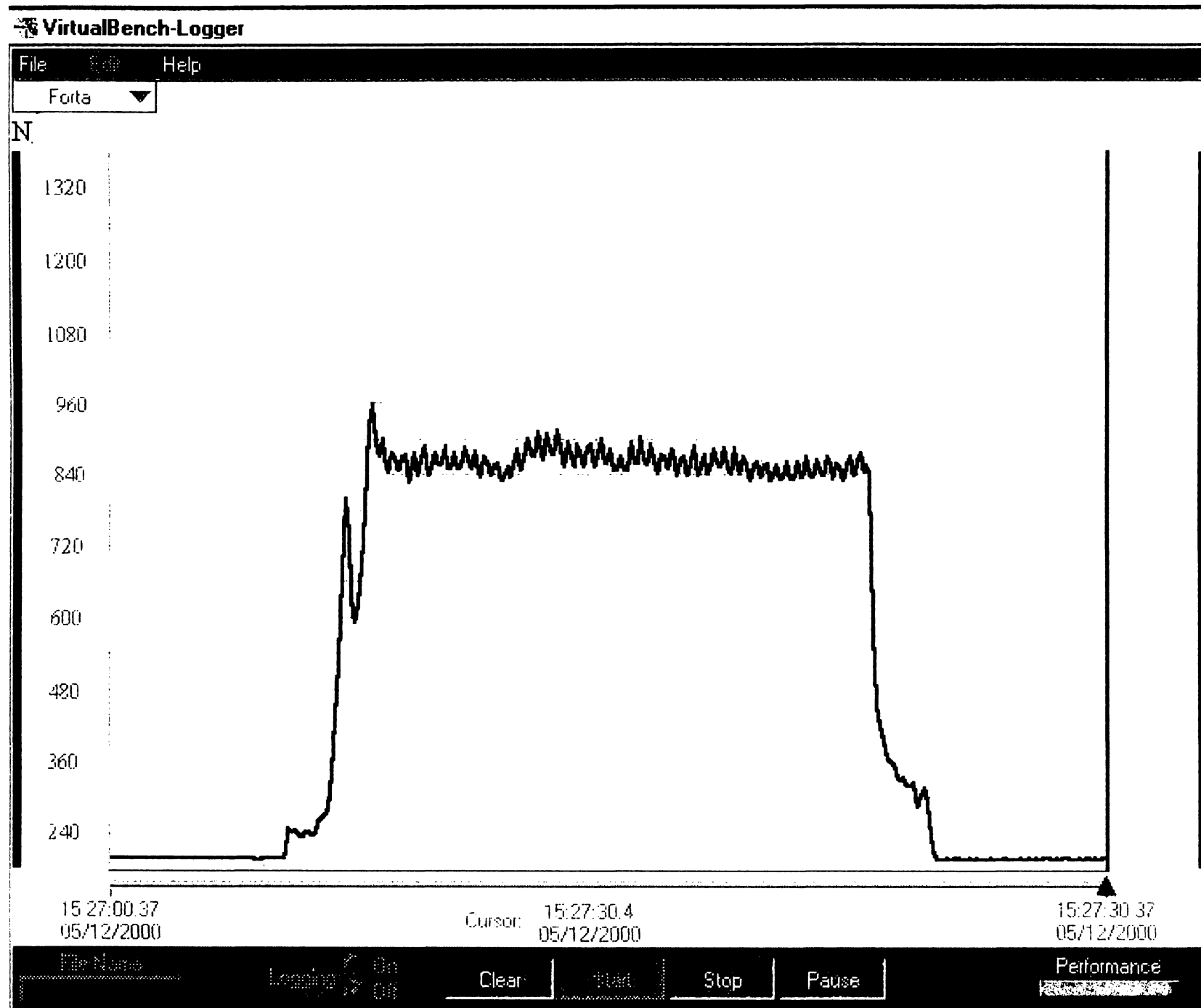


Diagrama 3.10. ($a=2$ mm, $s=0,2$ mm/rot, $v=63$ m/min).

