

**UNIVERSITATEA "POLITEHNICA" DIN TIMIȘOARA
FACULTATEA DE MECANICA
CATEDRA DE MECANICA**

ING. MIRCEA FENCHEA

TEZA DE DOCTORAT

**DINAMICA SI ECHILIBRAREA ROTORILOR
DE LA MASINILE AGRICOLE-MORI CU CIOCANE**

BIBLIOTECA CENTRALĂ
UNIVERSITATEA "POLITEHNICA"
TIMIȘOARA

CONDUCĂTOR ȘTIINȚIFIC

Prof.dr. ing. LIVIU BRINDEU

1998

CUPRINS

Cap. 1 Introducere	1
1.1. Obiectivul lucrării	1
1.2. Socuri și vibrații în cazul morilor cu ciocane	3
1.3. Stadiul actual al cercetărilor privind procesul tehnologic de mărunțire	7
Cap. 2 Considerații privind procesele de mărunțire	13
2.1. Utilajele utilizate în procesele de mărunțire	13
2.2. Fenomenul mărunțirii	20
Cap. 3 Studiul interacțiunilor percutante în procesele de mărunțire	25
3.1 Introducere	25
3.2 Percuția aplicată ciocanului	26
3.3. Centrul de percuție al ciocanului de formă dreptunghiulară	29
3.3.1. Articulație punctiformă	29
3.3.2. Influența mărimii orificiului de articulație	31
3.3.3 Ciocan cu două orificii	33
3.4. Centrul de percuție al ciocanului de formă arbitrară	35
3.4.1. Articulație punctiformă	35
3.4.2 Influența orificiului de articulație	37
3.4.3 Ciocanul cu două orificii de articulație	39
3.5. Calculul parametrilor ciocanului	41
Cap. 4 Dinamica cuțitului (ciocanului) articulat de rotor	43
4.1. Introducere	43
4.2. Funcționarea utilajului de tăiere	44
4.3. Studiul mișcării	44
4.4. Regimurile optime de funcționare	47
4.5. Reducerea perturbațiilor datorate ciocnirilor	48
4.6. Raportul de transmitere al percuției	49
4.7. Concluzii	51

Cap. 5 Echilibrarea rotorilor	52
5.1. Definiții și generalități	52
5.2. Forțele care generează dezechilibrul	53
5.3. Calculul crucilor de dezechilibru echivalente	58
5.4. Echilibrarea într-un singur plan	59
5.5. Echilibrarea în două plane	61
5.5.1. Regimuri de echilibrare	61
5.5.2. Echilibrarea la rezonanță	64
5.5.3. Echilibrarea supracritică	65
5.5.4. Echilibrarea subcritică	67
5.5.5. Separarea dezechilibrului în regim supracritic. Punct nodal	68
5.6. Calitatea realizabilă a echilibrării și dezechilibrul rezidual	74
Cap. 6 Considerații generale privind studiul și analiza vibrațiilor	82
6.1. Considerații generale privind reprezentarea vibrațiilor	82
6.1.1. Clasificarea fenomenologică	83
6.1.2. Clasificarea morfologică	84
6.2. Transformata Fourier a semnalelor	85
6.3. Achiziția unui semnal analogic	91
6.3.1. Eșantionarea	92
6.3.2. Cuantificarea și codajul	96
6.3.3. Erori introduse de analiza FFT	97
6.3.4. Transformata Fourier discretă. Transformata Fourier rapidă	102
6.3.5. Densitatea spectrală de putere	104
Cap. 7 Determinări experimentale	106
7.1. Instalația experimentală	106
7.2. Aparatură utilizată	108
7.3. Modalități de testare și verificare a instalației de achiziție a semnalelor	112
7.4. Placa de achiziție	114
7.5. Concluzii	116
Cap. 8 Analiza și interpretarea datelor experimentale	118
8.1. Generalități	118
8.2. Date experimentale	119
8.2.1. Determinări privind parametrii constructivi ai morilor cu ciocane	123
8.2.2. Determinări privind parametrii funcționali ai morilor cu ciocane	137
8.2.3. Determinări privind diagnoza de funcționare a morilor cu ciocane	158
Cap. 9 Concluzii și contribuții originale	170
Anexa	174
Bibliografie	186

CAP. 1 INTRODUCERE

1.1 Obiectivul lucrării.

Obiectul tezei de doctorat s-a conturat ca urmare a necesității cunoașterii cauzelor care concură la dezzechilibrul dinamic al morilor cu ciocane precum și a unei preocupări sistematice privind deficiențele de proiectare a organelor active a acestor utilaje [B18], [B19].

În scopul menținerii morilor cu ciocane în parametrii unui regim de funcționare corect, în lucrare se face o analiză a factorilor privind:

- proiectarea organelor active ale morilor cu ciocane, în speță a ciocanelor corelat ansamblului rotor-ciocan privind comportamentul dinamic al ansamblului;

- proiectarea formei ciocanului astfel încât să fie respectată existența centrului de percuție, adică percuția aplicată ciocanului să determine reacțiune nulă în punctul de articulație al ciocanului cu rotorul;

- analiza modificărilor centrului de percuție ca urmare a uzurilor care apar în timpul exploatării;

- analiza diverșilor factori ce survin în timpul exploatării (arbore încovoiat, slăbiri ale îmbinărilor mecanice, cuplaje de legătură incorect centrate, bătăi ale ciocanelor în sită sau contrabătătoare, pătrunderea

accidentală în incinta de măcinare a unor corpuri străine improprii ca pietre, materiale metalice, etc.).

În concluzie, teza de doctorat se înscrie pe linia realizării unor cercetări privind perfecționarea proiectării organelor active și a diagnosticării factorilor perturbatori frecvent întâlniți în procesul de exploatare al morilor cu ciocane articulate. Aceasta este posibil de analizat experimental prin măsurarea vibrațiilor lagărelor și interpretarea semnalelor de vibrații obținute.

Tema abordată a condus la conturarea unor linii de cercetare axate pe necesități științifice și tehnice.

În primul rând au fost întreprinse cercetări pentru stabilirea efectului interacțiunilor percutante dintre particule și ciocan. După studiul teoretic privind contactul particulă-ciocan, percuția aplicată ciocanului, studiul mișcării ciocanului și stabilirea centrului de percuție al ciocanului pentru diferite tipuri de ciocane, s-au determinat experimental parametrii menționați mai sus pe diferite tipuri de ciocane existente în industrie.

Neglijând uzura s-a tratat din punct de vedere teoretic dinamica ciocanului articulat de rotor. Până în prezent nu există elaborată o teorie sistematică și completă privind dinamica morii cu ciocane, nu există stabilite relații pentru calculul principalilor parametri de funcționare. Drept urmare, în teză se tratează dinamica ciocanului în ipoteza rotorului rigid, luând în considerare și interacțiunile percutante dintre ciocan și material. Astfel pentru rotorul inițial considerat echilibrat, în procesul de exploatare datorită interacțiunilor percutante dintre material și ciocan se dezechilibrează. Acest dezechilibru nu apare în ipoteza că percuția se aplică ciocanului în așa fel încât percuția din articulație să fie nulă. În acest scop s-au făcut determinări experimentale legate de poziția centrului de percuție pe rotorul echipat cu

număr și diferite tipuri de ciocane, în condițiile modificării grosimii stratului de material de pe sită.

Dinamica ciocanului articulat de rotor cu uzura a unu, două sau trei colțuri ale ciocanului a constituit o preocupare principală fiind esențială în exploatarea utilajelor pe care autorul le-a întâlnit curent în activitatea de producție. Această uzură a ciocanului apare ca urmare a exploatării setului de ciocane în procesul de producție, determinând o modificare a dimensiunilor și a centrului de greutate al ciocanului. Determinările experimentale s-au făcut pentru un număr diferit de ciocane montate pe rotor luând în considerare și influența uzurilor anterioare (număr de colțuri uzate) pentru diferite forme constructive de realizare a ciocanelor.

Multe din cercetările cu caracter preponderent experimental au avut ca scop diagnosticarea unor factori de exploatare frecvent întâlniți în procesul de măcinare și care coexistă uneori concomitent cu factorii studiați anterior (dezechilibrul rezidual al rotorului, slăbirea îmbinărilor mecanice, dezaxarea, arbore încovoiat, etc.).

După prezentarea tuturor rezultatelor experimentale obținute, în ultima parte sunt evidențiate concluzii generale și principalele contribuții în domeniu.

1.2 Socuri și vibrații în cazul morilor cu ciocane.

În dinamica morilor cu ciocane, pe lângă efectele dorite, necesare procesului de producție, există și efecte nedorite, cauzate de dezechilibrul sau uzura unor părți componente ale rotorului, precum și a diferitelor dezechilibre datorită proiectării necorespunzătoare a organelor active ale acestora (ciocanele), care nu respectă condiția de existență a centrului de percuzie. Aceste dezechilibre dau naștere la vibrații, care în anumite condiții de funcționare pot deveni foarte periculoase. Este vorba despre fenomenul de

rezonanță, la care o frecvență de excitație, coecide cu o frecvență proprie a structurii mașinii și care conduce la o amplificare a amplitudinii vibrațiilor fie de natură constructivă, fie de natură dobândită prin uzura organelor active ale morii. Depășirea vibrațiilor admisibile are ca efect depășirea tensiunilor admisibile ale materialelor din componența instalațiilor, cu repercursiuni asupra structurii de rezistență a acestora, manifestate prin apariția fisurilor precum și prin amplificarea zgomotului de structură.

În cazul morilor cu ciocane, cauza cea mai frecventă de vibrații o constituie dezechilibrele datorate ciocnirilor.

Sursele de dezechilibru ale morilor cu ciocane pot fi clasificate astfel:

a) proiectare defectuoasă (distribuția asimetrică a maselor, a golurilor și a alezajelor, perturbarea simetriei de distribuție datorită unor șplinturi, pene, proiectarea necorespunzătoare a organelor active ale morii (ciocanele) prin nerespectarea adoptării centrului de percuzie, etc.);

b) neomogenitatea materialului (sufluri, porozități, incluziuni sau densități diferite);

c) erori sau defecte de execuție (abateri de la toleranțele de prelucrare, deformații produse în timpul prelucrării datorită eforturilor termice interne etc);

d) defecte de montaj (distribuția asimetrică a maselor datorită îmbinărilor bulonate ale corpurilor compuse în mișcare de rotație, bătaie radială datorită calării prin pene, alinierea incorectă a lagărelor, montarea pe rotor a ciocanelor, a tijelor, a distanțierelor de diferite serii de greutate, cuplaje de legătură incorect centrate, etc.);

e) defecte produse în timpul exploatarei (deformații cauzate de neuniformitatea câmpurilor de temperatură și de diferențe dintre coeficienții de dilatație termică a pieselor componente, deplasarea sau ruperea unor piese componente datorită forțelor centrifuge, ca de exemplu ciocane, coroziune

neuniformă, uzură a ciocanelor, defecte sub acțiunea unor factori exteriori, ca de exemplu deformarea ciocanelor prin lovirea unui corp metalic pătruns în incinta de mărunțire, lubrifiere insuficientă sau necorespunzătoare, slăbiri ale îmbinărilor mecanice, rulmenți defecti, etc.);

f) fenomene aerodinamice, ca de exemplu turbulența.

Rotorul morii cu ciocane nu are nici un fel de acțiune perturbatoare asupra lagărelor când axul de rotație coincide riguros cu una din axele principale de inerție ale rotorului. În practică însă, din cauza factorilor enumerați mai sus nu este posibilă fabricarea și echiparea rotorului morii cu ciocane, cu respectarea riguroasă a acestei condiții.

Dacă în timpul funcționării morii cu ciocane apar vibrații sau zgomote anormale, fiind depășite nivelele de vibrații admisibile, măsurate în timpul funcționării normale a morii cu ciocane, va trebui în primul rând să se identifice și să se localizeze sursa, apoi trebuie luate măsuri de înlăturare a cauzei, respectiv de remediere a imperfecțiunii sau defectului. Identificarea și localizarea surselor, a cauzelor vibrațiilor, constituie diagnoza prin vibrații a morilor cu ciocane.

Mărimea care dă cele mai sigure informații asupra surselor de vibrații este frecvența. De aceea, pentru identificarea sursei vibrațiilor trebuie efectuată o analiză în frecvență, localizarea surselor de vibrații constând în determinarea cauzelor producerii fiecărei dintre frecvențele evidențiate. Prin urmare, stabilirea frecvențelor și analizarea acestora constituie munca de identificare și determinare a cauzelor vibrațiilor morilor cu ciocane. Această activitate rezolvă problema diagnozei prin vibrații a mașinilor.

În esență, o analiză fenomenologică a vibrațiilor la mașini permite încadrarea lor în domeniile de frecvențe arătate în fig. 1.1.

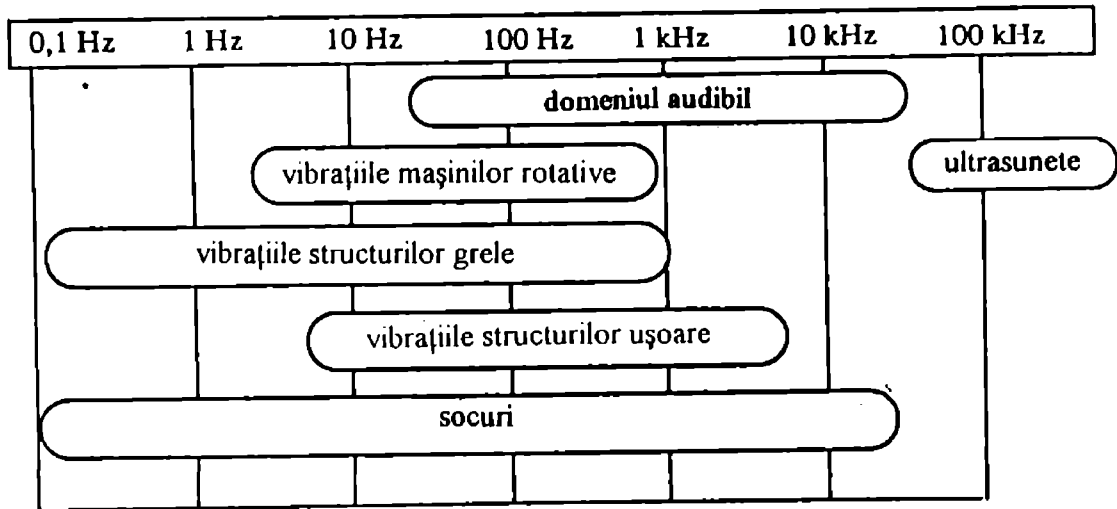


Fig.1.1

Funcție de diagrama frecvențială prezentată, domeniul de studiu pentru morile cu ciocane se încadrează între 0...3200 Hz, domeniu ce corespunde unui număr mare de surse ale vibrațiilor mecanice, ceea ce are ca efect îngreunarea studiului propus.

Analiza în frecvență constituie o operație exactă. Măsurarea amplitudinilor nivelului global de vibrații nu este însă suficientă pentru identificarea cauzelor vibrațiilor și pentru efectuarea diagnozei morilor cu ciocane.

Pentru analiza vibrațiilor și efectuarea diagnozei vibrațiilor morilor trebuie efectuate două operații:

1) Calculul în prealabil al frecvențelor proprii pe care mașina sau componentele ei (arbori, rulmenți, influența parametrilor ciocanelor, etc) le poate genera.

2) Măsurarea frecvențelor pe care morile cu ciocane le generează în realitate în timpul funcționării.

Din compararea frecvențelor calculate cu cele măsurate se pot identifica cauzele de vibrații, respectiv imperfecțiunile sau defectele existente sau influența parametrilor ciocanului în procesul de mărunțire.

În tehnica de diagnoză a vibrațiilor morilor cu ciocane s-au avut în vedere următoarele considerente:

1) Fiecare cauză de vibrații (imperfecțiune, defect) este caracterizată prin frecvențe sau benzi de frecvențe bine determinate.

2) Pe baza frecvențelor sau a benzilor de frecvențe respective prezente în spectrul de frecvențe determinat sunt identificate cauzele de vibrații, respectiv defecte sau imperfecțiuni referitoare la dezechilibru, aliniere necorespunzătoare, rulmenți defecti, etc.

3) Operația de diagnosticare începe cu identificarea frecvenței celei mai importante, care este generată în general de cea mai serioasă cauză de vibrații, respectiv de cel mai important defect. Apoi continuă diagnosticarea în mod similar.

1.3. Stadiul actual al cercetărilor privind procesul tehnologic de mărunțire

Morile cu ciocane sunt utilizate pentru măcinarea nutrețurilor concentrate, fibroase și rădăcinoase, atât în condițiile de fermă, cât și în cadrul fabricilor de nutrețuri combinate. Ele se situează printre marii consumatori de energie electrică din agricultură și zootehnie.

Asigurarea unui regim rațional privind procesul tehnologic de exploatare al morilor cu ciocane se referă la corelarea optimă a indicilor care să asigure funcționalitatea morilor cu ciocane la valori optime. Literatura de specialitate deși include o serie de cercetări privind influența diferitelor elemente asupra procesului de lucru, totuși nu dispune de date complete care să ilustreze

interacțiunea reciprocă a indicilor calitativi de lucru cu parametrii constructivi și funcționali ai morilor cu ciocane.

Cercetările experimentale au arătat că principalii parametri care influențează performanțele morilor cu ciocane sunt: cantitatea de alimentare cu material, diametrul rotorului, viteza de rotație a rotorului, numărul de ciocane care echipează rotorul și parametrii dimensionali ai ciocanelor.

-diametrul rotorului

Urmărind traseul individual al particulei, respectiv al materialului în strat, Friedrich W. [F7] ajunge la concluzia că alimentarea tangențială a morii este mai eficientă decât cea axială. Pentru asigurarea alimentării tangențiale este necesar ca rotorul să fie astfel construit încât să permită pătrunderea uniformă a materialului spre periferia ciocanelor, situație în care acțiunea de izbire este mai intensă.

Pentru stabilirea optimă a performanțelor morii în funcție de diametrul rotorului O'Callaghan I. R. [O1] a arătat că trebuie luată în considerație situația în care rotorul trebuie să efectueze și procesul de evacuare a materialului mărunțit.

-viteza periferică a ciocanelor

Viteza periferică a ciocanelor influențează viteza de izbire și deplasarea stratului de material în camera de mărunțire. Cercetările au arătat că pentru fiecare produs supus procesului de măcinare, pentru obținerea gradului de mărunțire necesar se impune o viteză periferică optimă a ciocanelor. La construcțiile mai vechi de mori cu ciocane această valoare este între 40...70 m/s, iar la cele moderne depășește 100m/s.

Silver E. [S18] consideră viteza periferică corespunzătoare a ciocanelor cuprinsa între 35...45 m/s.

După Greune K. [G9] domeniul optim al vitezei periferice este cu atât mai mare cu cât produsul este mai ușor.

De asemenea, Duffee J. [D13] stabilește că finețea mărunțirii crește la o viteză periferică mare chiar în cazul utilizării sitei grosiere.

Naumov I. [N1] recomandă viteze periferice cuprinse între 90...100 m/s, stabilind că la viteza de 47 m/s debitul morii este foarte scăzut.

Efectuând un studiu comparativ al morilor cu ciocane rigide și articulate, Dragan Gh. [D11] stabilește că viteza de lovire scade cu cât măcinșul are o masă mai mare la rotorii cu ciocane rigide, iar la rotorii cu ciocane articulate descreșterea vitezei se face independent de rotor, numai la capetele exterioare ale ciocanelor. Mărirea vitezei și a numărului de ciocane conduce la o evacuare rapidă a produsului din moară, măbind în acest fel debitul de alimentare al morii și implicit productivitatea acesteia.

Prin studiile efectuate, Göttingen J. [G8] utilizând procedeul de filmare, stabilește necesitatea creșterii vitezei periferice a ciocanelor. Particulele nezdobite complet sau întregi încă, sunt antrenate de curentul de aer în camera de măcinare. Datorită frecării de sită, viteza particulelor este mai mică decât viteza periferică a ciocanelor, ceea ce duce la o frânare a acestora.

Variația influenței vitezei periferice a ciocanelor pentru diferite produse, asupra consumului de energie este analizată de Bhim Sen Pathak [B2].

Revenko A. [R13] stabilește influența vitezei asupra performanțelor morii, corelând viteza cu proprietățile fizico-mecanice ale produsului de măcinat.

Pe baza teoriei plasticității Melnikov S. V. [M6] obține o expresie pentru determinarea vitezei de distrugere la lovire a bobului, corelând în acest fel viteza ciocanului cu proprietățile fizico-mecanice ale produsului.

Pentru micșorarea pierderilor la obținerea aceleiași viteze periferice Mikecz V. [M9] arată că este mai rațional să se crească turația rotorului decât dimensiunile acestuia.

numărul de ciocane

Din punct de vedere al performanțelor Duffee J. [D13] consideră mai avantajoasă dispunerea ciocanelor pe patru rânduri decât pe opt rânduri.

Problema corelării numărului optim de ciocane cu consumul de energie este studiată de Friedrich W. [F7] care arată că pe măsură ce numărul de ciocane crește, și timpul necesar pentru atingerea turației de regim crește, însă sarcina motorului în raport cu procesul de mărunțire scade.

dimensiunile ciocanelor

Odată cu schimbarea grosimii ciocanelor Friedrich W. [F7] consideră că trebuie modificată distanța dintre ciocane și sită, dar nu proporțional.

Pentru mărirea efectului de măcinare Posea I. [P4] arată că trebuie folosite ciocane subțiri, confecționate din lame de oțel de 1,5...2,5 mm, totalizând grosimea unui ciocan de 4...6 mm, corespunzătoare grosimii ciocanului standard normal.

Mănișor O. [M2] recomandă diferențierea grosimii ciocanelor condiționată de produsul care se prelucrează ca urmare a corelației dintre acțiunea de izbire a ciocanului și proprietățile fizico-mecanice ale produsului.

Lungimea ciocanului este determinată de diametrul rotorului, de viteza periferică a muchiei de atac și a distanței dintre extremitatea ciocanului și sită. La construcțiile actuale această valoare este cuprinsă între 150...200 mm.

Corelația dintre grosimea ciocanului și stratul de material din moara cu ciocane este studiată de Revenko A. [R13].

distanța între ciocane și sită

În lucrare Stöckman I. [S26] prezintă o îmbunătățire însemnată a debitului morii la măcinarea boabelor de cereale prin diminuarea distanței dintre ciocane și sită.

Se consideră de către Mănișor O. [M2] că o dată cu creșterea distanței dintre ciocane și sită crește proporțional și numărul de ciocane ce echipează rotorul.

forma ciocanelor

Literatura de specialitate dispune de puține cercetări care se referă la influența formei ciocanelor asupra performanțelor morii cu ciocane.

Mănișor O. [M2] prezintă o serie de ciocane delimitându-le domeniul de utilizare: ciocane care mărunțesc materialul prin lovire și despicare recomandate pentru produse cu duritate mare și ciocane utilizate pentru produse cu duritate mică (de exemplu, pentru obținerea făinii de fân).

Analizând influența formei ciocanului asupra procesului de măcinare, Căproiu M. [C4] efectuează încercări la o moară experimentală echipată cu trei tipuri de ciocane: ciocane de formă dreptunghiulară, ciocane crestate și ciocane speciale. Din studiul efectuat s-a constatat că în cazul ciocanelor crestate procesul de mărunțire se realizează concomitent pe principiul lovirii libere și al despicerii, acesta fiind mai eficient.

proprietăți fizico-mecanice ale produsului ce se macină

După Dragan Gh. [D10] debitul morii variază cu fragilitatea măcinășului, care este mai mare la materialul uscat. Cel umed are mai multă elasticitate, se deformează mai greu crescând în acest fel energia necesară pentru mărunțire.

Eficacitatea măcinării se indică de către Posea I. [P4] ca fiind direct proporțională cu masa sau densitatea produsului și invers proporțională cu forța de coeziune a produsului.

În urma cercetărilor efectuate, Căproiu M. [C4] arată că intensitatea mărunțirii este influențată de frecvența loviturilor date de ciocan pe stratul de material de pe sită.

În general, în aceste cercetări privind proprietățile fizico-mecanice ale produsului și influența lor asupra performanțelor morii, datorită multitudinii și complexității factorilor s-au efectuat destul de puține studii concludente care să conducă la proiectarea și exploatarea rațională a organelor de lucru.

Analizând cercetările actuale privind procesul de exploatare al morilor cu ciocane se constată că o serie din factorii analizați au dus la îmbunătățirea performanțelor morilor cu ciocane.

Lucrările analizate nu iau în considerare influența construcției complexe a ciocanului asupra indicilor de productivitate, energetici și calitativi de lucru ai morilor cu ciocane și influența uzurii asupra acestor indici. De asemenea, aceste lucrări nu au evidențiat influența diverșilor factori (parametrii constructivi ai ciocanului, proprietățile fizico-mecanice ale materialelor ce urmează a fi măcinate, regimurile de încărcare ale morii, diametrul rotorului, numărul de ciocane care echipează rotorul, uzura ciocanelor, etc.) privind comportamentul dinamic al morii cu ciocane și influența pe care o au asupra echilibrului rotorului. Datorită interacțiunilor percutante dintre materialul de mărunțit și ciocane, rotorul morii chiar dacă a fost echilibrat, se dezechilibrează, provocând vibrații ce sunt transmise rotorului respectiv motorului electric de acționare al morii cu repercursiuni asupra procesului de exploatare al acestora.

CAP. 2 CONSIDERATI PRIVIND PROCESELE DE MARUNTIRE

2.1. Utilajele utilizate în procesele de mărunțire.

În procesele de mărunțire trebuie generate forțe de intensitate mare, capabile de a produce deformații plastice și fisuri urmate de fărâmițarea materialului. Eficiența procesului de mărunțire este asigurată la mașinile care acționează prin forțe percutante. Obișnuit, astfel de forțe se realizează în morile cu ciocane. Procesul de mărunțire în interiorul camerei de măcinare este obținut prin acțiunea simultană a ciocanelor, a contrabătătoarelor și a sitei asupra materialului introdus prin gura de alimentare, acțiune ce are ca efect învingerea forțelor de coeziune internă a particulelor și realizarea suprafețelor noi.

Procesele de mărunțire se aplică unei largi categorii de materiale de la piatră [L4] la nutrețuri zootehnice [B15]. Indiferent însă de natura materialului, principiile de funcționare și metodele de studiu sunt identice. Este motivul ce face posibilă tratarea unitară a legilor și calculelor legate de construcția morilor cu ciocane.

Există însă mari deosebiri privind construcția morilor cu ciocane care să aibă capacitatea de a realiza mărunțirea. Astfel, deși se aplică aceleași principii de calcul, rezultatele diferă mult în ceea ce privește parametrii constructivi. Drept urmare, în continuare vor fi prezentate numai aspecte practice referitor la mori cu ciocane folosite în fabricile de producere a nutrețurilor combinate.

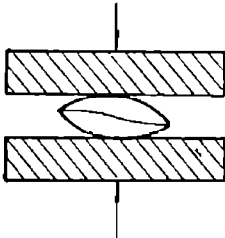
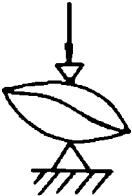
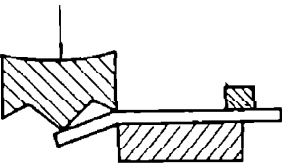
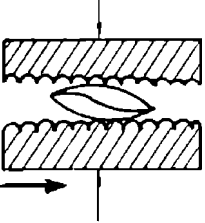
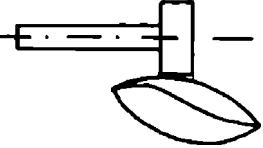
Procesul de mărunțire poate fi realizat prin mai multe procese de mărunțire. La un proces dat însă, mărunțirea se realizează de obicei prin combinarea mai multor efecte, care în ultimă instanță determină alegerea organelor de lucru pentru mașină. Procesele de mărunțire sunt redată în schemele din tabelul 2.1.

Toate fenomenele de mărunțire au la bază principiile precizate aplicabile funcție de proprietățile fizico-mecanice și mărimea materialului supus prelucrării. În multe situații la utilajele de măcinat se folosesc combinații ale unor astfel de metode.

Trebuie arătat că în fiecare situație mărunțirea se realizează prin forțele aplicate de către organul activ încât să provoace comprimare, despicare, încovoiere, frecare și lovire. Deosebirile dintre principiile prezentate sunt date atât de direcția forțelor aplicate cât și de modul de aplicare. Astfel, între comprimare și lovire deși forțele se aplică în aceeași direcție diferă intensitatea și durata acțiunii lor. Pentru materialele zootehnice este convenabil să se realizeze mărunțirea prin lovire în mori cu ciocane. Apare însă și procesul suplimentar realizat de contrabătător ce prezintă o suprafață activă riflată. Riflurile de pe contrabătător, de construcție specială măresc eficiența mărunțirii deoarece particula lovită de ciocane și proiectată pe suprafața riflată se divide în mai multe părți care ajung apoi din nou în zona de acțiune a ciocanelor.

După cum se constată, în funcționarea morilor cu ciocane un rol important îl au ciocanele de pe rotor, dar și riflurile de pe contrabătător.

Tabelul 2.1

Principiul de mărunțire	Tipul organului activ	Schiță
Comprimare	Valțuri netede	
Despicare	Zdrobitor	
Incovoiere	Valțuri riflate	
Frecare	Valțuri cu asperități	
Lovire	Ciocan	

De fapt, morile cu ciocane realizează mărunțirea prin aplicarea de lovituri materialelor de către organele active. Mai trebuie considerate însă și celelalte acțiuni de mărunțire rezultate prin procese de despicare, comprimare și frecare ce contribuie la mărunțire. Pentru a realiza condiții optime de funcționare, morile cu ciocane trebuie să permită:

- mărunțirea unei game mai largi de nutrețuri (boabe, coceni, turte, ciocălăi, etc.), adică să fie universale;

- reglarea organelor de lucru pentru obținerea gradului de mărunțire dorit, în limitele prescrise de valorile granulozității;

- mărunțirea nutrețurilor cu umiditatea până la 18...20 %, la care performanțele morii să fie corespunzătoare și să asigure indici calitativi de lucru superiori;

- limitarea încălzirii măcinișului peste 12° C;

- creșterea randamentului morii, ceea ce se asigură prin reducerea puterii consumate la mersul în gol și a celei pentru antrenarea rotorului cu ciocane;

Din punct de vedere constructiv moara cu ciocane trebuie să fie simplă, să prezinte siguranță în exploatare, uzură mai redusă a organelor active pe unitatea de material prelucrat, iar durabilitatea lor să fie mare.

Corespunzător necesităților, există realizate diferite categorii de mori cu ciocane care se pot clasifica după mai multe criterii.

Astfel, după caracterul procesului de lucru pot fi universale sau în cazuri deosebite cu destinație specială.

În funcție de poziționarea ciocanelor pe rotor există rotor sub formă de tobă cu ciocanele articulate pe generatoare (fig.2.1.a), de monodisc cu axe pe care se află ciocanele (fig.2.1.b), de discuri multiple cu ciocanele articulate pe axe între discuri (fig.2.1.c) sau de construcție specială (fig.2.1.d).

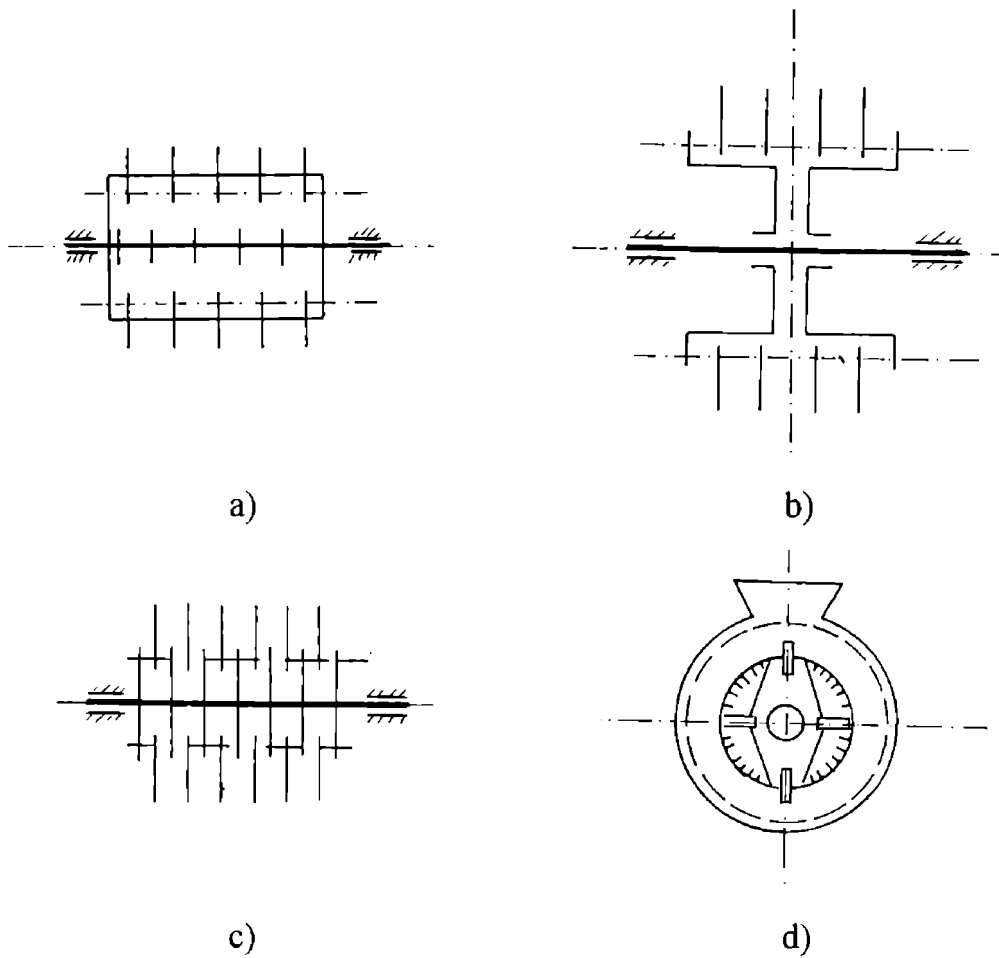


Fig.2.1

Dacă se ține seama de felul alimentării există posibilitatea de a se realiza prin cădere liberă (fig.2.2.a) sau forțat (fig.2.2.b).

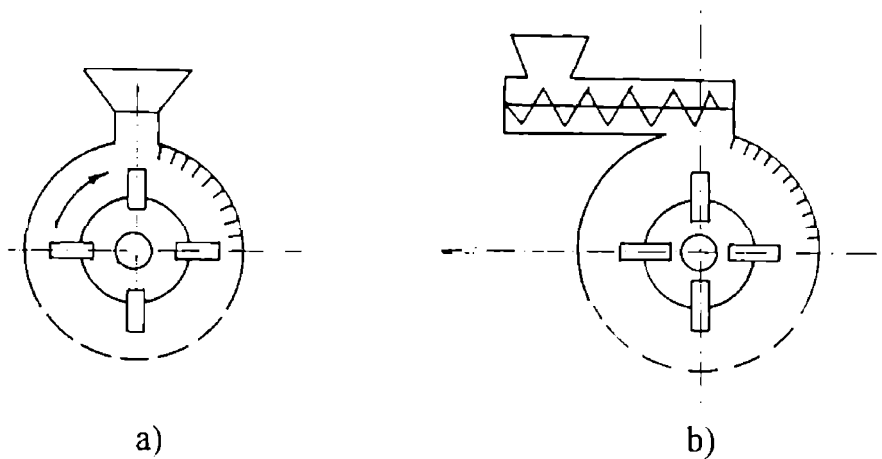
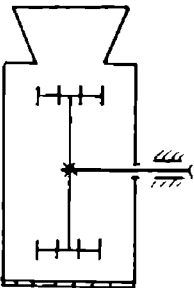
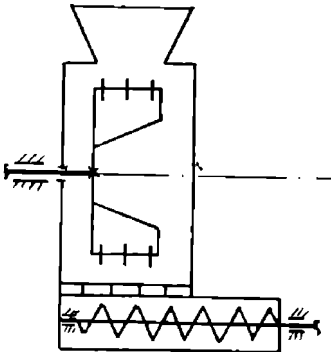


Fig.2.2

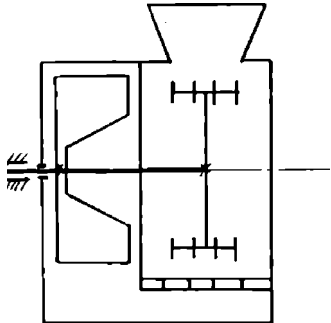
Apoi, evacuarea produsului poate să fie prin cădere liberă (fig.2.3.a), melc (fig.2.3.b) sau forțat pneumatic (fig.2.3.c).



a)



b)



c)

Fig.2.3

Fixarea ciocanelor de rotor este fie rigidă (fig.2.4.a), fie articulată (fig.2.4.b).

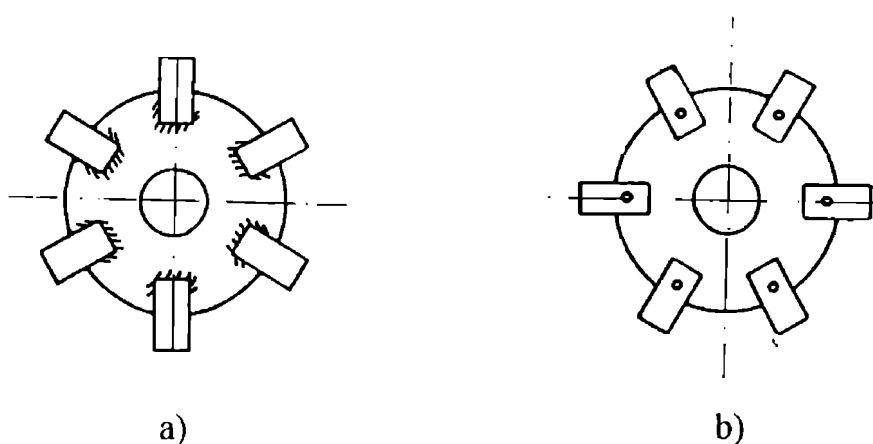


Fig.2.4

În sfârșit, acționarea este posibil să se facă direct (fig.2.5.a) sau printr-un mecanism de transmisie a mișcării (fig.2.5.b).

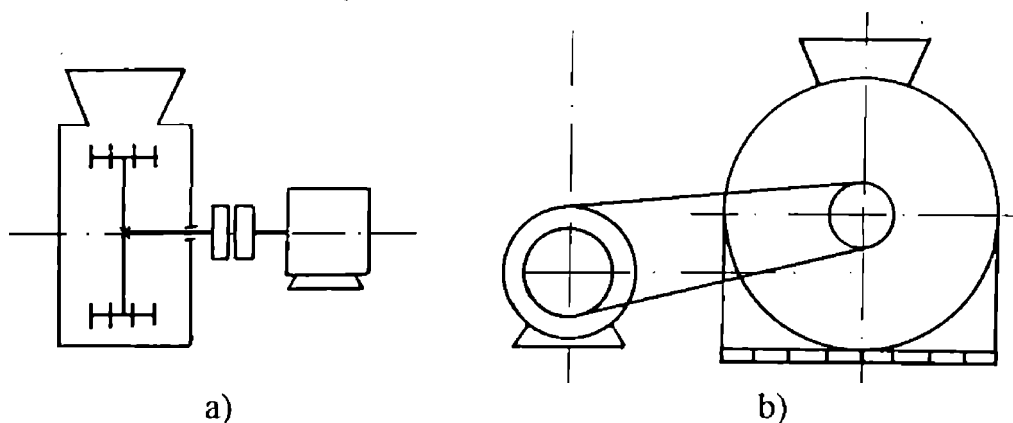


Fig.2.5

Dintre multitudinea morilor și procedeele de măcinare, în tehnologia de producere a nutrețurilor combinate se folosesc în mod uzual morile cu ciocane articulate de rotor (fig.2.6), deoarece sunt utilaje relativ simple, robuste, ușor de exploatat, universale, fiind utilizabile într-o varietate foarte mare a materiilor prime, asigură condiții de calitate specifice și au randament net superior celorlalte tipuri de mori, la același consum de energie și granulație.

Totuși morile cu ciocane au și unele dezavantaje ce trebuie luate în considerare. Astfel, pătrunderea corpurilor de natură metalică poate da naștere

la explozii dacă se macină produse fine și inflamabile.

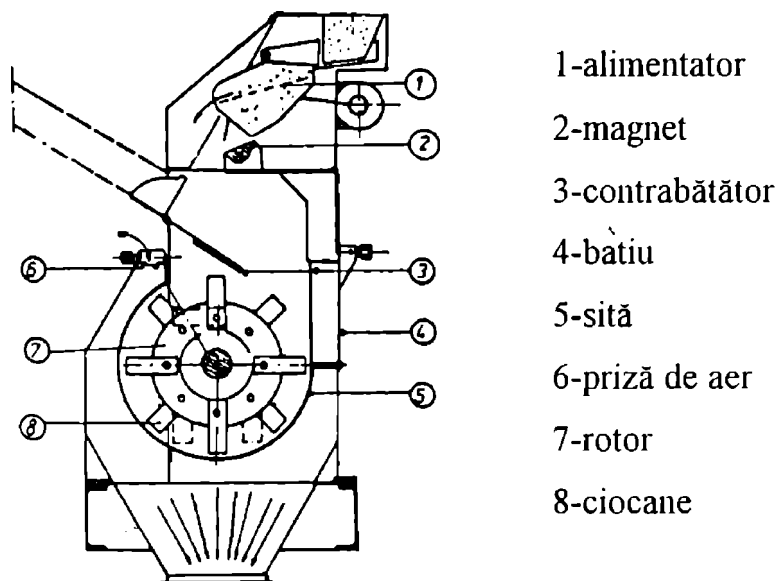


Fig.2.6

În mod special trebuie subliniat că se produc vibrații atunci când organele active (ciocanele) s-au dezechilibrat datorită uzurii. Este motivul pentru care funcționarea mașinii trebuie să fie amănunțit cercetată încât toate sursele de vibrații să fie eliminate.

2.2. Fenomenul mărunțirii

Pentru a trage concluzii în ceea ce privește fenomenul mărunțirii materialului în morile cu ciocane, este necesar să se evidențieze solicitările la care este supus materialul în incinta de măcinare. În cadrul procesului de mărunțire trebuie considerată faza principală a mărunțirii, faza de ciocnire a materialului de mărunțit cu alte organe ale incintei de măcinare, respectiv

ciocnirile între particulele de măcinat altele decât cu ciocanele morii și faza de transport a materialului.

În faza principală a mărunțirii se consideră că se pomește din zona în care materialul este cel mai solicitat (zona de intensitate maximă a solicitării). Această zonă de intensitate maximă a solicitării este chiar zona de impact dintre material și ciocane, respectiv material și plăcile cu rizuri (contrabătător). Procesul de mărunțire este evidențiat în fig.2.7.

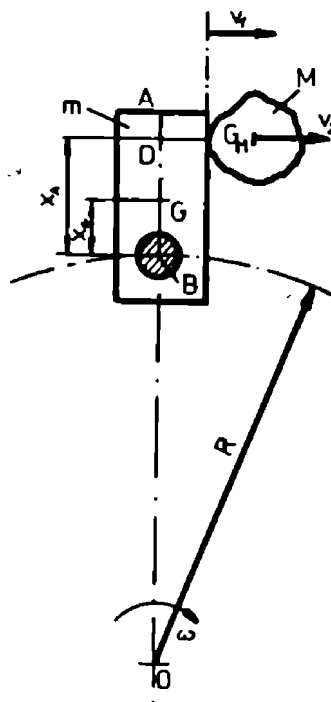


Fig.2.7

Idealizat, conform fig.2.8, solicitările la care este supus materialul în procesul mărunțirii sunt forfecarea (fig.2.8.a) și strivirea (fig.2.8.b) însoțită de o deplasare, care trebuie să fie optimizată prin minimizarea consumului de energie.

Solicitarea preconizată este influențată de forma materialului, așezarea plăcilor cu rizuri în raport cu axa rotorului, forma constructivă a muchiei active

a ciocanului, forma constructivă a plăcilor cu rizuri și de modul de alimentare a morilor cu ciocane.

Alimentarea morilor cu ciocane are o importanță deosebită deoarece materialul trebuie să fie introdus în flux continuu (fără întreruperi) și în imediata apropiere a plăcilor cu rizuri.

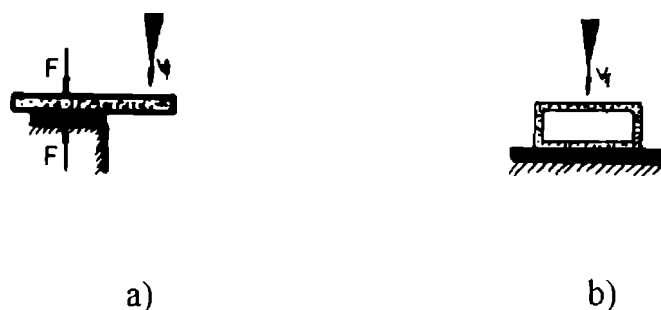


Fig.2.8

Așezarea plăcilor cu rizuri în raport cu axa rotorului, precum și conceperea muchiilor active ale ciocanului și a suprafeței de lucru a contrabătătorului trebuie prevăzută astfel ca în timpul procesului de mărunțire să rezulte două componente ale forței de mărunțire, una de deplasare și cealaltă de forfecare - strivire a materialului.

Componenta de forfecare este preponderentă în faza principală a mărunțirii, iar componenta de deplasare are rol în transportul și selectarea pe dimensiuni a particulelor mărunțite, deci participă cu preponderență în faza de transport și evacuare a materialului.

Faza de ciocnire a materialului supus mărunțirii în incinta de măcinare contribuie la completarea și perfecționarea procesului.

În această fază are loc ciocnirea particulelor de material între ele, ciocnirea materialului cu pereții incintei de măcinare, alții decât plăcile cu rizuri, precum și ciocnirea materialului cu alte organe funcționale ale rotorului

morii.