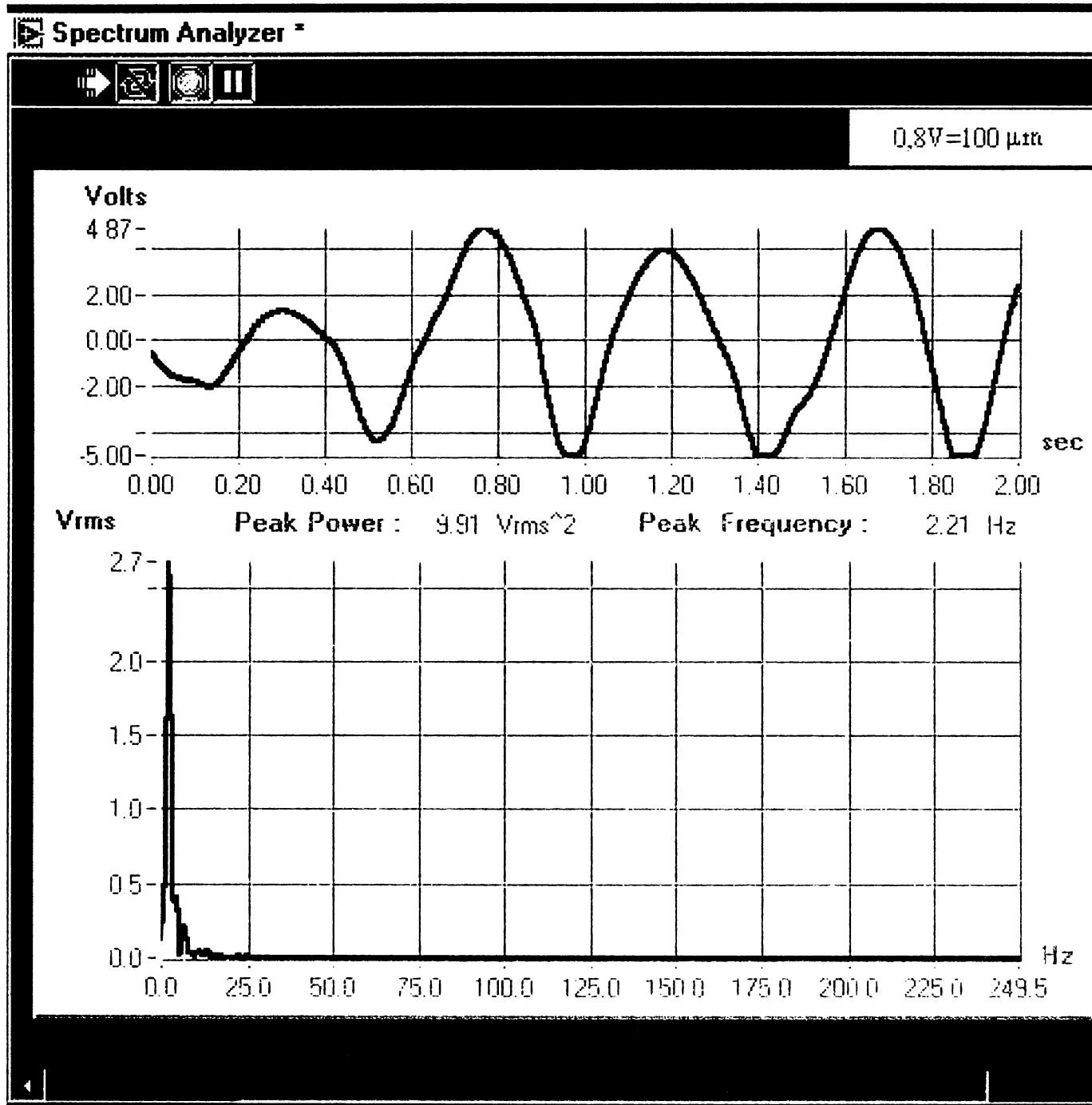


Diagrama 3.11. ($a=2\text{mm}$, $s=0,2\text{mm/rot}$, $v=63\text{m/min}$).

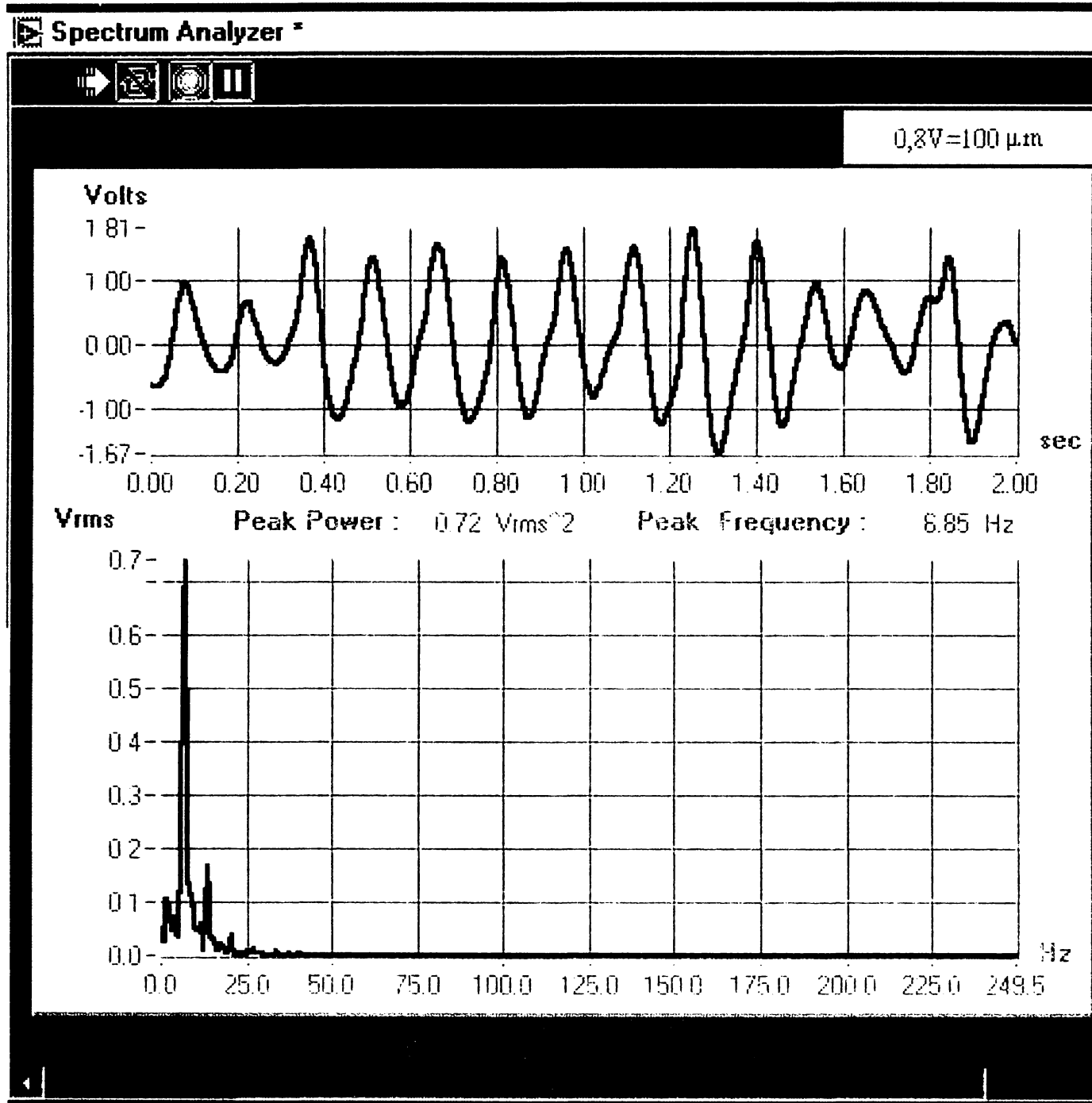


Diagrama 3.12. ($a=2\text{mm}$, $s=0,2\text{mm/rot}$, $v=63\text{m/min}$).

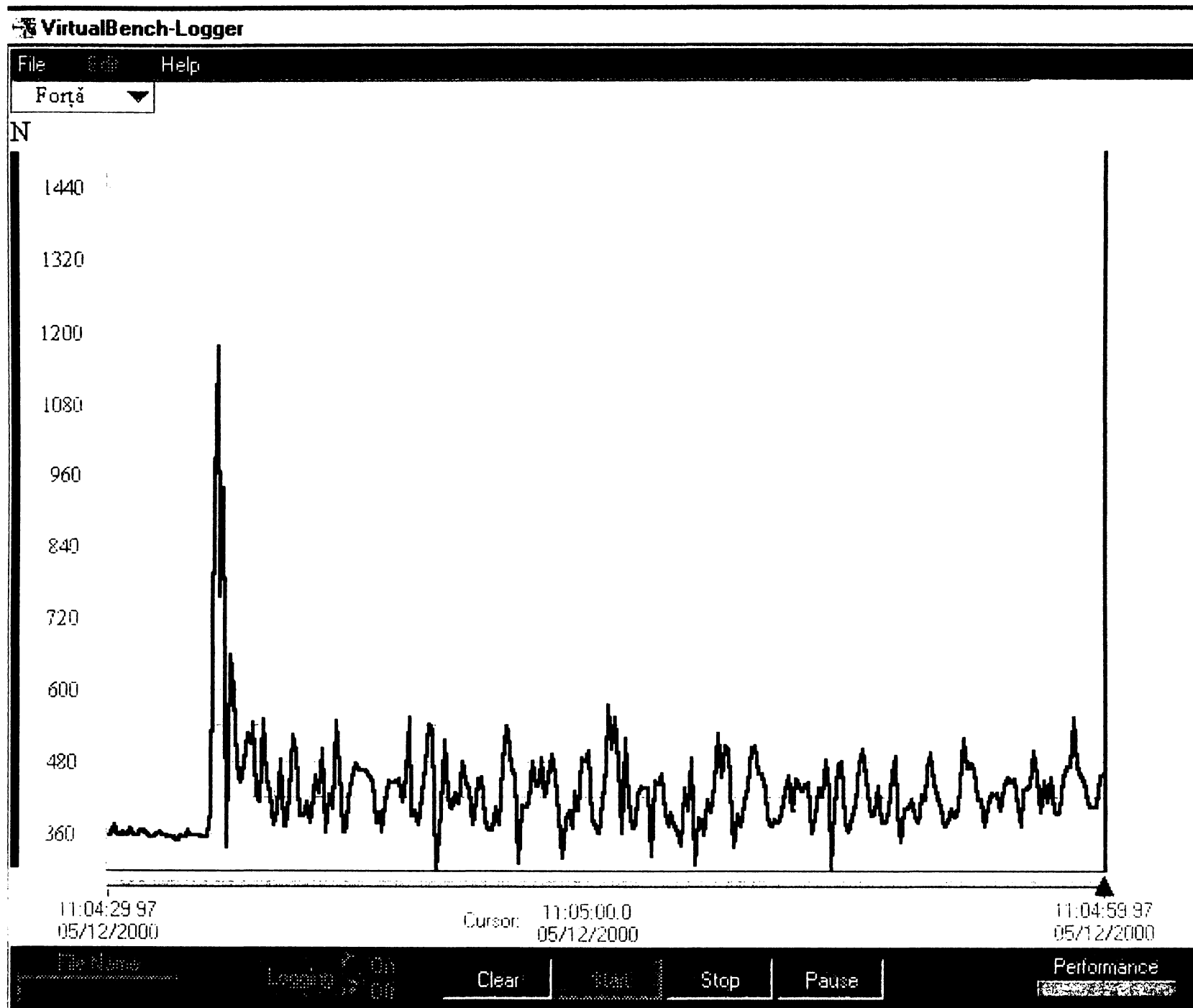


Diagrama 3.13. ($a=2\text{mm}$, $s=0,2\text{mm/rot}$, $v=100\text{m/min}$).