Toate procesele menționate aici duc în esență la deformarea plastică a materialului și deci la un consum suplimentar de energie.

Următoarea fază este determinată de transportul materialului în incinta de măcinare.

Deplasarea materialului care rezultă prin procesul de lovire este pe de o parte punctul de plecare pentru transportul și evacuarea materialului, iar pe de altă parte contribuie la selectarea și așezarea pe dimensiuni a materialului în incinta de mărunțire. Această deplasare a materialului este influențată în primul rând de configurația morii, adică a incintei de mărunțire (fig.2.9), precum și de forma constructivă a ciocanelor.

În vederea obținerii unor rezultate performante privind procesul de mărunțire în condițiile minimizării pierderilor de energie și a reducerii uzurii organelor active ale morii, este necesară și optimizarea transportului materialului în incinta de mărunțire.

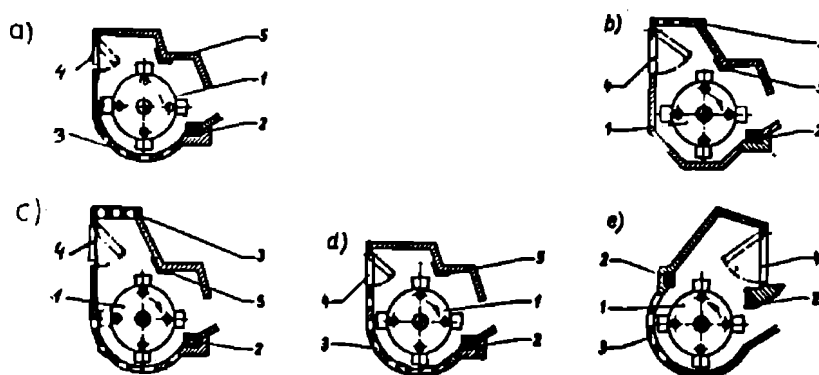


Fig. 2.9

În fig.2.9 se arată diferite configurații de mori cu ciocane. Părțile principale ale utilajului sunt rotorul cu ciocane 1, contrabătătoarele 2 și 5, sita

3 și clapeta 4. Funcție de amplasare există mai multe posibilități constructive arătate în fig. 2.9. a - e.

Conform celor arătate, trebuie avut în vedere că numai o parte din materialul care rezultă din faza principală a mărunțirii are mărimea mai mică decât mărimea găurii de ieșire (a orificiilor sitei). Drept urmare mărirea intensității solicitării materialului care este fundamentală pentru corectarea rezultatelor mărunțirii, duce la uzură substanțială a organelor active și pasive ale morii, și astfel la creșterea energiei consumate de moară.

Tinând seama că din construcția și apoi din funcționarea morilor cu ciocane apar probleme complexe de echilibrare, în continuare se tratează factorii care contribuie la dezechilibrul rotorilor, precum și metodele specifice ce trebuie adoptate în vederea reducerii efectului nefavorabil produs de dezechilibrul rotorilor.

CAP.3 STUDIUL INTERACȚIUNILOR PERCUTANTE IN PROCESELE DE MĂRUNȚIRE

3.1 Introducere

In procesele de mărunțire trebuie generate forțe de intensitate mare capabile de a produce deformații plastice și fisuri urmate de fărâmițarea materialului. Eficiența procesului de mărunțire este asigurată la mașinile ce acționează prin forțe percutante .

Procesele de mărunțire se aplică unei largi categorii de materiale, de la piatră [L4] la nutrețuri pentru zootehnie [B15]. Indiferent însă de natura materialului principiile de funcționare și metodele de studiu sunt identice. Este motivul ce face posibilă tratarea unitară a legilor și calculelor legate de construcția morilor cu ciocane.

Datorită vitezelor mari de rotație, la morile cu ciocane este inevitabilă uzura rapidă a ciocanelor și a lagărelor cu rulmenți încât apar probleme dificile de echilibrare. Interacțiunile percutante dintre ciocan și material pot produce perturbații suplimentare care generează neregularități în funcționare. Toate aceste aspecte au importanță deosebită și necesită analizarea comportării dinamice a morii cu ciocane în regim de funcționare [B18].

Dacă rotorul din punct de vedere dinamic se presupune echilibrat, datorită interacțiunilor percutante dintre ciocan și material se dezechilibrează. Evident acest dezechilibru nu poate să apară în ipoteza că percuția se aplică ciocanului astfel ca percuția din articulație să fie nulă [B19].

Tinând seama că în funcționare apar probleme complexe de echilibrare, în acest capitol se tratează numai posibilitatea eliminării efectului percuțiilor asupra articulațiilor ciocanelor și rotorului.

În acest sens se analizează diferite construcții de ciocane pentru care se fixează poziția articulației încât ciocnirea cu materialul de măcinat să aibă loc chiar în centrul de percuție [B20]. Față de metodologia cunoscută, se prezintă un calcul simplu și corect de dimensionare a ciocanului cu un singur orificiu. Mai trebuie arătat că pentru diferite tipuri de ciocane luate din realitate, calculul simplificat duce la rezultate apropiate de cele stabilite prin simplificare.

3.2 Percuția aplicată ciocanului

Procesul de mărunțire în morile cu ciocane este determinat de interacțiunile percutante dintre ciocan și material. Fiecare ciocan este legat de rotor printr-o articulație plană încât execută mișcare relativă față de axa articulației.

Asupra ciocanului articulat în O acționează în punctul A percuția \vec{P} datorată ciocnirii cu materialul (fig.3.1). Drept urmare în O și O' apar percuțiile de legătură \vec{P}_e și \vec{P}'_e .

Notând prin $\Delta\vec{H}$ și $\Delta\vec{K}_0$ variația impulsului și a momentului cinetic în raport cu articulația O , legile ciocnirii [B15] vor fi

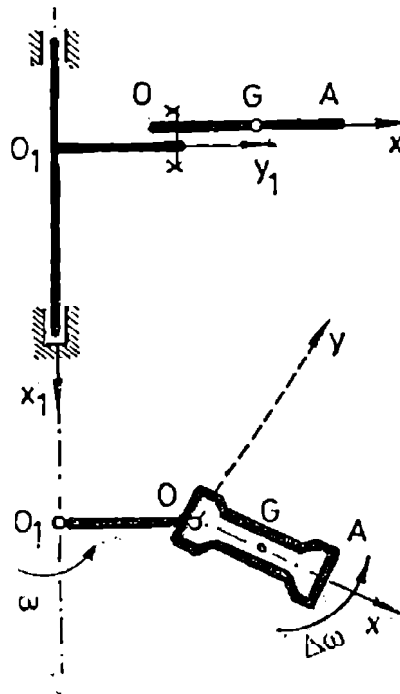


Fig.3.1

$$\Delta \vec{H} = \vec{P} + \vec{P}_e + \vec{P}'_e \quad (3.1)$$

și

$$\Delta \vec{K}_o = \vec{r}_A \times \vec{P} + \vec{O}\vec{O}' \times \vec{P}'_e \quad (3.2)$$

Trebuie stabilite condițiile pentru ca percuțiile de legătură să fie nule. Aceasta înseamnă că în ecuațiile (3.1) și (3.2) trebuie să se introducă $\vec{P}_e = \vec{P}'_e = 0$, ceea ce va da

$$\Delta \vec{H} = \vec{P} \quad (3.3)$$

și

$$\Delta \vec{K} = \vec{r}_A \times \vec{P} \quad (3.4)$$

Sistemul de axe Oxyz legat de ciocan va avea axa Oz chiar axă de rotație OO' , iar axa Ox astfel ca planul Oxz să conțină centrul de greutate G.

Evident impulsul pentru ciocan se scrie

$$\vec{H} = m\vec{v}_G = m(\vec{v}_o + \vec{\omega} \times \vec{r}_G) \quad (3.5)$$

m fiind masa ciocanului. Prin urmare variația impulsului $\Delta \vec{H}$ pe durata

ciocnirii va fi

$$\Delta \vec{H} = m \Delta \omega x_G \vec{j} \quad (3.6)$$

unde $\Delta \omega$ este variația vitezei unghiulare relativă a ciocanului.

Analog variația momentului cinetic al ciocanului în raport cu punctul O rezultă

$$\Delta \vec{K}_0 = (-J_{xz} \vec{i} - J_{yz} \vec{j} + J_z \vec{k}) \Delta \omega \quad (3.7)$$

Din relațiile (3.3) și (3.5) se observă că percuția \vec{P} trebuie să fie dirijată de-a lungul axei Oy, ceea ce practic se poate presupune realizat deoarece ciocanul în momentul lovirii poate fi presupus așezat radial.

Dacă între ecuațiile (3.3) și (3.4) se elimină percuția \vec{P} , se deduce

$$\Delta \vec{K} = \vec{r}_A \times \Delta \vec{H} \quad (3.8)$$

și deci

$$\Delta \vec{K} = m x_G (-z_A \vec{i} + x_A \vec{k}) \Delta \omega \quad (3.9)$$

În urma egalizării expresiilor (3.7) și (3.9) se obține condiția de existență

$$J_{yz} = 0, \quad (3.10)$$

precum și ecuațiile suportului percuției

$$x_A = \frac{J_z}{m x_G} \quad (3.11)$$

și

$$z_A = \frac{J_{yz}}{m x_G} \quad (3.12)$$

ce definesc centrul de percuție [B15].

În particular, cazul obișnuit al ciocanului sub formă de placă plană ce prezintă axă de simetrie longitudinală se poate lua $J_{xz} = 0$ și $J_{yz} = 0$. Aceasta arată că există centru de percuție, iar $z_A = 0$.

Prin urmare pentru ca percuțiile de legătură să fie nule este suficient să fie verificată relația (3.11).

3.3. Centrul de percuție al ciocanului de formă dreptunghiulară

3.3.1. Articulație punctiformă

Datorită existenței ciocnirilor dintre ciocan și corpul de măcinat, asupra ciocanului va acționa o percuție rezultantă care se presupune aplicată la extremitatea ciocanului.

În ceea ce privește percuțiile, prin echilibrarea ciocanelor se înțelege adaptarea parametrilor constructivi astfel ca percuția din articulație să fie nulă.

Pentru simplificare se presupune ciocanul sub formă de placuță dreptunghiulară, iar articulația punctiformă (fig.3.2).

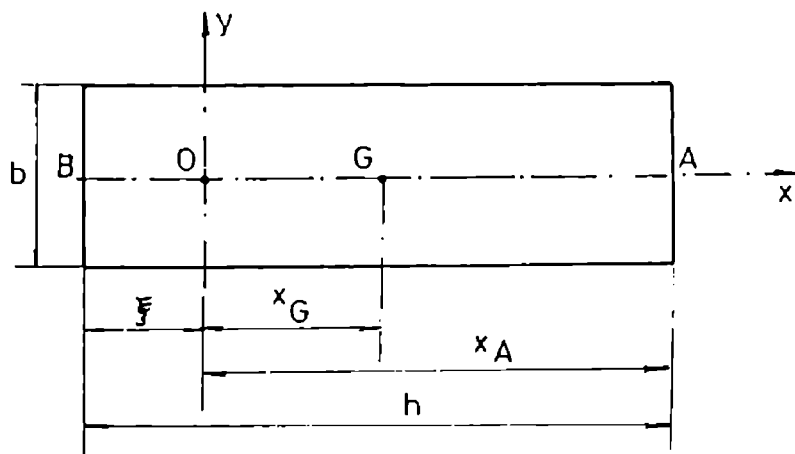


Fig.3.2

Dacă prin O se notează punctul de articulație, axa Ox după axa de simetrie longitudinală a plăcii, axa de rotație Oz va fi perpendiculară pe planul plăcii. Pentru ca centrul de percuție să fie după muchia A , poziția punctului O trebuie astfel aleasă încât să fie satisfăcute condițiile de existență ale centrului de percuție. Datorită simetriei, condițiile (3.10) și (3.12) precizate pentru existența centrului de percuție sunt identic verificate.

Notând prin h și b lungimea și lățimea plăcii, momentul de inerție al plăcii față de axa paralelă cu Oz ce trece prin G este

$$J_G = \frac{m(h^2 + b^2)}{12} \quad (3.13)$$

Prin urmare, momentul de inerție față de axa de rotație va fi

$$J_O = J_z = \frac{m(h^2 + b^2)}{12} + mx_G^2 \quad (3.14)$$

În consecință, centrul de percuție va fi în A dacă este satisfăcută relația (3.11) iar din fig.3.2 se observă că există relația

$$x_A = x_G + \frac{h}{2} \quad (3.15)$$

Introducând expresia (3.15) în relația (3.11) se găsește

$$x_G + \frac{h}{2} = \frac{\frac{m(h^2 + b^2)}{12} + mx_G^2}{mx_G}$$

de unde se obține

$$x_G = \frac{h^2 + b^2}{6h} \quad (3.16)$$

Conform relației (3.15) mai rezultă

$$x_A = \frac{4h^2 + b^2}{6h} \quad (3.17)$$

Deși relațiile (3.16) și (3.17) determină complet poziția punctului O de articulație, este mai important să se determine distanța ξ de la muchia B până la punctul de articulație O . Deoarece se poate scrie relația geometrică

$$\xi = \frac{h}{2} - x_G \quad (3.18)$$

rezultă

$$\xi = \frac{2h^2 - b^2}{6h} \quad (3.19)$$

Această relație (3.19) este simplă și poate fi folosită în primă aproximație pentru construcția ciocanului care să satisfacă cerințele existenței centrului de percuție.

3.3.2 Influența mărimii orificiului de articulație.

Realizarea articulației dintre ciocan și rotor presupune existența unui orificiu al ciocanului cu centrul în punctul O și raza r. În consecință, centrul de greutate al ciocanului nu se mai află la mijlocul dimensiunii longitudinale.

Folosind notațiile arătate în fig.3.3, poziția centrului de greutate se determină prin considerarea plăcii plane din care se extrage orificiul. Față de

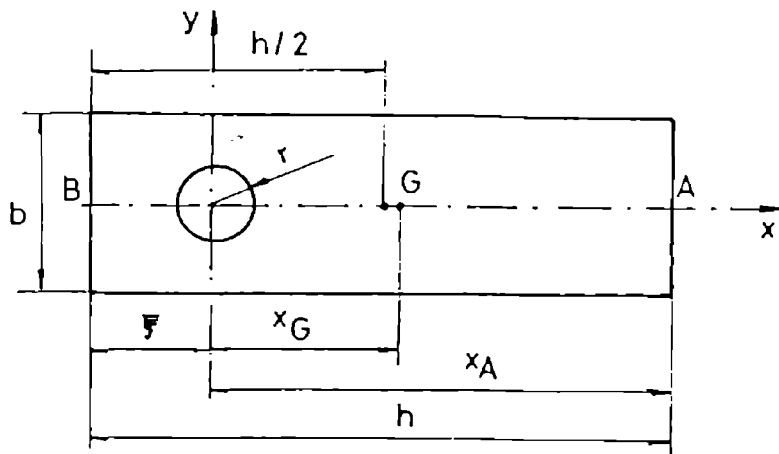


Fig.3.3

originea O, coordonata x_G a centrului de greutate este dată de relația

$$x_G = \frac{hb \left(\frac{h}{2} - \xi \right)}{hb - \pi r^2} \quad (3.20)$$

din care se deduce

$$\xi = \frac{h}{2} - \frac{x_G}{hb} (hb - \pi r^2) \quad (3.21)$$

Dacă se notează prin m_1 și m_2 masele corespunzătoare plăcii pline și respectiv a golului umplut, momentul de inerție al plăcii pline este

$$J'_z = \frac{m_1 (h^2 + b^2)}{12} + m_1 \left(\frac{h}{2} - \xi \right)^2 \quad (3.22)$$

iar a orificiului plin este

$$J_z^* = \frac{m_2 r^2}{2} \quad (3.23)$$

Tinând seama că masele plăcii omogene sunt proporționale cu suprafețele, se poate scrie

$$\frac{m_1}{hb} = \frac{m_2}{\pi r^2} = \frac{m}{hb - \pi r^2} \quad (3.24)$$

unde m este masa plăcii cu orificiul considerat.

Dar, momentul de inerție al ciocanului considerat ca placă cu orificiu este $J_z = J_z' - J_z^*$ și deci momentul de inerție al plăcii se poate scrie sub forma

$$J_z = \frac{mhb}{hb - \pi r^2} \left[\frac{h^2 + b^2}{12} + \frac{x_G^2}{h^2 b^2} (hb - \pi r^2)^2 \right] - \frac{m\pi r^4}{2(hb - \pi r^2)} \quad (3.25)$$

Deoarece se poate scrie

$$x_A = h - \xi \quad (3.26)$$

conform relației (3.21) se deduce

$$x_A = \frac{h}{2} + \frac{x_G}{hb} (hb - \pi r^2) \quad (3.27)$$

Pe de altă parte, relația (3.11) după introducerea expresiei (3.27) va da

$$\frac{1}{2} x_G h (hb - \pi r^2) + \frac{x_G^2}{hb} (hb - \pi r^2)^2 = \frac{hb(h^2 + b^2)}{12} + \frac{x_G^2}{hb} (hb - \pi r^2)^2 - \frac{\pi r^4}{2}$$

Din această relație rezultă coordonata

$$x_G = \frac{1}{h(hb - \pi r^2)} \left[\frac{hb(b^2 + h^2)}{6} - \pi r^4 \right] \quad (3.28)$$

De asemenea pe baza relației (3.26) se obține

$$\xi = \frac{2h^2 - b^2}{6h} + \frac{\pi r^4}{h^2 b} \quad (3.29)$$

iar apoi

$$x_A = h - \xi = \frac{4h^2 + b^2}{6h} - \frac{\pi r^4}{h^2 b} \quad (3.30)$$

De remarcat că relațiile (3.28), (3.29), (3.30), pentru $r = 0$ sunt identice cu rezultatele stabilite în cazul neglijării orificiului, ceea ce arată corecțiile ce trebuie aduse cazului studiat anterior pentru a se evidenția prezența orificiului.

În mod deosebit trebuie subliniat că toate relațiile prezentate pentru cazul ciocanului cu un orificiu nu se află în alte lucrări de specialitate unde obișnuit se folosesc metodologii de calcul aproximative [L4].

3.3.3 Ciocan cu două orificii.

Pentru a se prelungi durata de funcționare a unui ciocan, în practică se utilizează plăci cu două orificii așezate simetric față de centru. Astfel, ciocanul poate fi fixat succesiv prin cele două orificii încât toate muchiile să devină active. Forma și dimensiunile ciocanului sunt arătate în fig.3.4. De data aceasta centrul de greutate al ciocanului coincide cu centrul de simetrie al plăcii.

Și în acest caz, ținând seama că masele plăcii omogene sunt proporționale cu suprafețele, se poate scrie

$$\frac{m_1}{hb} = \frac{m_2}{2\pi r^2} = \frac{m}{hb - 2\pi r^2} \quad (3.31)$$

unde $m = m_1 - 2m_2$, m_1 și m_2 fiind masele plăcii pline și a orificiului plin.

Momentul de inerție al plăcii față de axa z va fi:

$$J_z = J_O = m_1 \frac{h^2 + b^2}{12} + m_1 x_G^2 - m_2 r^4 - 4\pi r^2 x_G^2 \quad (3.32)$$

care pe baza relațiilor (3.31) se mai scrie

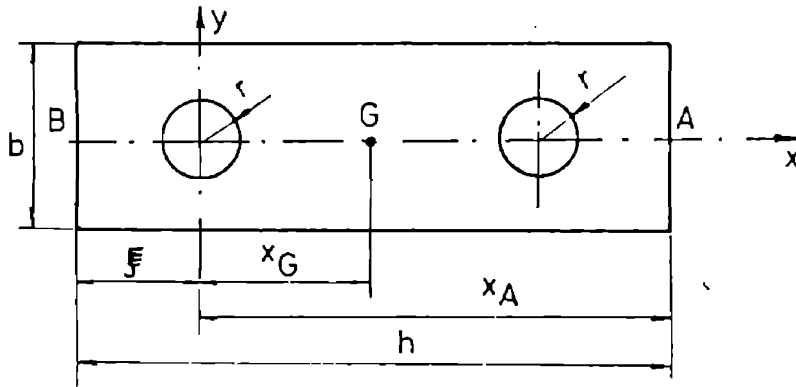


Fig.3.4

$$J_z = \frac{m}{hb - 2\pi r^2} \left[\frac{hb(h^2 + b^2)}{12} + hb x_G^2 - \pi r^2 - 4m_2 x_G^2 \right] \quad (3.33)$$

Dacă se introduce în relația (3.11) condiția geometrică

$$x_A = x_G + \frac{h}{2}$$

se ajunge la ecuația

$$x_G^2 + \frac{h}{4\pi r^2} (hb - 2\pi r^2) x_G - \frac{hb(h^2 + b^2)}{24\pi r^2} + \frac{r^2}{2} = 0 \quad (3.34)$$

Această ecuație determină poziția centrului de greutate, astfel încât să fie satisfăcută condiția de existență a centrului de percuție, adică percuția de legătură din O să fie nulă.

În particular, se observă că pentru $hb \gg 2\pi r^2$ deci suprafața orificiilor neglijabilă față de suprafața plăcii pline, se obține chiar relația (3.16) corespunzătoare cazului ideal tratat inițial.

Este însă important să se determine poziția punctului O față de muchie, dată prin distanța ξ . Deoarece se poate scrie

$$x_G = \frac{h}{2} - \xi \quad (3.35)$$

din ecuația (3.34) se obține

$$\xi^2 - \frac{h}{4\pi r^2} (hb + 2\pi r^2) \xi + \frac{hb(2h^2 - b^2)}{24\pi r^2} + \frac{r^2}{2} = 0 \quad (3.36)$$

Este ușor de verificat că și în această ecuație pentru $hb \gg 2\pi r^2$ se obține pentru ξ valoarea stabilită anterior prin relația (3.19).

3.4. Centrul de percuție al ciocanului de formă arbitrară

3.4.1. Articulație punctiformă

Mai întâi se va considera cazul ideal de ciocan simetric cu articulația O punctiformă (fig.3.5). Axa de simetrie intersectează profilul ciocanului în punctele extreme A și B. Distanța dintre punctele B și O se va nota prin ξ și reprezintă principala dimensiune necesară construcției ciocanului.

Notând pentru simplificare $J_G = mi_G^2$ unde i_G este raza de simetrie față de axa ce trece prin G, rezultă

$$J_O = m(i_G^2 + x_G^2) \quad (3.37)$$

De asemenea, conform fig.3.5, se observă că există relația

$$x_A = x_G + \frac{h}{2} \quad (3.38)$$

Dar pentru ca centrul de percuție să fie în dreptul punctului A, este necesar să fie satisfăcută condiția de existență a centrului de percuție, de unde rezultă

$$x_G = \frac{2i_G^2}{h} \quad (3.39)$$

Apoi conform relației (3.38) se mai găsește

$$x_A = \frac{h^2 + 4i_G^2}{2h} \quad (3.40)$$

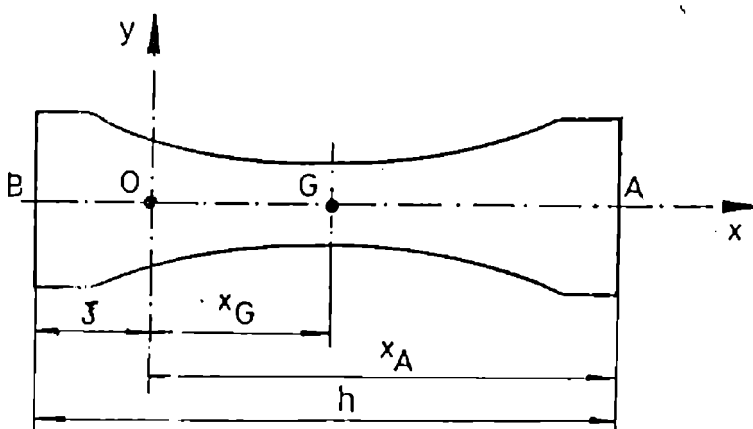


Fig.3.5

De asemenea pe baza relației geometrice evidente

$$\xi = \frac{h}{2} - x_G \quad (3.41)$$

se deduce

$$\xi = \frac{h^2 - 4i_G^2}{2h} \quad (3.42)$$

În particular, pentru placa dreptunghiulară de lățime b și înălțime h , formulele (3.39), (3.40) și (3.42) conduc la rezultate cunoscute în cazul tratat anterior.

3.4.2 Influența orificiului de articulație.

Rezultatele obținute anterior pot fi ușor extinse și în ipoteza considerării orificiului presupus circular de rază r și centrul O pe axa longitudinală (fig.3.6).

Raționamentul se bazează pe artificioasă presupune placa cu orificiu formată din placa corespunzătoare completă de masă m_1 și cea corespunzătoare golului de masă m_2 .

Astfel masa plăcii va fi

$$m = m_1 - m_2 \quad (3.43)$$

Datorită omogenității plăcii, masele sunt proporționale cu suprafețele, adică

$$\frac{m_1}{S} = \frac{m_2}{\pi r^2} = \frac{m}{S - \pi r^2} \quad (3.44)$$

unde S este suprafața plăcii complete.

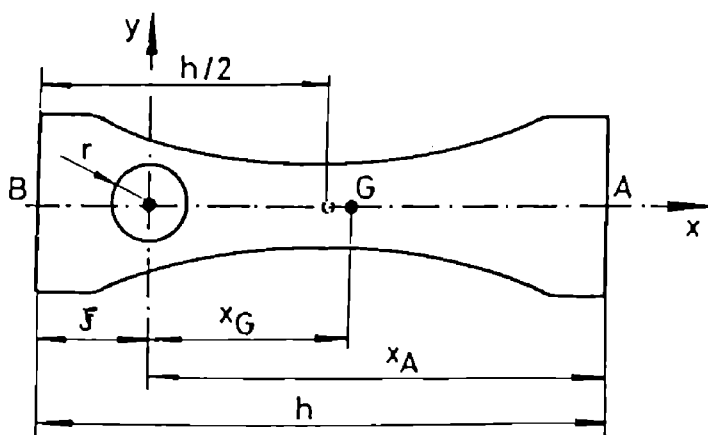


Fig.3.6

Poziția centrului de greutate se determină din formula

$$x_G = \frac{m_1 \left(\frac{h}{2} - \xi \right)}{m_1 - m_2} \quad (3.45)$$

care conform definițiilor (3.43) și (3.45) devine

$$x_G = \frac{S}{S - \pi r^2} \left(\frac{h}{2} - \xi \right) \quad (3.46)$$

Ecuția (3.46) rezolvată în raport cu ξ , va da

$$\xi = \frac{h}{2} - \frac{S - \pi r^2}{S} x_G \quad (3.47)$$

Tinând seama că momentul de inerție al plăcii complete față de axa din G este $J_G = m_1 i_G^2$, momentul de inerție corespunzător față de axa din O este

$$J'_O = m_1 \left[i_G^2 + \left(\frac{h}{2} - \xi \right)^2 \right] \quad (3.48)$$

Analog, momentul de inerție corespunzător orificiului față de axa din O va fi

$$J''_O = \frac{m_2 r^2}{2} \quad (3.49)$$

Evident, momentul de inerție al plăcii cu orificiu este $J_O = J'_O - J''_O$, încât pe baza notațiilor (3.43), (3.44) devine

$$J_O = \frac{mS}{S - \pi r^2} \left[i_G^2 + \left(\frac{h}{2} - \xi \right)^2 \right] - \frac{m\pi r^4}{2(S - \pi r^2)}$$

iar după înlocuirea lui ξ din relația (3.47) rezultă

$$J_O = \frac{m}{S - \pi r^2} \left[S i_G^2 + \frac{(S - \pi r^2)^2}{S} x_G^2 - \frac{\pi r^4}{2} \right] \quad (3.50)$$

Pe baza fig.3.6 se observă ușor că există relația geometrică

$$x_A = h - \xi \quad (3.51)$$

care în conformitate cu relația (3.48), devine

$$x_A = \frac{h}{2} + \frac{S - \pi r^2}{S} x_G \quad (3.52)$$

Dacă acum se introduc expresiile date de relația (3.52) în condiția de existență a centrului de percuție, se obține

$$\frac{h}{2} x_G + \frac{S - \pi r^2}{S} x_G^2 = \frac{1}{S - \pi r^2} \left[S i_G^2 + \frac{(S - \pi r^2)^2}{S} x_G^2 - \frac{\pi r^4}{2} \right]$$

din care se deduce

$$x_G = \frac{2Si_G^2 - \pi r^4}{h(S - \pi r^2)} \quad (3.53)$$

Drept urmare, dacă se introduce expresia (3.53) în relația (3.47), se găsește

$$\xi = \frac{h^2 - 4i_G^2}{2h} + \frac{\pi r^4}{hS} \quad (3.54)$$

De asemenea, relația (3.48) după ce s-a înlocuit expresia (3.53) va da

$$x_A = \frac{h^2 + 4i_G^2}{2h} - \frac{\pi r^4}{hS} \quad (3.55)$$

Toate rezultatele astfel obținute, aplicate ciocanului de formă dreptunghiulară cu considerarea orificiului, coincid cu cele obținute anterior [B16].

3.4.3 Ciocanul cu două orificii de articulație.

Mărirea duratei de funcționare a unui ciocan se poate face nu numai prin inversarea muchiilor active, ci și prin schimbarea orificiului de legătură. Aceasta presupune existența a două orificii de articulație așezate simetric față de mijlocul ciocanului care este în acest caz și centrul de greutate (fig.3.7).

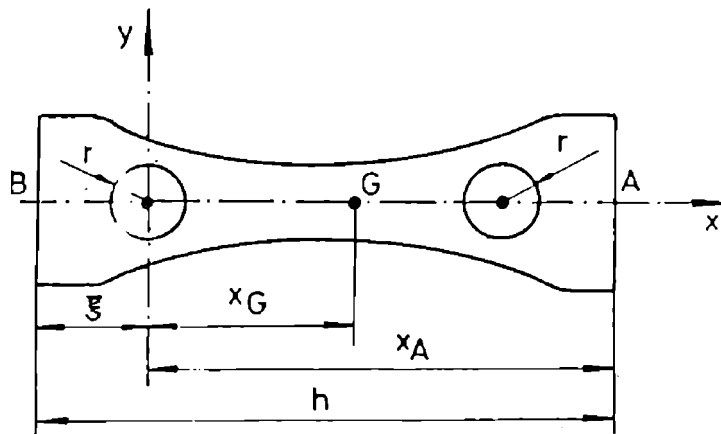


Fig.3.7

Procedând ca și în cazul precedent, se introduc masele m_1 și m_2 ale plăcii complete și ale celor două orificii. Plăcile considerate fiind presupuse omogene se poate scrie

$$\frac{m_1}{S} = \frac{m_2}{2\pi r^2} = \frac{m}{S - 2\pi r^2} \quad (3.56)$$

unde r este raza orificiilor, iar S suprafața plăcii complete.

Momentul de inerție al plăcii complete față de axa de simetrie ce trece prin centrul de greutate G este $J_G = m_1 i_G^2$, încât momentul de inerție față de axa ce trece prin O va fi

$$J'_O = m_1 (i_G^2 + x_G^2) \quad (3.57)$$

Analog, momentul de inerție corespunzător celor două orificii față de axa ce trece prin O , rezultă

$$J''_O = m_2 \left(\frac{r^2}{2} + 2x_G^2 \right) \quad (3.58)$$

Deci, momentul de inerție al ciocanului față de axa din O este dat de relația $J_O = J'_O - J''_O$, care pe baza expresiilor (3.57) și (3.58) se poate scrie

$$J_O = \frac{m}{S - \pi r^2} [S i_G^2 - \pi r^4 + (S - 4\pi r^2) x_G^2] \quad (3.59)$$

Dacă în condiția de existență a centrului de percuție se introduce expresia (3.59) precum și relația geometrică

$$x_A = x_G + \frac{h}{2} \quad (3.60)$$

se ajunge la ecuația

$$x_G^2 + \frac{h}{4\pi r^2} (S - 2\pi r^2) x_G - \frac{S i_G^2}{2\pi r^2} + \frac{r^2}{2} = 0 \quad (3.61)$$

Evident, pentru $S \gg 2\pi r^2$ ceea ce revine la situația în care suprafața orificiilor este neglijabilă față de suprafața plăcii compacte, se ajunge tocmai la relația (3.39) obținută pentru situația idealizată.

Determinarea poziției centrului O al orificiului se poate face prin relația geometrică

$$x_G = \frac{h}{2} - \xi \quad (3.62)$$

care introdusă în ecuația (3.61) va da

$$\xi^2 - \frac{h}{4\pi r^2} (S + 2\pi r^2) \xi + \frac{S}{8\pi r^2} (h^2 - 4i_G^2) = 0 \quad (3.63)$$

La fel ca și în cazul ecuației (3.61) pentru cazul $S \gg 2\pi r^2$ se ajunge la cazul idealizat exprimat prin formula (3.42).

3.5. Calculul parametrilor ciocanului

Formulele de calcul stabilite au fost aplicate pentru unele cazuri de ciocane, majoritatea de formă dreptunghiulară.

După cum se observă, odată stabilite forma și dimensiunile principale ale ciocanului, poziționarea centrului articulației trebuie calculată cu ajutorul formulelor stabilite anterior pentru distanța ξ .

În continuare se consideră cinci tipuri de ciocane dintre care două MCP1 și MCP2 pentru măcinarea pietrei precum și MCF5, MC16 pentru făină și unul MCG pentru măcinarea furajelor grosiere. Dimensiunile și rezultatele calculelor efectuate se arată în tabelul 3.1.

Cazul de studiat I, II și III se referă la ciocanul fără, respectiv cu unul sau două orificii.

După cum se constată pentru cele trei situații distincte se observă că rezultatele sunt foarte apropiate, ceea ce arată că este suficient să se considere numai prima situație, fără a se face erori prea mari privind neglijarea orificiilor.

Tabelul 3.1

Tip ciocan Dimensiuni	Cazul de studiu	MP1	MP2	MCF5	MC16	MCG
h		100	180	143	166	166
b		42	55	50	60	50
d		20	26	20	20	20
x_G	I	19,60	32,80	26,74	31,28	30,17
	II	21,11	34,61	27,94	32,28	31,38
	III	21,59	35,19	28,31	32,56	31,70
ξ	I	30,39	57,19	44,75	51,71	52,82
	II	30,46	57,24	44,78	51,73	52,80
	III	28,40	55,00	43,25	50,51	51,38
x_A	I	69,60	122,80	98,24	114,28	113,17
	II	69,53	122,75	98,21	114,26	113,15
	III	71,59	125,19	99,81	115,56	114,70

CAP.4 DINAMICA CUȚITULUI (CIOCANULUI) ARTICULAT DE ROTOR

4.1. Introducere

Instalațiile cu rotor și cuțite sau ciocane articulate au întrebuințări multiple fiind adaptate caracteristicilor materialelor ce urmează a fi prelucrate.

În afara concasoarelor utilizate mai ales la măcinarea cărbunelui, prezintă importanță instalațiile de tocare a nutrețurilor, având însă același principiu de funcționare. Dintre acestea, trăsături particulare prezintă instalațiile ce execută operații de tăiere și tocare a tulpinilor agricole.

Pe baza rezultatelor deja obținute privind dinamica morilor cu ciocane, în continuare se vor trata particularitățile specifice operațiilor de tăiere și în mod deosebit alegerea regimurilor de funcționare eficiente.

Determinarea legilor de mișcare se va face pe baza legilor stabilite pentru dinamica mișcării relative a cuțitului. Se va presupune că ciocnirea dintre cuțit și material este eficientă dacă are loc în poziția de echilibru relativ cu viteza relativă în sensul de rotație.

4.2. Funcționarea utilajului de tăiere

În general instalația execută tăierea și tocarea materialului fără elemente de rezemare (tăiere prin inerție). Acestea se folosesc în construcția combinelor de recoltat plante furajere având organe cu funcții multiple încât execută atât tocarea, cât și aruncarea materialului în locurile de colectare. Există însă și instalații de tocat staționare, ca de exemplu mașinile combinate de tocat și măcinat nutrețuri, mașini și instalații de măcinat nutrețuri fibroase și grosiere etc. La toate aceste instalații, arborele este dispus orizontal normal pe direcția de înaintare a materialului supus tocării.

Principial instalația este compusă din rotorul pe care sunt dispuse articulat cuțitele prin intermediul unor bolțuri sau tije, respectiv carcasa. Amplasarea cuțitelor de-a lungul instalației de tăiere se face după o elice cu un început încât între trecerile a două cuțite să existe o anumită zonă de acoperire.

Rotorul execută o mișcare de rotație cu viteza unghiulară constantă ω încât sub acțiunea forței centrifuge determină așezarea cuțitelor în poziție radială. Cuțitul rămâne în această poziție până ce întâlnește tulpina.

După tăiere, cuțitul deviază cu un anumit unghi față de poziția radială și execută vibrații libere în jurul acestei poziții. Pentru a asigura regimul eficient de mișcare cuțitul la următoarea tăiere trebuie să revină în poziția radială.

Dacă în poziția de tăiere mișcarea relativă a cuțitului are același sens cu rotorul, viteza de tăiere rezultă maximă, procesul de tăiere fiind optim.

4.3. Studiul mișcării

Modelul dinamic este arătat în fig.4.1 unde O_1 reprezintă axa rotorului, iar O articulația dintre cuțit și rotor. Se consideră sistemul de axe fixe $O_1x_1y_1$ cu O_1x_1 verticală și sistemul de axe legate de cuțit cu axa Ox trecând prin centrul de

greutate G al cuțitului. La un moment dat raza OO_1 de lungime R face cu verticala unghiul ωt , iar deviația axei cuțitului față de direcția radială este dată de unghiul φ .

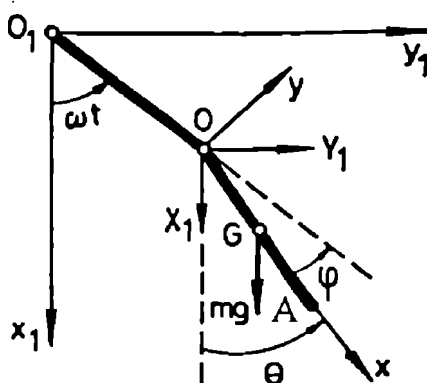


Fig.4.1

Notînd prin X_1, Y_1 proiecțiile pe axele fixe ale forței de legătură din articulația O , ecuațiile diferențiale ale mișcării ciocanului se pot scrie

$$\begin{aligned} m\ddot{x}_{1G} &= X_1 + mg \\ m\ddot{y}_{1G} &= Y_1 \\ J_G\ddot{\theta} &= X_1x_G \sin \theta - Y_1x_G \cos \theta \end{aligned} \tag{4.1}$$

unde m este masa ciocanului, J_G momentul de inerție față de axa ce trece prin centrul de greutate paralelă cu axa fixă de rotație, iar $x_G = OG$ constantă.

Dar, coordonatele centrului de greutate G se deduc din considerații geometrice și rezultă

$$\begin{aligned} x_{1G} &= R \cos \omega t + x_G \cos \theta \\ y_{1G} &= R \sin \omega t + x_G \sin \theta \end{aligned} \tag{4.2}$$

R fiind raza cercului descris de punctul O .

Dacă se elimină proiecțiile X_1, Y_1 ale forței de legătură din ecuațiile (4.1), se obține

$$J_G\ddot{\theta} = mx_G(\ddot{x}_{1G} \sin \theta - \ddot{y}_{1G} \cos \theta) - mgx_G \sin \theta \tag{4.3}$$

care după înlocuirea expresiilor (4.2) conduce la ecuația

$$J_G \ddot{\theta} - m\omega^2 R x_G \sin(\omega t - \theta) + mgx_G \sin \theta = 0 \quad (4.4)$$

În continuare se va introduce unghiul de deviație φ al ciocanului față de raza O_1O care este legat de unghiul θ prin relația

$$\theta = \omega t - \varphi \quad (4.5)$$

Aplicând legile dinamicii s-a determinat anterior [B9], ecuația diferențială a mișcării cuțitului

$$\ddot{\varphi} + \frac{mgx_G}{J_G} \left[\frac{\omega^2 R}{g} \sin \varphi - \sin(\omega t - \varphi) \right] = 0 \quad (4.6)$$

unde J_G este momentul de inerție al cuțitului față de G , m masa cuțitului, iar $x_G = OG$. Deoarece greutatea cuțitului este neglijabilă față de forța centrifugă, se poate neglija încât ecuația diferențială (4.6) devine

$$\ddot{\varphi} + \frac{m\omega^2 R x_G}{J_G} \sin \varphi = 0 \quad (4.7)$$

După cum se constată, ecuația diferențială (4.7) este neliniară de forma cunoscută în studiul oscilațiilor pendulului.

Presupunând că pendulul execută oscilații mici în jurul direcției radiale, se poate lua $\sin \varphi \cong \varphi$. Astfel ecuația diferențială (4.7) se poate aduce la forma linearizată

$$\ddot{\varphi} + \omega_n^2 \varphi = 0 \quad (4.8)$$

unde

$$\omega_n = \omega \sqrt{\frac{mR x_G}{J_G}} = K\omega \quad (4.9)$$

În poziția inițială ($t = 0$), se presupune cuțitul aflat pe direcție radială, adică $\varphi = 0$. Datorită ciocnirii dintre cuțit și material ce are loc în acest moment, cuțitul primește viteza unghiulară relativă $\dot{\varphi}(0) = -\Omega$.

Tinând seama de condițiile inițiale corespunzătoare poziției de ciocnire, integrala ecuației (4.8) va fi

$$\varphi(t) = -\frac{\Omega}{K\omega} \sin(K\omega t) \quad (4.10)$$

Evident legea mișcării relative (4.10) este armonică cu pulsația $\omega_n = K\omega$, diferită de viteza unghiulară a rotorului prin coeficientul de proporționalitate K .

4.4. Regimurile optime de funcționare

Regimurile eficiente de mișcare se realizează dacă ciocnirile cu materialul au loc în pozițiile radiale ale cuțitului. Astfel, pozițiile de ciocnire corespund unghiului $\varphi = 0$ și pot avea loc în momentele

$$t_r = \frac{r\pi}{K\omega} = \frac{r}{2K} \frac{2\pi}{\omega} \quad (r = 1, 2, \dots) \quad (4.11)$$

Dar, în aceste momente, conform soluției (4.10), viteza unghiulară relativă va fi

$$\dot{\varphi}\left(\frac{r\pi}{K\omega}\right) = (-1)^{r-1} \Omega \quad (4.12)$$

Regimul de mișcare trebuie să fie realizat încât procesul de tăiere să aibă loc în momentele date de relația (4.11) pentru $r = 1, 3, \dots$

În mișcarea staționară, ciocnirile se repartizează uniform într-o rotație, ceea ce are loc numai pentru $2K$ număr întreg. Într-adevăr, unghiul de rotație corespunzător unui interval dintre două momente succesive date de relația (4.11)

este $\omega \frac{\pi}{K\omega} = \frac{\pi}{K}$ și deci rotația completă va cuprinde $2K$ intervale.

Pe de altă parte pentru a avea la sfârșitul rotației complete efect de tăiere, trebuie ca $t_r = \frac{2\pi r}{\omega}$ pentru $r = 1, 3, \dots$. Deci pentru regimul de mișcare eficient trebuie ca parametrul $2K$ să fie număr impar.

Practic regimul pentru care $K = 1/2$ este potrivit din punct de vedere al uzurii minime, dar extrem de greu de realizat. Acest regim este potrivit la viteze mici pentru care este suficient un număr mic de cuțite. În cazul $K = 3/2$ este

potrivit pentru rotorul cu rază mai mare și cuțite mici. Nu sunt acceptabile constructiv regimurile pentru $K = 5/2$.

În particular, dacă se consideră cuțitul de formă dreptunghiulară de lungime h și se neglijează orificiul articulației rezultă

$$K = \sqrt{\frac{2R}{h}}$$

4.5. Reducerea perturbațiilor datorate ciocnirilor

Procesul de măcinare se realizează în morile cu ciocane prin lovirea materialului de către ciocanele sau cuțitele articulate de rotor.

Eficacitatea mărunțirii este însă influențată de mai mulți factori dintre care percuțiile aplicate particulelor au rolul esențial.

Eliminarea perturbațiilor generate din interacțiunile percutante este asigurată prin realizarea ciocanului astfel încât să admită centru de percuție.

În principiu se urmărește respectarea unor parametrii constructivi ai ciocanului și de alimentare a morii încât percuțiile aplicate ciocanului să nu se transmită articulației.

Este însă evident că nu întotdeauna sunt satisfăcute cerințele impuse pentru existența centrului de percuție. Drept urmare apar dezechilibre ce depind de percuțiile de legătură al căror efect se manifestă și prin perturbații suplimentare în funcționarea morii.

Evaluarea efectelor datorate ciocnirii cu particulele de material se precizează în continuare cu ajutorul raportului de transmitere al percuției în articulație. Verificările experimentale pe mori cu diferite categorii de ciocane confirmă corespondența ce trebuie să existe, nivelul vibrațiilor măsurate și raportul de transmitere al percuției.

4.6. Raportul de transmitere al percuției

Datorită sistemului de alimentare, ciocnirea dintre ciocan și particulă are loc la extremitatea ciocanului în punctul A. Pentru ciocanul realizat astfel ca punctul A să fie chiar centrul de percuție nu apare în articulația O percuție de legătură.

În realitate nu întotdeauna sunt satisfăcute condițiile de existență ale centrului de percuție. Este posibil să nu fie respectate aceste condiții din motive constructive sau din necesitatea adoptării unor componente ale mașinii după alte criterii. Dar chiar pentru ciocane construite corect din punct de vedere al centrului de percuție pot să apară ciocniri în puncte diferite de extremitatea A.

Drept urmare se va presupune că asupra ciocanului în punctul N, perpendicular pe axa OG se aplică din partea particulei percuția \vec{P} (fig.4.2).