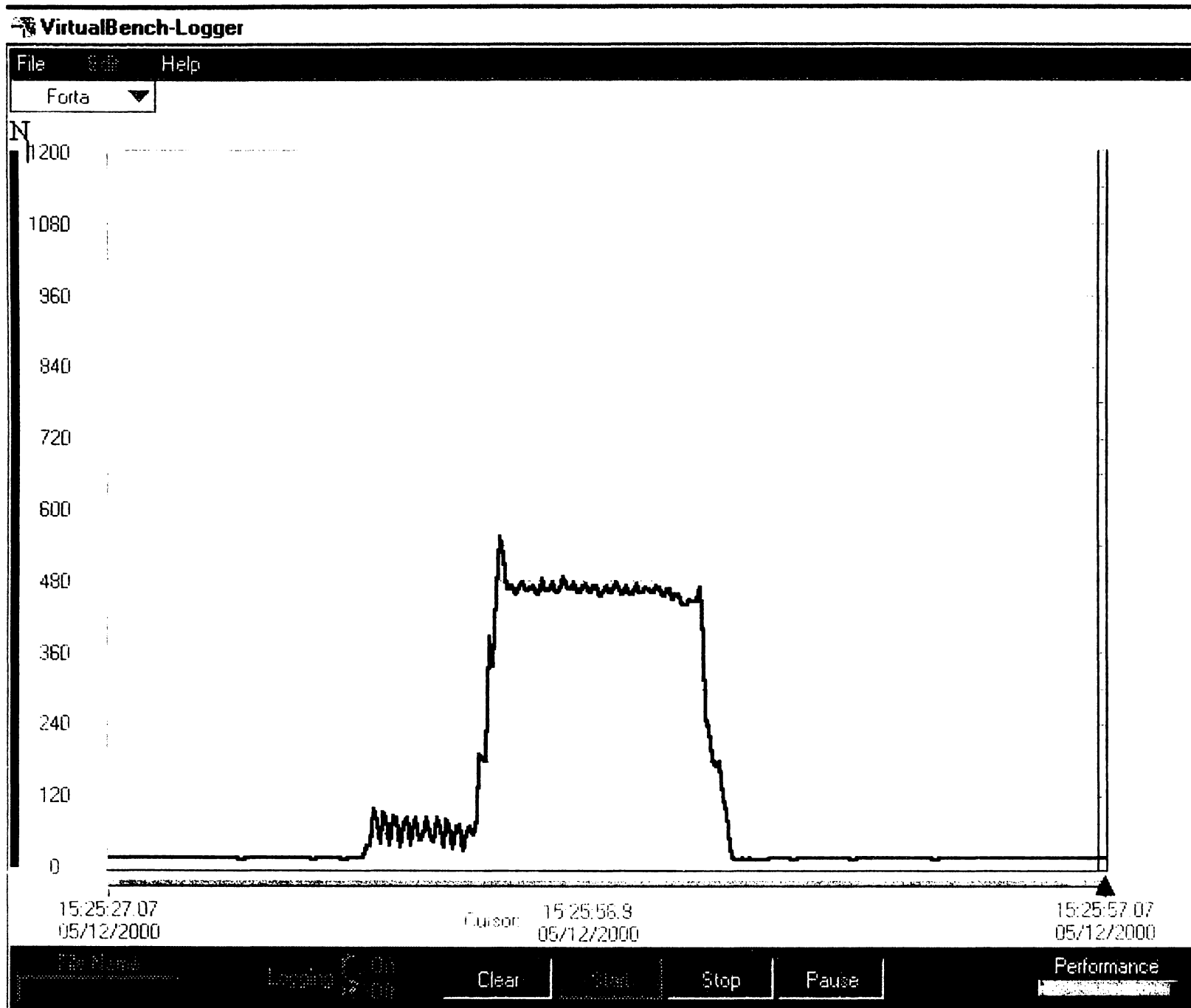


Diagrama 3.14. ($a=2\text{mm}$, $s=0,2\text{mm/rot}$, $v=100\text{m/min}$).