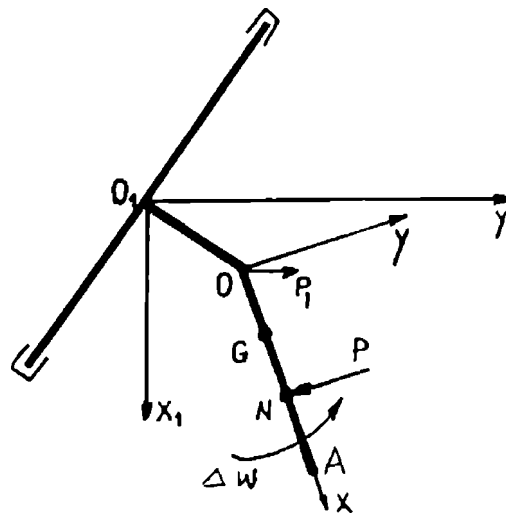


Fig.4.2

Deoarece punctul A nu se presupune a fi centru de percuție, apare în articulația O percuția de legătură $\vec{P}_1 (P_{1x}, P_{1y}, P_{1z})$.

Conform legilor generale ale ciocnirii (3.1) - (3.2) rezultă

$$P_{lx} = 0, P_{ly} - P = mx_G \Delta\omega, P_{lz} = 0 \quad (4.13)$$

și

$$J_0 \Delta\omega = -x_N P \quad (4.14)$$

Din ecuația (4.13) se găsește $P_{lx} = 0, P_{lz} = 0$ și deci $P_1(0, P_1, 0)$. Astfel pentru percuția P se deduce expresia

$$P = P_1 - mx_G \Delta\omega$$

Dacă această expresie se introduce în ecuația (4.14) rezultă

$$P_1 = \left(mx_G - \frac{J_0}{x_N} \right) \Delta\omega \quad (4.15)$$

În condițiile construirii unui ciocan care asigură existența centrului de percuție A , trebuie să fie satisfăcută relația (3.11). Astfel, relația (4.15) pe baza condiției (3.11) se mai poate scrie:

$$P_1 = mx_G \left(1 - \frac{x_A}{x_N} \right) \Delta\omega \quad (4.16)$$

Conform relației (4.14), din ecuația (4.16) se deduce:

$$\frac{P_1}{P} = 1 - \frac{x_N}{x_A} \quad (4.17)$$

Raportul dintre mărimile percuției de legătură și a percuției aplicate prin ciocnirea dintre particulă cu ciocanul, caracterizează gradul de transmitere a percuției în articulație dacă nu este respectată condiția de existență a centrului de percuție. Acest raport exprimă măsura perturbațiilor datorate ciocnirilor ce reprezintă sursa nivelului ridicat al vibrațiilor.

Măsurătorile de vibrații (cap.8) au arătat că pe măsura creșterii raportului (4.17), are loc și amplificarea nivelului de vibrații.

4.7. Concluzii

Instalațiile cu rotor și cuțite articulate sunt utilizate în diferite domenii, dar principiul de funcționare este același. Astfel, ecuația diferențială a mișcării relative a cuțitului se poate deduce prin particularizarea din cazul general analizat anterior.

Regimurile eficiente de mișcare ce au pulsația proprie $\omega_n = K\omega$, se realizează

pentru $2K$ impar, ω fiind pulsația proprie, iar $K = \sqrt{\frac{mRx_G}{J_G}}$.

Deoarece nu sunt întotdeauna îndeplinite condițiile de existență a centrului de percuție, apar dezechilibre ce depind de percuțiile de legătură ce dau naștere la perturbații suplimentare. Sunt evaluate aceste efecte prin intermediul raportului de transmitere a percuției în articulație și se verifică prin măsurători apariția unor nivele amplificate de vibrații în condițiile creșterii raportului de transmitere a percuției.

CAP. 5. ECHILIBRAREA ROTORILOR

5.1. Definiții și generalități

Echilibrarea, după STAS 10728-76, realizează verificarea repartizării masei unui rotor și dacă este necesar corectarea astfel încât vibrația fusurilor și/sau forțele din lagăre să se afle între limitele prescrise pentru frecvența corespunzătoare vitezei de funcționare.

După recomandările din standard, rotorul este considerat un corp, ce are o mișcare de rotație și în general are fusuri cu care se sprijină pe lagăre.

Rotorul se consideră rigid, dacă deformațiile sale cauzate de forțele de greutate și centrifuge sunt neglijabile.

Un rotor este considerat ca având o funcționare de rotor flexibil dacă acesta funcționează la o turație mai mare de $0,6 \omega_1$ (ω_1 corespunde primei turații critice). În acest caz, în afara dezechilibrului inițial datorită imperfecțiunilor de prelucrare, neomogenității materialului, montării greșite, etc., în timpul funcționării deformațiile arborelui rotorului devin mai mari decât excentricitățile inițiale.

Sursele de dezechilibru ale mașinilor rotative pot fi clasificate după cum urmează:

- a) proiectare defectuoasă (distribuția asimetrică a maselor, a golurilor și a alezajelor, perturbarea simetriei de distribuție datorită unor șplinturi, pene etc.);
- b) neomogenitatea materialului (prin sufluri, porozități, incluziuni sau densități diferite);
- c) erori sau defecte de execuție (abateri de la toleranțele de prelucrare, deformații produse în timpul prelucrării datorită eforturilor termice interne etc);
- d) defecte de montaj (distribuția asimetrică a maselor datorită îmbinărilor bulonate ale corpurilor compuse în mișcare de rotație, bătaie radială datorită calării prin pene, alinierea incorectă a lagărelor etc.);
- e) defecte produse în timpul exploatării (deformații cauzate de neuniformitatea câmpurilor de temperatură și de diferențe dintre coeficienții de dilatație termică a pieselor componente, deplasarea sau ruperea unor piese componente datorită forțelor centrifuge, ca de exemplu palete, pale, etc., coroziune neuniformă, uzură, defecte sub acțiunea unor factori exteriori);
- f) fenomene hidraulice sau aerodinamice, ca de exemplu turbulența sau cavitația.

Gravitatea acestor defecțiuni crește cu pătratul vitezei unghiulare și din acest motiv rotorii, mai ales cei care lucrează la turații mari, trebuie echilibrați. Echilibrarea conduce la îmbunătățirea condițiilor de exploatare, la prelungirea duratei de funcționare și la asigurarea securității muncii.

5.2. Forțele care generează dezechilibrul

Pentru elucidarea repartiției maselor și a naturii dezechilibrului cauzat, se vor considera două variante semnificative.

În prima variantă (fig.5.1), rotorul se va presupune compus din mase punctuale, m_j , conținute într-un plan radial P dispus perpendicular în S pe axa de rotație.

Presupunând viteza unghiulară constantă, ipoteză care stă la baza studiului echilibrării rotorilor, tursorul forțelor de inerție se reduce în această variantă la o forță unică \vec{F} , conținută în planul P, denumită forță de dezechilibru:

$$\vec{F} = \sum \vec{F}_j = \omega^2 \sum m_j \vec{\rho}_j \quad (5.1)$$

Forța \vec{F} poate fi considerată ca provocată de o singură *masă de dezechilibru* u [g], situată într-un punct determinat de vectorul de poziție $\vec{\rho}$ [mm].

$$\vec{F} = \omega^2 u \vec{\rho} \quad (5.2)$$

Intrucât \vec{F} este funcție de ω^2 , pentru caracterizarea stării de dezechilibru este mai convenabil să se considere un alt vector \vec{U} , independent de ω , denumit *vector de dezechilibru*:

$$\vec{U} = u \vec{\rho} \quad (5.3)$$

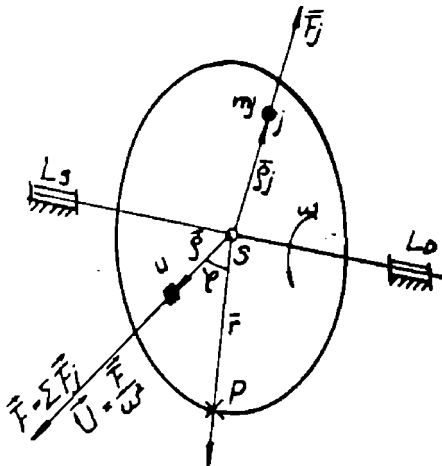


Fig.5.1

Vectorul \vec{U} este definit de unghiul φ , față de un vector de referință \vec{r} rigidizat de rotor, situat în planul P pe o direcție radială arbitrar aleasă, denumit *unghi de dezechilibru*. Modulul vectorului de dezechilibru este prin definiție *mărimea dezechilibrului* [g.mm].

În concluzie, dacă masele sunt concentrate punctual, într-un singur plan radial, dezechilibrul poate fi considerat ca și cauzat de o singură masă de dezechilibru u , situată în acest plan pe o direcție bine definită. Masa u este funcție de alegerea lui $\vec{\rho}$, existând o dublă infinitate de posibilități.

Dacă se consideră:

$$u = \sum m_j , \quad (5.4)$$

vectorul $\bar{\rho}$ va fi vectorul de poziție al centrului masei. La un disc omogen, de grosime mică, ρ va reprezenta în acest caz excentricitatea e față de axa de rotație denumită *excentricitatea masei*, iar u masa discului.

În a doua variantă se va presupune o repartitie oarecare a masei m_j , cuprinse într-o serie de plane radiale, conținând una sau mai multe din aceste mase. În fiecare plan se poate determina ca mai înainte câte un vector de dezechilibru, obținându-se de exemplu, în cazul a cinci plane radiale, configurația din fig. 5.2.

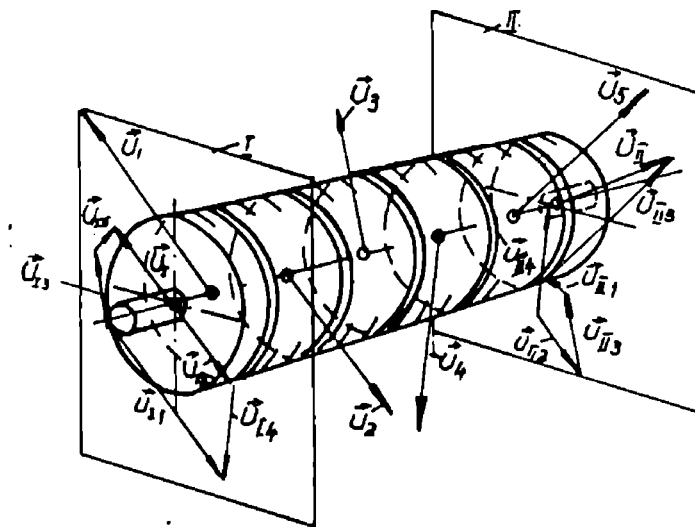


Fig.5.2

Alegând două plane radiale arbitrare I, II, fiecare vector de dezechilibru se poate descompune în câte două componente paralele situate în aceste plane, ca de exemplu:

$$\bar{U}_i = \bar{U}_{ii} + \bar{U}_{iI} \quad (5.5)$$

Compunând vectorii coplanari astfel obținuți rezultă doi vectori \bar{U}_I și \bar{U}_{II} constituind o cruce de vectori, denumită *cruce de dezechilibru*, mecanic

echivalentă cu sistemul dat. Considerentele de mai sus sunt valabile și pentru un număr oarecare de plane radiale.

În concluzie, dacă masele sunt concentrate și arbitrar repartizate, dezechilibrul poate fi considerat ca și cauzat de două mase de dezechilibru u_I și u_{II} situate pe direcții bine definite în două plane radiale arbitrar alese. Aceste mase se pot calcula cu ajutorul relației (5.3), rămânând valabilă și în acest caz, dubla infinitate de posibilități de alegere, ca și în varianta 1.

Rotorul de lungime finită poate fi considerat compus din n discuri coaxiale și alăturate, de grosimi neglijabile, fiecare având masa Δm_i concentrată în centrul respectiv al maselor, determinat de vectorul de poziție e_i .

Vectorul de dezechilibru al discului considerat va fi:

$$\vec{U}_i = \Delta m_i \vec{e}_i \quad (5.6)$$

Astfel considerat, rotorul poate fi încadrat în cea de a doua variantă, rezultând în planele radiale arbitrar alese I, II, (denumite plane de referință) crucea de dezechilibru, formată din vectorii

$$\vec{U}_I = \sum \vec{U}_{Ii}, \quad \vec{U}_{II} = \sum \vec{U}_{IIi} \quad (5.7)$$

Această cruce se consideră dată de două mase de dezechilibru, care se calculează cu ajutorul relației (5.3).

Pentru definirea poziției vectorilor de dezechilibru ai crucii, vectorii de referință specificați ca în fig.5.1 se aleg într-un plan arbitrar, care trece prin axa rotorului. Crucea de dezechilibru \vec{U}_I , \vec{U}_{II} se poate reduce în orice punct A al axei de rotație (fig.5.3), obținându-se în general un torsor de dezechilibru $\vec{\tau}$ compus dintr-o forță \vec{R} și un moment \vec{M} .

Dezechilibrul definit fie prin crucea de dezechilibru fie prin torsorul $\vec{\tau}$ poartă denumirea de *dezechilibru dinamic*.

Considerând torsorul redus în punctul de intersecție cu axa de rotație a planului radial ce trece prin centrul de greutate al rotorului, pot apare

următoarele cazuri particulare:

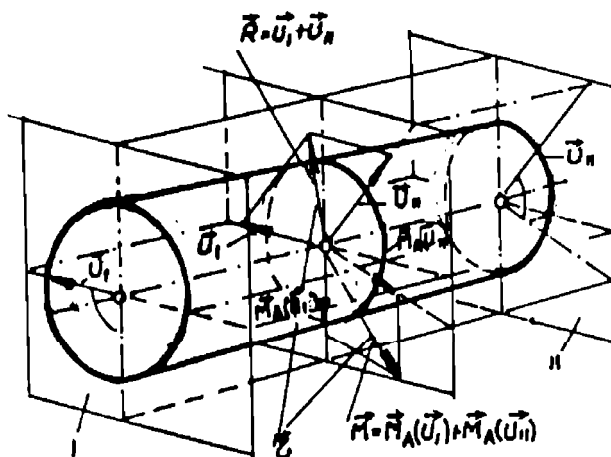


Fig.5.3

I. $\vec{R} \neq 0$, $\vec{M} = 0$, denumit *dezechilibru static*, caracterizat prin faptul că una dintre axele centrale principale de inerție ale rotorului este paralelă cu axa de rotație. Centrul de greutate al rotorului este situat excentric față de axa de rotație.

II. $\vec{R} = 0$, $\vec{M} \neq 0$, denumit *dezechilibrul de cuplu*, caracterizat prin faptul că una dintre axele centrale principale de inerție este înclinată față de axa rotorului. Centrul de greutate al rotorului este situat pe axa de rotație.

III. $\vec{R} \neq 0$, $\vec{M} \neq 0$ și $\vec{R} \perp \vec{M}$, denumit *dezechilibru quasi-static*, torsorul putându-se reduce în continuare la o forță unică cu punctul de aplicație deplasat axial față de centrul de greutate la cota $a=M/R$. Centrul de greutate, ca și în cazul I, nu este situat pe axa de rotație.

5.3. Calculul crucilor de dezechilibru echivalente

Există o infinitate de cruci de dezechilibru echivalente cu \vec{U}_I, \vec{U}_{II} . Dintre acestea interesează crucea \vec{U}_S, \vec{U}_D conținută în planele de simetrie ale lagărului stâng (L_S) și drept (L_D). Se vor considera două cazuri: unul cu rotorul situat între lagăre (fig.5.4,a) și altul cu rotorul în consolă (fig.5.4,b).

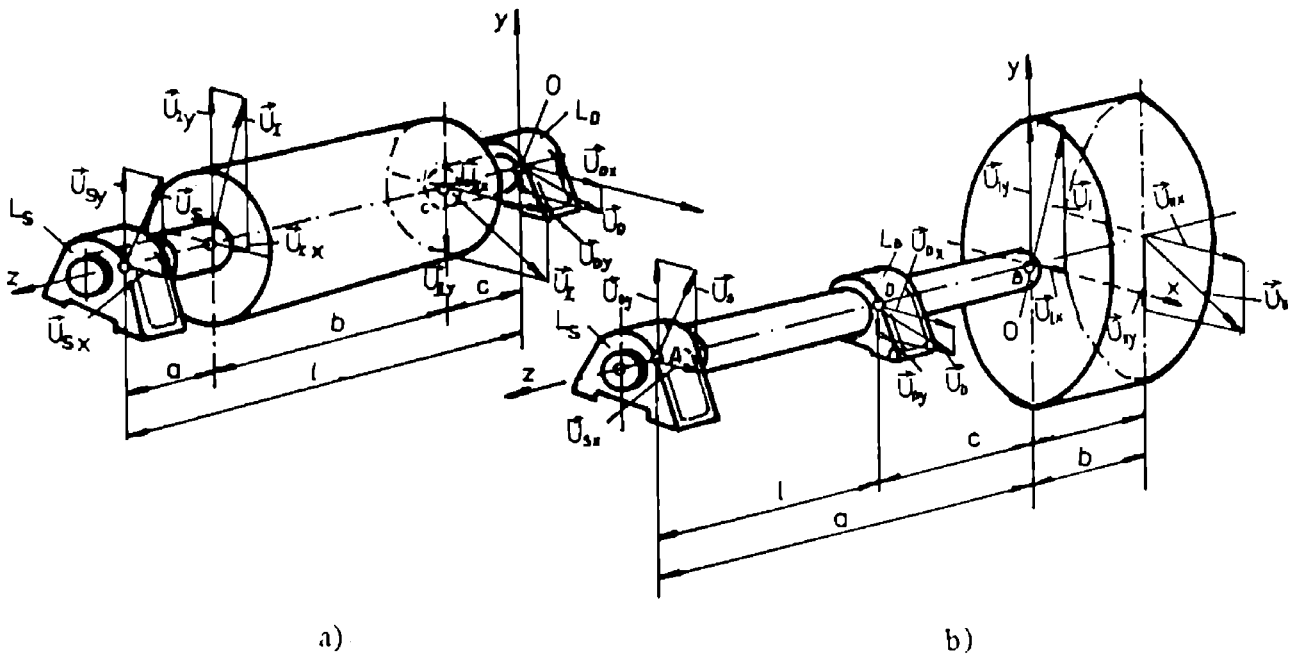


Fig.5.4

Pe baza echivalenței amintite, momentele celor două cruci față de un punct oarecare de pe axa de rotație Oz trebuie să fie identice. Notând prin \vec{k} versorul axei Oz și egalând momentele față de punctul C , respectiv B , rezultă vectorii \vec{U}_I și \vec{U}_{II} în funcție de \vec{U}_S și \vec{U}_D .

Pentru cazul din figura 5.4a se deduce:

$$\begin{aligned} b\vec{k} \times \vec{U}_I &= (a+b)\vec{k} \times \vec{U}_S - c\vec{k} \times \vec{U}_D \\ -b\vec{k} \times \vec{U}_{II} &= a\vec{k} \times \vec{U}_S - (b+c)\vec{k} \times \vec{U}_D \end{aligned} \quad (5.8)$$

Sistemul (5.8) se poate scrie sub următoarea formă matriceală:

$$\begin{vmatrix} \vec{U}_I \\ \vec{U}_{II} \end{vmatrix} = \begin{vmatrix} \frac{a+b}{c} & -\frac{c}{b} \\ -\frac{a}{b} & \frac{b+c}{b} \end{vmatrix} * \begin{vmatrix} \vec{U}_S \\ \vec{U}_D \end{vmatrix} \quad (5.9)$$

Pentru cazul din figura 5.4 b se deduce:

$$\begin{aligned} b\vec{k} \times \vec{U}_I &= (a+b)\vec{k} \times \vec{U}_S + c\vec{k} \times \vec{U}_D \\ -b\vec{k} \times \vec{U}_{II} &= a\vec{k} \times \vec{U}_S + (c-b)\vec{k} \times \vec{U}_D \end{aligned} \quad (5.10)$$

sau matriceal:

$$\begin{vmatrix} \vec{U}_I \\ \vec{U}_{II} \end{vmatrix} = \begin{vmatrix} \frac{a+b}{c} & \frac{c}{b} \\ -\frac{a}{b} & \frac{b-c}{b} \end{vmatrix} * \begin{vmatrix} \vec{U}_S \\ \vec{U}_D \end{vmatrix} \quad (5.11)$$

Vectorii \vec{U}_I și \vec{U}_{II} rezultă descompuși după vectorii \vec{U}_S și \vec{U}_D , după înmulțirea acestora cu mărimi scalare.

Relațiile de transformare (5.9) și (5.11) rămân valabile și pentru proiecțiile vectorilor de dezechilibru față de axele Ox sau Oy ale sistemului Oxyz fixat de rotor.

Prin evaluarea matricilor inverse respective se calculează și vectorii \vec{U}_S , \vec{U}_D în funcție de \vec{U}_I și \vec{U}_{II} .

5.4. Echilibrarea într-un singur plan

La rotorii de forma unor discuri, având raportul dintre lățime și diametru sub 1/10, ca la ferăstraie circulare, pietre de polizor etc., este suficientă echilibrarea într-un singur plan, dacă discul este montat în limita toleranțelor admise, perpendicular pe axa de rotație.

Echilibrarea într-un singur plan înlătură numai dezechilibrul static sau quasi-static, denumindu-se din această cauză *echilibrare statică*.

Pentru efectuarea echilibrării statice trebuie cunoscut planul radial ce trece prin centrul de greutate sau prin punctul de aplicație al forței de dezechilibru quasi-static.

La discurile perpendiculare pe axa de rotație acest plan se poate considera confundat cu planul median respectiv.

Intrucât în cazul dezechilibrului static centrul de greutate G al discului se găsește la distanța e de axa de rotație, acesta se poate evidenția printr-o pendulare statică, după așezarea arborelui respectiv pe două prisme, ca în fig.5.5.

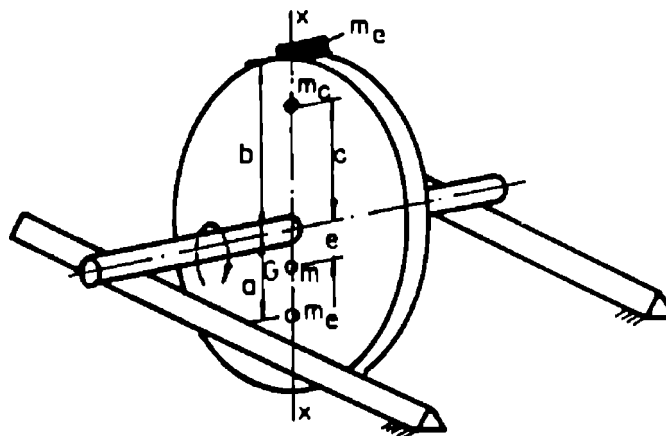


Fig.5.5

Direcția $x-x$ în care trebuie să se intervină cu o masă de echilibrare, se marchează după încetarea pendulării și corespunde poziției de echilibru stabil al discului, cu punctul G la nivelul minim. Mărimea dezechilibrului $U=me$, unde m este masa discului, se poate determina prin plasarea pe direcția $x-x$ a unei mase de control m_c la distanța c , astfel ca în orice altă poziție discul să

ramână în echilibru stabil.

În acest caz:

$$U = m_e \cdot e = m_c \cdot c \quad (5.12)$$

Echilibrarea se poate efectua fie prin plasarea unei contragreutăți m_e la distanța b astfel ca:

$$m_e \cdot b = U \quad (5.13)$$

fie prin îndepărtarea de material prin găurire la cota a în partea opusă, astfel ca

$$m_e \cdot a = U \quad (5.14)$$

Pentru efectuarea cu mare precizie a unor echilibrări statice în serie există dispozitive speciale.

Este de remarcat că prin pendularea statică dezechilibrul de cuplu nu poate fi sesizat.

Dacă acesta există, rămâne neechilibrat și se evidențiază cu atât mai mult cu cât turația maximă de lucru crește. La discurile subțiri efectul dezechilibrului cuplului este mic și se poate practic neglija.

5.5. Echilibrarea în două plane

5.5.1. Regimuri de echilibrare

Atât în cazul dezechilibrului de cuplu, cât și în cazul general al dezechilibrului dinamic, echilibrarea, denumită *echilibrare dinamică*, se realizează în două plane radiale arbitrar alese denumite *plane de echilibrare* sau *plane de corecție*.

Rotorului i se imprimă o rotație în lagărele sale proprii sau în lagărele unei mașini speciale de echilibrat dinamic, măsurându-se vibrațiile provocate de crucea de dezechilibru.

Pe baza măsurătorilor efectuate (de deplasări sau de forțe) se culeg informații cu privire la direcția și modulul vectorilor componenți ai crucii de dezechilibru.

Echilibrarea dinamică are ca obiect final micșorarea la valori practic admisibile a acestor vectori, prin îndepărtarea materialului de pe direcțiile respective sau prin aplicarea unor contragreutăți.

La o mașină de echilibrat dinamic (fig.5.6 a) vibrația lagărelor, de regulă în direcție orizontală, este asigurată prin fixarea lor elastică de batiu cu ajutorul arcurilor lamelare (C_1) și (C_2). Sistemul vibrant astfel considerat are două grade de mobilitate, putându-se modela matematic prin două ecuații diferențiale.

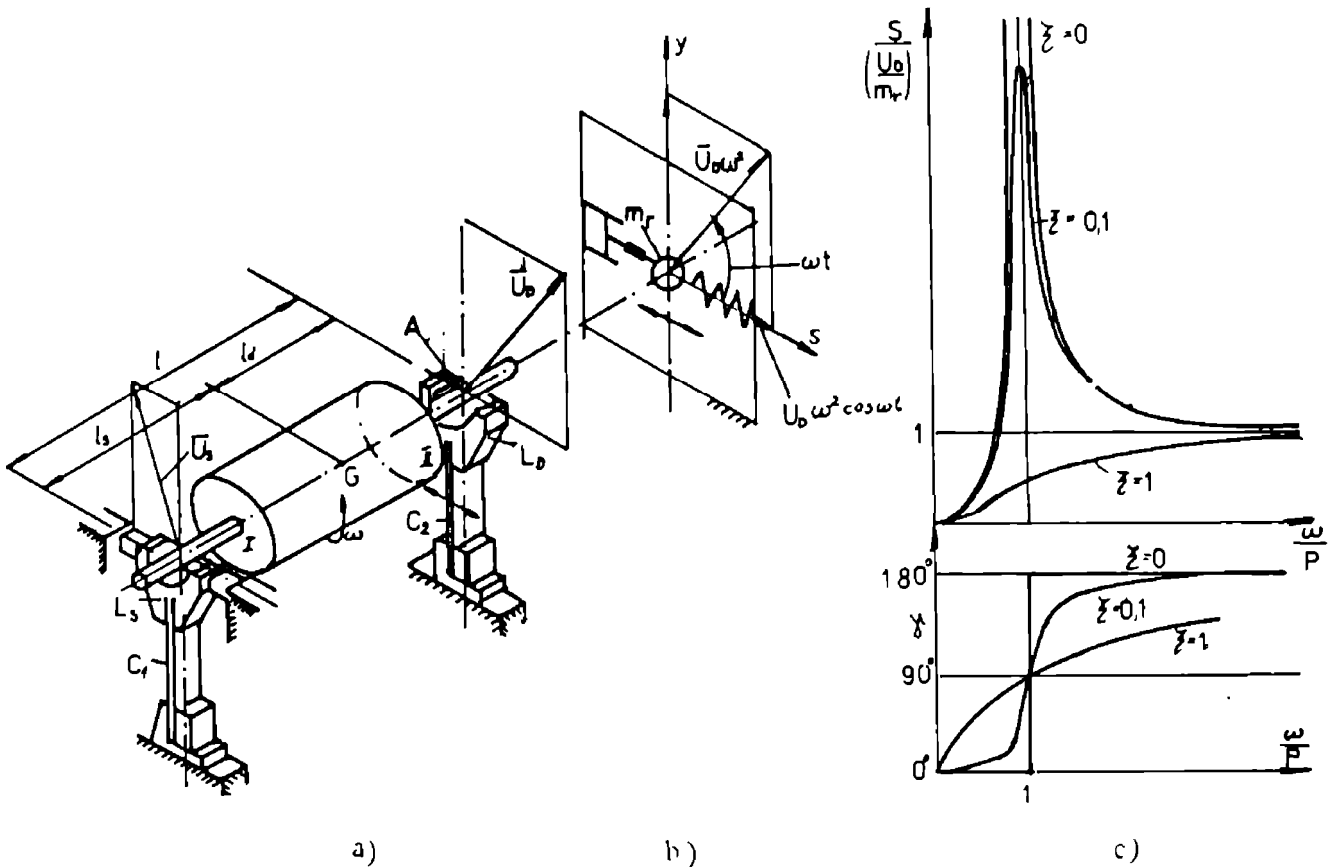


Fig.5.6

Prin blocarea unuia din lagăre, de exemplu a lagărului stâng, sistemul devine cu un singur grad de libertate, modelându-se printr-o singură ecuație diferențială.

Modelul fizic simplificat este prezentat în figura 5.6,b, cu următoarea specificație:

- m_r reprezintă masa rotorului redusă la punctul A din planul de simetrie L_D al lagărului drept;

- $U_D \omega^2 \cos \omega t$ reprezintă forța perturbatoare armonică dată de proiecția forței de dezechilibru $\bar{U}_D \omega^2$ redusă în punctul A;

- c reprezintă coeficientul de amortizare vâscoasă al sistemului;

- k reprezintă constanta de rigiditate a arcului lamelar (C_2);

Masa redusă m_r se calculează din relația:

$$m_r = \frac{l_s^2 + i^2}{l^2} m \quad (5.15)$$

unde m este masa, iar i raza de girație a rotorului, considerată față de axa centrală perpendiculară pe planul orizontal al vibrațiilor.

Ecuația diferențială a vibrațiilor forțate amortizate este:

$$m_r \ddot{s} + c\dot{s} + ks = U_D \omega^2 \cos \omega t \quad (5.16)$$

Soluția acestei ecuații, după trecerea regimului tranzitoriu, va fi:

$$s = S \cos(\omega t - \gamma) \quad (5.17)$$

Introducând pulsația proprie p în lipsa amortizării:

$$p^2 = \frac{k}{m_r} \quad (5.18)$$

și factorul de amortizare

$$\xi = \frac{c}{2\sqrt{km_r}} \quad (5.19)$$

amplitudinea S a răspunsului deplasare (a vibrațiilor forțate) va fi:

$$S = \frac{U_D}{m_r} \frac{\frac{\omega^2}{p^2}}{\sqrt{\left[1 - \left(\frac{\omega}{p}\right)^2\right]^2 + 4\xi^2 \left(\frac{\omega}{p}\right)^2}} \quad (5.20)$$

Unghiul de defazaj dintre vectorul \vec{U}_D și vectorul de deplasare \vec{S} va fi:

$$\gamma = \arctg \frac{2\xi \frac{\omega}{p}}{1 - \frac{\omega^2}{p^2}} \quad (5.21)$$

Este de remarcat că vectorii \vec{U}_S și \vec{U}_D se rotesc în sensul vitezei unghiulare cu viteza ω , \vec{S} fiind în urma lui \vec{U}_D .

În fig.5.6,c s-au reprezentat curbele $S/(U_D/m_r)$ și γ în funcție de raportul ω/p pentru diferite valori ale factorului de amortizare.

După raportul dintre viteza unghiulară ω la care are loc echilibrarea și pulsația proprie p a sistemului se deosebesc trei regimuri de echilibrare dinamică:

- a. Echilibrarea la rezonanță, dacă $\omega = p$.
- b. Echilibrarea supracritică, dacă $\omega \gg p$.
- c. Echilibrarea subcritică, dacă $\omega \ll p$.

5.5.2. Echilibrarea la rezonanță

Echilibrarea la rezonanță se efectuează la turația critică a sistemului oscilant când, după cum rezultă din relațiile (5.20) și (5.21), amplitudinea vibrațiilor este maximă, iar decalajul de fază γ dintre vectorii de dezechilibru și de deplasare este de 90° .

Echilibrarea pe bază de măsurători se realizează direct: rotorului i se imprimă o turație peste cea critică și se lasă apoi liber, înregistrându-se o

scădere continuă a turației. La trecerea prin rezonanță, cu un ceas comparator montat în dreptul lagărului neblocaat se măsoară amplitudinea maximă a oscilației. Cu ajutorul unui vârf de ac sau de creion apropiat ușor de axa rotorului se înseamnă locul bătăii maxime.

Contragreutatea, dedusă din amplitudinea măsurată pe baza unei etalonări prealabile, se plasează în planul cel mai apropiat de lagărul neblocaat rotit cu 90^0 față de locul bătăii maxime în sensul contrar turației.

Se procedează în mod asemănător și la determinarea contragreutății din al doilea plan de echilibrare, după blocarea celui alt lagăr.

Toate aceste operații sunt greoaie și nesigure. Nesiguranța provine pe de o parte din lipsa de precizie la măsurare, iar pe de altă parte din faptul că amplitudinea de rezonanță depinde sensibil de factorul de amortizare, după cum rezultă din fig.5.6,c. Singurul avantaj al metodei, de posibilitate de sesizare a celui mai mic dezechilibru, în faza actuală de dezvoltare a tehnicii de măsurare a vibrațiilor, își pierde însemnătatea. Datorită acestui fapt, metoda de măsurare la rezonanță nu mai prezintă importanță deosebită.

5.5.3. Echilibrarea supracritică

Pentru sesizarea unor aspecte fundamentale ale acestui regim de echilibrare, factorul de amortizare ξ din relația (5.20) se va considera 0. Având în vedere că la echilibrarea supracritică $\omega \gg p$, în numitorul relației (5.20) cifra 1 se poate neglija față de $(\omega/p)^2$, rezultând astfel:

$$S \approx \frac{U_D}{m_r} \quad (5.22)$$

Amplitudinea vibrației este prin urmare independentă de viteza unghiulară, este proporțională cu vectorul de dezechilibru redus și invers

proporțională cu masa redusă a rotorului. După cum rezultă din figura 5.6,c, decalajul de fază dintre vectorii de dezechilibru și vibrație se poate considera $\gamma = 180^{\circ}$.

Pentru realizarea regimului supracritic pulsația p a sistemului vibrant trebuie să fie relativ mică, ceea ce pe baza relației (5.18) înseamnă o suspensie elastică de rigiditate mică. Din acest motiv în limbajul de specialitate consacrat, se spune că mașina de echilibrat în regim supracritic are *lagăre nerigide*.

Vectorul de dezechilibru redus se deduce prin măsurarea depășirilor cauzate, conținând implicit ambii vectori de dezechilibru \vec{U}_l și \vec{U}_n din planele de echilibrare considerate.

Echilibrarea, care are ca scop reducerea până la limita unor toleranțe admise a vectorilor de dezechilibru, devine în general posibilă numai printr-un procedeu de aproximare iterativă realizată prin lansări succesive. Numărul lansărilor este de minimum două, fiind în funcție de toleranța dată și de distanțele minime dintre planele de echilibrare și lagăre. La prima lansare, realizată prin blocarea lagărului stâng, ca în fig.5.6, se măsoară mărimea și faza vectorului \vec{S} cu ajutorul unor traductori de regulă inductivi, care transformă mărimea de intrare mecanică (viteza oscilației) în mărime electrică (tensiune).

Cu ajutorul relației (5.22) se calculează apoi modulul lui \vec{U}_D , neglijând i^2 din relația (5.15) și considerând l_s și l cunoscute.

În planul II se plasează în fază cu \vec{S} o contragreutate de masă m_e pe o rază ρ , după relația $m_e \rho = \frac{l}{x} U_D$, anulându-se astfel oscilațiile din lagărul drept.

Prin blocarea lagărului drept se măsoară în mod asemănător oscilația din lagărul stâng și se determină contragreutatea din planul I.

Procedeul iterativ se continuă, dacă e cazul, cu aplicarea de fiecare dată a tuturor contragreutăților determinate în lansările anterioare.

Rezultă că echilibrarea supracritică a unui rotor nou este greoaie și îndelungată. Procedeul este avantajos numai la echilibrări în serie, care la mașina de echilibrat în cauză reclamă însă adaptări suplimentare, după cum se va vedea mai târziu.

5.5.4. Echilibrarea subcritică

Si în acest caz, pentru sesizarea unor aspecte fundamentale, se va considera $\xi=0$.

Deoarece la echilibrarea subcritică $\omega \ll p$, mărimea $(\omega/p)^2$ din relația (5.20) se poate neglija în raport cu 1, obținându-se:

$$S \approx \frac{U_D}{m_r} \frac{\omega^2}{p^2} \quad (5.23)$$

care, dacă se ține seama de relația (5.18), devine:

$$S \approx \frac{U_D \omega^2}{k} \approx \frac{F_D}{k} \quad (5.24)$$

Amplitudinea măsurată este deci proporțională cu mărimea vectorului de dezechilibru redus la lagăre, fiind independentă de masa rotorului. Factorul de proporționalitate depinde numai de constantele mașinii ω și k .

Decalajul de fază dintre vectorul oscilației și vectorul de dezechilibru redus, după cum rezultă din fig. 5.6,c, este în regim subcritic $\gamma \cong 0^0$.

Pentru realizarea unui regim subcritic, pulsația de rezonanță trebuie aleasă relativ mare, ceea ce conform relației (5.18) se asigură prin aplicarea unor lagăre rigide cu constanta k mare. Nu se necesită arcuri lamelare speciale, acestea putând fi însăși palierele de susținere a lagărelor. Oscilațiile se măsoară

cu traductori de forță piezoelectrice, blocarea alternativă a lagărelor devenind astfel inutilă.

Măsurarea vibrațiilor și determinarea vectorilor de echilibru reduși \vec{U}_D și \vec{U}_S se efectuează în timpul unei singure lansări. Vectorii de dezechilibru \vec{U}_I și \vec{U}_{II} din planele I și II sau proiecțiile lor se pot deduce prin calcule cu ajutorul matricei de transfer din (5.9) și (5.11), care nu conține decât dimensiuni geometrice cunoscute. Transformările liniare corespunzătoare se pot modela și prin circuite electrice, constantele geometrice respective putându-se introduce înaintea echilibrării, cu ajutorul unor potențiometre. În felul acesta, valorile lui \vec{U}_I și \vec{U}_{II} rezultate din mărimile electrice de intrare date de \vec{U}_D și \vec{U}_S , se pot citi direct cu ajutorul aparatelor de bord ale mașinii.

Datorită avantajelor prezentate mai sus, mașinile de echilibrat dinamic în regim subcritic, se pot considera superioare față de celelalte tipuri, înglobând cele mai recente realizări din domeniul tehnicii de echilibrare.

5.5.5. Separarea dezechilibrului în regim supracritic. Punct nodal.

După cum s-a arătat la paragraful 5.5.3., la mașinile de echilibrat în regim supracritic (cu lagăre nerigide) echilibrarea este dificilă, necesită mai multe lansări și de multe ori se realizează cu dezechilibru rezidual mare. Aceste dificultăți sunt cauzate de influența reciprocă a vectorilor de dezechilibru \vec{U}_I și \vec{U}_{II} și de imposibilitatea de separare a efectelor acestora.

Pentru separarea efectelor lui \vec{U}_I și \vec{U}_{II} , rotorul se montează într-o ramă mecanică cu suspensie elastică, care poate vibra în jurul unei axe. Poziția axei, materializată de exemplu prin muchia unei prisme, se poate regla astfel încât să fie conținută fie în planul I fie în planul II de echilibrare (fig.5.7).

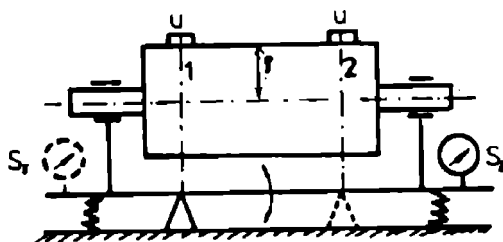


Fig.5.7

În poziția I vibrația este proporțională și în contrafază cu vectorul \vec{U}_{II} , iar în poziția II, cu vectorul \vec{U}_I . Echilibrarea se efectuează în două lansări și este posibilă dacă se cunosc coeficienții de proporționalitate c_I și c_{II} .

La echilibrarea în serie acestea se pot deduce pe cale experimentală cu ajutorul unui rotor perfect echilibrat al seriei. După reglarea axei de vibrație în planul I, rotorului i se imprimă o mișcare de rotație după aplicarea unei mase etalon u la o rază etalon ρ , în planul II. Operația se repetă reglând axa în planul II și transpunând masa u la raza ρ în planul I. Măsurând amplitudinile respective, S_I și S_{II} , coeficienții c_I și c_{II} se vor deduce din relațiile:

$$c_I = \frac{\rho u}{S_I} \quad \text{și} \quad c_{II} = \frac{\rho u}{S_{II}} \quad (5.25)$$

O altă metodă de separare a efectului vectorilor de dezechilibru se bazează pe existența unor așa-zise *puncte nodale*, caracteristice oscilației libere a ramei cu suspensie elastică, în ipoteza neglijării factorului de amortizare.

Metoda se aplică cu exclusivitate la echilibrarea rotorilor în serie.

Noțiunea de *punct nodal*

Se va considera în acest sens un rotor R perfect echilibrat, de masă m , având centrul de greutate în G și axa centrală principală de inerție suprapusă

peste axa de rotație Δ (fig.5.8). Se rigidizează de R un sistem de referință Oxyz astfel ca O să coincidă cu G și Oz cu Δ .

Momentele centrale principale de inerție se notează cu I_z și cu $I = I_x = I_y$. Intr-un punct P din planul radial E de coordonate $(0, y_u, z_u)$ se fixează o masă de dezechilibru u neglijabilă față de m. Datorită acesteia, centrul de greutate se va deplasa în G de coordonate $(0, e_y, e_z)$ deduse cu ajutorul relațiilor:

$$e_y = \frac{u}{m+u} * y_u \approx \frac{uy_u}{m} \tag{5.26}$$

$$e_z = \frac{u}{m+u} z_u$$

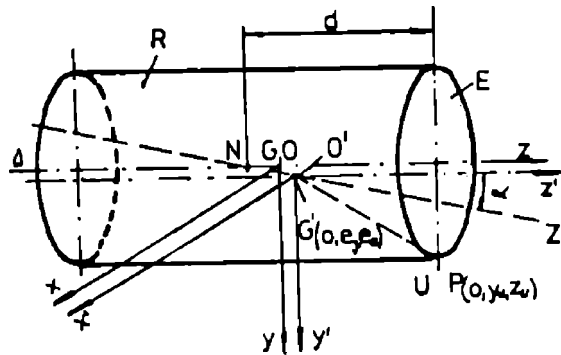


Fig.5.8

Față de un nou sistem de referință O'x'y'z' paralel cu Oxyz, cu originea în G' punctul P va avea coordonatele:

$$\begin{aligned} x'_u &= x_u = 0 \\ y'_u &= y_u - e_y = \frac{m}{m+u} y_u \\ z'_u &= z_u - e_z = \frac{m}{m+u} z_u \end{aligned} \tag{5.27}$$

Tinând seama de relațiile de mai sus, momentele de inerție ale noului sistem față de axele $O'x'$, $O'y'$, $O'z'$, aplicând teorema lui Steiner, vor fi:

$$\begin{aligned} I_{z'} &= (I_z + me_y^2) + u(y_u - e_y)^2 = I_z + \frac{mu}{m+u} y_u^2 \\ I_{y'} &= (I_y + me_z^2) + u(z_u - e_z)^2 = I_y + \frac{mu}{m+u} z_u^2 \\ I_{y'z'} &= me_y e_z + u(y_u - e_y)(z_u - e_z) = \frac{mu}{m+u} y_u z_u \end{aligned} \quad (5.28)$$

In noua variantă, întrucât $I_{y'z'} \neq 0$, axele sistemului $O'x'y'z'$ nu coincid cu axele principale centrale de inerție. Dezechilibrul u va roti axa centrală principală de inerție din planul $y'O'z'$ cu unghiul α față de $G'z'$, care se determină cu ajutorul relației:

$$\operatorname{tg} 2\alpha = \frac{2I_{y'z'}}{I_{y'} - I_{z'}} \quad (5.29)$$

Tinând seama de relația (5.28), aceasta devine:

$$\operatorname{tg} 2\alpha = \frac{2umy_u z_u}{(I - I_z)(m+u) + um(z_u^2 - y_u^2)} \quad (5.30)$$

In ipoteza $I \neq I_z$ și pentru $u \ll m$, al doilea termen al numitorului se poate neglija față de primul și astfel, se obține:

$$\operatorname{tg} 2\alpha = \frac{2uy_u z_u}{I - I_z} \quad (5.31)$$

In plus, unghiul α rezultă foarte mic, adică:

$$\alpha = \frac{uy_u z_u}{I - I_z} \quad (5.32)$$

Noua axă centrală de inerție $O'z''$ intersectează axa de rotație Δ într-un punct N situat la distanța d de planul E. Din fig.5.8, ținând seama și de relațiile (5.26), (5.27), (5.32) se deduce:

$$d = z'_u + \frac{e_y}{\operatorname{tg} \alpha} = \frac{m}{m+u} z_u + \frac{I - I_z}{(m+u)z_u} \quad (5.33)$$

Neglijând u pe lângă m , se obține:

$$d = \left(1 + \frac{I - I_z}{mz_u^2} \right) z_u \quad (5.34)$$

De aici rezultă că poziția punctului N dedusă la intersecția axei de rotație (Δ) cu noua axă centrală principală de inerție nu depinde de dezechilibrul u ci numai de masa rotorului și de alegerea planului (E).

Intrucât rotația liberă în spațiu a rotorului se efectuează în jurul axei centrale principale de inerție considerată fixă, axa de rotație (Δ) la aplicarea dezechilibrului u va pendula în jurul acesteia, descriind două conuri cu vârful în N . Din acest motiv punctul N poartă denumirea de *punct nodal* sau *punct de oscilație*. Dacă rotorul R este silit să oscileze liber împreună cu rama într-un singur plan, de exemplu în planul vertical, ca în fig.5.7, punctul nodal N devine fix, poziția sa depinzând de alegerea planului E , fiind independentă de masa u . Pentru evitarea influenței masei ramei, aceasta se poate elimina, adoptând o bară b cu masă neglijabilă, zisă bară nodală, fixată de cele două lagăre paralele cu axa de rotație (fig.5.9).