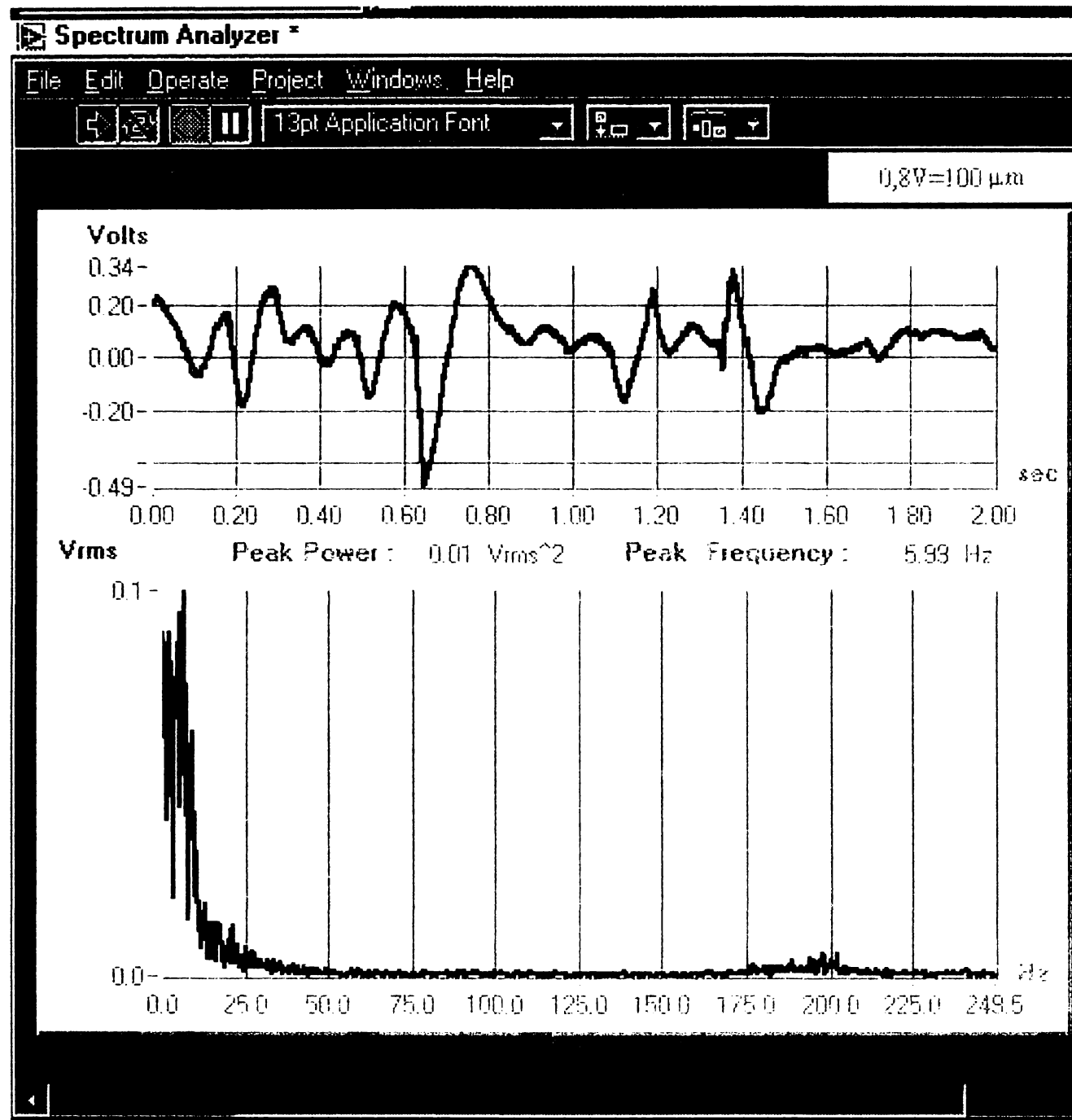


Diagrama 3.15. ($a=2\text{mm}$, $s=0,2\text{mm/rot}$, $v=100\text{m/min}$).

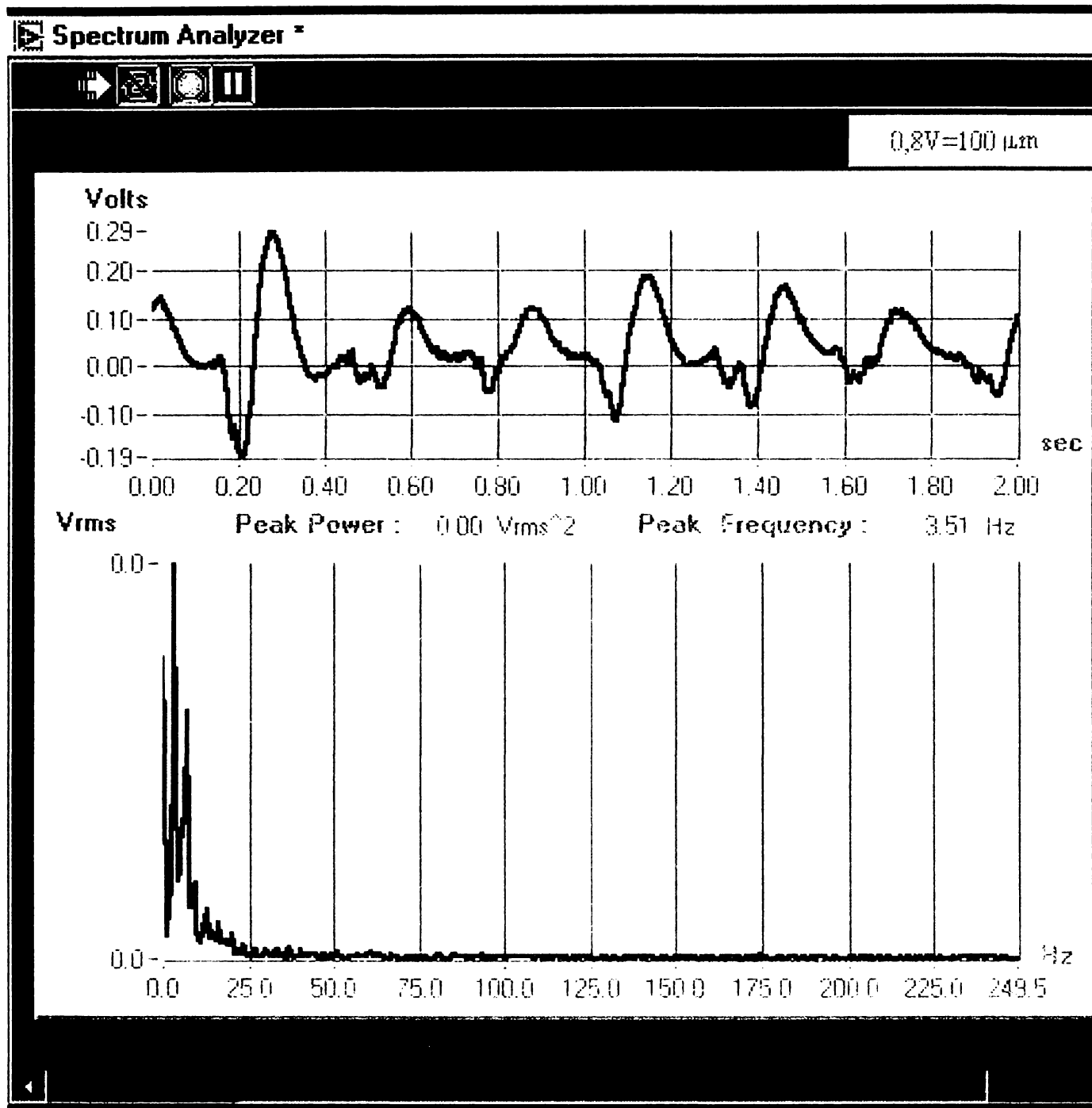


Diagrama 3.16. ($a=2\text{mm}$, $s=0,2\text{mm/rot}$, $v=100\text{m/min}$).