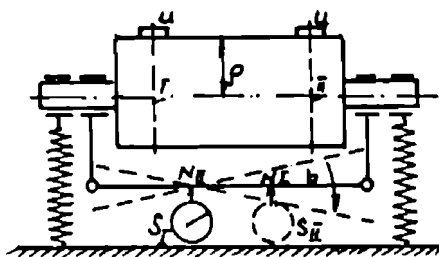


Fig.5.9

La lansarea rotorului etalon al seriei, considerat perfect echilibrat, nu se va sesiza nici o oscilație. După montarea, de exemplu în planul de echilibrare II

a unei mase etalon u pe o rază etalon ρ , bara va oscila în jurul punctului nodal N_{II} , depistat cu un ceas comparator, unde oscilațiile încetează. În mod asemănător, la o nouă lansare se poate determina al doilea punct nodal N_I , corespunzător dezechilibrului etalon u montat pe raza ρ în planul I.

Aflând cele două puncte nodale, comparatorul din N_I va indica amplitudinea S_{II} proporțională exclusiv cu vectorul de dezechilibru etalon $U = \rho u$ plasat în planul II, iar comparatorul din N_{II} amplitudinea S_I proporțională exclusiv cu același vector de dezechilibru plasat în planul I. Cei doi coeficienți de proporționalitate se vor determina cu ajutorul relațiilor (5.25). După măsurarea deplasărilor S_I și S_{II} din punctele nodale N_I și N_{II} date de un rotor oarecare neechilibrat al seriei considerate, prin înmulțire cu coeficienții de proporționalitate se va putea calcula modulul vectorilor de dezechilibru, adică mărimile de dezechilibru din planele I și II. Știind că acești vectori sunt în contrafază (decalajați cu 180°) cu deplasările măsurate în punctele N_{II} și N_I , se vor putea calcula și contragreutățile necesare, ca mărime, direcție și sens. Punctele nodale N_{II} și N_I se pot determina și cu ajutorul unei așa-zise rame electrice (fig.5.10), care este de fapt un potențiomtru reglabil.

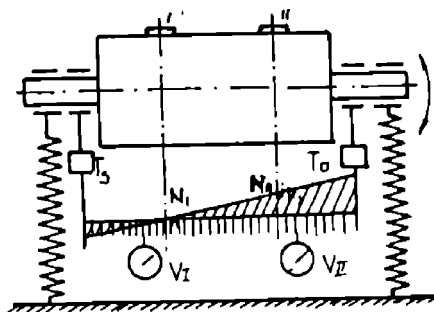


Fig.5.10

La capetele rezistenței sale ohmice se aplică tensiunile proporționale cu oscilațiile din lagăre, date de traductorii inductivi, T_S și T_D , reglarea efectuându-se pînă când voltmetrul $V_{I,II}$, va indica tensiunea nulă. Se procedează ca și în cazul ramei mecanice sau a barei nodale, rezultând două poziții distincte pentru indicatorul potențiometrului, corespunzătoare masei etalon u plasată în planul I respectiv II. Ca și la rama mecanică, în poziția indicatorului potențiometrului corespunzătoare masei etalon plasată în planul I voltmetrul va indica o tensiune proporțională cu masa etalon plasată în planul II și viceversa, ceea ce permite deducerea constantelor c_I și c_{II} din relația (5.25).

La un rotor neechilibrat al seriei se înregistrează tensiunile date de voltmetru pentru aceleași două poziții ale indicatorului potențiometrului care s-au determinat la etalonare. Cunoscînd coeficienții c_I și c_{II} , se deduc mărimile de dezechilibru corespunzătoare.

Echilibrarea rotorilor în serie cu ramă electrică se efectuează prin urmare cu o singură lansare secundată de două reglări în cazul prezenței unui singur potențiomtru sau de două comutări în cazul prezenței a două potențiometre.

5.6. Calitatea realizabilă a echilibrării și dezechilibrul rezidual

Anularea totală a vectorului de dezechilibru practic nu este posibilă și din acest motiv echilibrarea se execută totdeauna cu dezechilibru rezidual. Dezechilibrul rezidual se poate admite cu atît mai mare cu cît este mai mare masa rotorului. Datorită acestui fapt s-a adoptat ca măsură a calității echilibrării raportul dintre dezechilibrul rezidual admisibil U și masa rotorului m , denumit *dezechilibru specific admisibil*, notat, după STAS 10729-76, cu e .

$$e = \frac{U}{m} \left[\frac{g \cdot mm}{kg} \right] \quad (5.35)$$

Dezechilibrul specific admisibil în planul de dezechilibru static este echivalent cu deplasarea centrului de greutate în μm al rotorului față de axa arborelui.

Se acceptă, pe baza experienței, că pentru rotori de același tip, dezechilibrul specific admisibil e este invers proporțional cu turația n a rotorului, adică:

$$e \cdot \omega = c = \text{const.} \quad (5.36)$$

În funcție de constanta c , denumită *calitatea echilibrării*, pe bază de considerente economice și de fiabilitate STAS 10729-76 recomandă 11 grade de calitate de echilibrare, prezentate în tabelul 5.1 cu exemple de tipuri de rotori. Dintre acestea interesează în mod deosebit pentru mașini agricole și mori gradul de echilibrare G16. Alte situații se mai întâlnesc la utilaje agricole de utilitate generală, ca de exemplu ventilatoare (G6,3).

În tabelul 5.2 sunt date graficele pentru e recomandat, în funcție de turațiile maxime de lucru, pentru cele 11 grade de calitate.

La rotorul MCF 7 montat pe arbore, de exemplu, din tabelul 5.1 rezultă gradul de calitate G16. Dacă turația maximă de lucru este de 3.000 rot./min., din tabelul 5.2 se deduce:

$$e_a = 60 \mu\text{m}$$

Dacă masa rotorului considerat este de 200 kg, din relația (5.35) se obține:

$$u_a = 1200 \text{ gmm}$$

Intrucât echilibrarea se efectuează în două plane, dezechilibrul rezidual admisibil, determinat ca mai sus, va trebui realizat în aceste plane.

**Grade de calitate de echilibrare pentru diferite grupe reprezentative
de rotori rigizi**

Tabelul 5.1

Gradul de calitate de echilibrare G	$e\omega^{1) 2)}$ mm / s	TIPURI DE ROTORI
G4000	4000	Antrenare prin arbore cotit ³⁾ la motoarele Diesel navale lente ⁴⁾ , montaj rigid, număr impar de cilindrii
G1600	1600	Antrenare prin arbore cotit, montaj rigid, motoare mari în doi timpi
G630	630	Antrenare prin arbore cotit, montaj rigid, motoare mari în patru timpi Antrenare prin arbore cotit, montaj elastic, motoare Diesel navale
G250	250	Antrenare prin arbore cotit, montaj rigid, motoare Diesel rapide ⁴⁾ cu patru cilindrii
G100	100	Antrenare prin arbore cotit la motoare Diesel rapide ⁴⁾ , cu 6 sau mai mulți cilindrii.
G40	40	Motoare complete ⁵⁾ (cu benzină sau Diesel) pentru autoturisme, camioane și locomotive Roți de automobile, jante de roți, ansamble de roți, arbori de antrenare Antrenare prin arbore cotit, montaj elastic al motoarelor rapide ⁴⁾ în patru timpi (cu benzină sau Diesel) cu 6 sau mai mulți cilindrii. Antrenare prin arbore cotit pentru motoare de autoturisme, camioane și locomotive
G16	16	Arbori de antrenare (arbori de elice, arbori cardanici) cu condiții speciale Piese ale mașinilor de sfărâmat Piese ale mașinilor agricole Piese separate ale motoarelor (cu benzină sau Diesel) pentru autoturisme, camioane și locomotive Antrenare prin arbore cotit la motoare cu 6 sau mai mulți cilindrii în condiții speciale
G6,3	6,3	Angrenajele turbinelor principale navale (marina comercială) Tamburi centrifugali Ventilatoare Montaje de rotori cu turbine cu gaz pentru aeronautică Volanți Mașini-unelte și piese de mașini Piese separate ale unor motoare cu condiții speciale Mașini electrice cu condiții normale

G2,5	2,5	Turbine cu gaz și cu vapori inclusiv turbinele principale navale (marina comercială) Rotori de turbo-generatori, rigizi Turbo compresoare Antrenarea mașinilor unelte Pompe antrenate prin turbine
G1	1	Mașini electrice mari și medii cu condiții speciale Antrenarea magnetofonelor și fonografelor (gramofonelor) Antrenarea pieselor de polizat (rectificat)
G0,4	0,4	Mașini electrice mici, cu condiții speciale Broșe, discuri abrazive de precizie Giroscopae

1) $\omega = 2\pi n / 60 \approx n / 10$ dacă n este exprimat în rot./min. și ω în rad./sec.

2) În general, pentru rotorii rigizi cu două plane de corecție, se acceptă pentru fiecare plan jumătate din dezechilibrul rezidual recomandat; aceste valori sunt în general variabile pentru oricare din cele două plane alese. Pentru rotorii în formă de disc, cu un singur plan de corecție, valoarea întregă a dezechilibrului rezidual recomandat se acceptă pentru acest plan.

3) Prin "Antrenarea prin arbore cotit" se înțelege un ansamblu compus din: arborele cotit, volantul, un ambreiaj, o roată de curea, un amortizor de vibrații, partea în rotație a bielei, etc.

4) În acest standard, prin motor Diesel lent se înțelege motorul la care viteza pistonului este mai mică de 9 m/s, iar prin motor Diesel rapid se înțelege motorul la care viteza pistonului este mai mare de 9 m/s.

5) Pentru motoare complete, masa rotorului cuprinde suma tuturor maselor care contribuie la antrenarea arborelui cotit descris la obs. 3 de mai sus

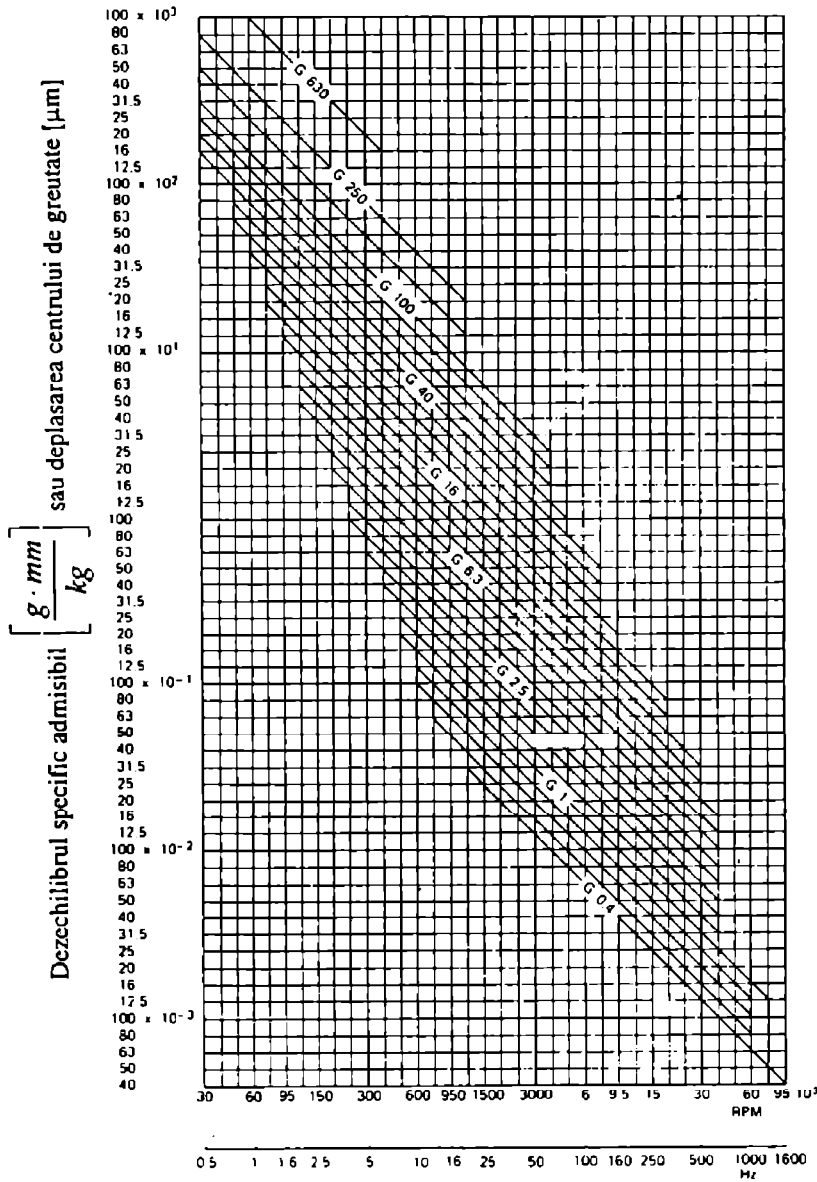
Dacă centrul de greutate este conținut între planele de echilibrare și între lagărele proprii ale rotorului (fig.5.11), ca în cele mai multe cazuri, repartizarea se face după legea pârghiilor, ca la dezechilibrul pur static, când vectorii de dezechilibru sunt paraleli și de același sens, adică:

$$U_I = U_a \frac{y}{x+y} \quad U_{II} = U_a \frac{x}{x+y} \quad (5.37)$$

Această repartizare este acoperitoare, deoarece pentru orice altă poziție relativă a acestor vectori se obțin reacțiuni dinamice în lagăre.

Pentru a demonstra acest lucru, din relația (5.9) se deduce:

Tabelul 5.2



Turația maximă de lucru

$$\begin{vmatrix} \vec{U}_s \\ \vec{U}_D \end{vmatrix} = \begin{vmatrix} \frac{b+c}{l} & \frac{c}{l} \\ \frac{a}{l} & \frac{a+b}{l} \end{vmatrix} \begin{vmatrix} \vec{U}_I \\ \vec{U}_{II} \end{vmatrix} \quad (5.38)$$

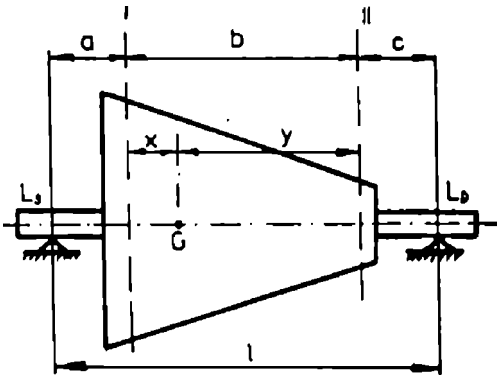


Fig.5.11

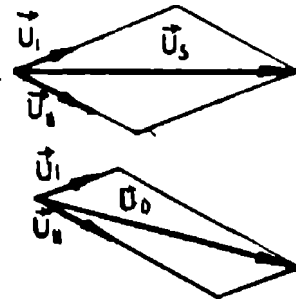


Fig.5.12

Reprezentând vectorial ecuația (5.38), ca în fig. 5.12, se observă că pentru valori date $|\vec{U}_I|$ și $|\vec{U}_{II}|$, încărcarea maximă U_{Smax} și U_{Dmax} se obține dacă \vec{U}_I și \vec{U}_{II} sunt paraleli și îndreptați în același sens.

Dacă centrul de greutate al rotorului se află în zona corespunzătoare treimii de mijloc a distanței dintre lagăre, și planele de echilibrare sunt situate aproximativ la aceeași distanță de o parte și alta a centrului de greutate, normele în vigoare admit ca repartizarea să se facă uniform, adică $U_I = U_{II} = U_a / 2$.

Considerând exemplul precedent, în ipoteza că $l = 750$ mm, $x = 250$ mm, $y = 300$ mm și $a + x = 350$ mm, se deduce raportul $(a+x) / l = 350 / 750 = 0,46$. Ca urmare, centrul de greutate se află în treimea de mijloc a distanței axiale. Deoarece $250 \approx 300$ dezechilibrul U_a se va repartiza uniform:

$$U_I = U_{II} = U_a / 2 = 600 \text{ g mm}$$

Dacă planele de echilibrare sunt situate în afara lagărelor, ca în fig.5.13, se poate deduce:

$$\begin{pmatrix} \vec{U}_S \\ \vec{U}_D \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} \frac{a+l}{l} & \frac{-c}{l} \\ \frac{-a}{l} & \frac{a+l}{l} \end{pmatrix} \begin{pmatrix} \vec{U}_I \\ \vec{U}_{II} \end{pmatrix} \quad (5.39)$$

Reprezentând vectorial ecuațiile (5.39) ca în fig.5.14, rezultă că, pentru obținerea reacțiunilor dinamice maxime U_{Smax} și U_{Dmax} , vectorii \vec{U}_I și \vec{U}_{II} trebuie să fie paraleli și de sens contrar.

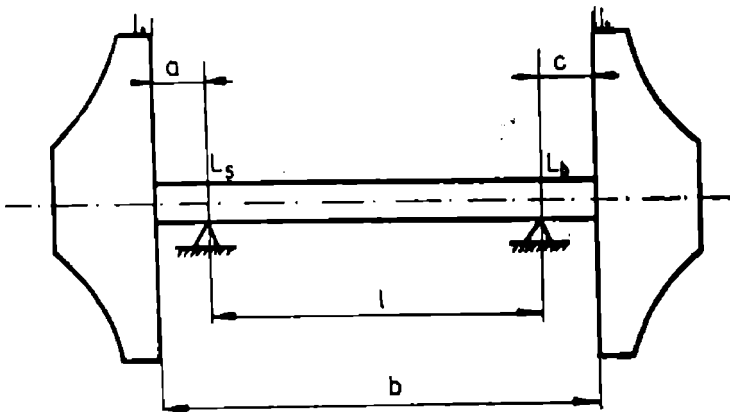


Fig. 5.13

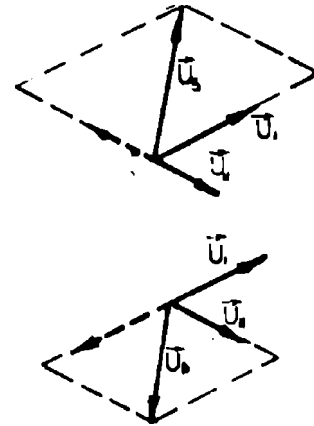


Fig. 5.14

În ipoteza unui rotor simetric ($a \approx c$) vectorii de dezechilibru rezidual din planele I și II se vor considera egali $\vec{U}_I = \vec{U}_{II}$. Pentru cazul cel mai defavorabil, ca mai sus, aceștia vor forma un cuplu de dezechilibru rezidual, de mărime $U_I b$. Dacă se impune ca reacțiunile dinamice din lagăre să nu depășească valorile din cazul 1 (fig.5.11), adică să fie egale cu $U_a / 2$, rezultă condiția:

$$U_I b = \frac{U_a}{2} l \quad (5.40)$$

adică

$$U_I = U_{II} = \frac{U_a l}{2b} \quad (5.41)$$

Ca urmare, în planele I și II din fig.5.13 se admite un dezechilibru rezidual mai mic, decât în cazul din fig.5.11.

Relația (5.41) se aplică în cazul când $b / l \leq 2$. Dacă acest raport este mai mare ca 2, repartizarea se face după alte criterii.

CAP.6 CONSIDERATII GENERALE PRIVIND STUDIUL SI ANALIZA VIBRATIILOR

6.1. Considerații generale privind reprezentarea vibrațiilor

Intotdeauna se poate preciza cel puțin un parametru care să descrie caracteristicile principale specifice funcționării unei mașini. Variația acestui parametru este sesizată și apoi transmisă sub formă de semnal pentru a fi realizată operația de prelucrare [G2]-[G3].

In general semnalul obținut de la o mașină este dependent de timp, deoarece însăși funcționarea se desfășoară în timp.

Comportarea dinamică a morii cu ciocane a fost urmărită printr-un semnal achiziționat cu ajutorul unui captor de accelerații montat pe lagărele rotorului. Acesta a permis prin prelucrare ulterioară ținând seama de metodele de analiză preconizate, stabilirea unor concluzii importante privind atât corectarea unor defecțiuni rezultate din dezechilibrare, cât și optimizarea regimurilor de funcționare.

Analitic, forma semnalului de vibrații este dată de o funcție reală sau complexă, dependentă de variabila t .

Clasificarea acestor semnale se face după diferite criterii prin grupare pe bază de proprietăți comune.

6.1.1. Clasificarea fenomenologică

Clasificarea fenomenologică se face după modul de comportare și are avantajul de a pune în evidență tipul evoluției semnalului, caracterul predeterminat sau componentele aleatoare ale acestuia (fig.6.1).

În cazul morilor cu ciocane, semnalul provenit de la rotorul aflat în mișcare de rotație are componente periodice staționare (în regim stabilizat) care sunt vizibile în reprezentarea temporală (fig.6.2). Acest semnal este posibil de analizat aplicând metode numerice de rezolvare adecvate, în concordanță cu dezvoltările analitice prezentate în continuare.

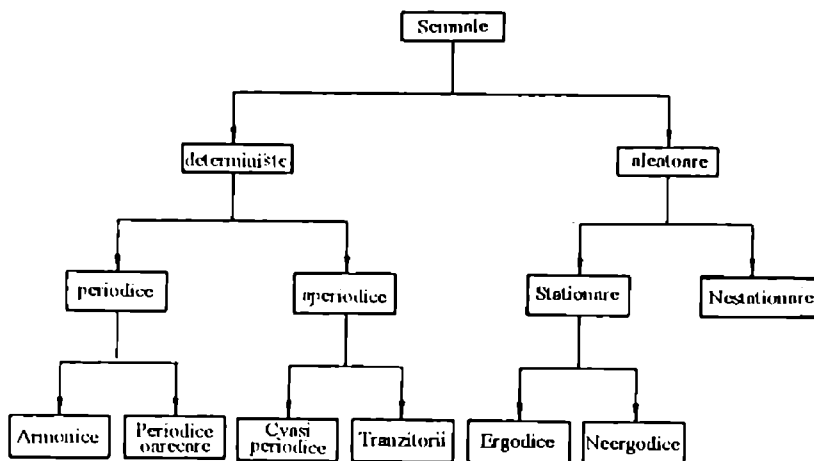


Fig.6.1

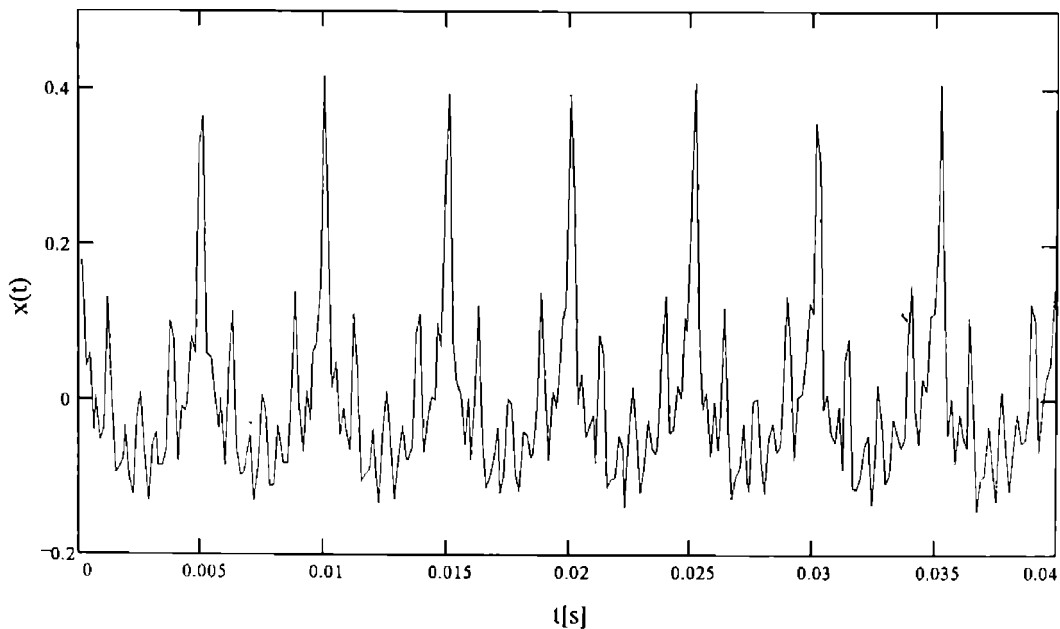


Fig.6.2

6.1.2. Clasificarea morfologică

În această clasificare se ține seama de forma de variație ce ar putea fi continuă sau discretă.

Este important de a stabili dacă semnalul are variație continuă sau discretă și dacă variabila independentă (timpul t), are de asemenea o variație continuă sau discretă (fig. 6.3)

Spectrele de amplitudine rezultă ca urmare a dezvoltării în serie Fourier a funcțiilor semnal periodice respectiv prin intermediul transformatei Fourier pentru funcții semnal aperiodice. Utilizând exprimarea complexă a funcțiilor armonice fundamentale ($\sin\omega t, \cos\omega t$), se definesc funcțiile spectrale de amplitudine bilaterale stabilite teoretic, și funcțiile de amplitudine unilaterale, derivate din primele. Acestea sunt legate direct de dezvoltarea Fourier, având semnificație fizică.

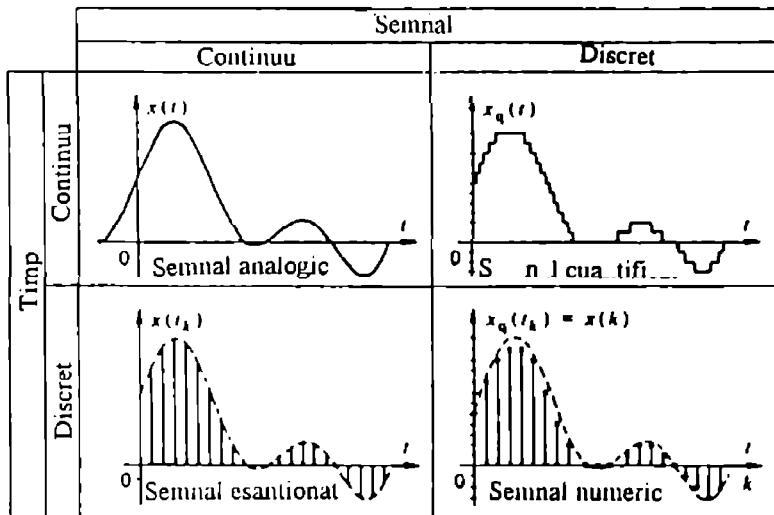


Fig.6.3

In general, problema evaluării spectrelor de amplitudine este determinată dacă funcția semnal este dată. Faptul că funcția semnal este limitată în timp, deformează spectrul real și pentru înlăturarea acestui efect se utilizează procedee de ponderare temporală sau frecvențială prin filtre, sau procedee numerice de calcul. Trebuie subliniat că ansamblul funcție semnal-funcție spectrală de amplitudine constituie un ansamblu, exprimând fie sub formă temporală, fie sub formă frecvențială un proces fizic.

In cazul funcțiilor periodice, prin utilizarea transformatei Fourier discrete se obțin spectrele de amplitudine propriu-zise.

6.2. Transformata Fourier a semnalelor

Considerând un semnal periodic, funcție de variabila independentă t , aceasta se poate reprezenta în două moduri: a) reprezentarea în funcție de timp de forma $y = f(t)$ și b) reprezentarea în funcție de frecvență de forma $Y = F(\nu)$.

Transformata Fourier exprimă analitic trecerea între cele două forme de reprezentări. Această transformare presupune dezvoltarea semnalului într-o serie Fourier de funcții armonice în care intervine sistemul trigonometric fundamental. Alegerea acestui sistem de funcții ortogonale face posibilă evidențierea în mod practic a liniilor spectrale armonice, precum și a unor interpretări fizice a semnalului nedeformat.

Semnale periodice

Considerând $x(t)$ un semnal periodic, funcție de timpul t , de perioadă T , se poate arăta că acesta se exprimă sub forma:

$$x(t) = \frac{a_0}{2} + \sum_{k=1}^{\infty} \left[a_k \cos\left(\frac{2\pi}{T} kt\right) + b_k \sin\left(\frac{2\pi}{T} kt\right) \right] \quad (6.1)$$

sau

$$x(t) = \frac{a_0}{2} + \sum_{k=1}^{\infty} \left[a_k \cos(2\pi\nu_0 kt) + b_k \sin(2\pi\nu_0 kt) \right], \text{ cu } \nu_0 = 1/T \quad (6.2)$$

Coeficienții a_k și b_k sunt dați de relațiile:

$$a_k = \frac{2}{T} \int_{-\frac{T}{2}}^{\frac{T}{2}} x(t) \cos(2\pi\nu_0 kt) dt \quad (6.3)$$

$$b_k = \frac{2}{T} \int_{-\frac{T}{2}}^{\frac{T}{2}} x(t) \sin(2\pi\nu_0 kt) dt$$

Folosind relațiile (6.3) care dau coeficienții Fourier, se poate scrie:

$$X(k\nu_0) = \frac{1}{2}(a_k - jb_k) \quad (6.4)$$

obținând în final:

$$X(k\nu_0) = \frac{1}{T} \int_{-\frac{T}{2}}^{\frac{T}{2}} x(t) \cdot e^{-j2\pi\nu_0 kt} dt \quad (6.5)$$

unde $X(k\nu_0)$ reprezintă spectrul care este în general complex. Acesta se poate exprima printr-un spectru de amplitudine, definit prin relația

$$|X(k\nu_0)| = \frac{1}{2} \sqrt{a_k^2 + b_k^2} \quad (6.6)$$

și un spectru de fază

$$\varphi(k\nu_0) = \arctg\left(-\frac{b_k}{a_k}\right) \quad (6.7)$$

Pentru modelarea matematică a fenomenelor de șoc se utilizează funcția impuls unitate, introdusă de Dirac și definită de relațiile:

$$\delta(t) = 0, \text{ pentru } \forall t \neq 0$$

și

$$\delta(t) = \infty, \text{ pentru } t = 0.$$

Tinând seama de expresia în funcție de frecvență

$$X(\nu) = \sum_{k=-\infty}^{\infty} |X(k\nu_0)| \cdot e^{-j \cdot \varphi(k\nu_0)} \cdot \delta(\nu - k\nu_0) \quad (6.8)$$

se poate trece la expresia în funcție de timp

$$x(t) = \sum_{k=-\infty}^{\infty} e^{j2\pi\nu_0 kt} \cdot \frac{1}{T} \int_{-\frac{T}{2}}^{\frac{T}{2}} x(\xi) \cdot e^{-j2\pi\nu_0 k\xi} d\xi \quad (6.9)$$

Funcția impuls are proprietatea de eșantionare a excitației prin aceea că furnizează un eșantion din momentul în care apare impulsul unitate $\delta(t)$.

Dacă semnalul $x(t)$ este real cum este cazul tuturor semnalelor de vibrații se pot scrie relațiile de simetrie:

$$a_{-k} = a_k \text{ și } b_{-k} = -b_k \quad (6.10)$$

Transformata Fourier a unui semnal periodic real posedă proprietatea de simetrie (spectrul de amplitudine par și spectrul de fază impar), ceea ce este avantajos în algoritmul de calcul al transformatei discrete Fourier (DFT) și anume este posibil de a construi spectrul bilateral fără a calcula decât spectrul de semnal pentru frecvențele pozitive, și astfel o diminuare rapidă a duratei de calcul. Algoritmul FFT consideră o înregistrare din domeniul timpului ca un bloc format din n eșantioane egal distanțate pe care le transformă într-un bloc de n eșantioane egal distanțate în domeniul frecvenței. Toate eșantioanele din domeniul timpului sunt necesare pentru calculul fiecărei linii din domeniul frecvență. Dacă semnalul este periodic, de perioadă T , spectrul asociat este un spectru compus din linii de frecvențe distanțate între ele la minimum $\nu_0 = 1/T$ dar discontinuu și nu există decât pentru frecvențe multiple de $\nu_0 = 1/T$.

Semnale neperiodice

Se consideră același semnal $x(t)$ dar la care perioada T tinde la infinit. În acest caz, intervalul minim de frecvență ν_0 tinde spre zero, iar spectrul devine o funcție continuă de frecvență.

În acest caz ecuațiile de transformare se pot scrie astfel:

$$x(t) = \int_{-\infty}^{\infty} e^{j2\pi\nu t} d\nu \int_{-\infty}^{\infty} x(\xi) \cdot e^{-j2\pi\nu\xi} \cdot d\xi \quad (6.11)$$

și

$$X(\nu) = \int_{-\infty}^{\infty} x(t) e^{-j2\pi\nu t} dt \quad (6.12)$$

Astfel se poate spune că transformata Fourier este continuă în frecvență.

Funcția $X(\nu)$ poate fi complexă, și se compune deci din partea reală $\text{Re}[X(\nu)]$ și partea imaginară $\text{Im}[X(\nu)]$:

$$\text{Re}[X(\nu)] = \int_{-\infty}^{\infty} x(t) \cos(2\pi\nu t) dt \quad (6.13)$$

și

$$\text{Im}[X(\nu)] = \int_{-\infty}^{\infty} x(t) \sin(2\pi\nu t) dt \quad (6.14)$$

Deci, expresia pentru spectrul de amplitudine și fază se poate scrie:

$$|X(\nu)| = \sqrt{\{\text{Re}[X(\nu)]\}^2 + \{\text{Im}[X(\nu)]\}^2}$$

iar (6.15)

$$\varphi(\nu) = \text{arctg} \left[-\frac{\text{Im}[X(\nu)]}{\text{Re}[X(\nu)]} \right]$$

În acest caz rămân valabile observațiile asupra semnalului real prezentate anterior.

Transformata Fourier a unor semnale cunoscute de durată finită

În general, analiza numerică a densității spectrale a unui semnal experimental nu se poate efectua decât dacă acesta are o durată finită $(0, T)$.

Se evidențiază în fig.6.4 - 6.5 transformatele Fourier pentru două cazuri:

1) semnal considerat de lungime $(0, T)$ periodic, de perioadă T

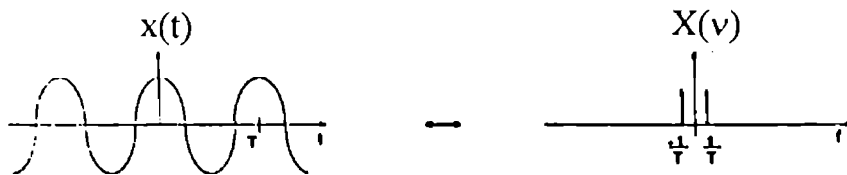


Fig.6.4.

2) semnalul considerat este nul în afara intervalului $(0, T)$

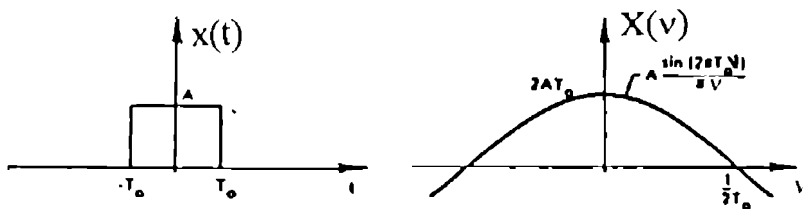


Fig.6.5.

Spectru bilateral și unilateral

Din cele prezentate în paragrafele precedente se observă că transformata Fourier a unui semnal nu este definită numai pentru frecvențe pozitive, ci și pentru frecvențe negative. Toate analizoarele de spectre ce folosesc transformata Fourier clasică nu calculează spectrele decât pentru frecvențele pozitive, deoarece ele operează asupra unui semnal fizic real. Utilizând proprietatea de simetrie a spectrului, transformata Fourier a semnalului analizat pentru frecvențe pozitive se poate extinde și pentru frecvențe negative. Spectrul astfel obținut este un spectru bilateral.

Deoarece în practică nu se consideră transformata Fourier decât pentru frecvențe pozitive, considerând un semnal analitic $a(t)$ asociat lui $x(t)$ se poate scrie:

$$TF[a(t)] = \begin{cases} 0 & , pt. \nu < 0 \\ X(\nu) & , pt. \nu = 0 \\ 2X(\nu) & , pt. \nu > 0 \end{cases} \quad (6.16)$$

Spectrul obținut $X(\nu)$ se numește spectru unilateral, iar semnalul analitic $a(t)$ corespunzător lui $x(t)$ care permite scrierea relației

$$a = x(t) + j\overline{x(t)} \quad (6.17)$$

unde

$$\overline{x(t)} = H[x(t)] \quad (6.18)$$

este transformata Hilbert a semnalului $x(t)$

De aici rezultă avantajul că având un simplu filtru defazat cu $\pi/2$ care poate realiza transformarea Hilbert, se poate reprezenta energia spectrală a semnalului.

6.3. Achiziția unui semnal analogic

Pentru a trata numeric un semnal analogic, continuu în timp și în amplitudine, este necesar de a-l reprezenta în prealabil printr-o serie de valori numerice. Operația conduce la funcția de achiziție care cuprinde fazele de eșantionare, cuantificare și codare. Acest lucru se realizează în general printr-un convertor analog-numeric. În cazul achiziționării datelor, s-a folosit o placă de achizite DAS 1600 incorporată într-un calculator personal compatibil PC.

6.3.1. Eșantionarea

Eșantionarea constă în transformarea semnalului cu variație continuă preluat de captor într-un semnal numeric, cu o anumită cadență de înregistrare (eșantionare). Dacă durata înregistrării în domeniul timpului (T_R) este eșantionată cu pasul de eșantionare T_e , frecvența de eșantionare echivalentă este $\nu_e=1/ T_e$ iar frecvența maximă ce poate fi eșantionată va fi $\nu_{max}=1/T_R$ (fig.6.6)

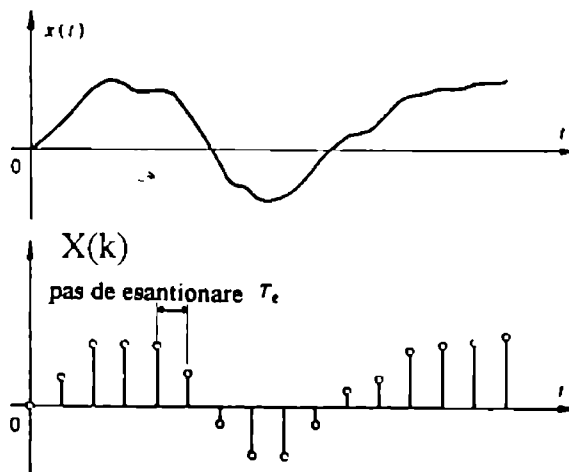


Fig.6.6

În continuare se prezintă principiile de bază ale eșantionării cu efect asupra semnalelor continue.

Eșantionarea periodică (cazul ideal)

În cazul ideal, durata de înregistrare a semnalului se consideră infinită. Pentru a realiza un eșantionaj real periodic a unui semnal analogic $x(t)$ (fig.6.7a) este suficient de a multiplica semnalul $x(t)$ printr-o serie de impulsuri Dirac $\delta_{T_e}(t)$, de frecvență ν_e (fig. 6.7c), dar separate în timp prin $T_e=1/\nu_e$, (fig.6. 7b). Astfel rezultă semnalul

$$x_{ei}(t) = x(t) \delta_{T_e}(t) \tag{6.19}$$

Transformata Fourier prin multiplicare în domeniul timpului se observă că se transformă într-un produs de convoluție în domeniul frecvenței:

$$x(t) \delta_{T_e}(t) \leftrightarrow TF[x(t)] * TF[\delta_{T_e}(t)] \tag{6.20}$$

Acesta implică o repetiție periodică, de perioadă egală cu frecvența de eșantionare $v_e = 1/T_e$ a transformatei Fourier și obținerea densității spectrale a semnalului analogic (fig.6.7c).

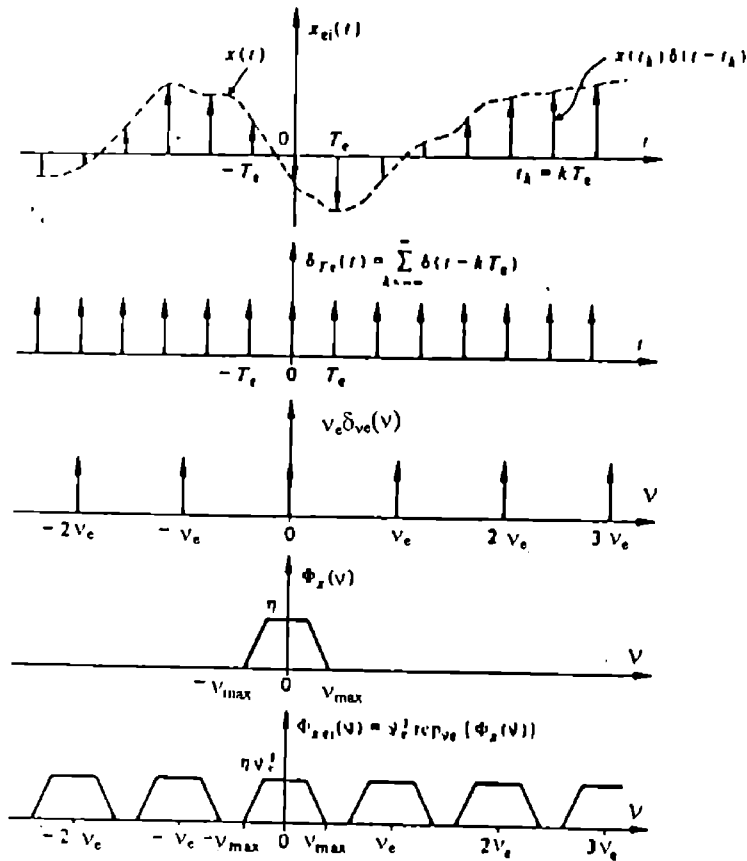


Fig.6.7.

În funcție de reprezentarea în domeniul frecvenței al spectrului original al semnalului analogic, acesta poate fi distinctă sau suprapusă parțial (fig.6.8).

In primul caz, semnalul $x(t)$ al transformatei Fourier $X(\nu)$ spune că $X(\nu)$ este nulă pentru $|\nu| \geq \nu_{\max}$ și spectrul se extinde pe o lățime de $2\nu_{\max}$.

In al doilea caz, există o suprapunere a spectrelor (efect aliasing), caz în care transformarea nu mai este reversibilă. Conform teoremei lui Shannon, pentru preântâmpinarea efectului aliasing trebuie ca $\nu_c \geq 2\nu_{\max}$, caz în care se asigură reversibilitatea transformării semnalului analizat.

Un aspect important îl constituie problema eșantionării unui semnal real (de durată limitată). Deoarece produsul dintre durata unui semnal și lățimea spectrului respectiv nu poate fi făcut mai mică decât o valoare dată, semnalele

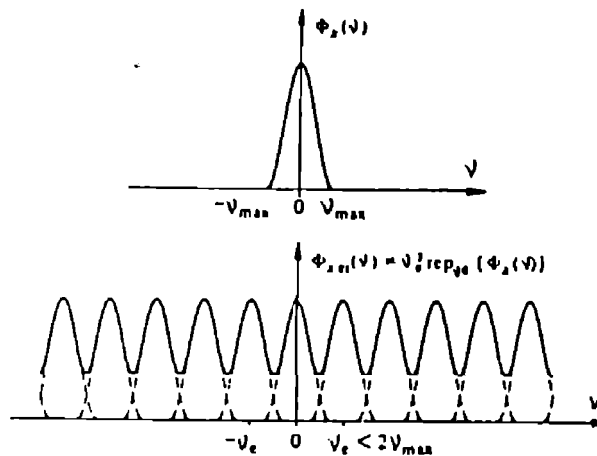


Fig.6.8.

de durată limitată au de obicei un spectru infinit și deci nu se supun condițiilor din teorema lui Shannon. Totuși, se poate considera un semnal de durată finită ca o trunchiere a unui semnal de durată infinită și spectru finit. Această determinare este aproximativă, deoarece lipsesc contribuțiile funcțiilor eșantion din afara intervalului. Influența se manifestă în acest caz la capetele intervalului.

Eșantionarea periodică reală

Eșantionarea reprezentată în fig.6.7 nu poate fi realizată fizic, ea fiind un concept abstract. Prelevarea experimentală a unei valori eșantionate, implică o operație de măsură ce se execută în timp determinat. Practic, valorile eșantionate $x(k) = x(t_k)$ sunt reprezentate printr-un parametru (amplitudine), printr-o serie de impulsuri de energie nenulă. Convertorul analog-numeric are rolul de a prelua impulsul de la traductor, de a-l transforma într-o mărime numerică, eșantionată în timp și de a-l memora în vederea unei analize ulterioare conform fig.6.9.

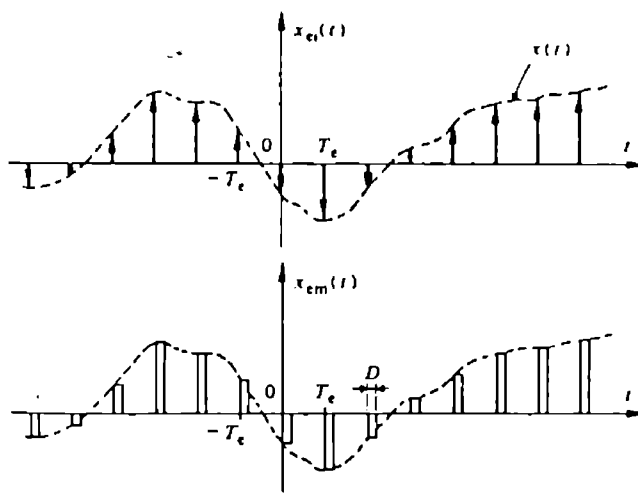


Fig.6.9.

Spectrul corespunzător semnalului $x_{em}(t)$, rezultat după eșantionare care este de fapt un produs de convoluție temporală între o serie periodică de impulsuri Dirac și o fereastră dreptunghiulară $[(t-D)/D]$, este reprezentat în fig.6.10.

Deci, în cazul eșantionării reale, densitatea spectrală obținută corespunde cazului ideal, și a cărei înfășurătoare continuă este dată de o funcție în sinc^2 , dependentă de durata de înregistrare D .

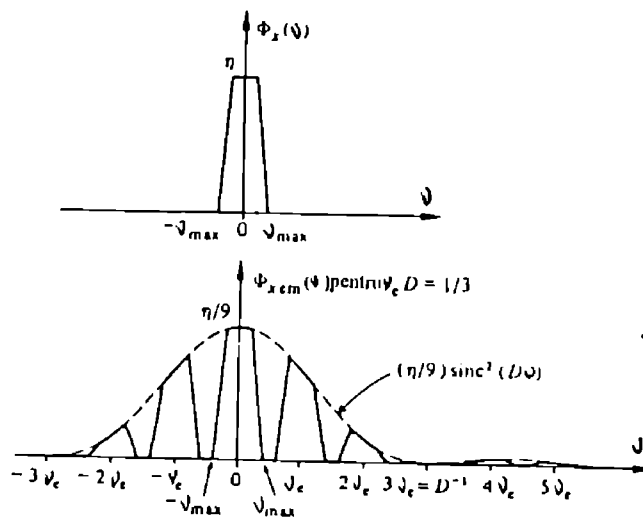


Fig.6.10.

6.3.2. Cuantificarea și codajul.

Cuantificarea este operația prin care se transformă amplitudinea unui semnal analogic în valori numerice, în general reprezentate în binar. Datorită faptului că un număr finit de biți definesc valoarea numerică a semnalului, convertorul analog-digital poate înregistra un număr finit de valori. Ca urmare a acestui fapt, conversia introduce o eroare de cuantificare care variază între 0 și $\pm 1/2$ LSB.

Fie $e(t)$ diferența între semnalul analogic $x(t)$ și semnalul cuantificat $y(t)$, iar Q nivelul de cuantificare ($Q=1\text{LSB}$). Pentru un nivel Q mic, natura erorii de cuantificare este similară celui de semnal aleator. Mai mult, considerând Q mic și semnalul $e(t)$ distribuit uniform între $-1/2Q$ și $+1/2Q$, semnalul se poate considera ca fiind similar celui de zgomot alb. Deci valoarea medie a lui $e(t)$ este nulă și variația sa v dată de relația:

$$v = \zeta^2 = E[e(t) - \overline{e(t)}]^2 = \frac{1}{Q} \int_{-\frac{Q}{2}}^{\frac{Q}{2}} \zeta^2 d\zeta = \frac{Q^2}{12} \quad (6.21)$$

arată că puterea semnalului cuantificat variază cu pătratul lui Q .

În consecință, este important de a avea un convertor analog-digital cu rezoluție foarte înaltă dar limitat de precizie, viteză și preț.

Alte erori provocate de convertorul analog-digital sunt:

- erori de liniaritate
- erori de amplificare

6.3.3. Erori introduse de analiza FFT

Analiza efectuată cu transformata Fourier numerică conform definiției introduce erori deoarece nu poate efectua calculele pe o perioadă infinită.

Semnalul numeric asupra căruia se efectuează algoritmul Fourier reprezintă de fapt o porțiune de semnal real. Datorită acestui lucru, erorile introduse de analiza FFT sunt:

- efectul de suprapunere (aliasing)
- efectul de fereastră în domeniul timpului
- efectul de zăbrele (picket fence effect)

Efectul de suprapunere (aliasing)

Efectul este cauzat de eșantionarea semnalului în domeniul timp și se caracterizează prin aceea că unele frecvențe înalte, după eșantionare se pot manifesta și în domeniul frecvențelor joase. Considerând frecvența de intrare ν_{in} superioară frecvenței de eșantionare ν_s , în procesul de eșantionare se va crea conform fig.6.11. o nouă frecvență, mai joasă $\nu_{in}-\nu_s$.

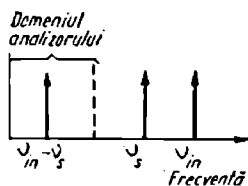


Fig.6.11

Dacă eșantionarea se realizează la o frecvență mai mare decât dublul frecvenței maxime a semnalului de intrare, frecvențele rezultate prin suprapunere nu vor mai cădea în domeniul analizat (fig.6.12).

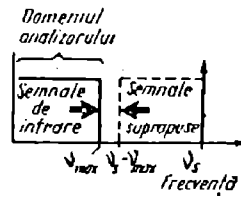


Fig.6.12

Acest lucru se poate realiza prin plasarea unui filtru trece-jos înainte de blocul de eșantionare.

Efectul de fereastră

Efectul de fereastră este rezultatul lungimii finite a înregistrării în domeniul timp, algoritmul FFT tratând această înregistrare ca o perioadă a unui semnal periodic de perioadă T_0 . Pentru semnale tranzitorii cu durata mai mică decât durata înregistrării (fig.6.13), acest mod de tratare nu deranjează.

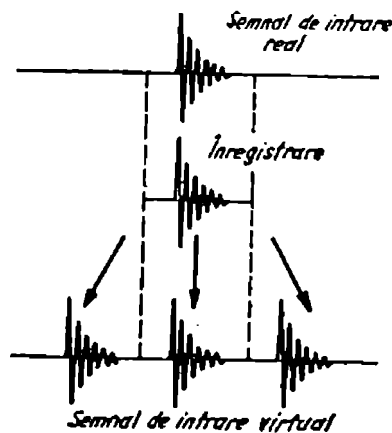


Fig.6.13

În cazul unui semnal continuu, cu evoluție în timp mai mare decât durata înregistrării, secvența de semnal este de asemenea privită ca aparținând unui semnal periodic, rezultând un semnal distorsionat, cu discontinuități în zonele de trecere (fig.6.14).

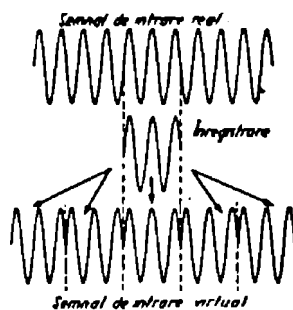


Fig.6.14

Deoarece fenomenele cu evoluție bruscă în domeniul timpului determină un spectru de frecvență bogat, spectrul înregistrării din fig. 6.14. nu va conține o singură linie, ci va fi continuu pe tot domeniul de frecvență (fig. 6.15.b).

Fenomenul fiind determinat de comportarea înregistrării în zonele de capăt, soluția pentru atenuarea fenomenului este de a utiliza în realizarea înregistrării în locul ferestrei dreptunghiulare de funcții, fereastra având nulă atât valoarea, cât și panta în zona capetelor (fig.6.16).



Fig.6.15

În fig.6.15 c. este prezentat spectrul obținut prin folosirea unei ferestre ca cea din fig.6.16, remarcându-se o considerabilă apropiere de spectrul ideal.

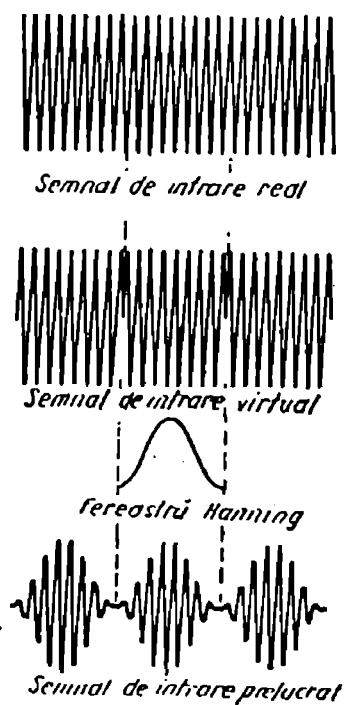


Fig.6.16.

Cea mai utilizată funcție fereastră pentru atenuarea fenomenului leakage (scurgere) este fereastra Hanning, reprezentată de o perioadă a funcției $\cos^2(2\pi t/T)$.

Fereastra dreptunghiulară este utilizată pentru analiza semnalelor tranzitorii de durată mai mică decât lungimea în timp T a înregistrării, în care caz la fiecare capăt valoarea semnalului va fi zero și nu se vor crea discontinuități, la tratarea înregistrării cu un semnal periodic.

Efectul de zăbrele.

Efectul de zăbrele este o combinație între efectul de scurgere și periodizarea semnalului temporal, care este tradusă în domeniul frecvență printr-o eșantionare a spectrului calculat. În acest scop se alege un număr finit de nivele și se aproximează fiecare eșantion prin valoarea corespunzătoare nivelului cel

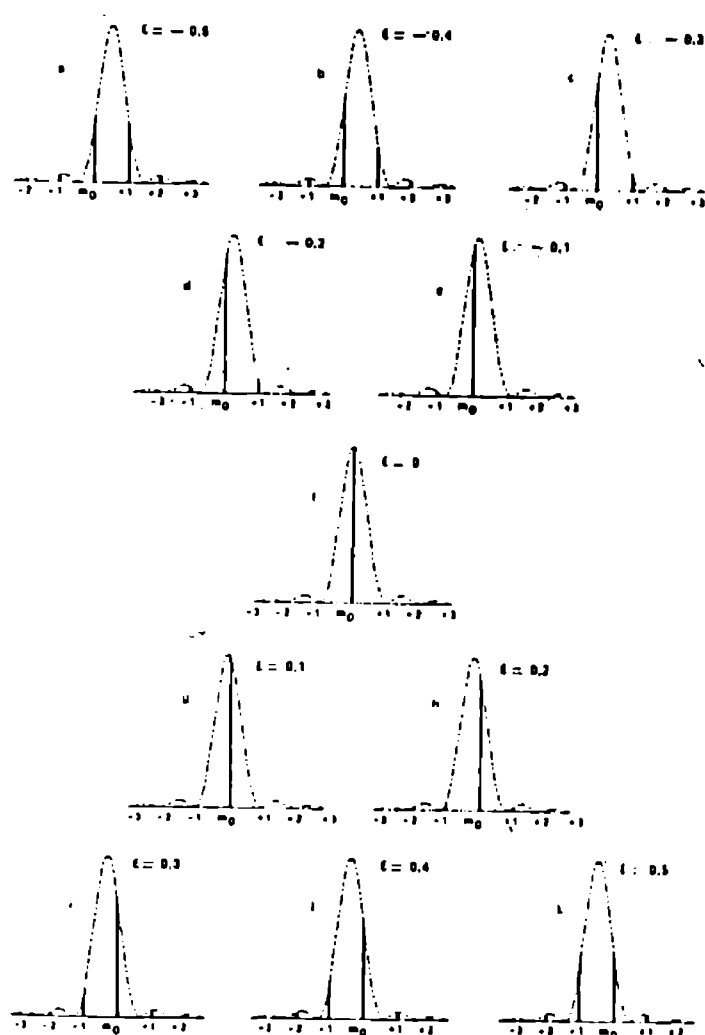


Fig.6.17

mai apropiat. Distanța dintre două nivele corespunzătoare se numește cuantă. Dacă nivelele sunt echidistante, atunci cuantele sunt egale, iar cuantizarea se numește uniformă. Dacă distanțele dintre nivele variază, atunci cuantele sunt funcții de nivele, iar cuantizarea este neuniformă.

Dacă q este cuanta, iar eroarea produsă prin cuantizare ε , atunci $-q/2 < \varepsilon < q/2$.

Aplicând transformata Fourier asupra unui semnal, spectrul obținut nu

respectă riguros caracteristicile unui semnal periodic, deoarece intervine eroarea de cuantizare. Așadar, acest proces se poate interpreta ca și o eșantionare la intervale echidistante q , adică cu frecvența de eșantionare $1/q$. Fig.6.17 ilustrează acest efect la calculul unui semnal sinusoidal.

6.3.4. Transformata Fourier discretă. Transformata Fourier rapidă.

În vederea realizării analizei armonice prin transformata Fourier cu ajutorul calculatorului, se utilizează transformata Fourier discretă, care realizează analiza pornind de la mulțimea eșantioanelor.

Utilizarea transformatei Fourier pentru analiza unui semnal continuu folosind transformata discretă se poate scrie:

$$X(k) = \sum_{n=0}^{N-1} x(n) W_N^{nk} \text{ pt. } k = 0, \dots, (N-1) \quad (6.22)$$

unde $X(k)$ este transformata Fourier discretă aplicată semnalului eșantionat $x(n)$ corespunzător semnalului fizic $x(t)$, $W_N = e^{-j\frac{2\pi}{N}}$, corespunde factorului $e^{-j2\pi\nu t}$ utilizat în calculul transformatei Fourier.

Dacă în domeniul timpului semnalul este descris prin N eșantioane într-o perioadă, în domeniul frecvenței spectrul va conține de asemenea N eșantioane într-o perioadă. Totuși, deoarece în cazul semnalelor reale spectrul frecvențelor este simetric, numai $N/2$ eșantioane vor fi independente.

Calculul unei transformate Fourier având N valori în secvență implică $N \cdot N = N^2$ operații de înmulțire și însumare cu numere complexe, determinând o creștere rapidă a timpului de calcul la creșterea numărului de eșantioane N .

Exploatând proprietățile de simetrie ale exponențialei complexe s-a elaborat un algoritm de calcul al transformatei Fourier discrete atunci când N este o putere a lui 2, numărul operațiilor reducându-se de la N^2 la $N \log_2 N$.

Acești algoritmi sunt cunoscuți sub denumirea de transformări Fourier rapide notați FFT sau TFT.

Algoritmul FFT consideră o înregistrare din domeniul timpului ca un bloc format din N eșantioane egal distanțate pe care le transformă într-un bloc de N eșantioane egal distanțate în domeniul frecvență.

Frecvența cea mai joasă ce poate fi evidențiată prin analiza FFT este determinată de lungimea înregistrării în domeniul timp.

Frecvența maximă ce poate fi evidențiată este $v_{\max} = (N/2)(1/T)$ unde T este durata înregistrării în domeniul timpului.

Modificarea valorii frecvenței maxime se realizează prin modificarea duratei înregistrării, între cele două mărimi (v_{\max} și T) fiind stabilită o legătură de proporționalitate inversă.

În fig.6.18 se evidențiază analiza armonică prin FFT a unui semnal continuu real de intrare, iar în fig.6.19 analiza armonică prin FFT a semnalului achiziționat de pe traductorul montat pe lagărul morii cu ciocane MCF 7 și prezentat în fig.6.2.

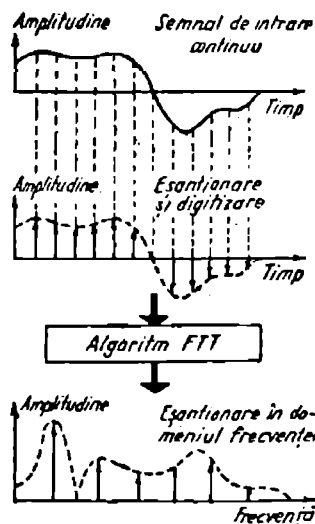


Fig.6.18.

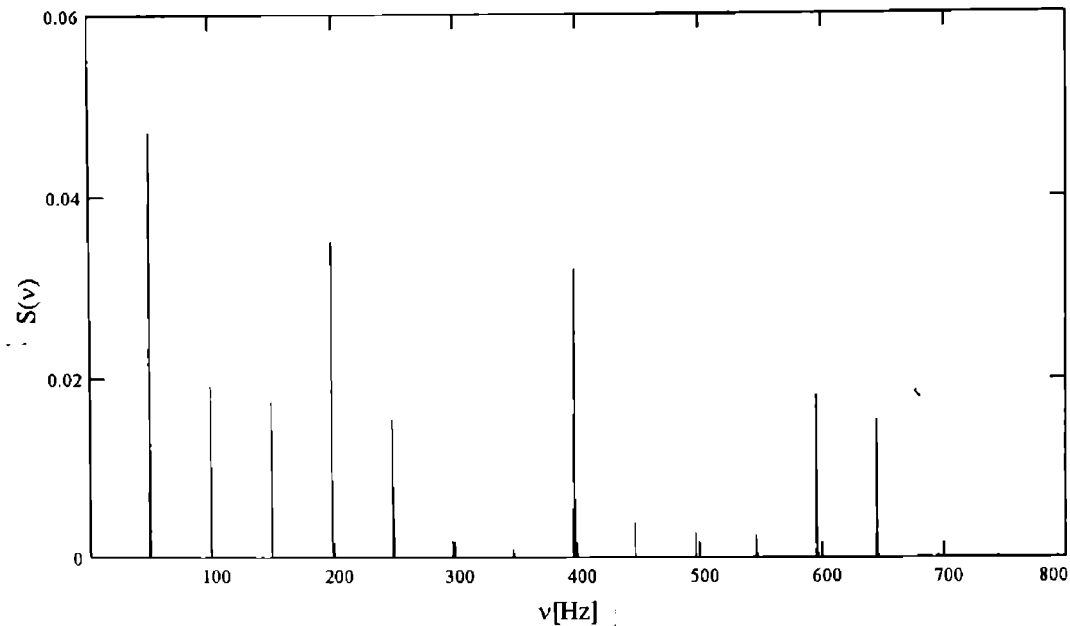


Fig.6.19.

6.3.5. Densitatea spectrală de putere

În cazul mișcărilor periodice, spectrul de frecvență realizat prin transformata Fourier a permis stabilirea atât a conținutului în frecvențe, cât și a repartiției amplitudinii pe frecvențele componente.

În cazul proceselor aleatorii, o reprezentare în domeniul frecvențelor se realizează calculând transformata Fourier a funcției de autocorelație.

Funcția de autocorelație și densitatea spectrală de putere formează o pereche de transformate Fourier, astfel încât funcția de autocorelație se poate obține aplicând o transformată Fourier inversă funcției densitate spectrală de putere, care la rândul ei este obținută din transformarea directă Fourier a semnalului în domeniul timp.

Notând cu $X(v)$ transformata directă Fourier a unei funcții de timp $x(t)$, spectrul de putere $S_x(t)$ este dat de relația:

$$S_x(v) = |X(v)|^2 = |TF[x(t)]|^2 \quad (6.23)$$

Aplicând transformata Fourier inversă mărimii $S_x(\nu)$ se obține funcția de autocorelație:

$$\Psi_x(\tau) = TF^{-1}(S_x(\nu)) \quad (6.24)$$

unde τ este deplasarea timpului.

Funcția de autocorelație este utilizată pentru a depista existența unui semnal periodic ascuns de zgomot, întrucât funcția de autocorelație a unui semnal periodic este de asemenea periodică, în timp ce funcția de autocorelație a zgomotului scade către zero la creșterea deplasării în domeniul timp.

Procesarea digitală oferă posibilitatea "filtrării inverse" a semnalului, transformându-l către forme simplificate, mai ușor de apreciat și analizat. Rezultatul filtrării inverse este un semnal care, în amplitudine, corespunde logaritmului amplitudinii în spectru a semnalului de intrare, și în fază, unei faze cu semn schimbat față de faza semnalului de intrare. Operat în raport cu frecvența asupra unor transformate Fourier, rezultatul este o imagine în oglindă a transformatei Fourier față de axa de coordonate-frecvență.

O vibrație periodică poate fi reprezentată în domeniul frecvenței printr-un spectru format din linii discrete, fiecare linie reprezentând valoarea medie pătratică a componentei armonice respective.

O vibrație aleatoare determină în domeniul frecvențelor un spectru continuu, astfel încât mărimea mediei pătratice măsurată la o anumită frecvență va depinde de lățimea de bandă utilizată. Din acest motiv, pentru caracterizarea unei vibrații aleatoare, mult mai utilă este funcția densității spectrale a mediei pătratice.

CAP.7 DETERMINARI EXPERIMENTALE

7.1 Instalația experimentală

Determinările experimentale au fost realizate pe morile cu ciocane MCF 7 și MC 16 cărora le-a fost atașat un echipament de cercetare experimentală compus din mai multe module funcționale. Schema echipamentului se arată în (fig.7.1). Instalația este concepută astfel încât principalele funcțiuni să fie rezolvate cu ajutorul calculatorului.

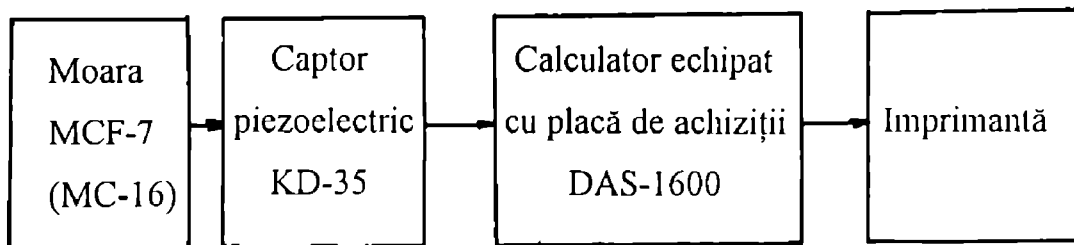


Fig.7.1

Instalația experimentală (fig. 7.2) este constituită din morile cu ciocane MCF 7 respectiv MC 16, acționate de un motor asincron trifazat cu rotorul în scurtcircuit, având următoarele caracteristici: puterea 75, (90) Kw, la turația de 2916, (1473) rot./min.

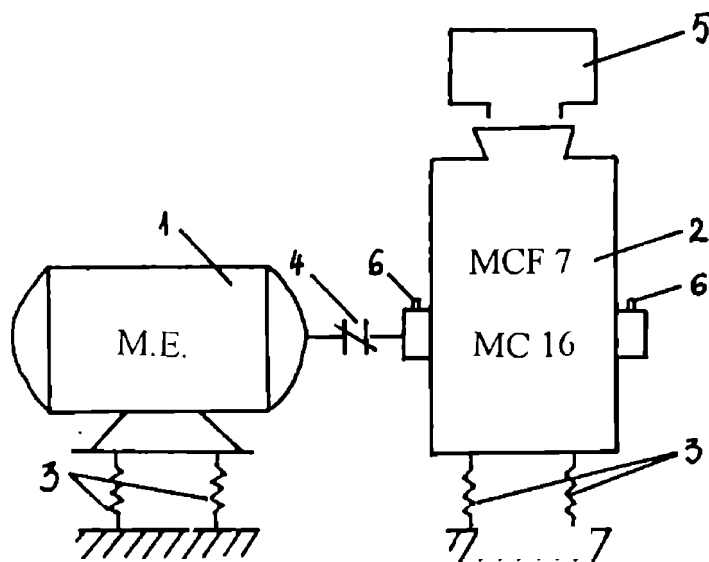


Fig. 7.2

Izolarea antivibratorie a ansamblului motor electric de acționare (1) - moară cu ciocane (2) față de diversele surse perturbatoare (clădire, alte utilaje, etc.) este realizată cu ajutorul unor izolatori de cauciuc de tip Timiș-Fix (3). Izolarea față de elementul perturbator direct (motorul electric de antrenare) s-a realizat prin cuplarea celor două utilaje prin intermediul unui cuplaj elastic cu bolțuri (4) (STAS 5982-79), cuplaj care permite compensarea unor dezaxări radiale și unghiulare.

Alimentarea uniformă cu material se face printr-un vibroalimentator (5) comandat direct de curentul motorului electric de acționare într-un domeniu prescris.

Stabilirea încărcării morii se face prin urmărirea indicațiilor ampermetrului montat în circuitul motorului electric de acționare. Creșterea curentului motorului electric de acționare este efectul unei alimentări a morii cu o

cantitate mai mare de produs, ceea ce are drept consecință mărirea stratului de material de pe sită și deci modificarea centrului de percuție al ciocanului.

Pe lagărele morii cu ciocane au fost montați doi captori de vibrații de tip KD 35, (6) cu scopul de a prelua vibrațiile rotorului, ca urmare a dezechilibrelor la care este supus acesta în timpul exploatării. Aceste semnale de vibrații sunt prelevate *relativ* cu ajutorul captorilor, care furnizează un semnal în tensiune proporțional cu accelerația vibrației rotorului. Semnalele furnizate de acești captori, calibrate și preluate printr-o interfață de achiziție tip DAS 1600 instalată într-un calculator PS 486 au fost achiziționate și stocate într-un fișier din calculator (fig.7.3).

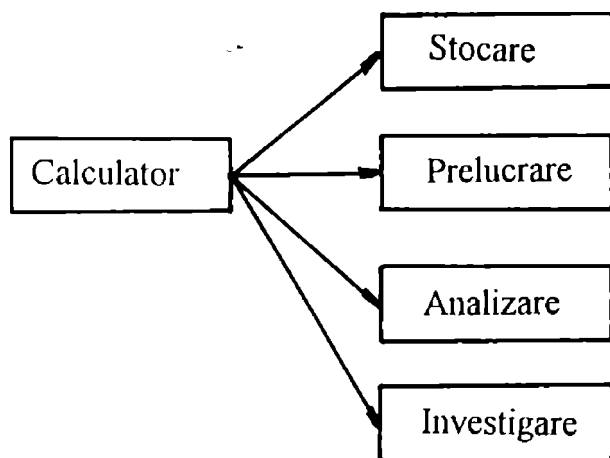


Fig.7.3

7.2. Aparatură utilizată

Captorul de măsură

La alegerea captorului s-a ținut seama de condițiile de mediu existente în punctul de montaj, precum și de posibilitățile existente.

Masa captorului s-a ales mai mică decât o zecime din masa obiectului de diagnosticat (rotorul morii), pentru ca să se evite influența asupra vibrațiilor obiectului.

La montarea captorului s-a avut în vedere să fie pe cât posibil asigurată rigiditatea fixării, deoarece de aceasta depinde foarte mult comportarea în special la frecvențe înalte. Drept urmare montarea captorului s-a făcut prin șuruburi pe o suprafață plană șlefuită.

Deoarece componentele lanțului de măsură trebuie să aibă un potențial electric comun, componentele lanțului de măsură posedă punere la pământ comună prin legătură electrică, cu carcasa obiectului de măsurat (lagăr).

Pentru captorul piezoelectric a fost respectat domeniul de temperatură prescris în care trebuie să funcționeze.

Asigurarea respectării condițiilor de funcționare și garantarea informațiilor obținute prin măsurători de vibrații a fost realizată prin calibrarea corectă a captorului.

Captorul de vibrații KD 35 este piezoelectric, de tip accelerometru. Constructiv, acest captor se bazează pe efectul piezoelectric. Astfel dacă se aplică forțe asupra materialelor piezoelectrice (cristale de cuarț, plăci ceramice feroelastice polarizate artificial cu diferite combinații: titanat de bariu sau zirconat) sunt generate sarcini electrice, așa cum se arată în fig. 7.4.

La acționarea unor forțe asupra elementelor piezoelectrice, proporționale cu accelerația vibrației, acestea produc sarcini electrice elementare, care sunt colectate prin contacte de pe suprafețele elementelor respective. Elementele piezoelectrice pot fi deformate la compresiune (fig.7.4.a) și la forfecare (fig.7.4.b). În ambele cazuri se produc sarcini electrice de-a lungul suprafețelor încât între sarcina electrică rezultată $Q(t)$ produsă și forța aplicată $F(t)$ există relația:

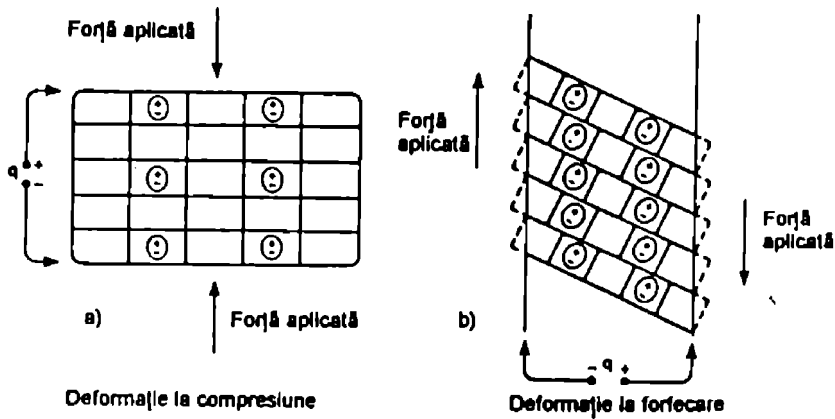


Fig. 7.4

$$Q(t) = \delta F(t) \quad (7.1)$$

unde δ este modulul piezoelectric.

La traductoarele piezoelectrice tensiunea electrică de măsurare $U(t)$ este direct proporțională cu sarcina electrică $Q(t)$, adică

$$Q(t) = CU(t) \quad (7.2)$$

unde C este capacitatea traductorului.

În principiu, accelerometrul piezoelectric acționează ca un condensator de capacitate C_a în paralel cu o rezistență R_a (cu pierdere internă mare), care din motive practice poate fi neglijată. Acesta poate fi considerat fie ca o sursă ideală de sarcină Q_a în paralel cu capacitatea C_a și cu capacitatea cablului C_c , fie ca o sursă de tensiune U_a în serie cu C_a și în paralel cu C_c . În fig. 7.5.a și b sunt prezentate schematic ambele circuite echivalente.

Deoarece în general s-a utilizat accelerometrul KD-35, principalele caracteristici de care trebuie să se țină seama în măsurători se arată în tabelul 7.1.

După cum se constată, utilizarea captorului este compatibilă situațiilor întâlnite la utilaje ca mori cu ciocane fără a fi necesare corecții.

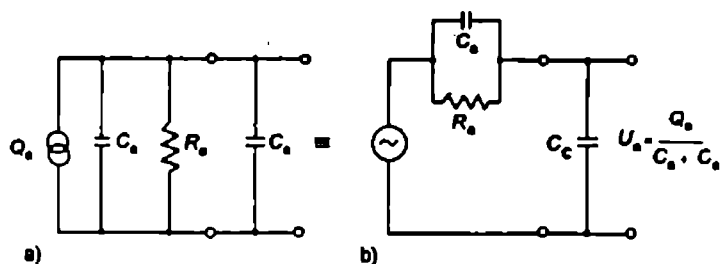


Fig. 7.5

Caracteristici tehnice ale captorului KD 35

Tabelul 7.1

CARACTERISTICA	SIMBOL	UNITATE DE MASURA	KD 35
Factor de conversie (125Hz)	B_a	mV/ms^{-2}	5
Frecvența de rezonanță cuplat cu o masă de 200 gr. (oțel)	ν_r	KHz	20
Accelerația maximală sinusoidală	\hat{a}_{max}	ms^{-2}	3.000
Accelerația maximă pe verticală	\hat{a}	ms^{-2}	1.000
Domeniul de erori la etalonare 50...500 Hz 5...5.000 Hz	-	-	$\pm 1,5$ $\pm 3,0$
Masa fără fișă	m	g	28
Temperatura de funcționare	t	$^{\circ}C$	-50...200 $^{\circ}C$

7.3 Modalități de testare și verificare a instalației de achiziție a semnalelor

Calibrarea și etalonarea captorului

Pentru o utilizare corectă a aparaturii în procesul de achiziție a semnalelor de vibrații, aceasta trebuie în prealabil calibrată. Calibrarea și etalonarea captorilor utilizați au avut în vedere pe lângă aspectele metrologice directe (o indicare analogică a mărimii măsurate afectată de erori minime) și o fidelă corespondență între mărimea măsurată și semnalul de tensiune furnizat de aparatul respectiv.

Calibrarea captorului

Captorii de accelerații KD 35 s-au calibrat mecanic prin fixarea pe aparatul de calibrat Electrodynamicischer Eich Tisch tip 11032 a cărui frecvență de excitație este de $\nu_e = 79,5$ Hz. La această frecvență aparatul EET 101 realizează o deplasare vârf la vârf de 0,100 mm. Pulsația se calculează cu relația:

$$\omega = 2\pi\nu_e = 500 \text{ s}^{-1}$$

Pentru calculul deplasării s-a utilizat caracteristica aparatului de etalonat (fig.7.6). Astfel, pe curba de 1% corespunzător masei de 28 g a captorului de accelerații a cărui calibrare era în desfășurare s-a găsit accelerația \tilde{a} de 9,75 m/s². Deplasarea captorului se obține cu relația:

$$X = \frac{\tilde{a}}{\omega^2} = \frac{9,75}{500^2} = 0,0000390 \text{ m} \quad (7.4)$$

Această valoare a deplasării se citește pe indicatorul aparatului de măsurat vibrații tip 4292 selectat pentru calibrare în intervalul de măsurare până la 1mm. Dacă indicația aparatului nu este cea rezultată din calcul (7.4), atunci se

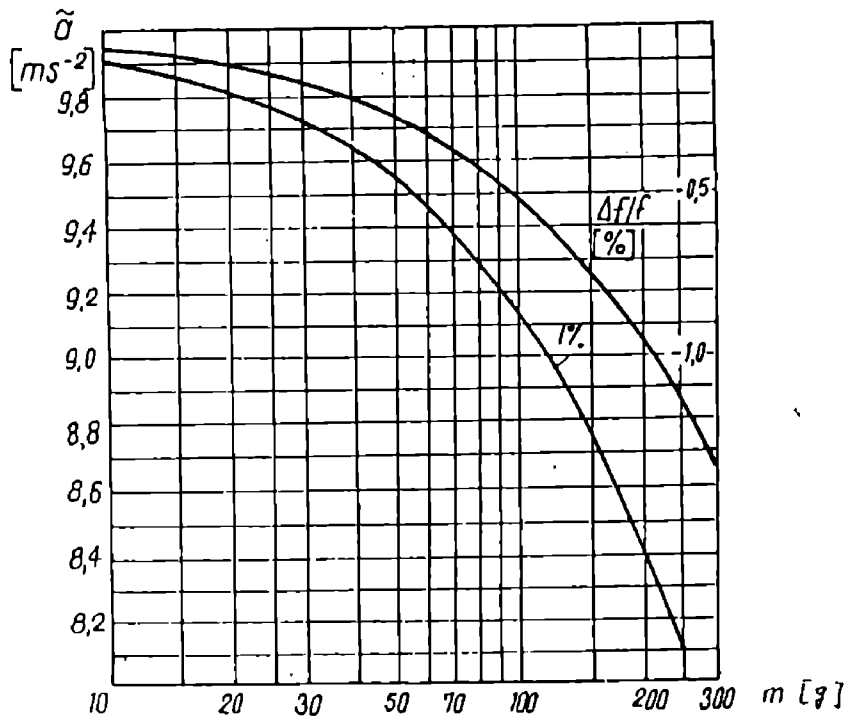


Fig. 7.6

reglează amplificarea canalului până se citește această valoare. După finalizarea reglajelor, se măsoară tensiunea furnizată la ieșirea canalului și se găsește 1.12 V vârf la vârf. Constanta captorului este dată de relația:

$$C_c = \frac{1,12V}{100\mu m} = 0,0112 \frac{V}{\mu m} \quad (7.5)$$

Etalonarea captorilor

Etalonarea captorilor are ca scop obținerea corelațiilor dintre indicațiile mijlocului de măsurare (semnalele în tensiune furnizate de către traductorii de vibrații) și valorile corespunzătoare măsurate (acelerație sau deplasare).

Variația sensibilității funcție de temperatură a captorilor de vibrații este prezentată în fig.7.7, iar caracteristica de etalonare tensiune electrică - deplasare este prezentată în fig.7.8.

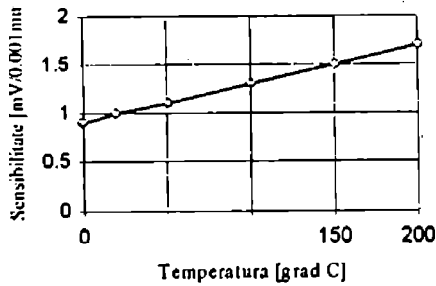


Fig.7.7

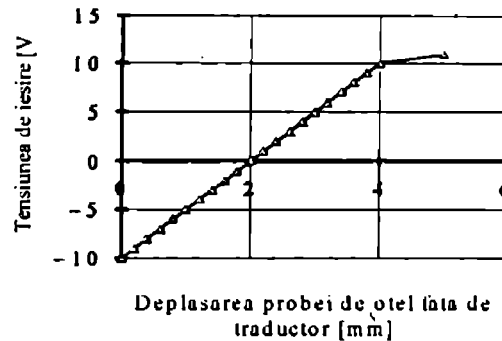


Fig.7.8

Semnalele achiziționate prin intermediul traductorilor de vibrații KD 35 sunt amplificate printr-un amplificator de tip 2635 și preluate de placa de achiziție DAS 1600, produsă de firma KEITHLEY.

7.4 Placa de achiziție

Placa DAS1600 este de mare viteză, multifuncțională, cu interfață analogică și digitală pentru IBM PC/XT/AT și calculatoare compatibile. Placa DAS1600 se instalează direct în calculator, transformându-l într-un instrument rapid și precis de achiziție și analiză a datelor și semnalelor. Aceste plăci au o construcție multistratificată pentru a minimiza zgomotul și diafonia la frecvențe ridicate.

Placa DAS1600 oferă 8 canale diferențiale sau 16 canale simple pentru intrări analogice cu rezoluția de 12 biți și frecvența de eșantionare de maxim 100 KHz.

Utilizatorul poate seta intrările pentru modul unipolar (0-10V) sau bipolar ($\pm 10V$), folosind comutatoarele de pe placă. Gama de intrări este software programabilă.

Transferul de date are loc în unul din următoarele trei moduri: prin control prin program, prin intermediul unei rutine de întreruperi sau prin DMA (Direct Memory Acces). Toate aceste moduri sunt selectabile software. Modul DMA permite o achiziție cu o frecvență de 100 kHz mostre, deci randamentul de transfer al datelor este mult mai ridicat decât al unei plăci mai puțin sofisticate la care randamentul este limitat la 70 KHz.

Un regulator de timp Intel 8254, programabil pe trei canale, realizează temporizarea pentru A/D sau poate genera semnale externe la orice frecvență, de la 2,5 MHz la 1 puls/oră. Un oscilator cu cristal integrat în placă realizează baza de timp. Conversia analog-digitală poate fi declanșată în trei moduri: prin comandă software, prin intermediul regulatorului de timp programabil al plăcii sau printr-un declanșator extern de semnal. Numărătorul de timp poate măsura frecvență, perioadă, sau lățimea semnalului.

Sunt de asemenea disponibile două canale de conversie digital-analogice, pe 12 biți. Ieșirile acestor canale au intervale de 0-5 V, 0-10 V, ± 5 V, ± 10 V. Toate ieșirile analogice sunt setate pe 0 V la putere mai mare. În plus, utilizatorul poate folosi o dirijare externă pentru a obține ieșiri analogice în alte game.

Pe placa DAS1600 sunt disponibili 32 de biți ai intrărilor și ieșirilor digitale: 8 biți ai I/O digitale (patru intrări și patru ieșiri) sunt pe pinii conectorului principal I/O, iar cei 24 de biți rămași sunt pe pinii conectorului auxiliar. Acești 24 de biți sunt în corespondență cu două porturi de 8 biți și cu două porturi de 4 biți. Fiecare port poate fi setat în mod independent pentru intrări și ieșiri.

Particularități suplimentare ale plăcii DAS1600 includ:

- compatibilitate cu DAS-16G (în ceea ce privește backwardul).

Programele concepute pentru DAS1600 pot fi folosite și pentru DAS-16G și

fără modificări.

- canal de intrare de configurare, selectabil prin comutatori, bază I/O de adrese, nivel DMA.

- conversie A/D declanșabilă prin oricare din următoarele moduri: comandă software, prin intermediul regulatorului de timp intern (care este programabil) sau direct, o declanșare externă. Odată ce conversia analog-digitală este completă, transferul de date are loc via program de transfer, prin întreruperi sau DMA.

Pentru vizualizarea semnalului achiziționat în domeniul timp, în paralel cu conexiunile plăcii de achiziție semnalul este preluat de un osciloscop cu două canale, corespunzător celor două traductoare montate pe lagărele rotorului morii cu ciocane.

7.5 Concluzii

Prezentarea instalației experimentale în scopul determinărilor privind parametrii constructivi și funcționali ai morilor cu ciocane articulate, precum și a perturbațiilor în funcționare, permite evidențierea unor concluzii de interes în rezolvarea problemelor abordate.

Datorită complexității fenomenelor dinamice rotor-ciocan ce apar ca urmare a interacțiunilor percutante în procesul de mărunțire, a volumului mare de date ce urmează a fi prelucrate, cât și a necesității unei precizii corespunzătoare a măsurătorilor efectuate, pe lângă aparatura electronică de măsurare, instalația experimentală a fost echipată cu un calculator electronic, cu placă de achiziție incorporată, dotată cu un echipament hard și soft de achiziții performant.

Analiza unor tipodimensiuni diferite de ciocane a fost posibilă prin echiparea corespunzătoare a rotorului morii MCF 7, respectiv MC 16 și culegerea datelor chiar în condiții reale de funcționare, simulând modificarea centrului de percuție al ciocanului prin încărcări diferite, progresive, la aceeași încărcare a motorului electric de acționare al morii.

Soluția oferită permite achiziționarea semnalului de la traductorii de vibrații, condiționarea lui și stocarea în memoria calculatorului în vederea unei prelucrări ulterioare.

Măsurile impuse instalației experimentale preconizate au permis asigurarea unei acurateți a măsurătorilor prin eliminarea influențelor perturbatoare, prin alegerea și calibrarea corectă a traductorilor și folosirea unei plăci de achiziție performante.

Deasemenea, s-a asigurat posibilitatea simulării cât mai exacte a experimentului, captarea semnalului făcându-se în condiții reale de funcționare.

Pentru vizualizarea semnalului achiziționat, softul de achiziție conceput a asigurat posibilitatea de reprezentare grafică în timp a semnalului și compararea acestuia cu semnalul de pe osciloscop.

CAP. 8 ANALIZA SI INTERPRETAREA DATELOR EXPERIMENTALE

8.1 Generalități

Datele obținute prin intermediul programului “Echilibrare” provin de la accelerometrele de tip KD 35 montate pe lagărele rotorului morii cu ciocane MCF 7, respectiv MC 16, semnalele de vibrații fiind proporționale cu tensiunea de pe traductor [mV]. Ținând seama de caracteristica de calibrare și etalonare a captorului (cap.7), se poate înregistra cantitativ mărimea înregistrată. Deoarece s-au urmărit aspecte comparative, în diagrame s-au păstrat unitățile indicate pe aparat [mV] și nu a mai fost necesară precizarea valorilor efective. Datorită faptului că variațiile de tensiune de pe traductorii montați pe lagăre au valori foarte mici, în lanțul de măsură a fost intercalat un amplificator de semnal, iar pentru înlăturarea semnalelor parazite, un filtru cu diferite domenii de filtrare. Printr-o calibrare prealabilă a traductorilor de vibrații KD 35, semnalul ajunge la placa de achiziție DAS 1600 incorporată în calculator, iar prin soft-ul programului “Echilibrare” datele provenite de la dezechilibrul rotorului, în condiții reale de funcționare, sunt achiziționate și stocate într-un fișier de date, sub numele introdus de utilizator. Pentru vizualizarea semnalului achiziționat, fișierul respectiv se deschide și se selectează meniul corespunzător trasării graficului funcție de numărul de date achiziționate. Prin utilizarea Scroll-Bar-ului orizontal aflat sub grafic, se poate

vizualiza pe porțiuni graficul afișat, lungind axa "x". La capetele abscisei este afișat numărul de ordine al primei valori, respectiv al ultimei valori reprezentate în acel moment. Prin facilitățile oferite de pachetul de programe MATHCAD, fișierul de date solicitat de utilizator este deschis, citit și filtrat pe domeniul de interes, iar prin transformata Fourier rapidă (FFT) se poate face vizualizarea și analiza semnalului achiziționat.

8.2 Date experimentale

În scopul punerii în evidență a vibrațiilor (dezechilibrelor) morilor cu ciocane și a parametrilor constructivi-funcționali ce au influență asupra acestora, precum și în vederea diagnosticării stării de funcționare a morii, determinările experimentale s-au făcut pe o moară cu ciocane MCF 7 respectiv MC 16 în condiții reale de funcționare (fig.8.1).

În mișcarea de rotație nu apare nici un fel de acțiune perturbatoare asupra reazemelor lagărelor dacă axa de rotație coincide riguros cu una din axele principale de inerție ale rotorului. În practică însă, nu este posibilă fabricarea pieselor mașinilor rotative cu respectarea riguroasă a acestei condiții. Pentru identificarea prin diagnoză a dezechilibrului se descriu în continuare unele caracteristici ale semnalului, care în urma analizării unui număr mare de cazuri similare, constituie criterii specifice de identificare pentru un astfel de defect.

Dacă rotorul este neechilibrat, dezechilibrul se manifestă în cursul fiecărei rotații complete (360^0), în aceeași poziție, respectiv la același unghi măsurat în grade. În acest caz semnalul din domeniul timp este armonic. Dezechilibrul se evidențiază în spectrul de frecvență printr-o frecvență egală cu frecvența de rotație $1x$, iar amplitudinea este proporțională cu mărimea dezechilibrului.