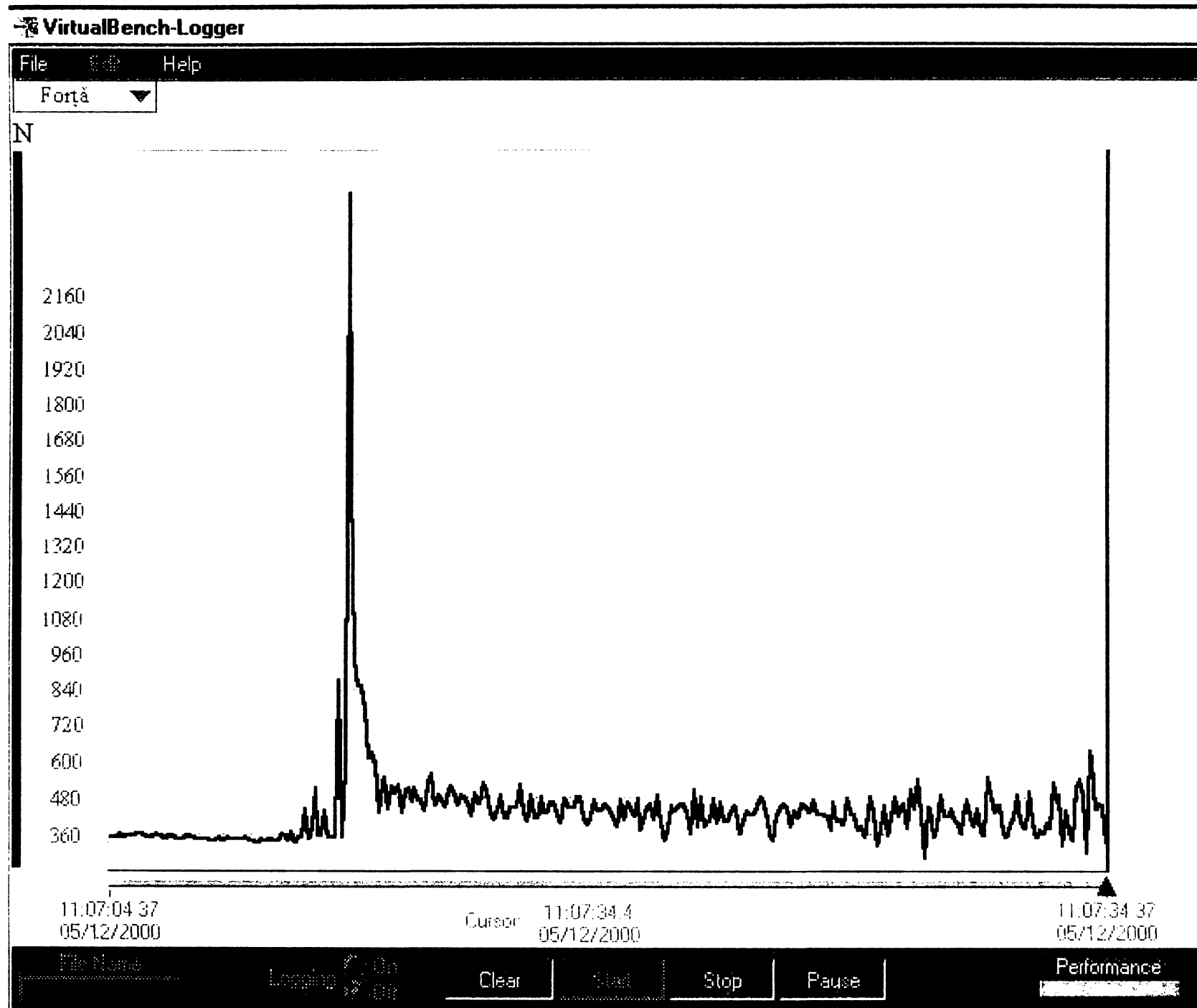


Diagrama 3.17. ($a=2\text{mm}$, $s=0,2\text{mm/rot}$, $v=157\text{m/min}$).

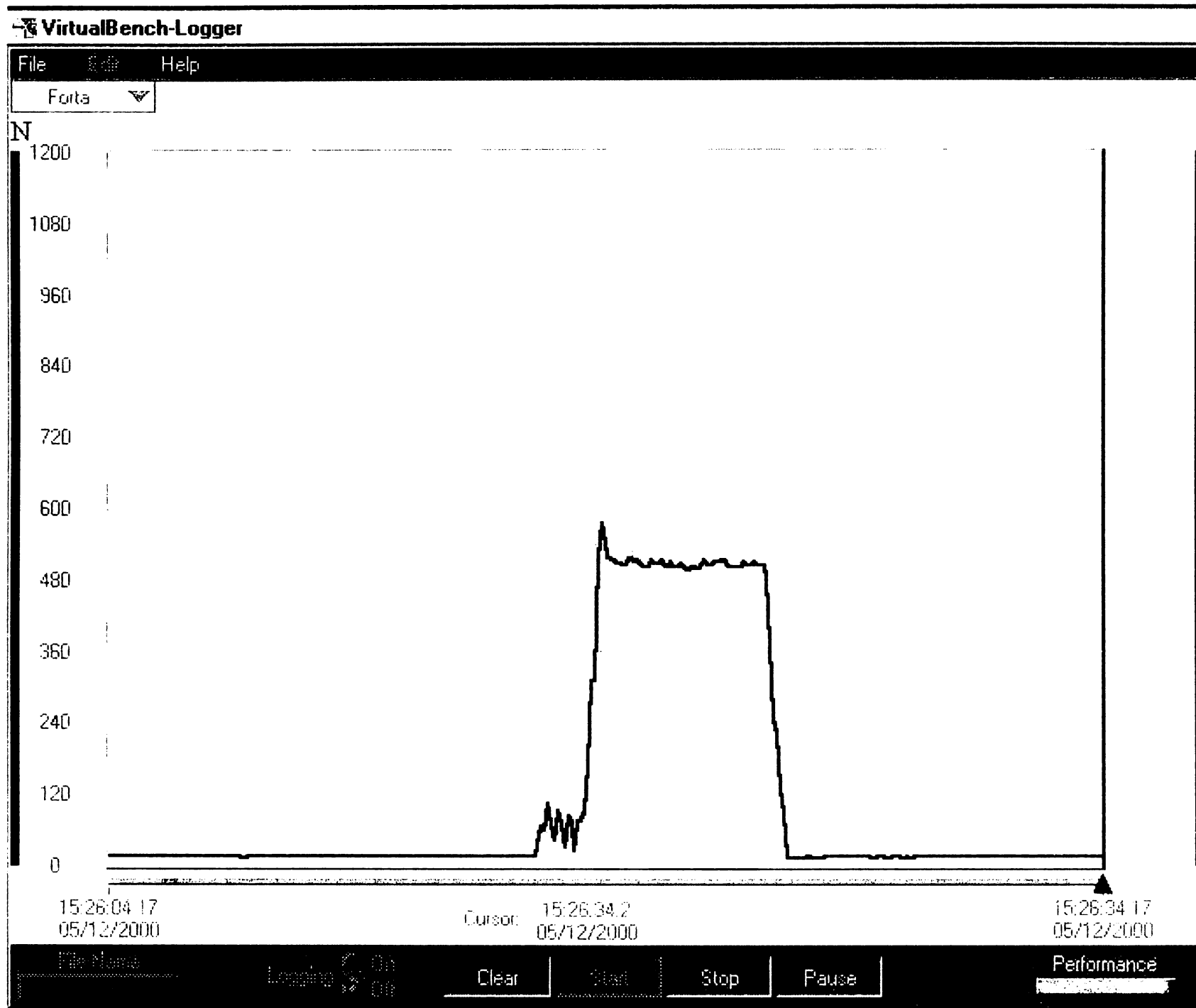


Diagrama 3.18. ($a=2\text{mm}$, $s=0,2\text{mm/rot}$, $v=157\text{m/min}$).