DETERMINARI EXPERIMENTALE

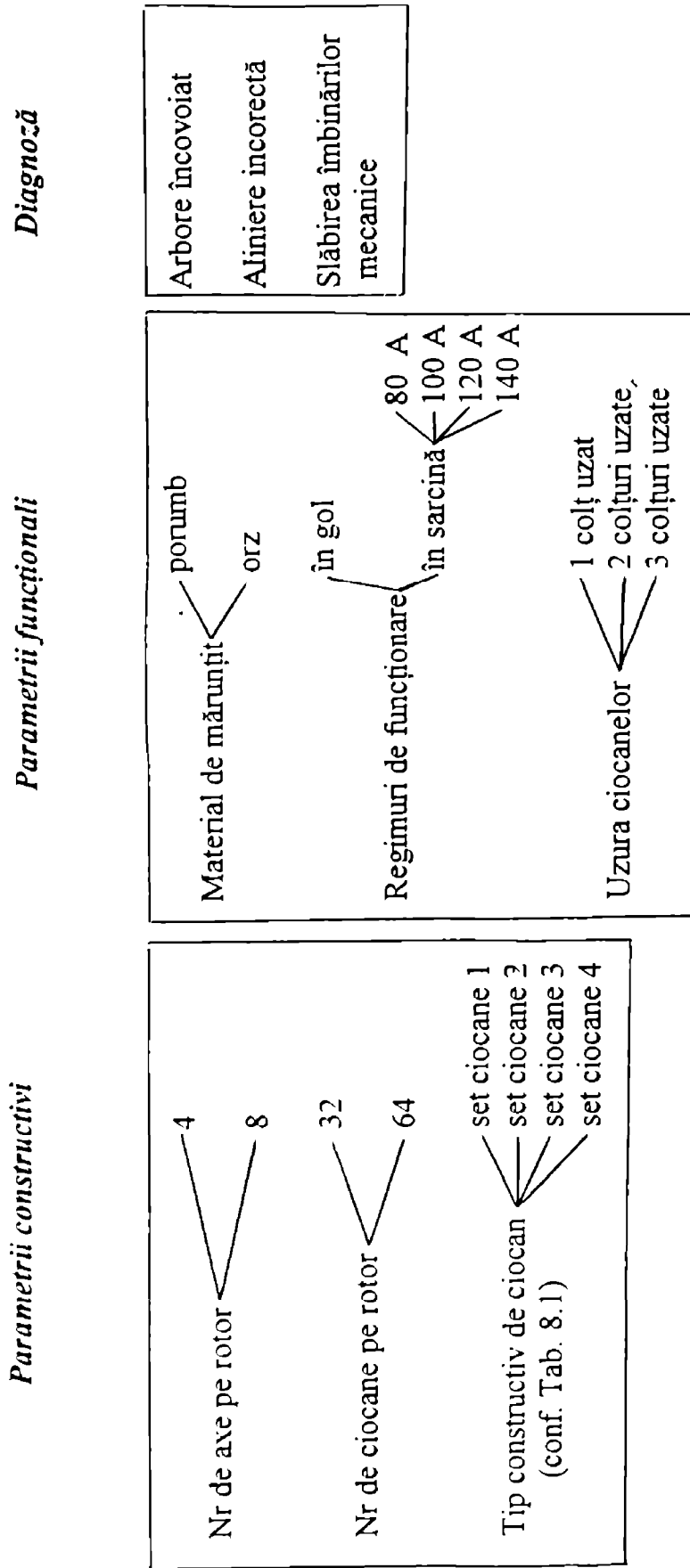


Fig. 8.1

Există o forță de dezechilibru atunci când vibrațiile în ambele lagăre, de o parte și de cealaltă a rotorului morii, sunt radiale și în același sens, respectiv în fază, au un semnal de timp sinusoidal și de frecvență egală cu $1x$. Vibrațiile sunt radiale atunci când apar numai în spectrul de frecvență al vibrațiilor măsurate pe direcție radială. În acest caz dezechilibrul este static și se poate remedia printr-o echilibrare statică.

Există un cuplu de dezechilibru în cazul în care vibrațiile în ambele lagăre, de o parte și de cealaltă parte a rotorului morii, sunt radiale și în sens contrar, au semnalul din domeniul timp sinusoidal și de frecvență $1x$. La măsurarea fazelor vibrațiilor radiale în cele două lagăre, se constată că vibrațiile sunt defazate între ele cu circa 180° . Acesta este un caz de dezechilibru dinamic și este necesară o echilibrare dinamică.

În caz de dezechilibru, fără să se mai cerceteze dacă este dezechilibru static sau dinamic, se execută echilibrarea într-un plan, dacă lățimea rotorului este mai mică decât raza rotorului și turația acestuia este $< 1000 \text{ min}^{-1}$ (aceasta deoarece la astfel de rotoți de lungime mică, echilibrarea într-un plan se poate realiza suficient de corect); în celelalte cazuri echilibrarea se execută în două planuri sau în atâtea planuri, după cât de complicată este forma rotorului.

Pentru a pune în evidență starea tehnică a rotorului morii cu ciocane MCF 7, prima determinare a fost făcută cu rotorul fără ciocane, moara funcționând în gol. Semnalul din domeniul timp obținut a fost sinusoidal (fig.8.2).

Dezechilibrul se evidențiază în spectrul de frecvență printr-o frecvență egală cu frecvența de rotație, notată $1x$. Frecvența de rotație este $\nu = n / 60$ adică $\nu = 2976 / 60 = 49.6 \text{ Hz}$, iar spectrul de frecvență este reprezentat în fig.8.3.

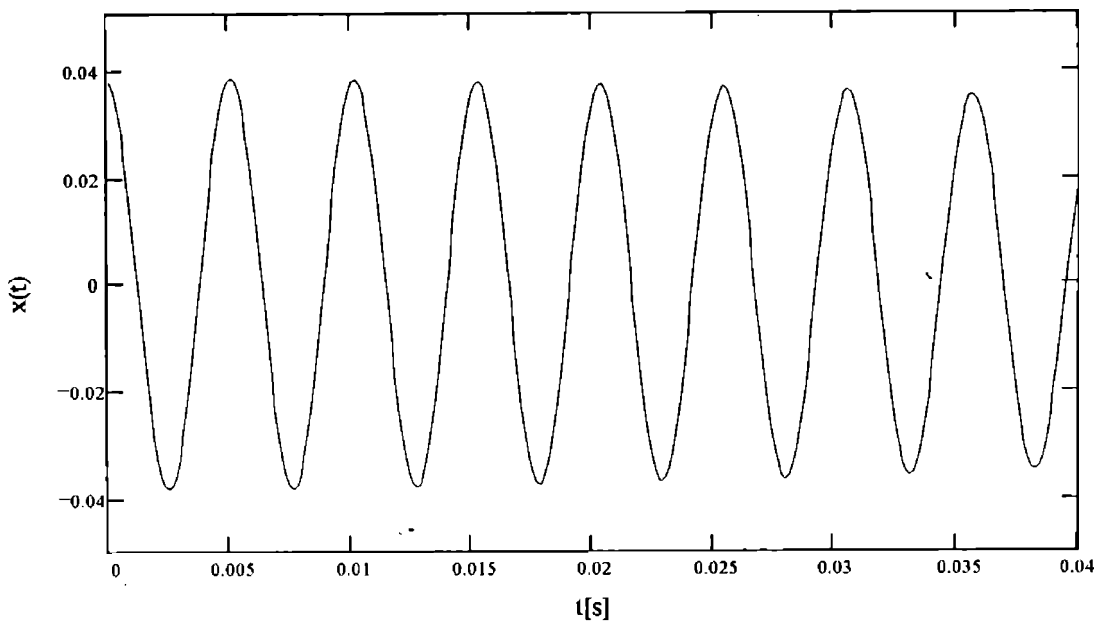


Fig.8.2

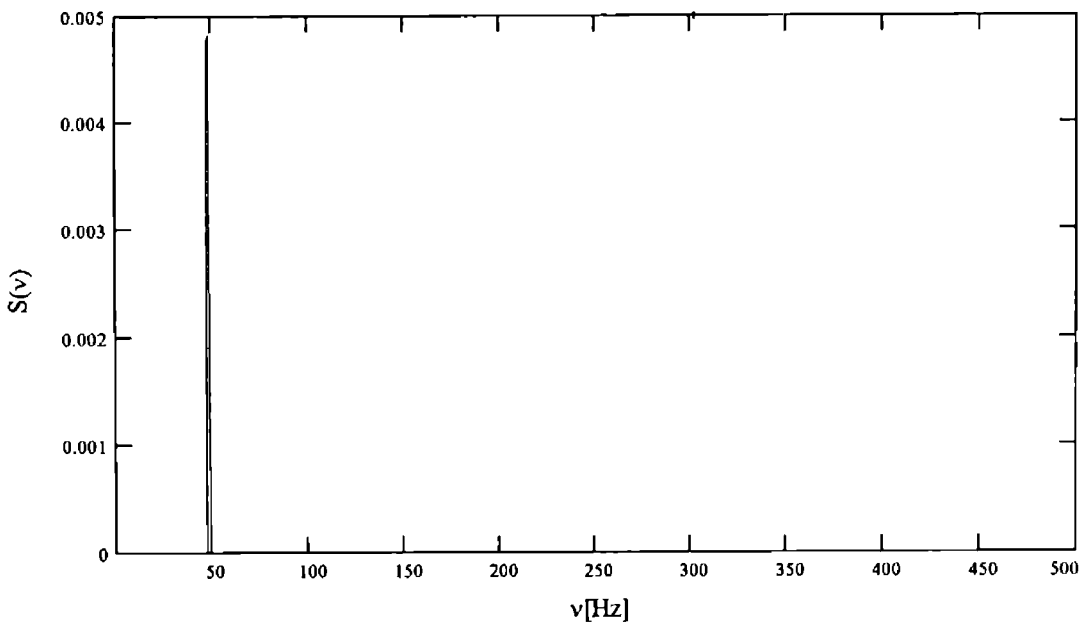


Fig.8.3

8.2.1 Determinări privind parametrii constructivi ai morilor cu ciocane

În acest scop s-au făcut determinări pe moara cu ciocane MCF 7 echipată cu un număr de 4 respectiv 8 axe, numărul de ciocane pe ax rămânând constant (opt ciocane), deci setul de ciocane ce echipează rotorul cu patru axe are 32 ciocane, iar cel ce echipează rotorul cu opt axe are 64 ciocane (fig.8.4). Dispunerea ciocanelor pe rotor s-a făcut conform fig.8.5. Ciocanele cu care s-au făcut determinările au fost ciocane originale tipului de moară MCF 7.

În același scop s-au făcut determinări și pe moara cu ciocane MC 16 echipată cu un număr de 6 axe, numărul de ciocane pe ax fiind constant (10 ciocane), conform fig.8.6, ciocanele utilizate fiind ciocane originale tipului de moară MC 16.

În acest caz, pe lângă frecvența de rotație $1x$, produsă de excitații periodice cu perioada de rotație a rotorului morii, de dezechilibrări ale maselor în rotație, apar și frecvențe $n.x$ ($n = 4;8$), corespunzătoare excitațiilor periodice cu perioada egală cu perioada de rotație a rotorului, înmulțită cu numărul de axe, ceea ce arată că în acest domeniu de frecvență, perturbațiile care produc nivele de vibrații pe structura morii MCF 7 sunt de natură dependentă de parametrii funcționali ai morii cu ciocane. Datorită faptului că nivelele de vibrații nu se păstrează constante în timp, rezultă că perturbațiile nu sunt numai ale dezechilibrării maselor în rotație, ci și de natură complexă, aerodinamică. În fig.8.7 și fig.8.8 este prezentat semnalul din domeniul timp, respectiv spectrul de frecvență al rotorului echipat cu un număr de 32 ciocane pe patru axe, iar în fig.8.9 și fig.8.10 este prezentat semnalul din domeniul timp, respectiv spectrul de frecvență al rotorului echipat cu un număr de 64 ciocane pe opt axe.

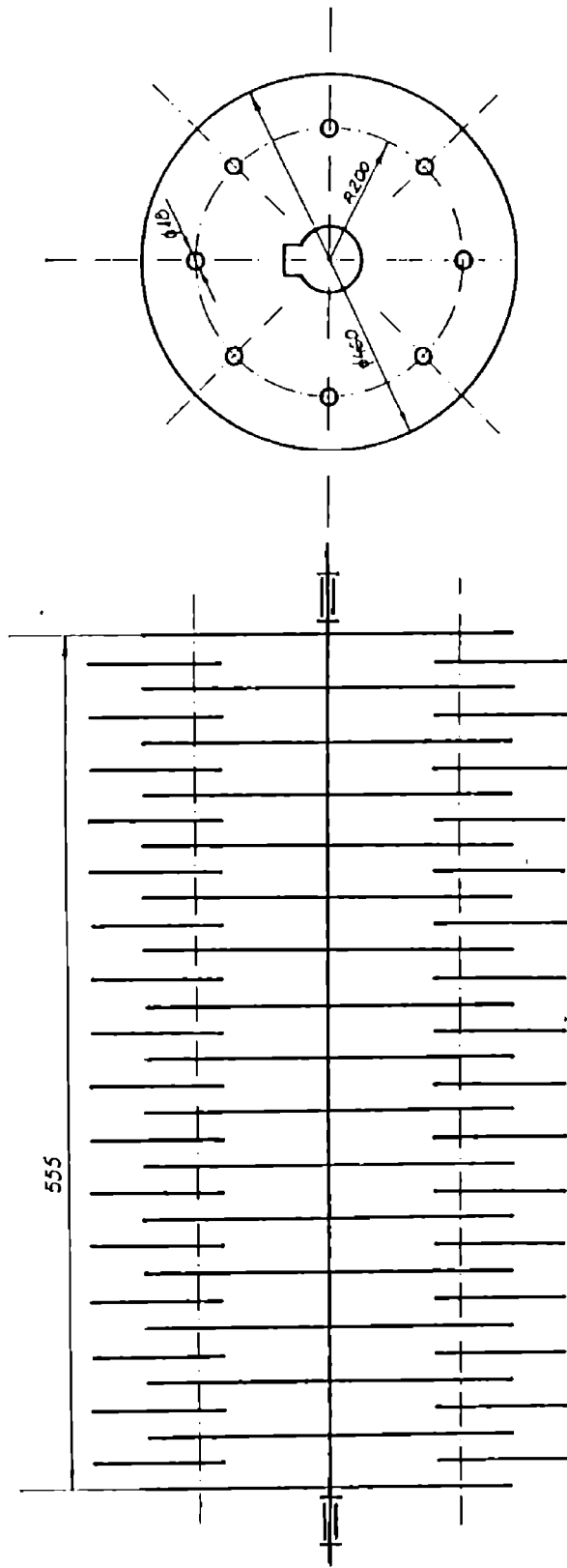


Fig.8.4

DINAMICA SI ECHILIBRAREA ROTORILOR DE LA MASINILE AGRICOLE

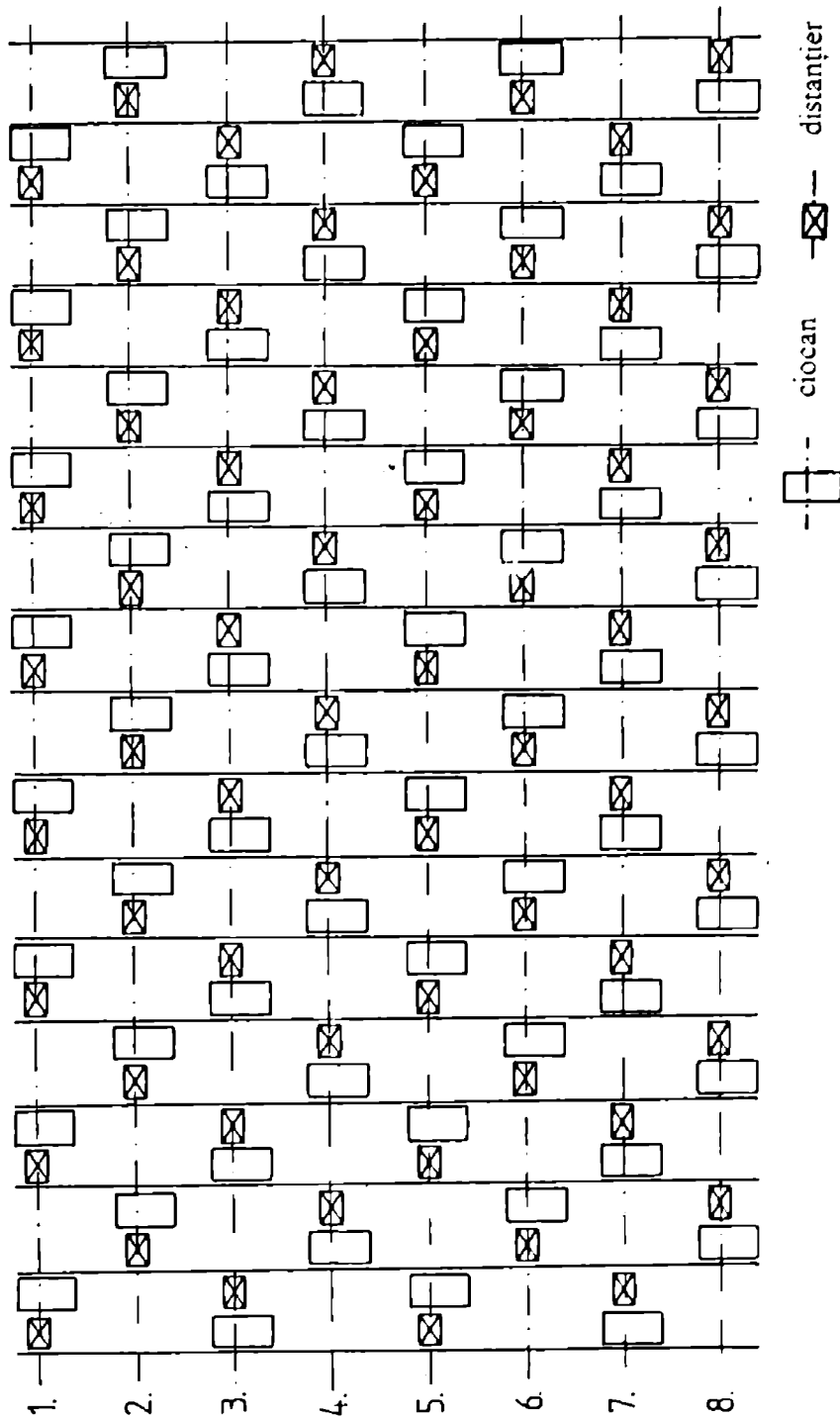


Fig.8.5

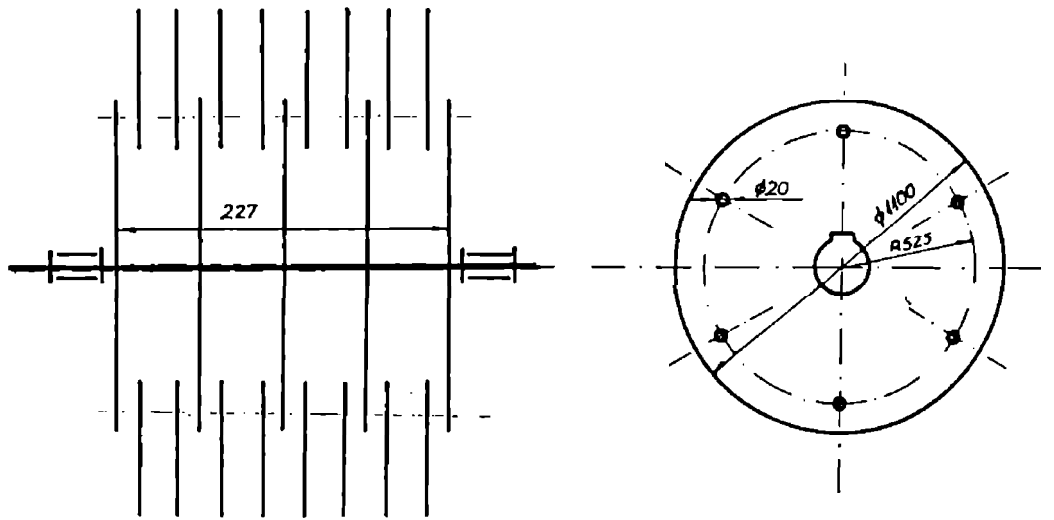


Fig.8.6

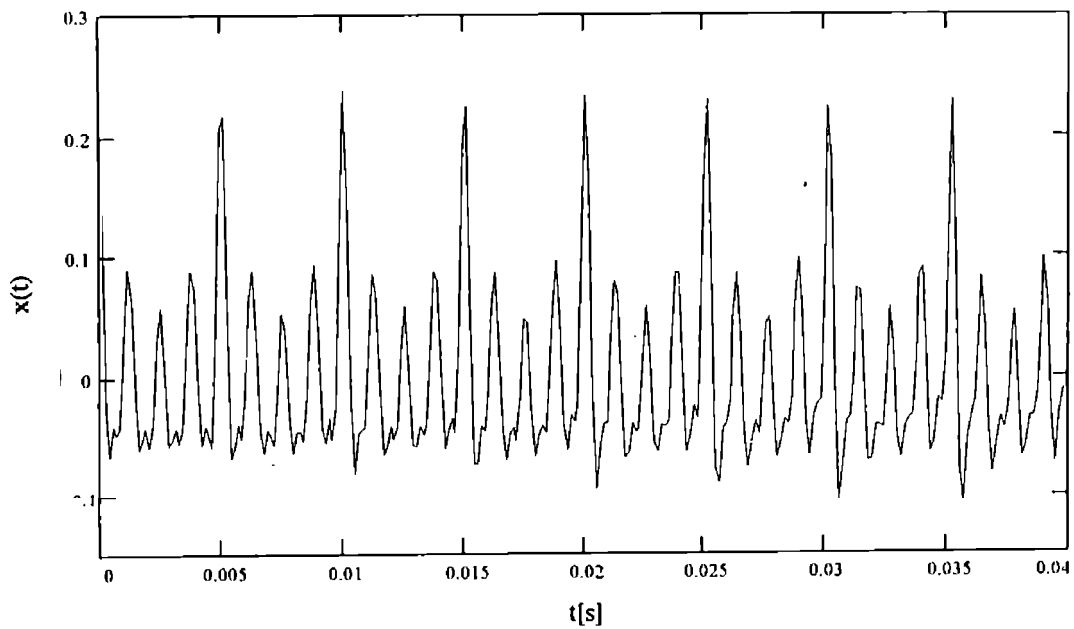


Fig.8.7

Se observă comparând semnalul din domeniul timp din fig.8.7 și fig.8.9 că în primul caz au loc patru impulsuri la o rotație, iar în cel de-al doilea caz au

loc opt impulsuri la o rotație. Impulsurile se constată că apar aleator în domeniul de timp. Spectrul de frecvență va conține o serie de linii spectrale și diferența dintre frecvențele a două linii spectrale alăturate va fi de asemenea egală cu frecvența de rotație.

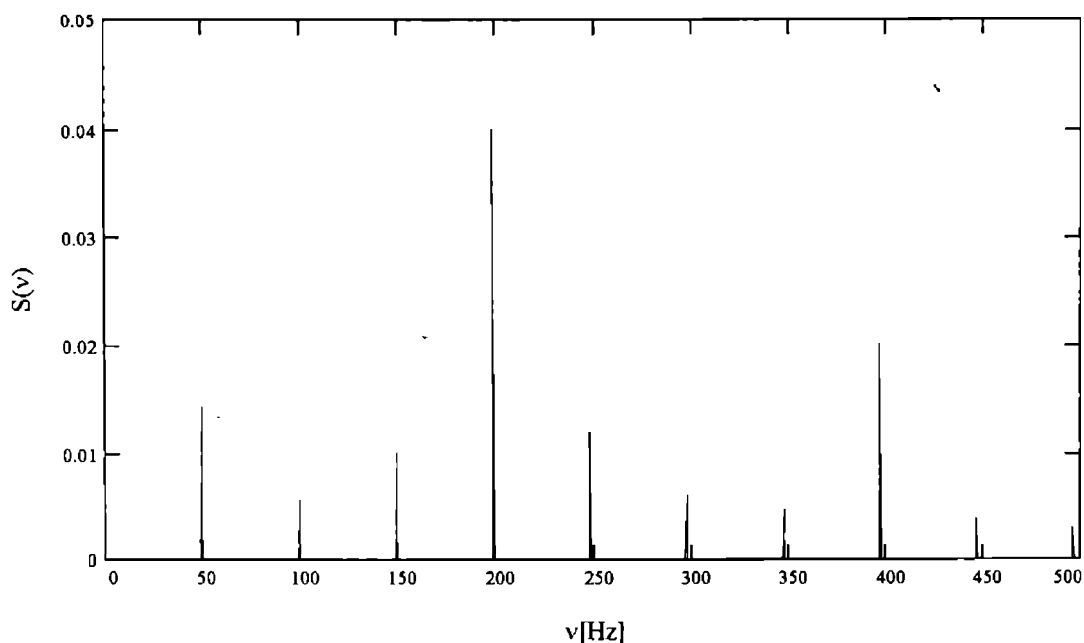


Fig.8.8

Din fig.8.8 și fig.8.10 se observă în primul caz că fiecare a patra linie spectrală va avea un vârf, iar în al doilea caz, fiecare a opta linie spectrală va avea un vârf.

Făcând o comparație între spectrele de frecvență provenite de la moara MCF 7 la funcționarea în gol, echipată cu un număr de 32 ciocane (fig.8.8) respectiv 64 de ciocane (fig.8.10), se observă că vârfurile semnalelor sunt mai mici la un număr mai mare de ciocane, ceea ce este explicabil prin faptul că gradul de uniformitate al mișcării rotorului este mai mare cu cât numărul de ciocane este mai mare.

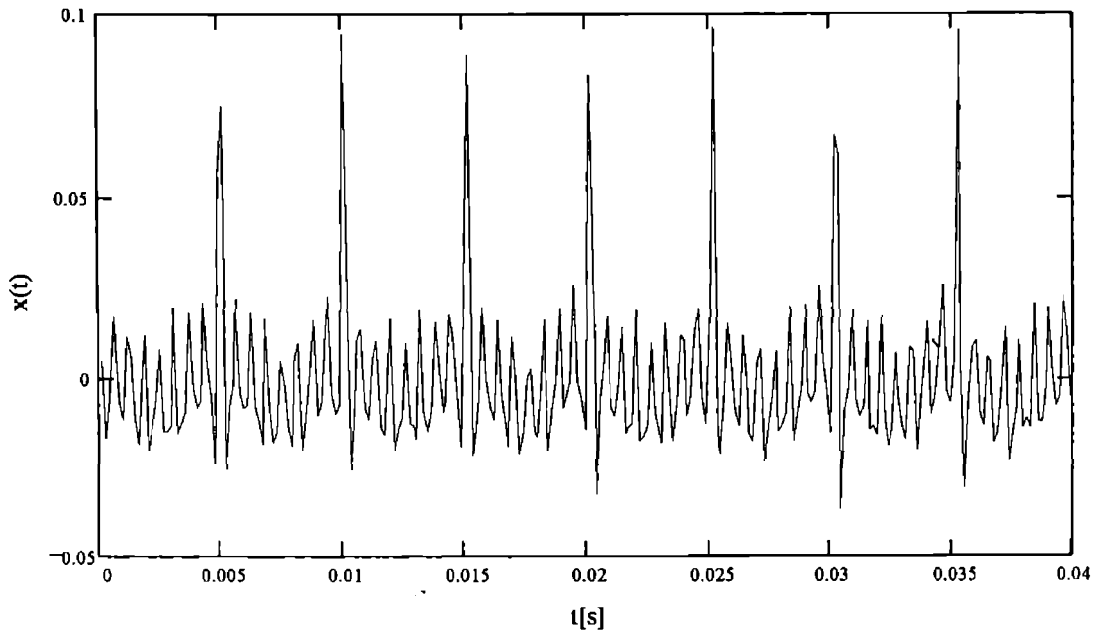


Fig.8.9

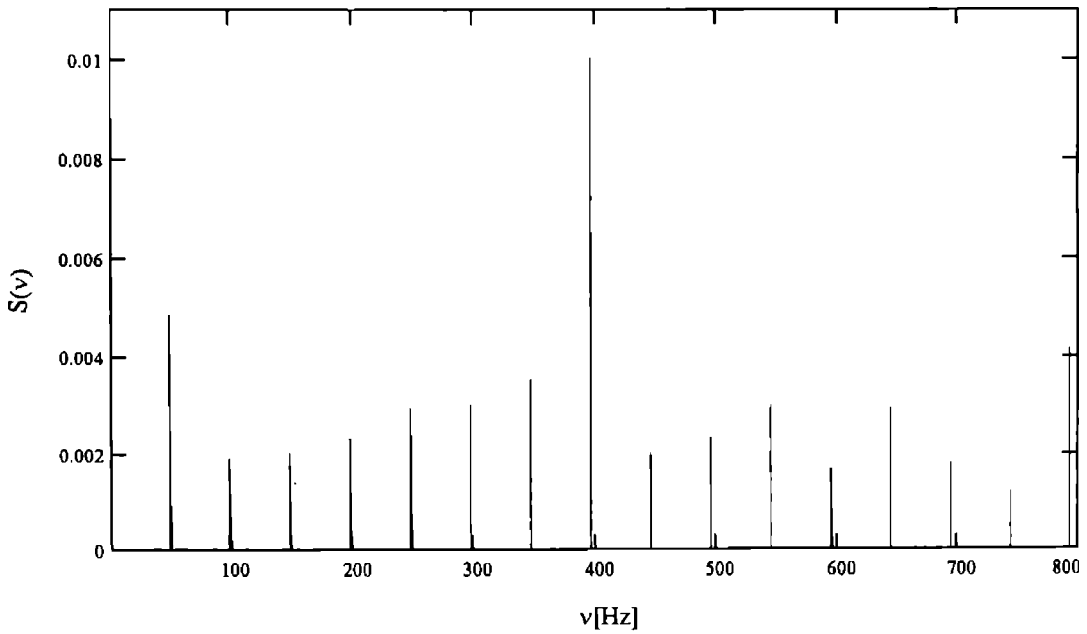


Fig.8.10

Dacă se compară spectrele de frecvență provenite de la moara MCF 7 echipată cu un număr de 64 de ciocane la funcționarea în gol (fig.8.10) cu

spectrele de frecvență provenite de la moara MC 16 echipată cu un număr de 60 de ciocane la funcționarea în gol (fig.8.11), se observă că în cazul morii MC 16 vârfulurile semnalelor sunt mai mici, ceea ce arată că gradul de uniformitate al mișcării rotorului morii MC 16 este mai mare.

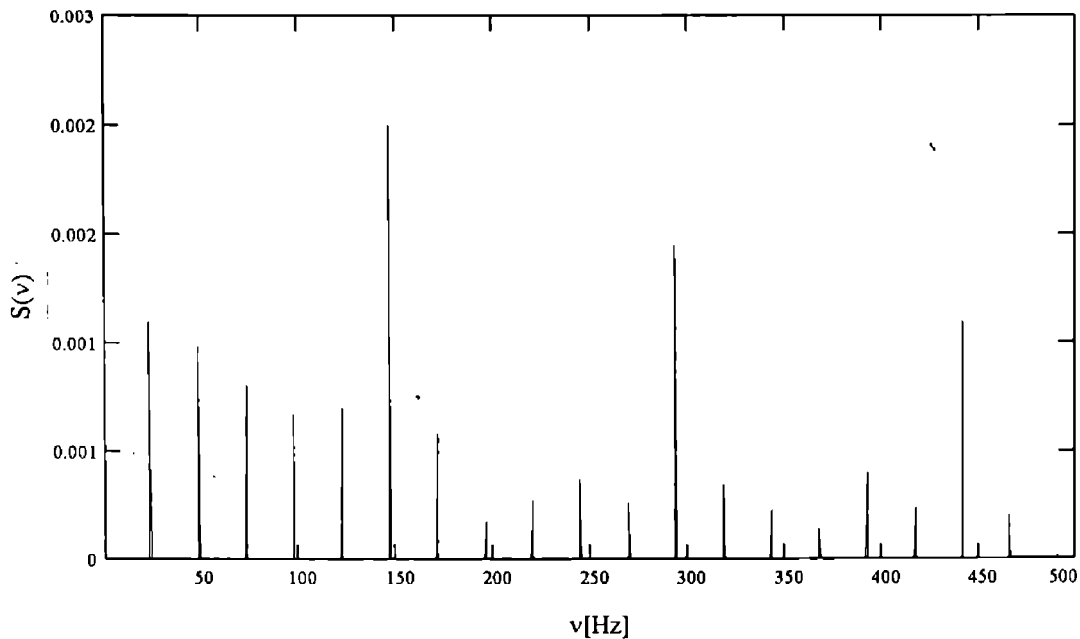


Fig.8.11

Pentru a pune în evidență tipul constructiv de ciocan, se fac determinări cu următoarele tipuri de ciocane:

moara MCF 7

- ciocan 1 (ciocan original MCF 7 cu un orificiu obturat), (fig.8.12)
- ciocan 2 (ciocan original MCF 7), (fig.8.13)
- ciocan 3 (ciocan MCF 7 cu colțuri drepte și lățime mai mare), (fig.8.14)

- ciocan 4 (ciocan MCF 5), (fig.8.15)

moara MC 16

- ciocan original MC 16, (fig.8.16)

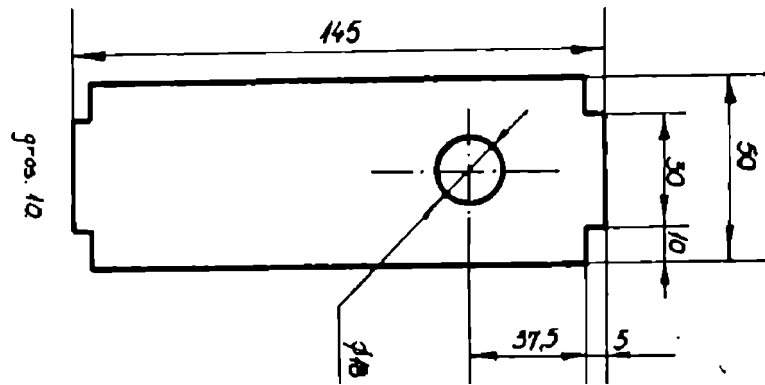


Fig.8.12

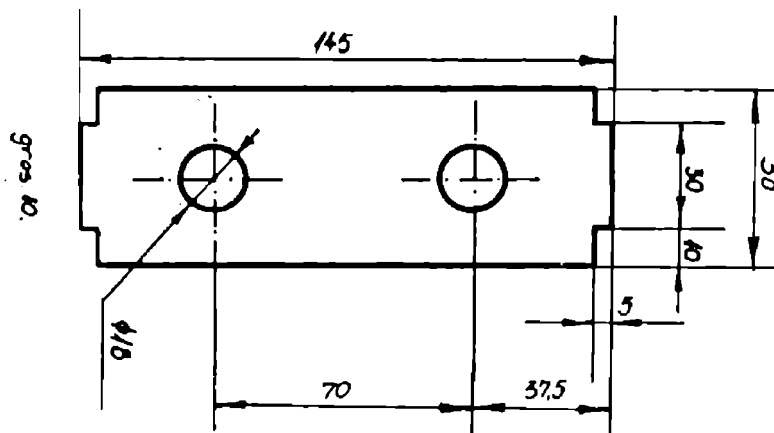


Fig.8.13

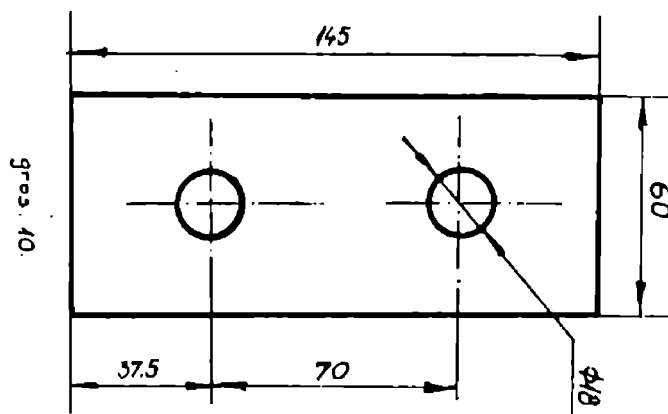


Fig.8.14

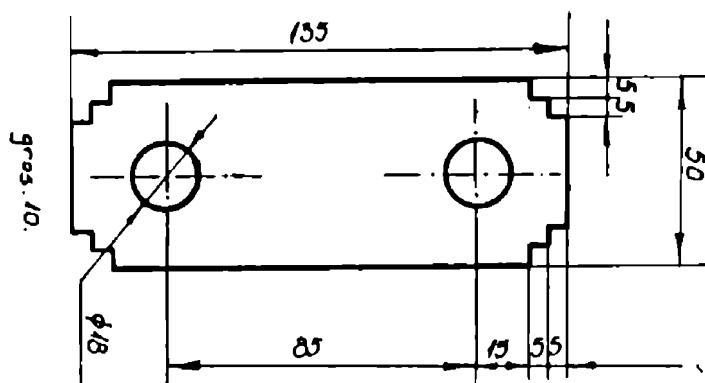


Fig.8.15

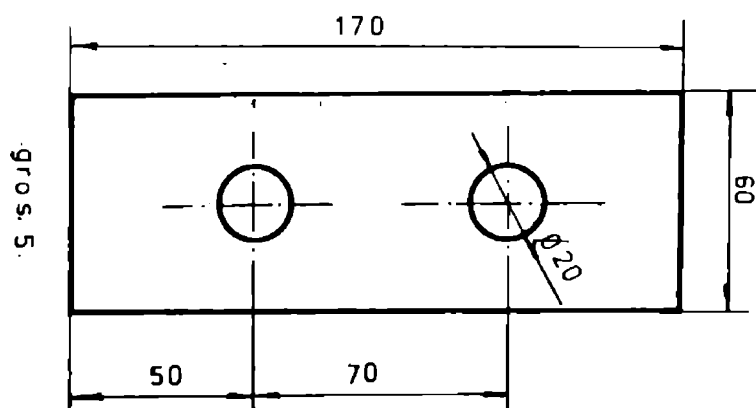


Fig.8.16

Parametrii dimensionali ai ciocanelor utilizate sunt prezentați în tabelul 8.1.

Determinările s-au făcut pe moara cu ciocane MCF 7 echipată cu un număr de 32 ciocane pe 4 axe, la funcționarea în sarcină.

-set ciocane 1: fig.8.17 (timp) și fig.8.18 (frecvență)

-set ciocane 2: fig.8.19 (timp) și fig.8.20 (frecvență)

-set ciocane 3: fig.8.21 (timp) și fig.8.22 (frecvență)

-set ciocane 4: fig.8.23 (timp) și fig.8.24 (frecvență)

Tabelul 8.1

Tip ciocan	Parametrii constructivi ai ciocanului							Parametrii calculati in cazul existenței centrului de percuție					Diferențe			
	h	b	r	x _A	x _G	ξ		x _A	x _G	ξ	x _A	x _G	ξ	x _A	x _G	ξ
Ciocan nr.1 MCF 7 un orif. obturat	145	50	9	107.5	35	37.5		99.5206	28.0035	45.4793	7.9794	6.9965	-7.9793			
Ciocan nr.2 MCF 7 original	145	50	9	107.5	35	37.5		100.7107	28.2107	44.2892	6.7893	6.7893	-6.7892			
Ciocan nr.3 MCF 7 fără colț crestat	145	60	9	107.5	35	37.5		101.7931	29.2931	43.2068	5.7069	5.7069	-5.7068			
Ciocan nr.4 MCF 5	135	50	9	110	42.5	25		94.2589	26.7589	40.7410	15.7411	15.7411	-15.711			
Ciocan nr.5 MC 16	170	60	10	120	35	50		118.0710	33.0710	51.9289	1.9290	1.9290	-1.9289			

Analizând semnalele în domeniul frecvență conform fig.8.18, fig.8.20, fig.8.22 și fig.8.24 se observă că vârfurile semnalelor sunt în ordine descrescătoare: set ciocane 4 (fig.8.24), set ciocane 1 (fig.8.18), set ciocane 2 (fig.8.20) respectiv setul de ciocane 3 (fig.8.22).

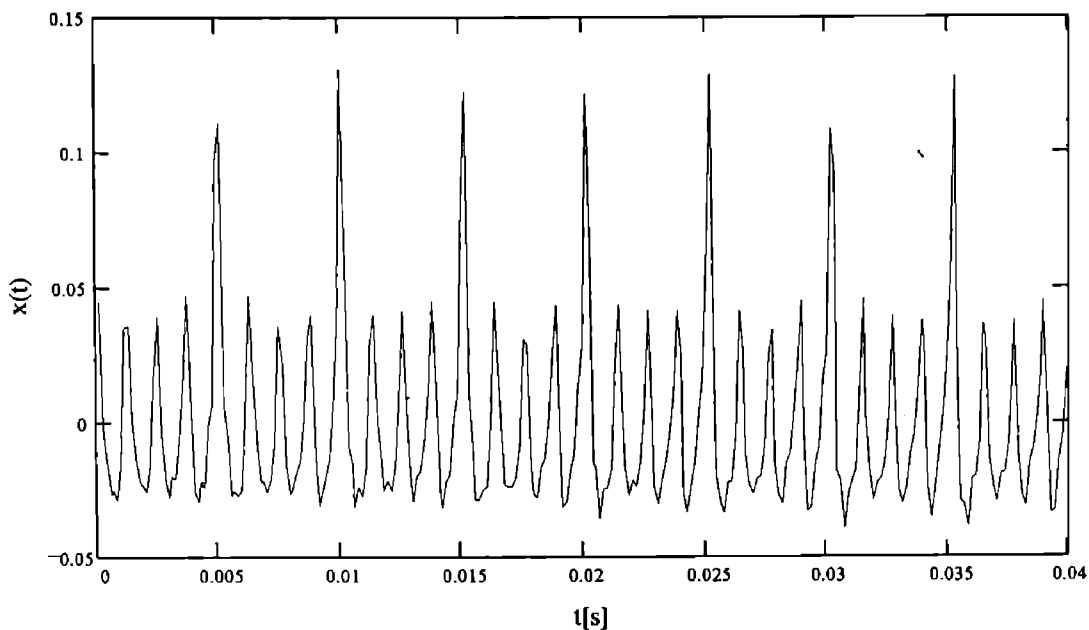


Fig.8.17

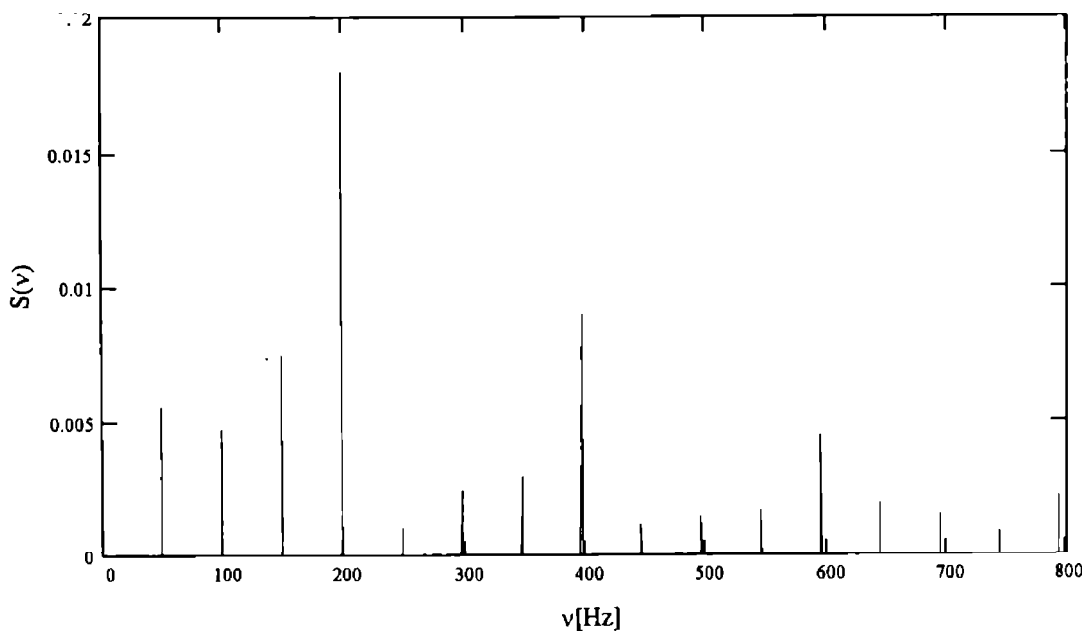


Fig.8.18

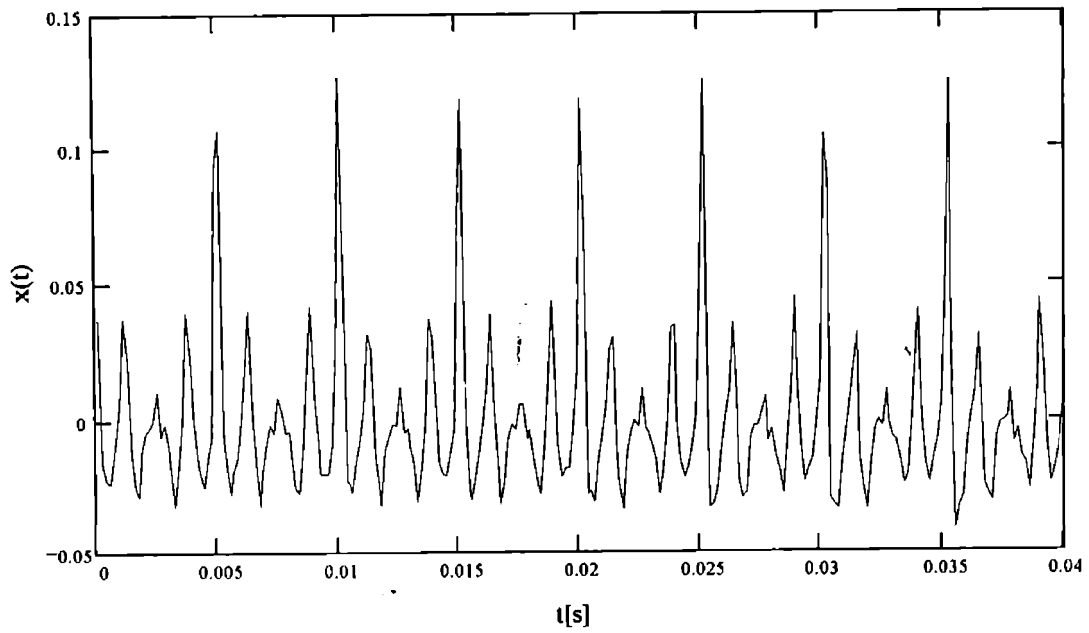


Fig.8.19

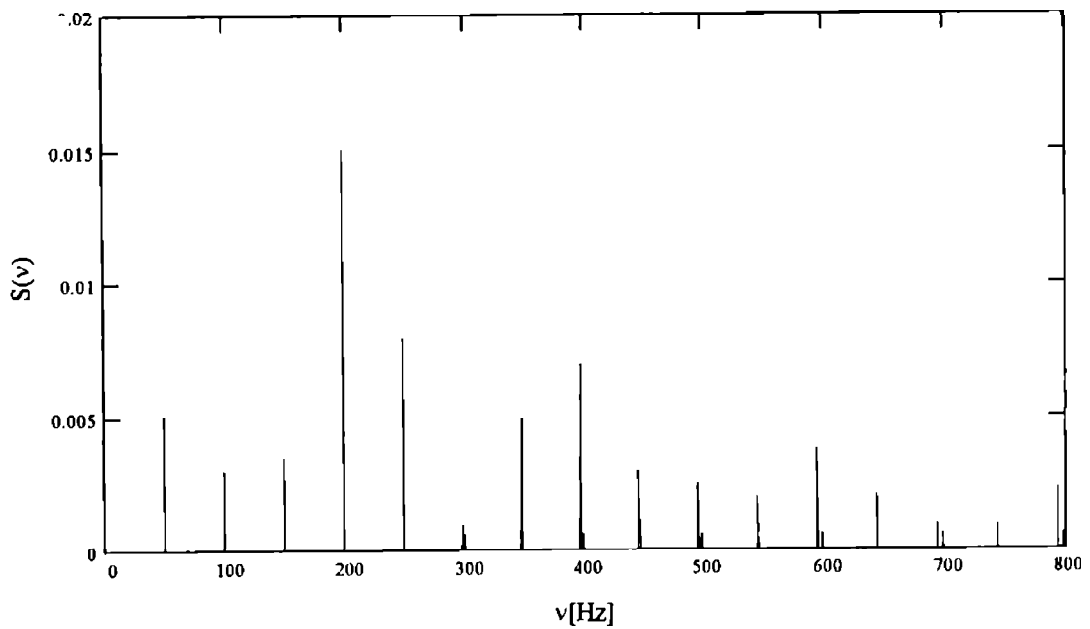


Fig.8.20

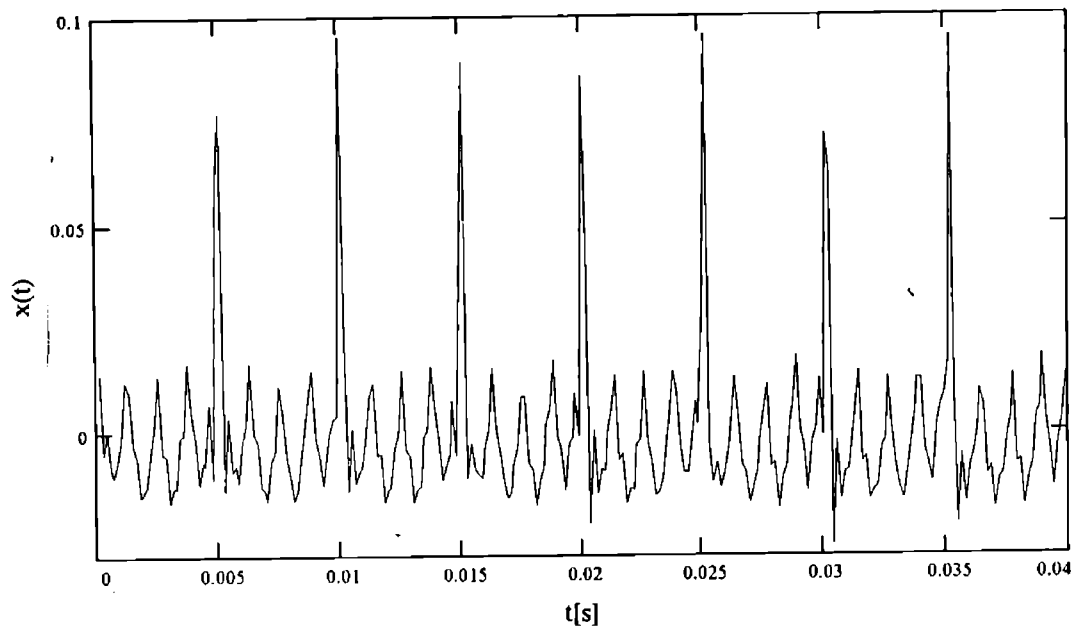


Fig.8.21

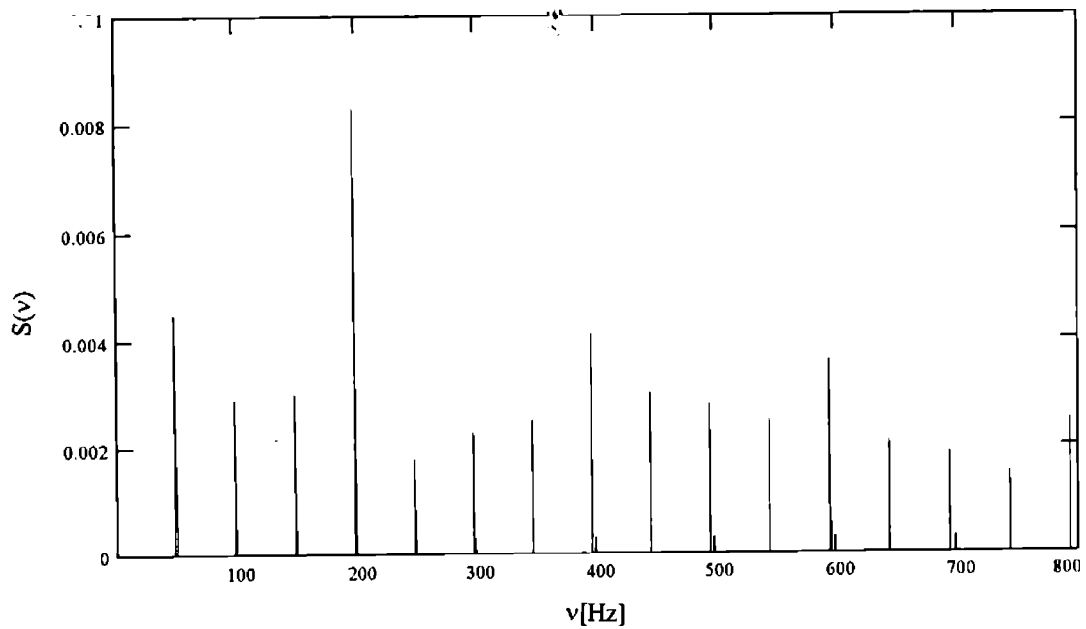


Fig.8.22

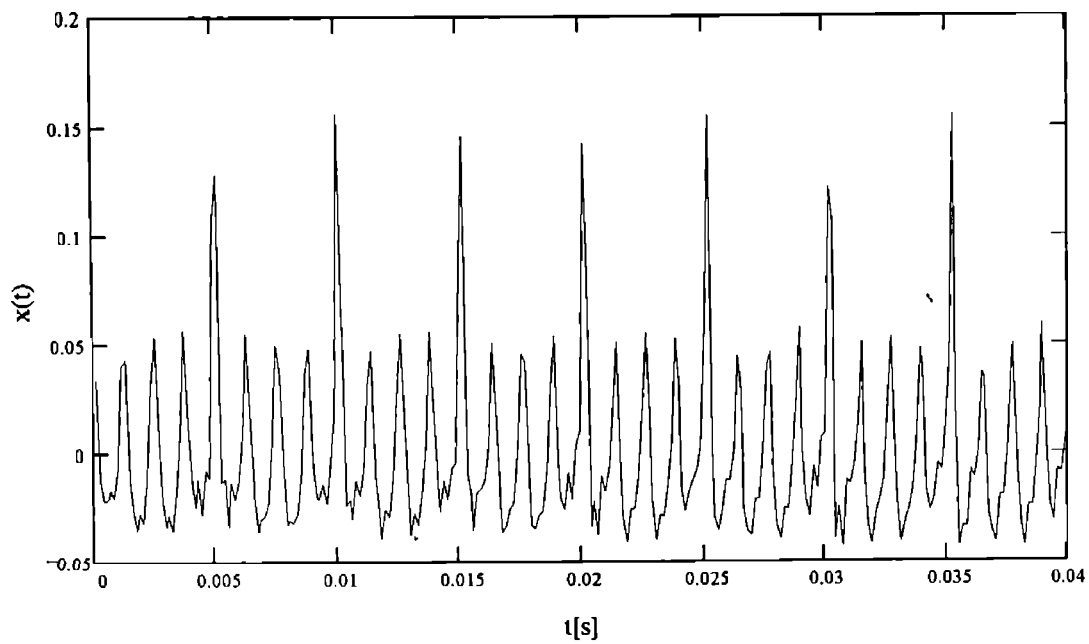


Fig.8.23

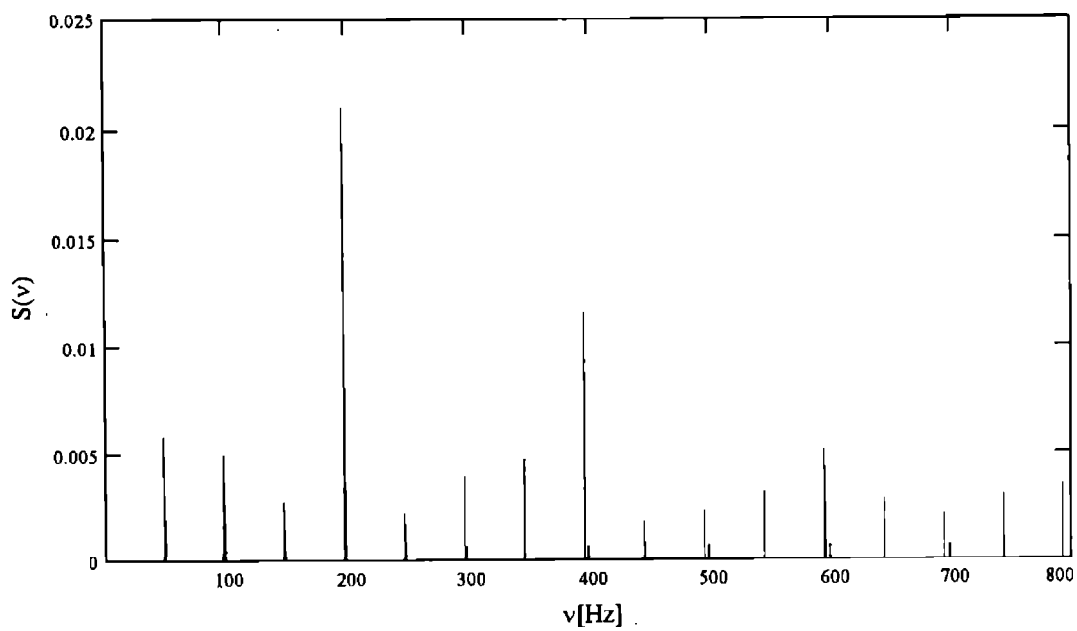


Fig.8.24

Aceasta se poate explica prin faptul că nu sunt îndeplinite condițiile de existență ale centrului de percuție (cap.3). Din tabelul 8.1 se observă că la fel ca și vârfurile semnalelor, diferențele dintre valorile parametrilor reali ai ciocanelor cu care s-au făcut determinările și cei calculați pentru aceleași tipuri de ciocane sunt în ordine descrescătoare: set ciocane 4 (15,7411 mm), set ciocane 1 (7,9794 mm), set ciocane 2 (6,7893 mm) respectiv setul de ciocane 3 (5,7069 mm).

8.2.2. Determinări privind parametrii funcționali ai morilor cu ciocane

În scopul punerii în evidență a parametrilor funcționali ai morilor cu ciocane s-au făcut determinări având ca material de mărunțit porumb și orz, la diferite regimuri de încărcare a morilor cu ciocane, materializate prin vizualizarea intensității curentului electric absorbit de motorul de acționare al morii cu ciocane.

Pentru moara **MCF 7** regimurile de încărcare ale motorului electric de acționare a morii pentru material de mărunțit **porumb** a fost de 80 A; 100 A; 120 A, pentru material de mărunțit **orz** a fost de 100 A; 120 A; 140 A, iar pentru moara **MC 16** regimul de încărcare a motorului electric de acționare a morii pentru material de mărunțit orz a fost de 100 A; 130 A; 160 A.

Determinări efectuate pe moara cu ciocane MCF 7 echipată cu 32 ciocane pe 4 axe:

- set ciocane 4

În fig.8.25 este reprezentat spectrul de frecvență pentru moara MCF 7 pentru material de mărunțit porumb la o încărcare a motorului electric de acționare al morii de 80 A, iar în fig. 8.26 semnalul din domeniul timp corespunzător.

În fig.8.27 este reprezentat spectrul de frecvență pentru moara MCF 7 pentru material de mărunțit porumb la o încărcare a motorului electric de acționare al morii de 100 A, iar în fig. 8.28 semnalul din domeniul timp corespunzător.

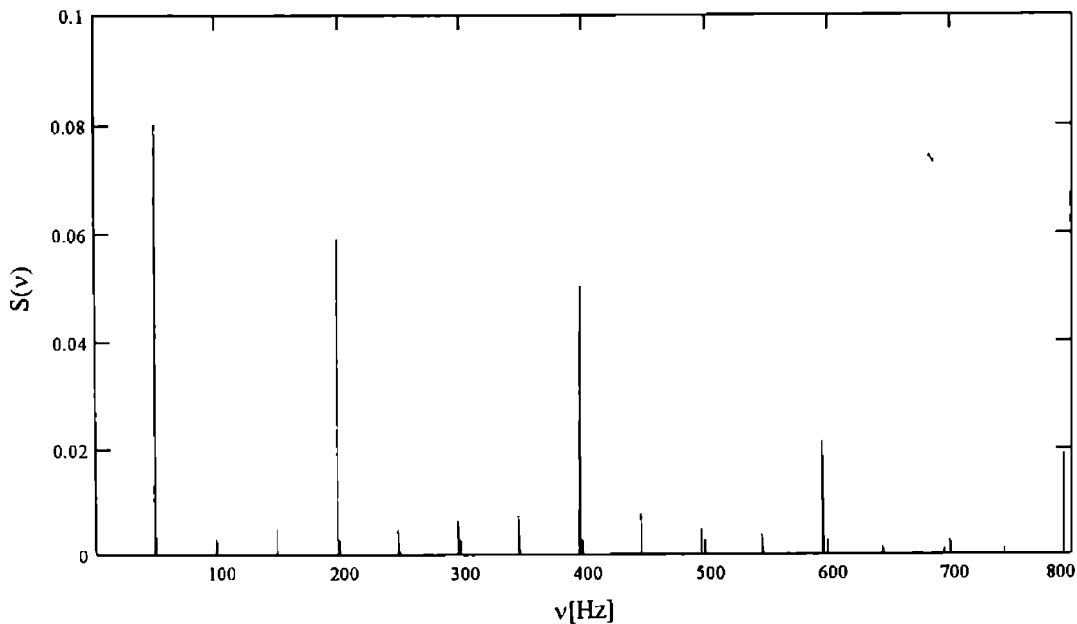


Fig.8.25

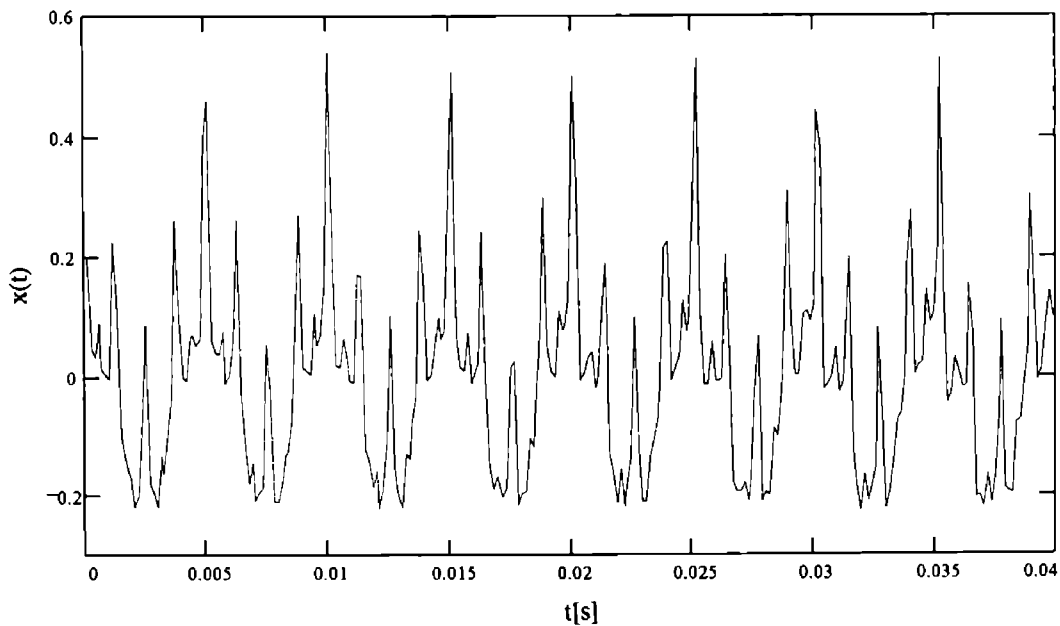


Fig.8.26

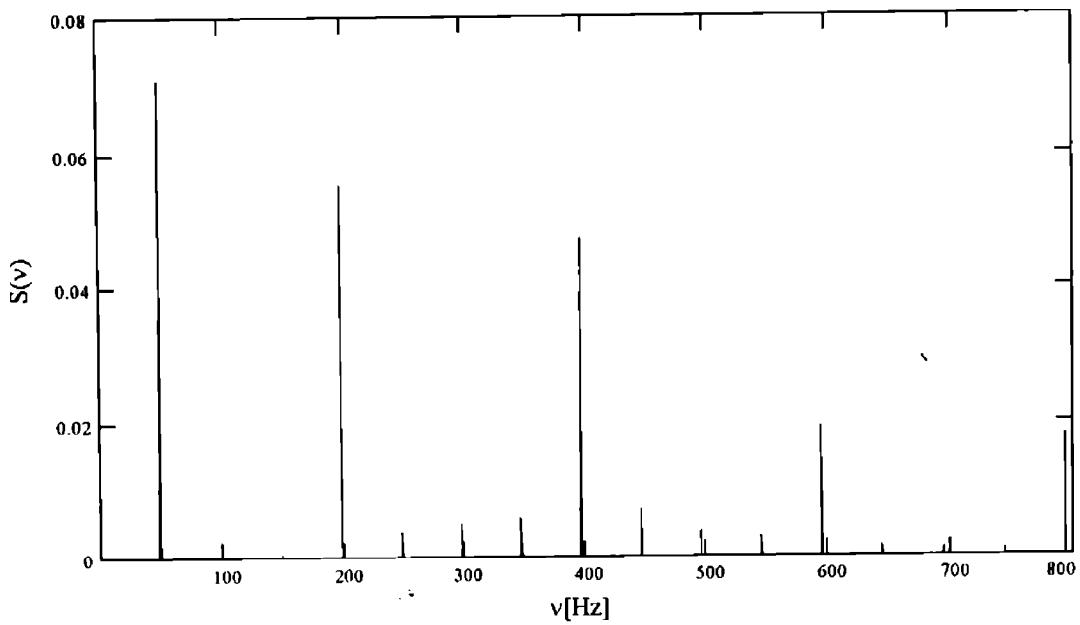


Fig.8.27

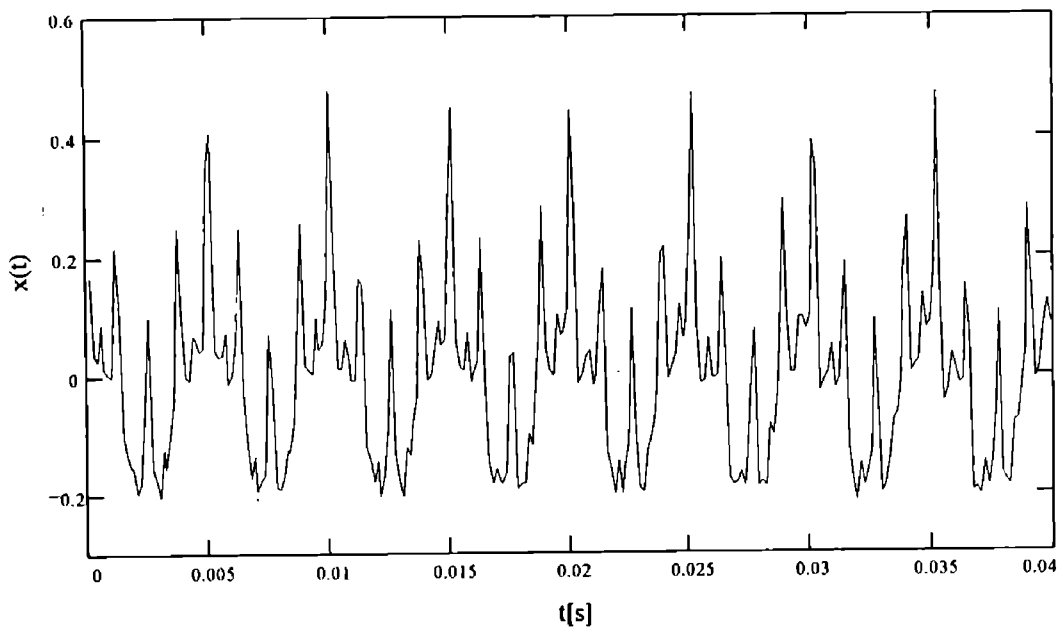


Fig.8.28

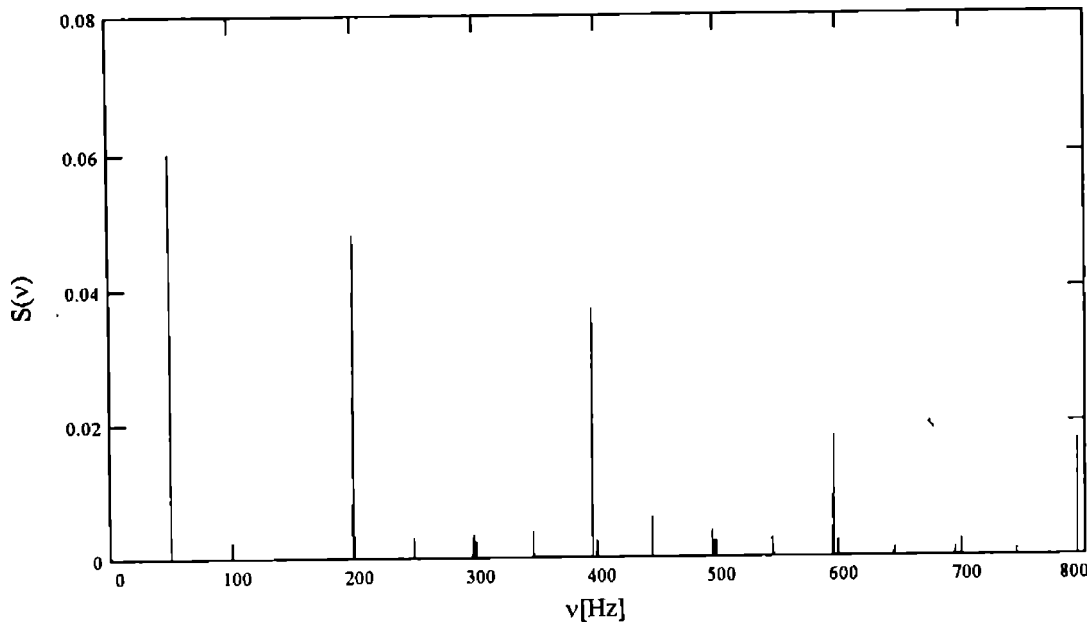


Fig.8.29

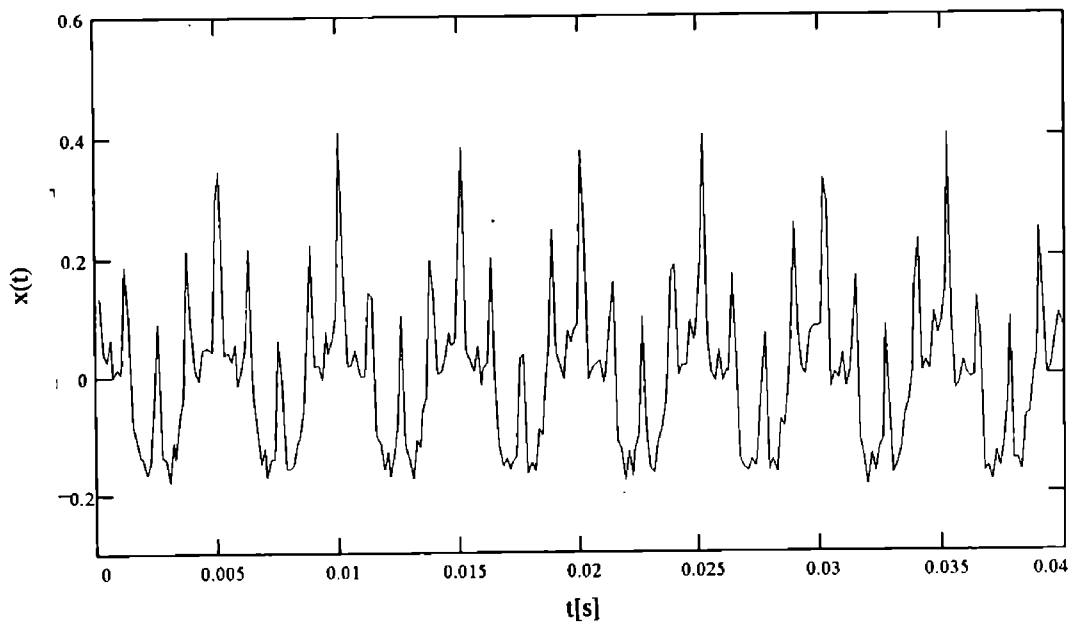


Fig.8.30

In fig.8.29 este reprezentat spectrul de frecvență pentru moara MCF 7 pentru material de mărunțit porumb la o încărcare a motorului electric de acționare al morii de 120 A, iar în fig. 8.30 semnalul din domeniul timp corespunzător.

In fig.8.31 este reprezentat spectrul de frecvență pentru moara MCF 7 pentru material de mărunțit orz la o încărcare a motorului electric de acționare al morii de 100 A, iar în fig. 8.32 semnalul din domeniul timp corespunzător.

In fig.8.33 este reprezentat spectrul de frecvență pentru moara MCF 7 pentru material de mărunțit orz la o încărcare a motorului electric de acționare al morii de 120 A, iar în fig. 8.34 semnalul din domeniul timp corespunzător.

In fig.8.35 este reprezentat spectrul de frecvență pentru moara MCF 7 pentru material de mărunțit orz la o încărcare a motorului electric de acționare al morii de 140 A, iar în fig. 8.36 semnalul din domeniul timp corespunzător.

Percuția dintre ciocan și materialul de mărunțit este evidențiată în spectrul de frecvență printr-o serie de linii spectrale. Diferența dintre frecvențele a două linii spectrale alăturate este egală cu frecvența de rotație a rotorului.

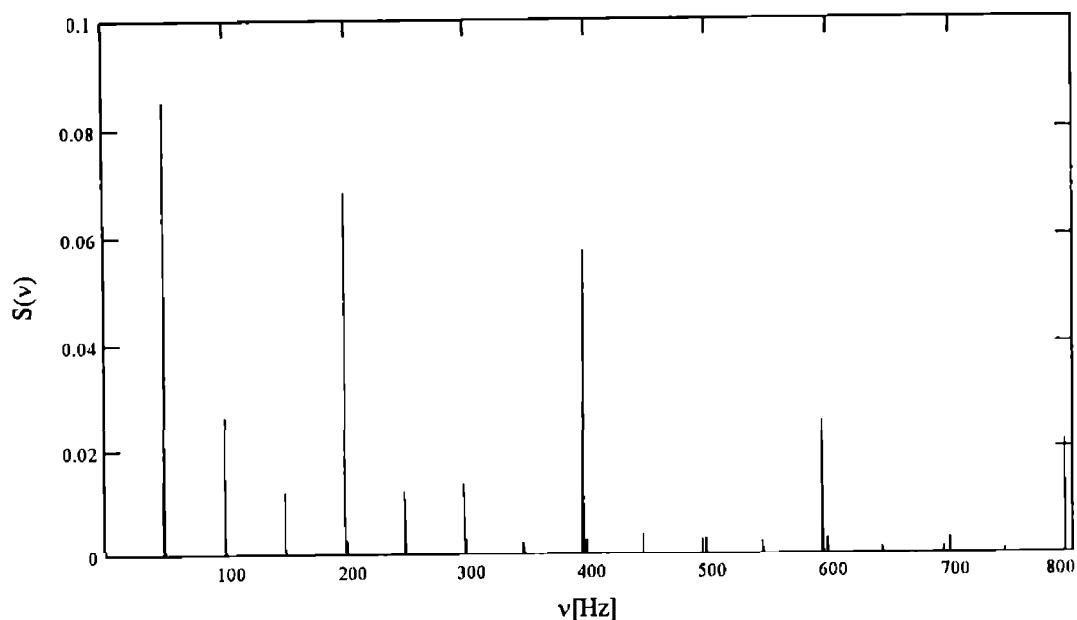


Fig.8.31

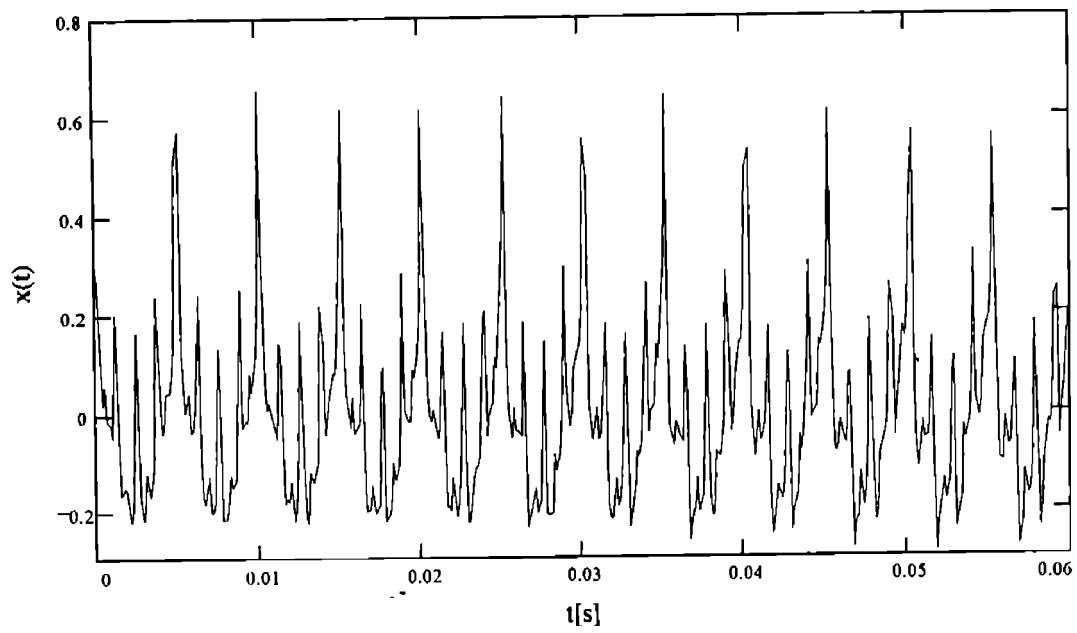


Fig.8.32

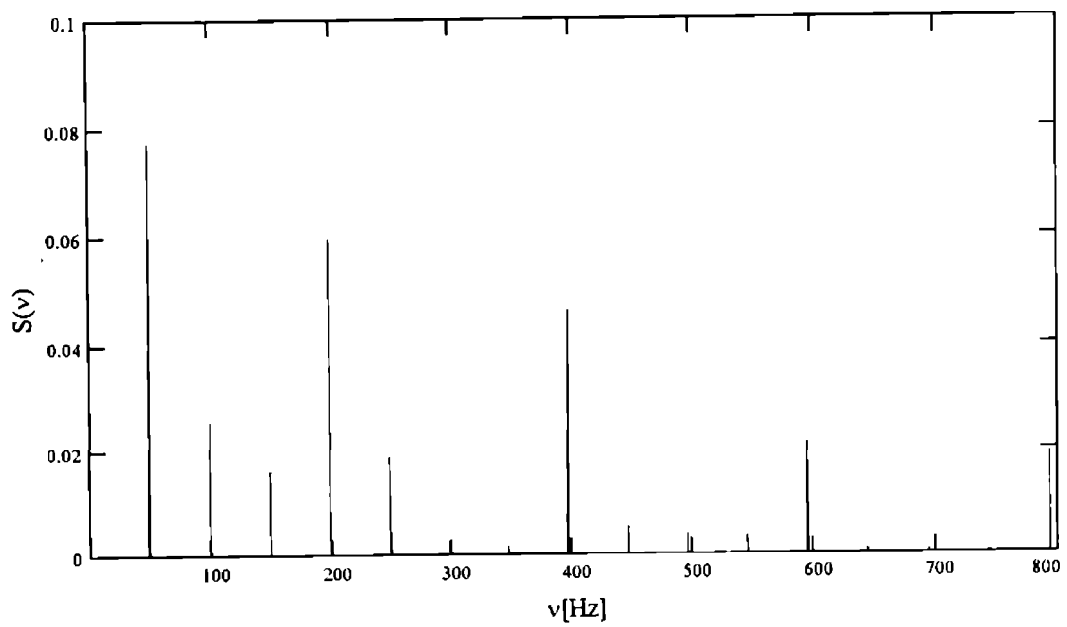


Fig.8.33

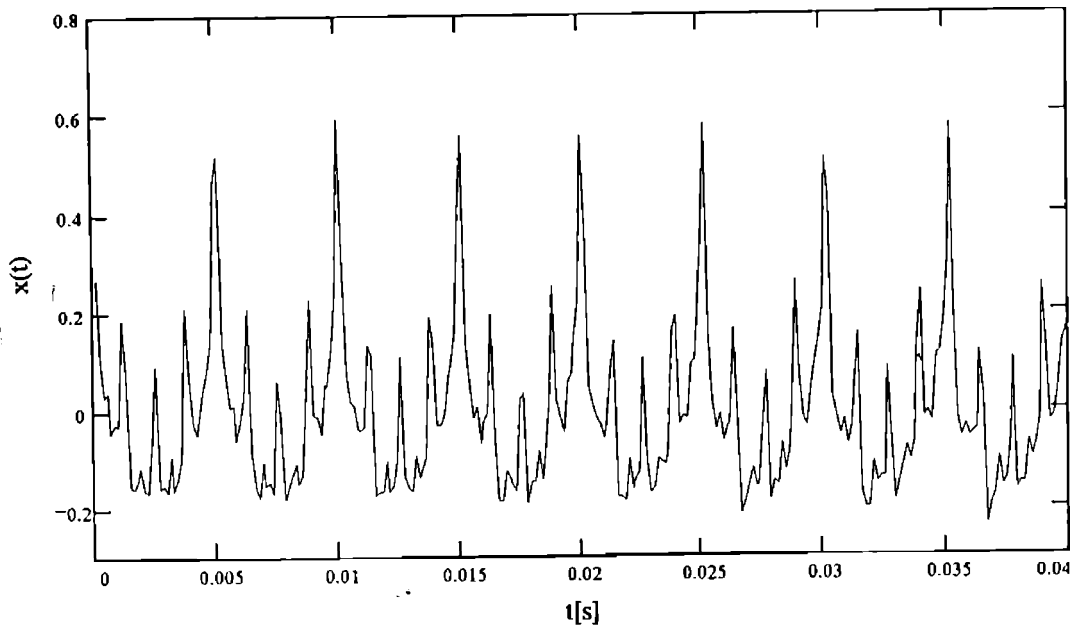


Fig.8.34

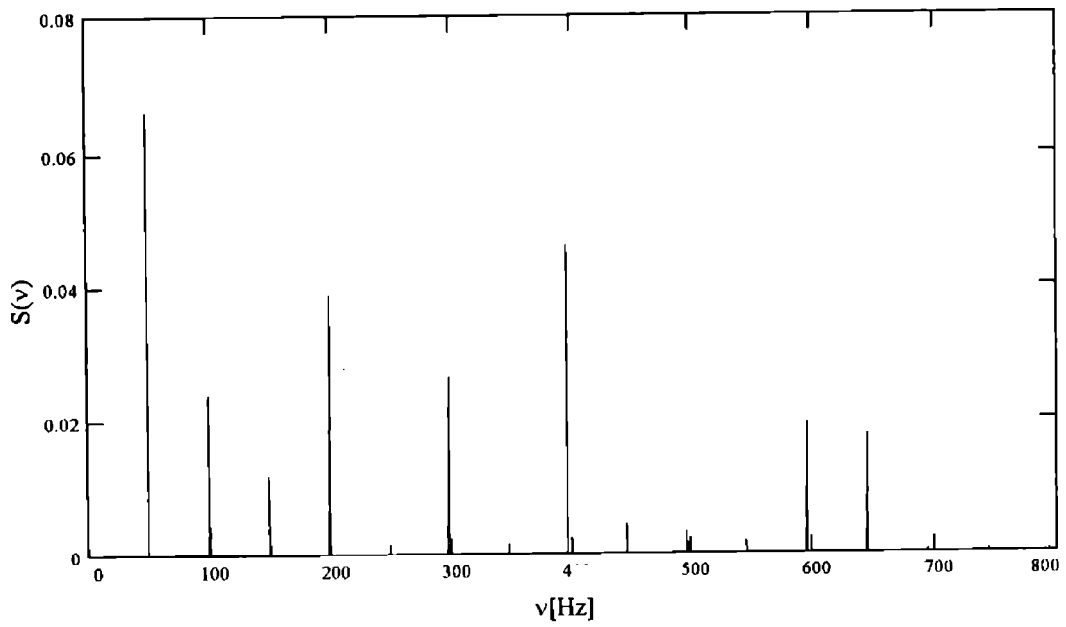


Fig.8.35

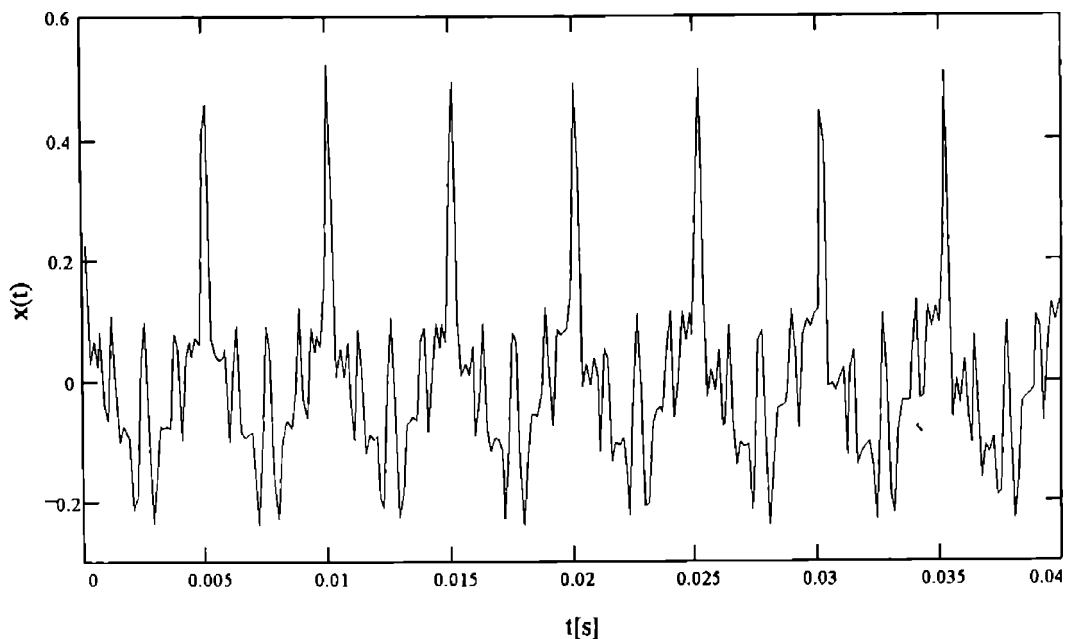


Fig.8.36

O amplitudine ridicată la frecvența de rotație indică de obicei un dezechilibru. Se constată însă că amplitudinea la frecvența de rotație se modifică aproape la fiecare rotație, ceea ce indică că nu este cazul unui dezechilibru, deoarece ar trebui ca amplitudinea să rămână constantă. Atunci însă, când are loc percuția dintre ciocan și cantități diferite de material de mărunțit, variabile la fiecare rotație, amplitudinea vibrațiilor la frecvența de rotație variază și ea la fiecare rotație. În spectrul de frecvență se observă o linie spectrală la frecvența de 198,4 Hz (patru axe * 49,4), care se identifică cu frecvența de trecere a ciocanelor așezate pe patru axe.

Comparând semnalele înregistrate în domeniul frecvență pentru porumb cu cele pentru orz, se constată că vârfuri mai mari s-au înregistrat pentru orz, ceea ce se poate explica prin faptul că bobul de orz are nevoie de o cantitate de energie cinetică mai mare cedată de ciocane în timpul percuției pentru distrugerea forțelor de coeziune internă ale bobului decât cea necesară pentru bobul de porumb.

Comparând semnalele înregistrate în domeniul frecvență pentru același material la diferite încărcări ale motorului de acționare al morii, se observă o scădere a acestora la o încărcare mai mare. Acest lucru se poate explica prin faptul că pe măsură ce încărcarea cu material a morii crește, cantitatea de energie absorbită de masa de material (mai mare) supusă mărunțirii este mai mare, materialul de mărunțit comportându-se ca și un amortizor de vibrații.

- set ciocane 3

În fig.8.37 este reprezentat spectrul de frecvență pentru moara MCF 7 pentru material de mărunțit porumb la o încărcare a motorului electric de acționare a morii de 80 A, iar în fig. 8.38 semnalul din domeniul timp corespunzător.