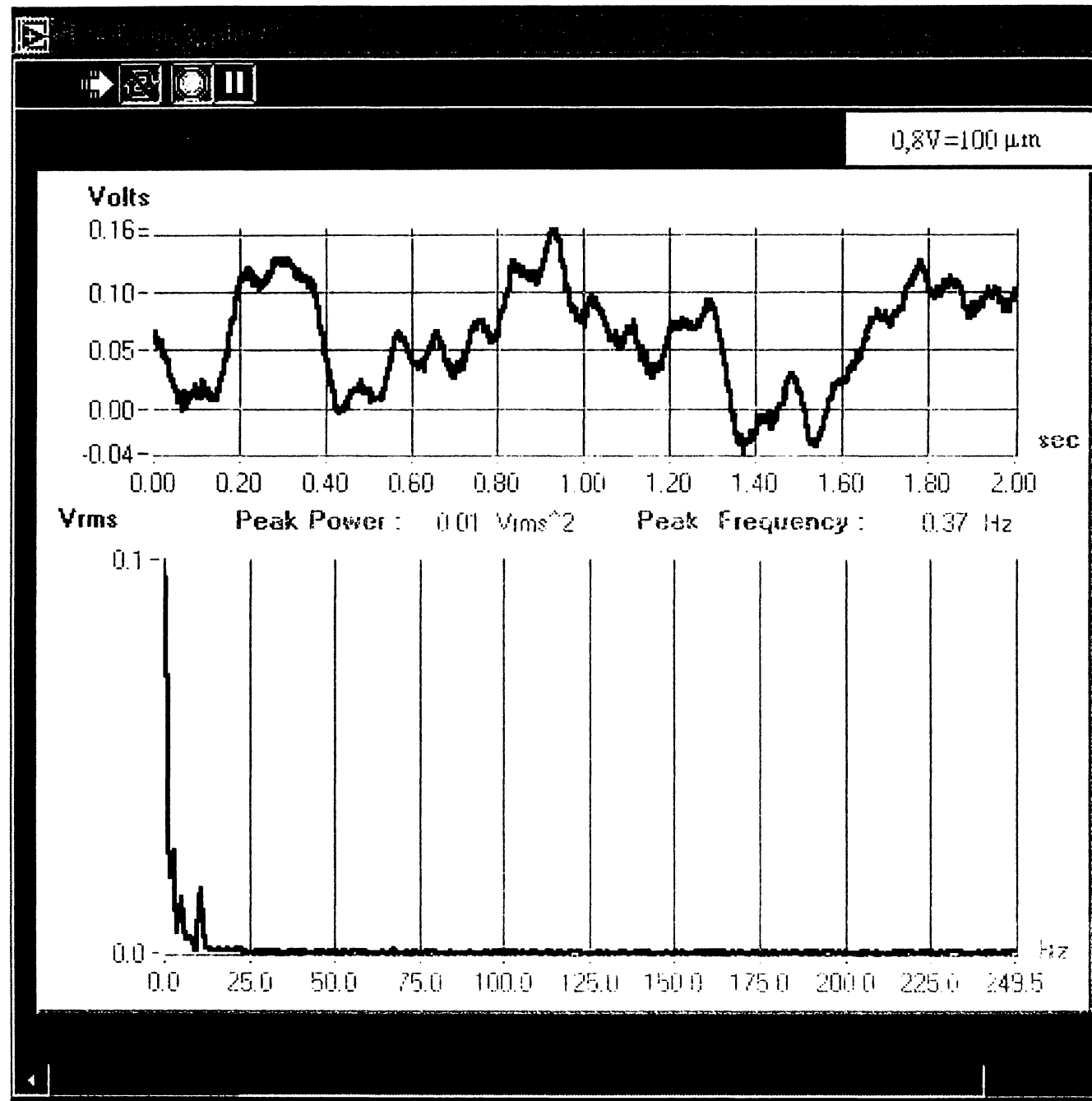


Diagrama 3.19. ($a=2\text{mm}$, $s=0,2\text{mm/rot}$, $v=157\text{m/min}$).

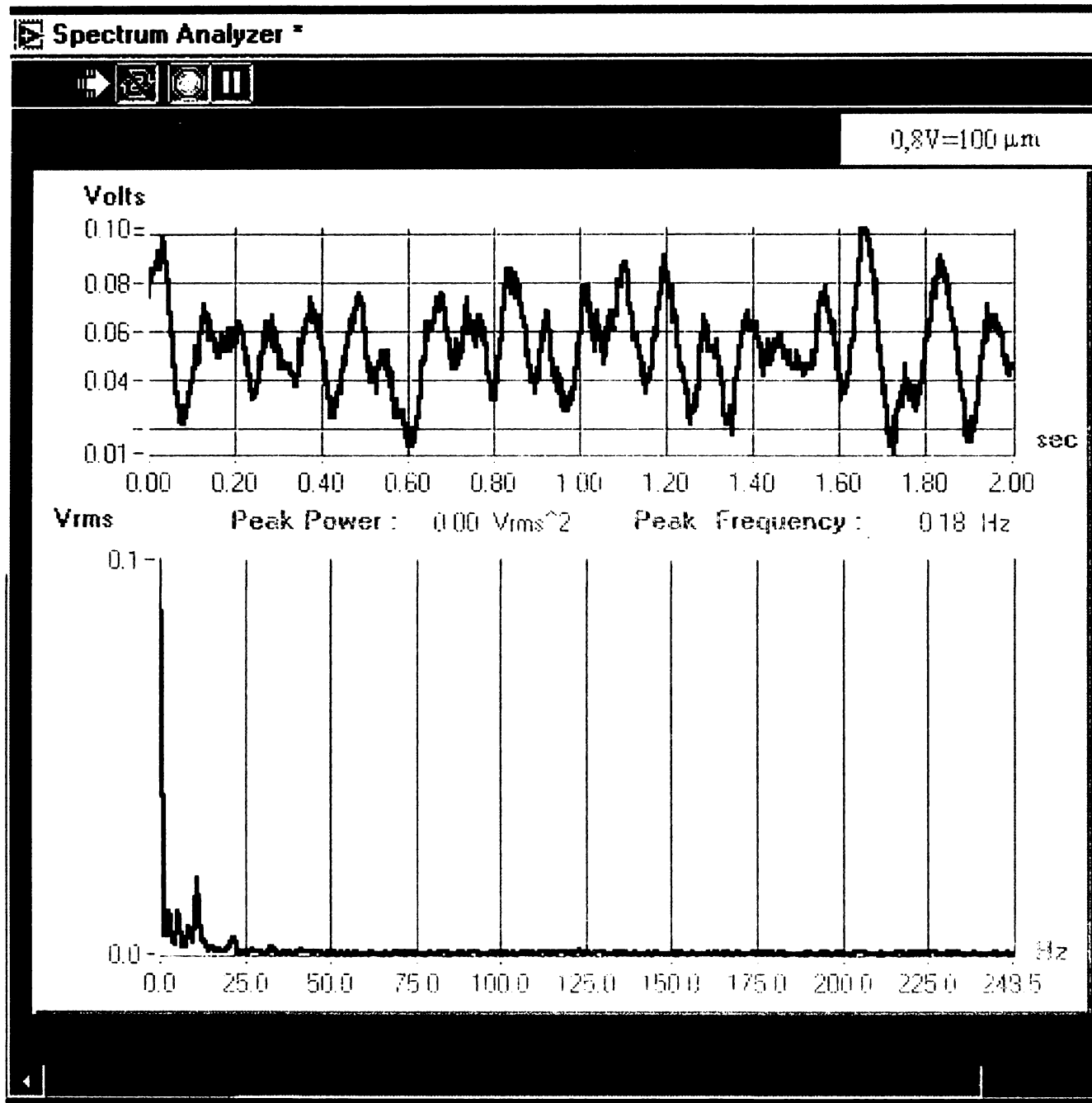


Diagrama 3.20. ($a=2\text{mm}$, $s=0,2\text{mm/rot}$, $v=157\text{m/min}$).