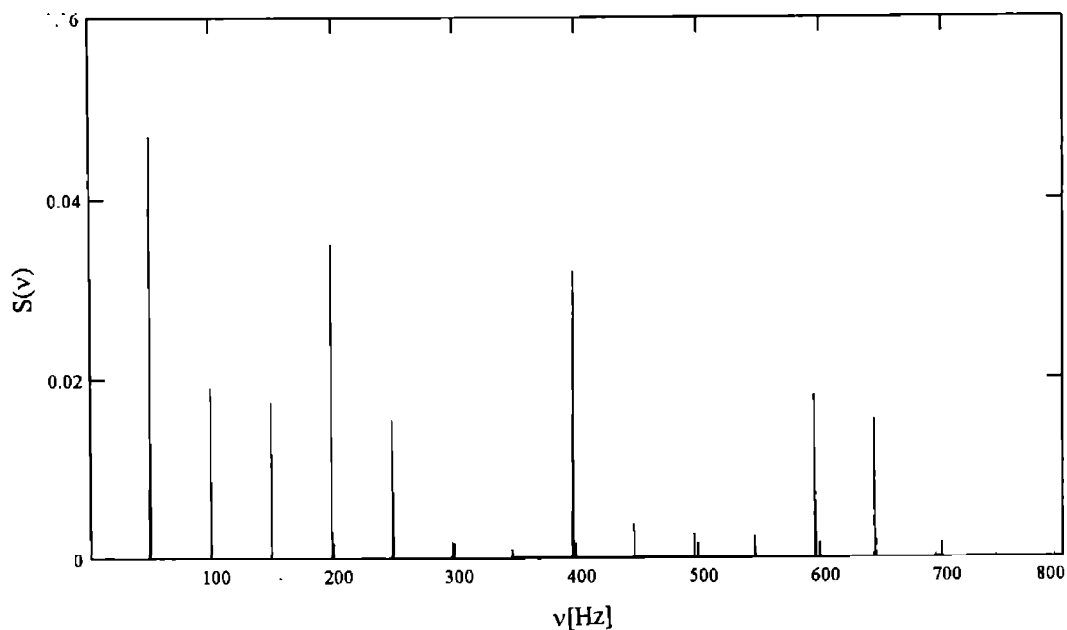


Fig.8.37

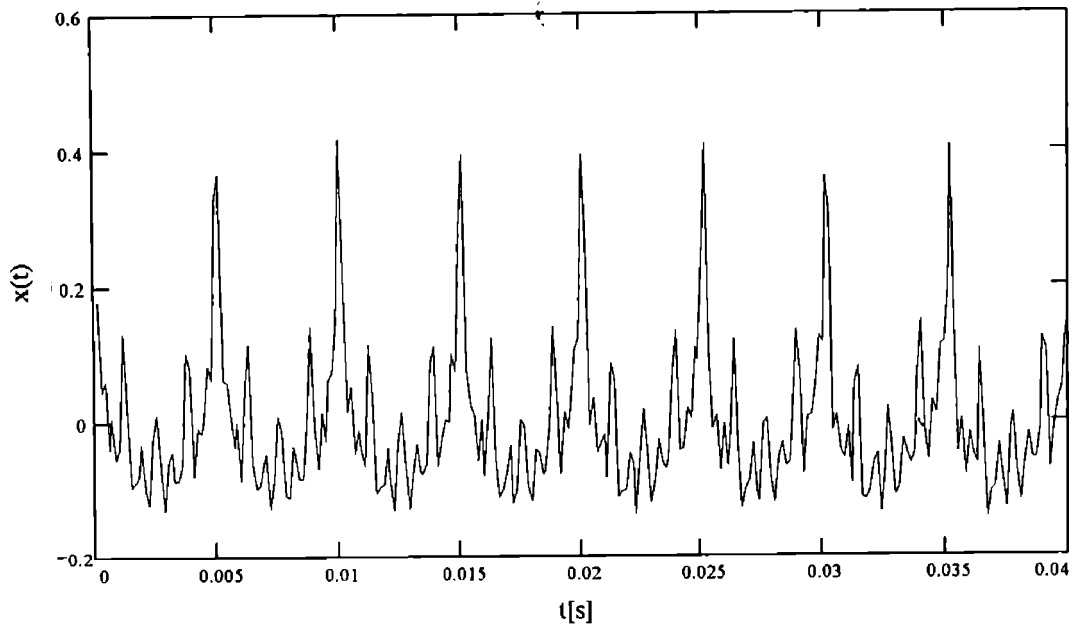


Fig.8.38

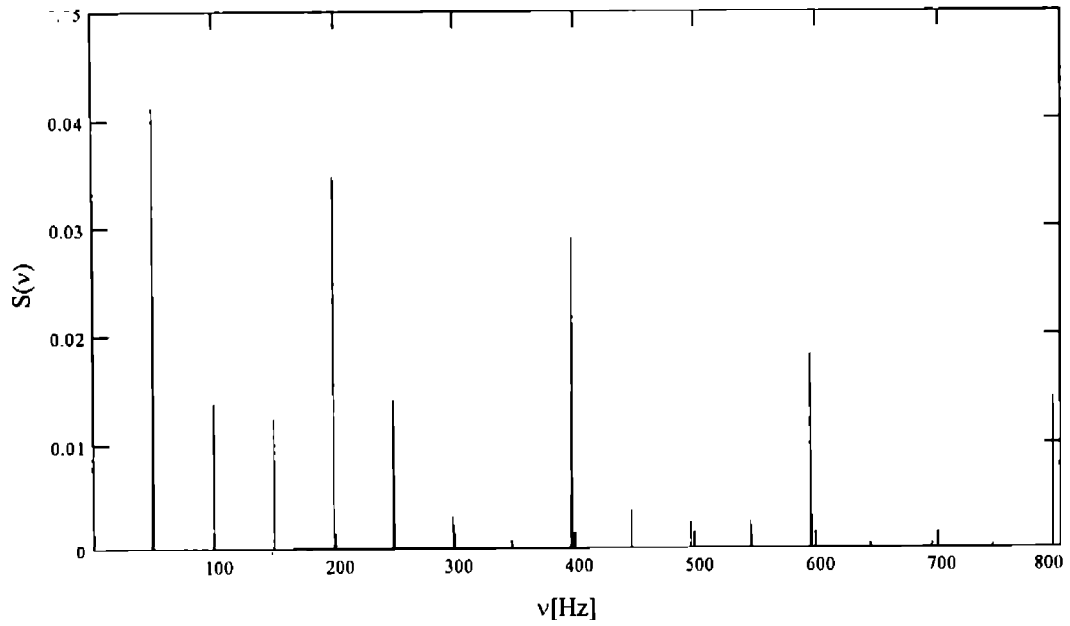


Fig.8.39

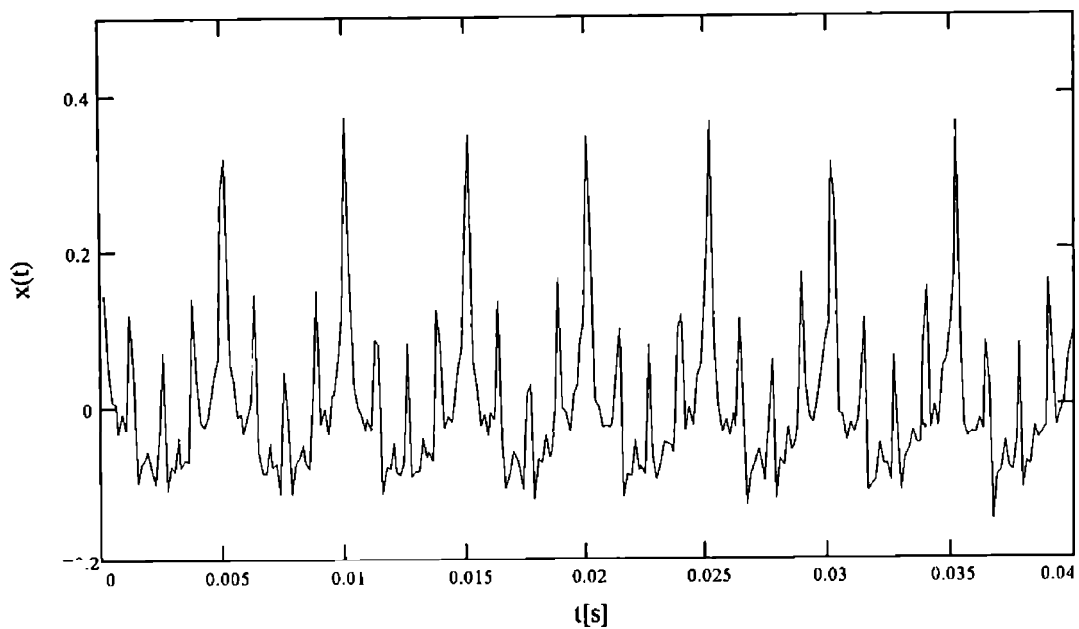


Fig.8.40

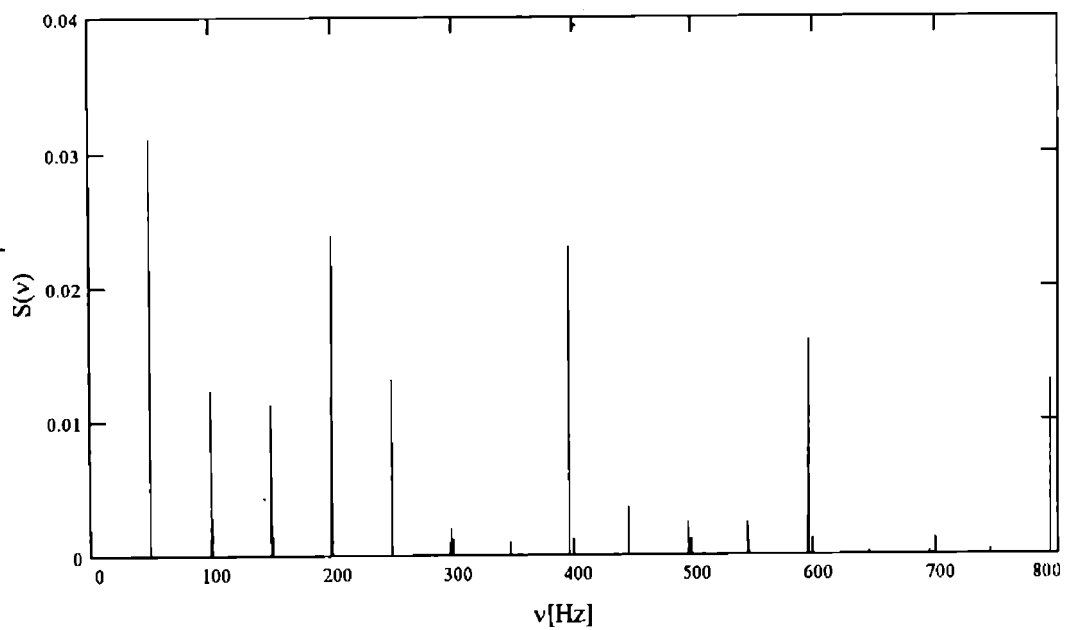


Fig.8.41

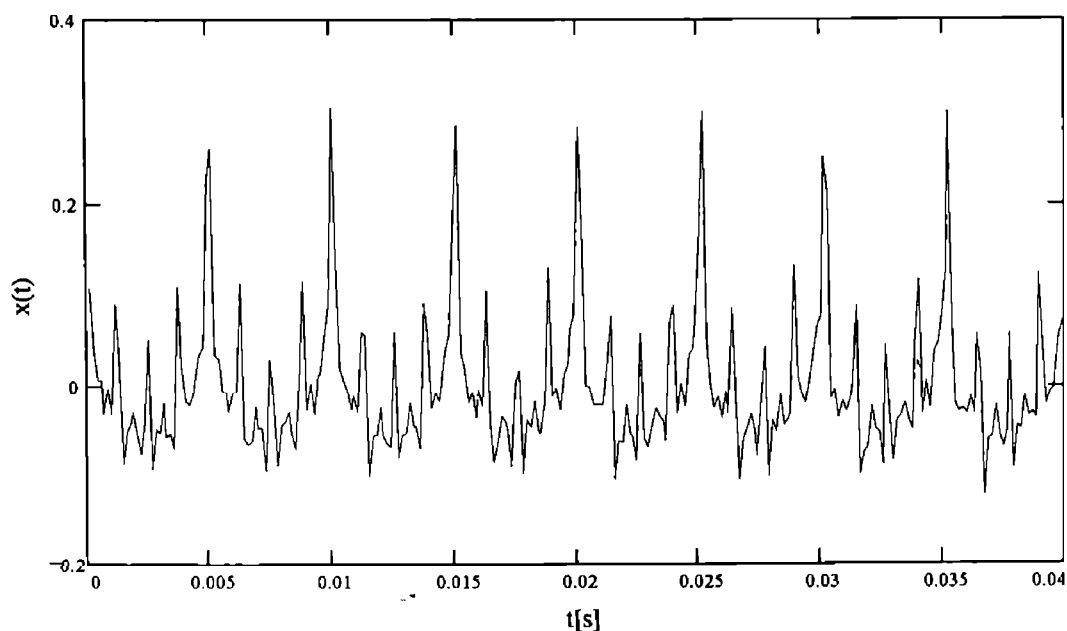


Fig.8.42

In fig.8.39 este reprezentat spectrul de frecvență pentru moara MCF 7 pentru material de mărunțit porumb la o încărcare a motorului electric de acționare al morii de 100 A, iar în fig. 8.40 semnalul din domeniul timp corespunzător.

In fig.8.41 este reprezentat spectrul de frecvență pentru moara MCF 7 pentru material de mărunțit porumb la o încărcare a motorului electric de acționare al morii de 120 A, iar în fig. 8.42 semnalul din domeniul timp corespunzător.

Făcând comparație la diferite încărcări pentru setul de ciocane 3 luând ca material porumb, se observă de asemenea o scădere a vârfurilor de semnal pe măsură ce încărcarea motorului de acționare crește: 80 A; 100 A; 120 A (fig.8.37; fig.8.39; fig.8.41).

Comparând semnalele în domeniul frecvență pentru moara cu ciocane MCF 7 la funcționarea în sarcină (80 A; 100 A; 120 A) pentru același material

de mărunțit (porumb), echipată cu setul de ciocane 4 (fig.8.25, fig.8.27, fig.8.29) cu semnalele în domeniul frecvență pentru aceeași moară echipată cu setul de ciocane 3 (fig.8.37, fig.8.39, fig.8.41), se constată de asemenea vârfuri de semnal mai mari pentru setul de ciocane 4, conform tabelului 8.1.

În fig.8.44, fig.8.46 și fig.8.48 se reprezintă semnalul din domeniul timp pentru setul de ciocane 3 la încărcarea morii de 80 A; 100 A; 120 A, luând ca material de mărunțit porumb. Reprezentările corespunzătoare în domeniul frecvențial se arată în fig.8.43, fig.8.45 și fig.8.47.

Dacă se urmărește semnalul în domeniul frecvență pentru același set de ciocane (de ex. setul 3), aceeași încărcare a morii (80 A; 100 A; 120 A) pentru același material de mărunțit (porumb), redat prin perechile de reprezentări (fig.8.37 și fig.8.43), (fig.8.39 și fig.8.45) și (fig.8.41 și fig.8.47), se constată că are loc o modificare a vârfurilor de semnal la fiecare rotație, modificare cauzată de cantitatea de material diferită lovită de ciocane în timpul fiecărei rotații.

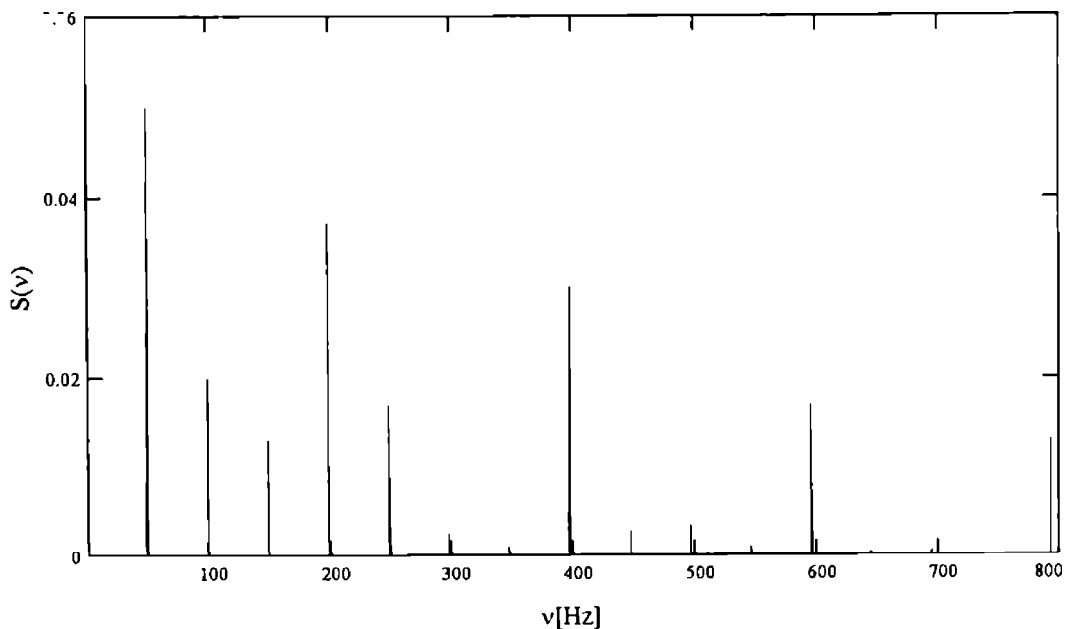


Fig.8.43

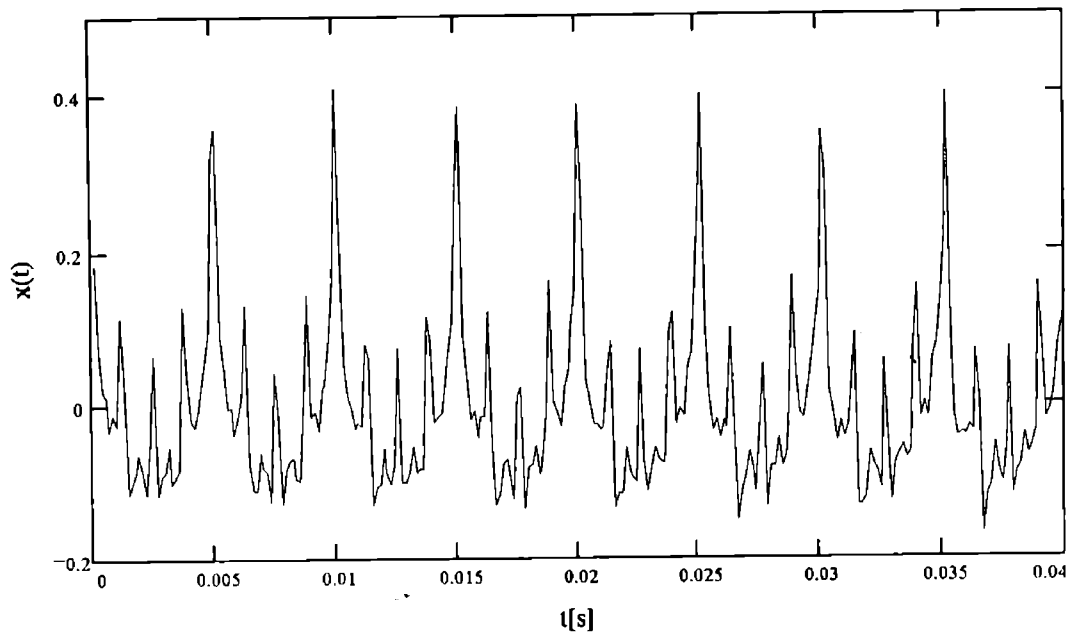


Fig.8.44

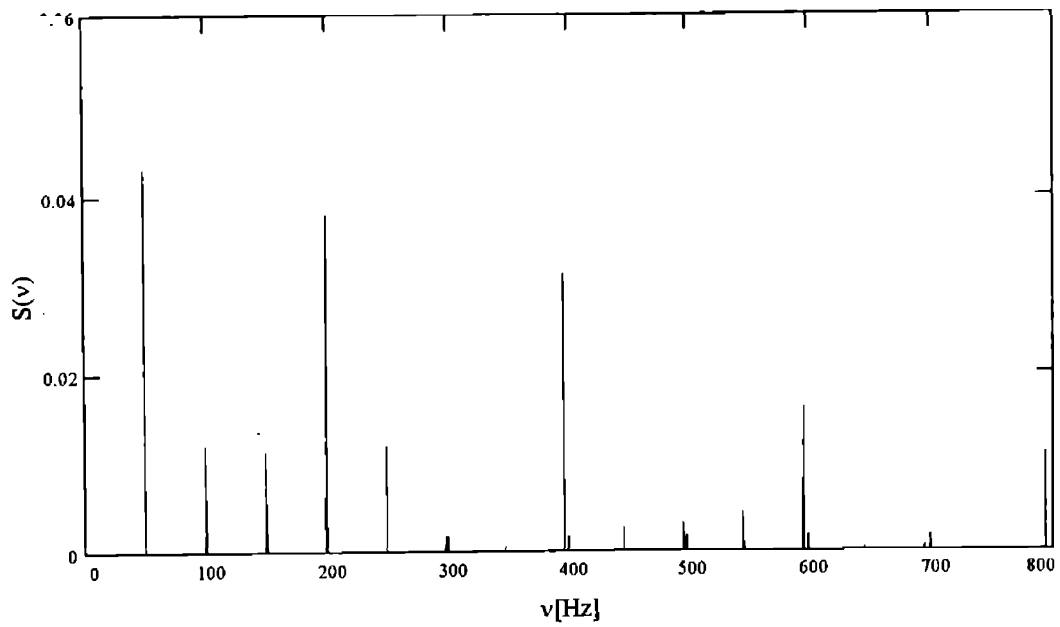


Fig.8.45

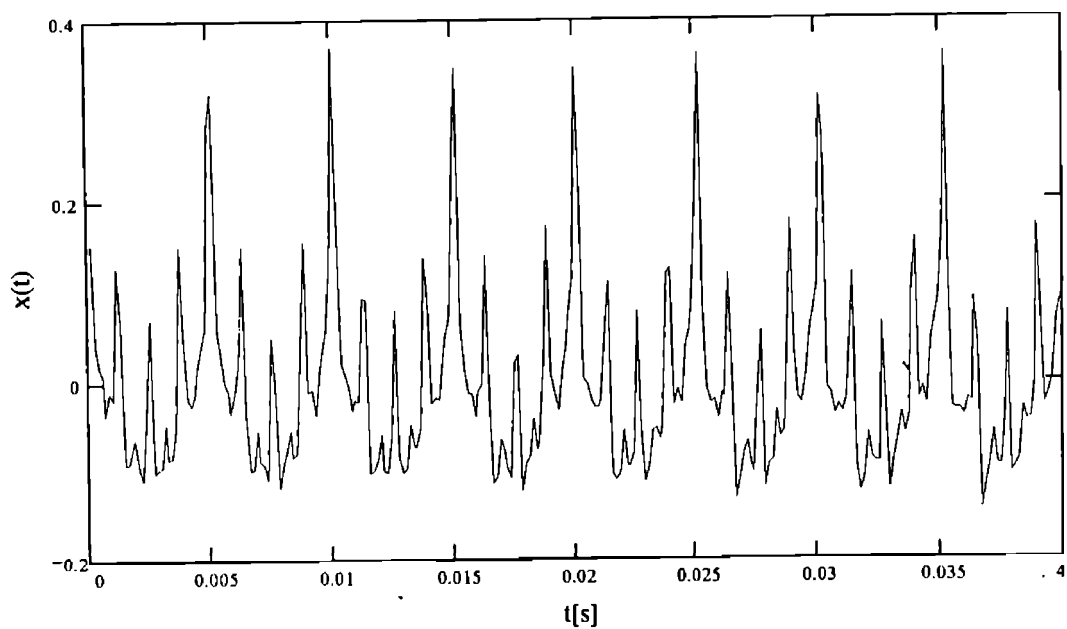


Fig.8.46

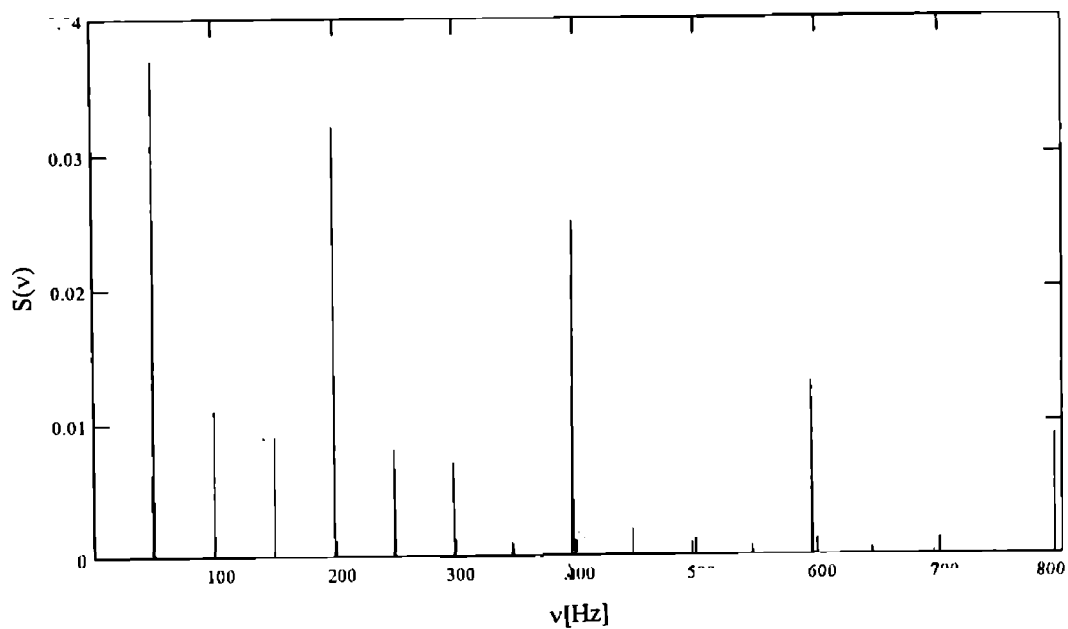


Fig.8.47

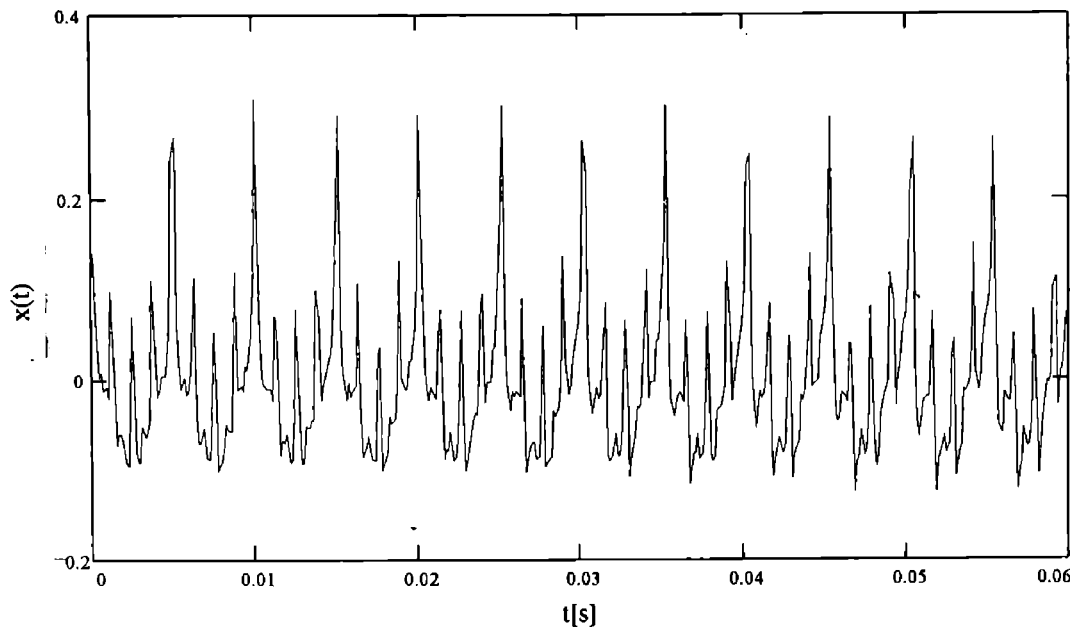


Fig.8.48

Din analiza semnalelor înregistrate pe aceeași moară cu ciocane, la aceeași încărcare a motorului electric de acționare a morii, s-au stabilit criterii specifice de identificare a regimurilor de funcționare:

1) Prezența în spectrul de frecvență a unui vârf de semnal la frecvența de rotație a rotorului cu ciocane și modificarea acestuia la fiecare rotație este cauzată de cantitatea de material variabilă lovită de fiecare ciocan, respectiv de numărul de ciocane existente pe axele rotorului.

2) Prezența posibil redusă a semnalului la frecvența de trecere a axelor cu ciocane ale rotorului.

3) Semnalul din domeniul timp are diferite distorsiuni cauzate de efectele suprapuse.

4) Alimentarea neuniformă cu material a morii cu ciocane are repercursiuni și asupra curentului absorbit de motorul electric de acționare, aspect resimțit în spectrul de frecvență.

Pentru a pune în evidență parametrii funcționali dependenți de uzura ciocanelor s-au făcut determinări pe moara cu ciocane MCF 7 echipată cu setul de ciocane original având unul, două sau trei colțuri uzate, respectiv pe moara cu ciocane MC 16 echipată cu setul original de ciocane având trei colțuri uzate, luând ca material de mărunțit porumb, la încărcarea motorului electric de acționare a morii la 80 A respectiv 100 A. Diagramele obținute se arată în fig.8.49 (MCF 7, 4 axe- un colț uzat); fig.8.50 (MCF 7, 4 axe- două colțuri uzate); fig.8.51 (MCF 7, 8 axe- un colț uzat); fig.8.52 (MCF 7, 8 axe- două colțuri uzate); fig.8.53 (MC 16 -set trei colțuri uzate).

Drept bază de comparație pentru moara MCF 7 au fost considerate determinările cu setul original de ciocane fără uzură, 32 ciocane montate pe patru axe (fig.8.54), 64 ciocane montate pe opt axe (fig.8.55) respectiv pentru moara MC 16 set original de ciocane fără uzură (fig.8.56).

În figurile 8.49 + 8.53, se prezintă spectrul de frecvență al vibrațiilor radiale pentru rotorii echipați cu ciocane având unul, două și trei colțuri uzate. Moara cu ciocane MCF 7 este echipată cu patru axe sau opt axe, deci frecvența de trecere a axelor este de 198,4 Hz sau 396,8 Hz ($4 \cdot 49,4$ sau $8 \cdot 49,4$). Moara MC 16 este echipată cu șase axe, deci frecvența de trecere a axelor este de 147,3 Hz ($6 \cdot 24,55$).

Se evidențiază în spectrele de frecvență prezentate un zgomot de bandă largă, având curba semnalelor din spectru cu creșteri față de axa frecvențelor.

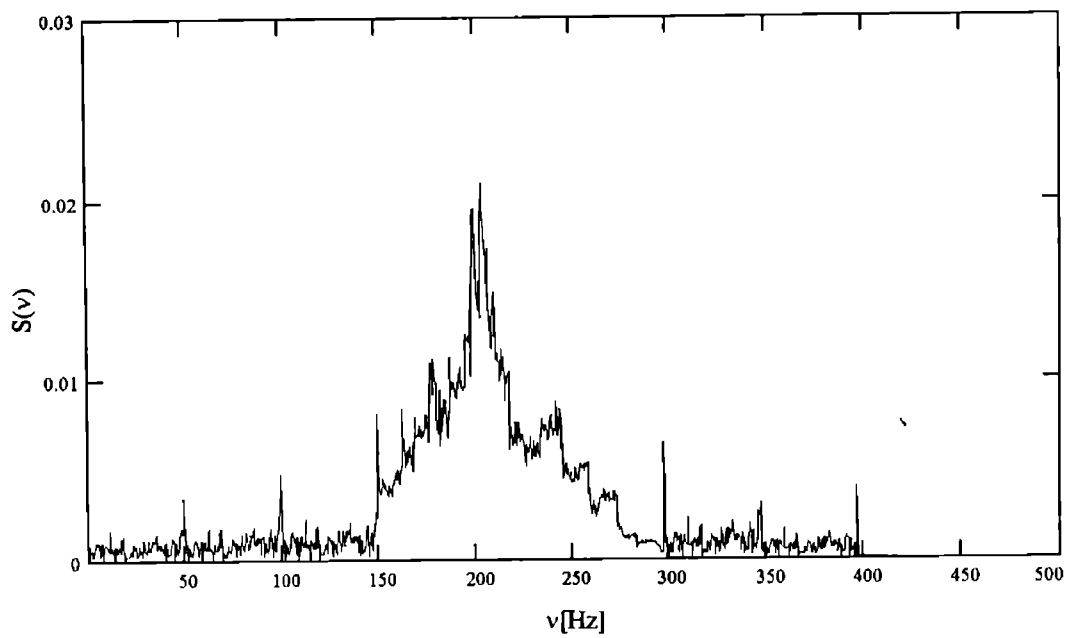


Fig.8.49

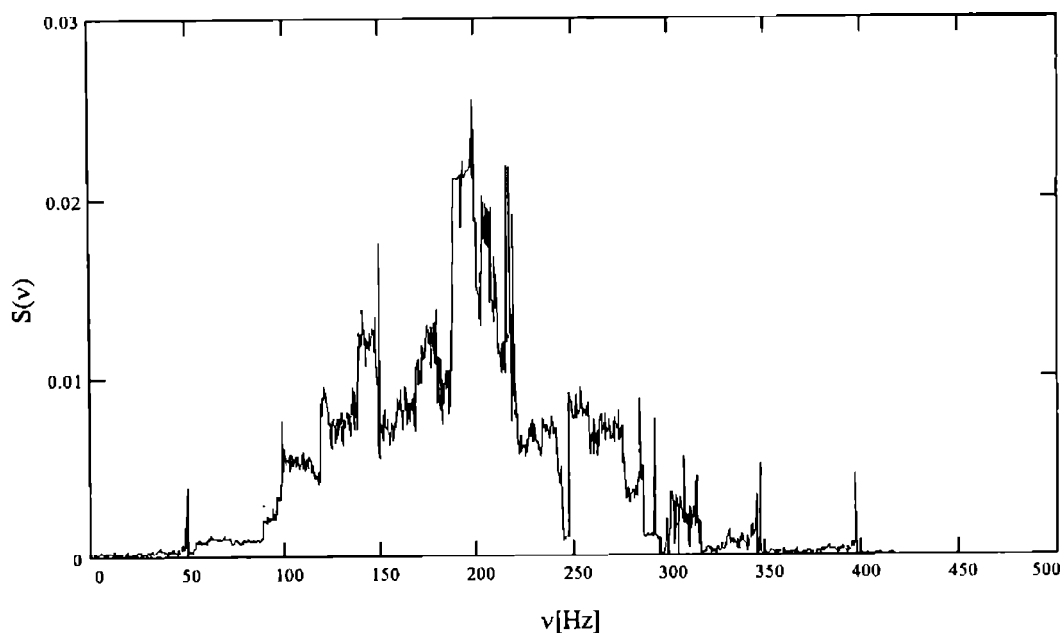


Fig.8.50

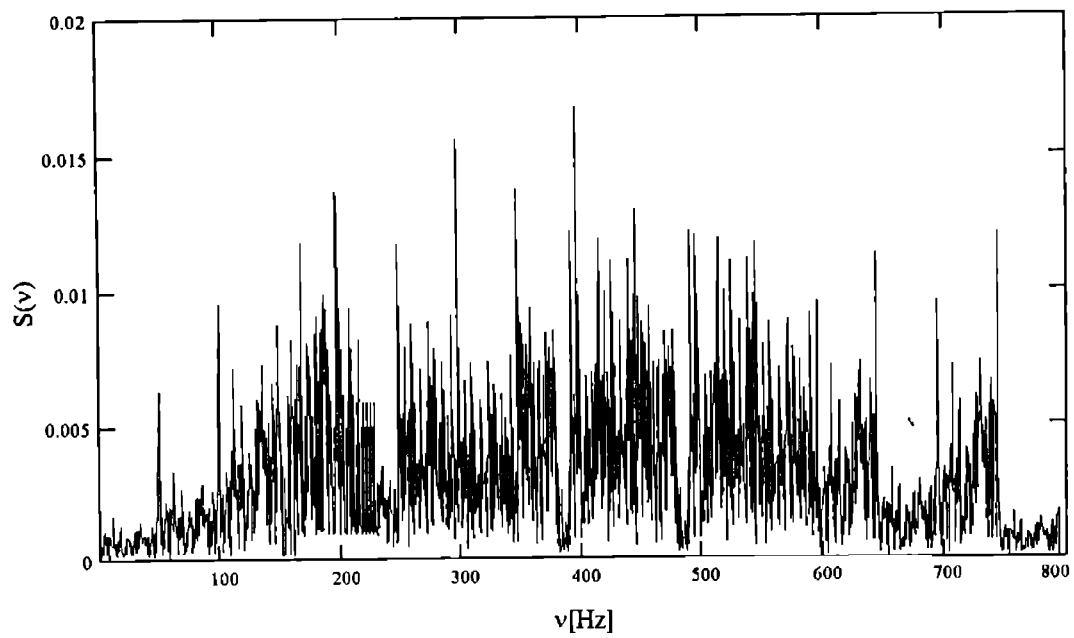


Fig.8.51

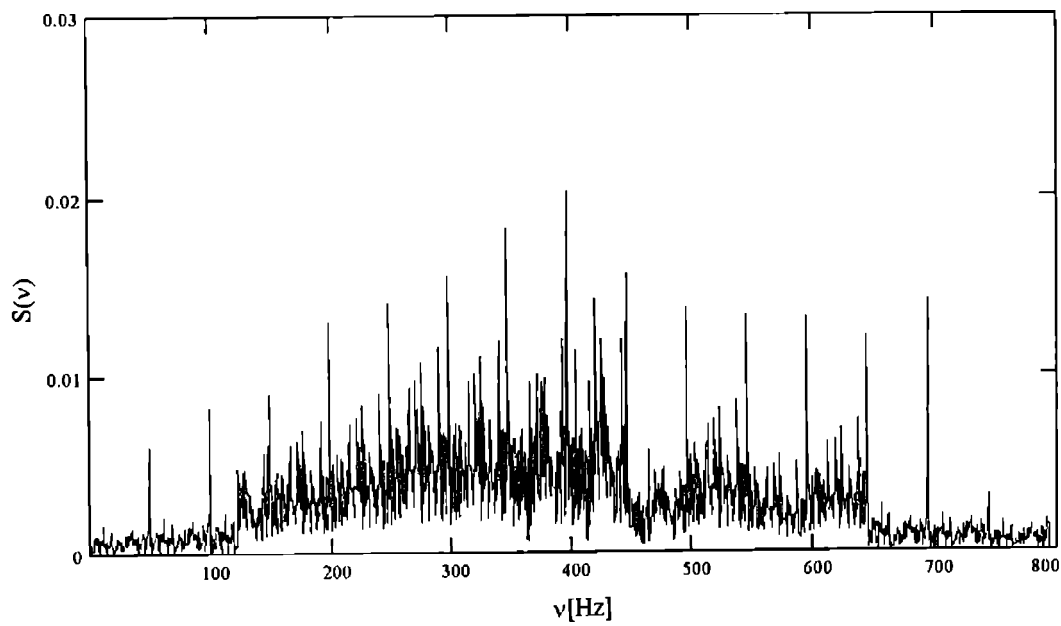


Fig.8.52

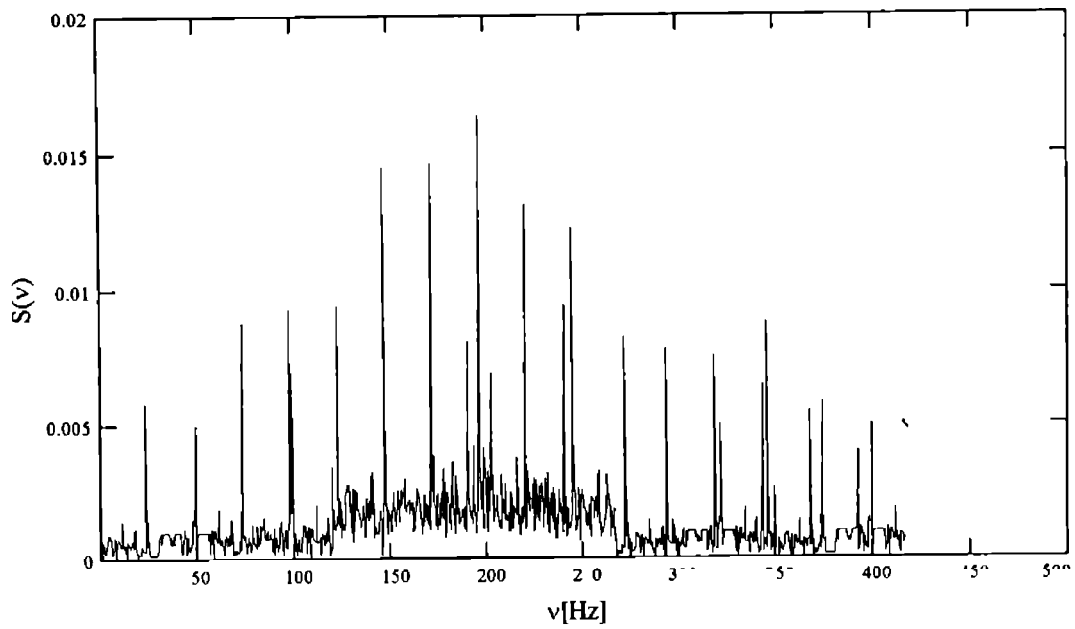


Fig.8.53

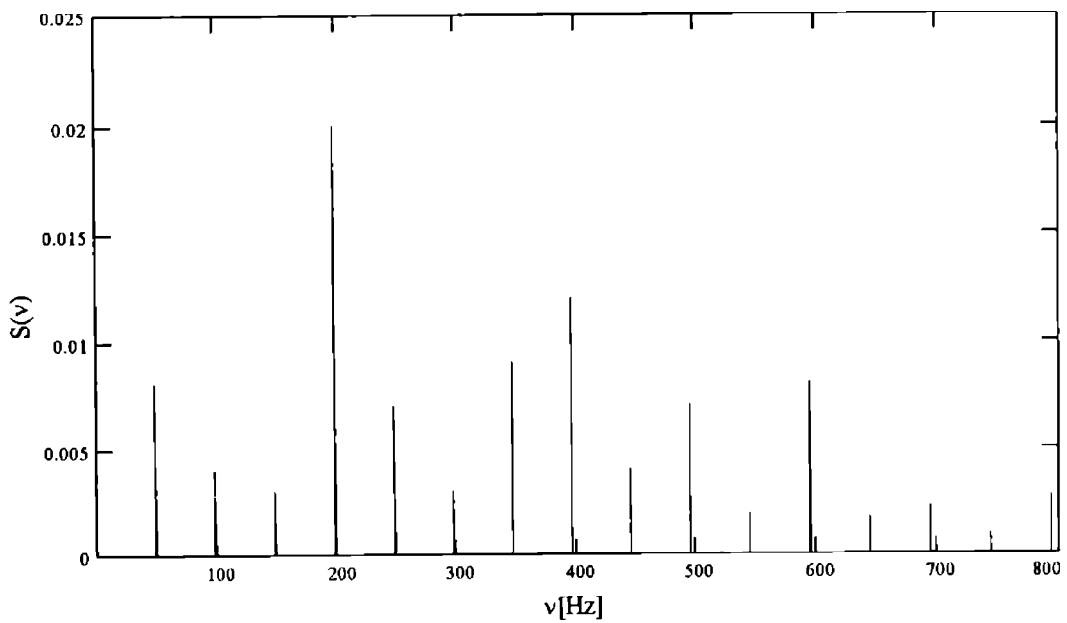


Fig.8.54

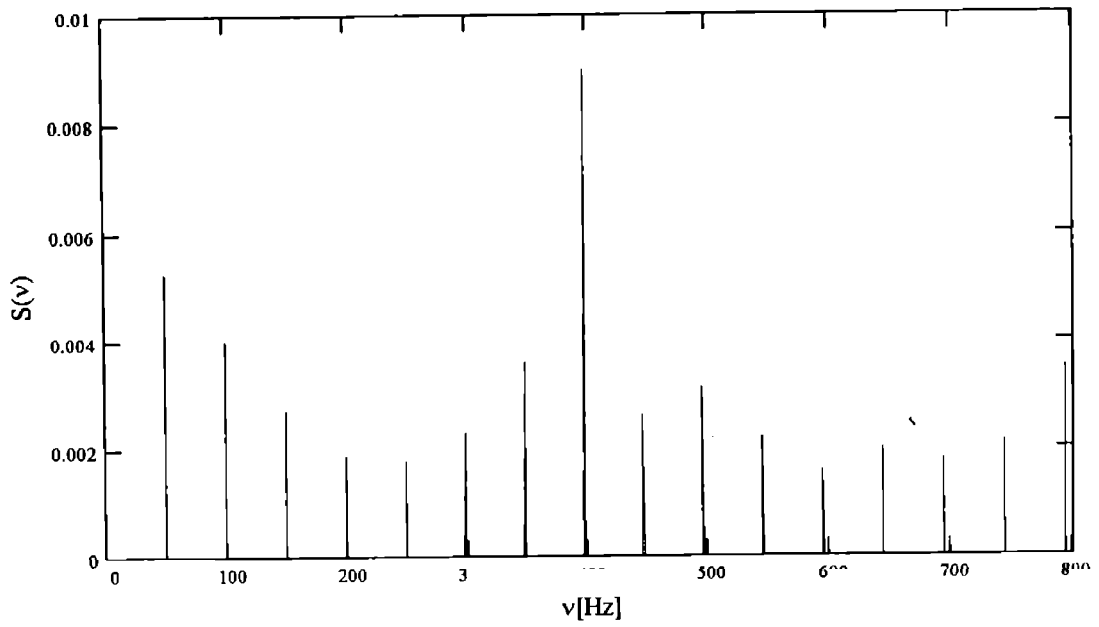


Fig.8.55

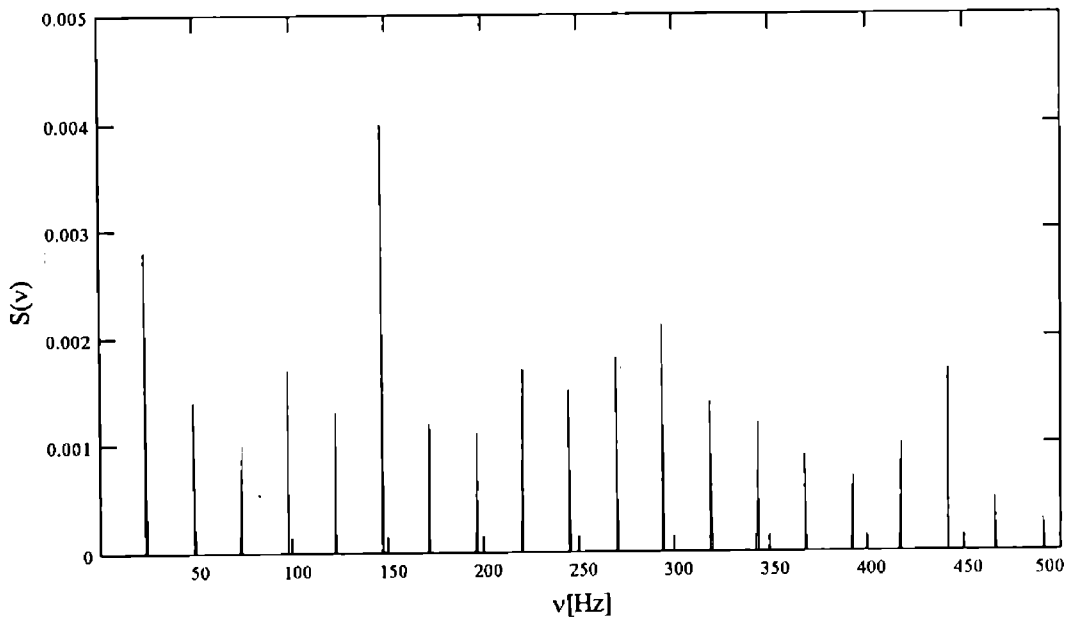


Fig.8.56

Nivelul global al semnalelor la frecvența de trecere a axelor cu ciocane a fost mai mare față de cazul considerat martor (set ciocane fără uzură) pentru toate seturile de ciocane analizate. Se observă că semnalele măsurate pe seturile de ciocane cu unu, două sau trei colțuri uzate sunt din ce în ce mai mari odată cu creșterea numărului de colțuri uzate.

Cercetările efectuate privind parametrii funcționali în dependență față de uzura ciocanelor se materializează prin următoarele concluzii:

1) Fenomenul de uzură al ciocanelor generează zgomote și vibrații de intensitate ridicată.

2) Nivelul global al vibrațiilor morilor cu ciocane uzate depășește cu mult nivelul global al vibrațiilor morilor cu ciocane echipate cu setul de ciocane nou (echilibrat, fără uzură).

3) În spectrul de frecvență al vibrațiilor morilor cu ciocane echipate cu seturi de ciocane uzate se constată un zgomot de bandă largă.

S-au evidențiat creșteri ale curbei din spectru față de axa orizontală a frecvențelor, și o linie spectrală superioară la frecvența de trecere a axelor cu ciocane.

8.2.3. Determinări privind diagnoza de funcționare a morilor cu ciocane

Fig.8.57 și fig.8.58 conțin semnalul din domeniul timp și spectrul de frecvență al vibrațiilor unui rotor de moară MCF 7, având o turație de 2976 min^{-1} . În spectrul de frecvență apar, pe lângă o componentă la frecvența de rotație de 49,6 Hz, armonici ale acesteia, precum și componente de frecvențe diferite. Drept urmare, rotorul în afară de dezechilibru, are și alte cauze de vibrații. Pentru astfel

de cazuri complexe, înainte de executarea operației de echilibrare, este necesară identificarea celorlalte cauze de vibrații și remedierea defectelor respective.

Dacă după trei încercări succesive nu se realizează echilibrarea, înseamnă fie că s-a făcut o eroare la executarea echilibrării, fie că nu există dezechilibru. Deci, rotorii la care se constată cauze de vibrații, nu înseamnă că au în mod automat și o problemă de dezechilibru.

Arborele încovoiat constituie tot un caz de dezechilibru. Prin echilibrarea unui rotor, al cărui arbore este încovoiat, se poate reduce într-o anumită măsură dezechilibrul, dar echilibrarea nu poate să îndrepte arborele. Arborele încovoiat împiedică în unele cazuri alinierea corectă, iar în alte cazuri cauzează probleme de joc între piese, depinzând de poziția în care se află încovoierea.

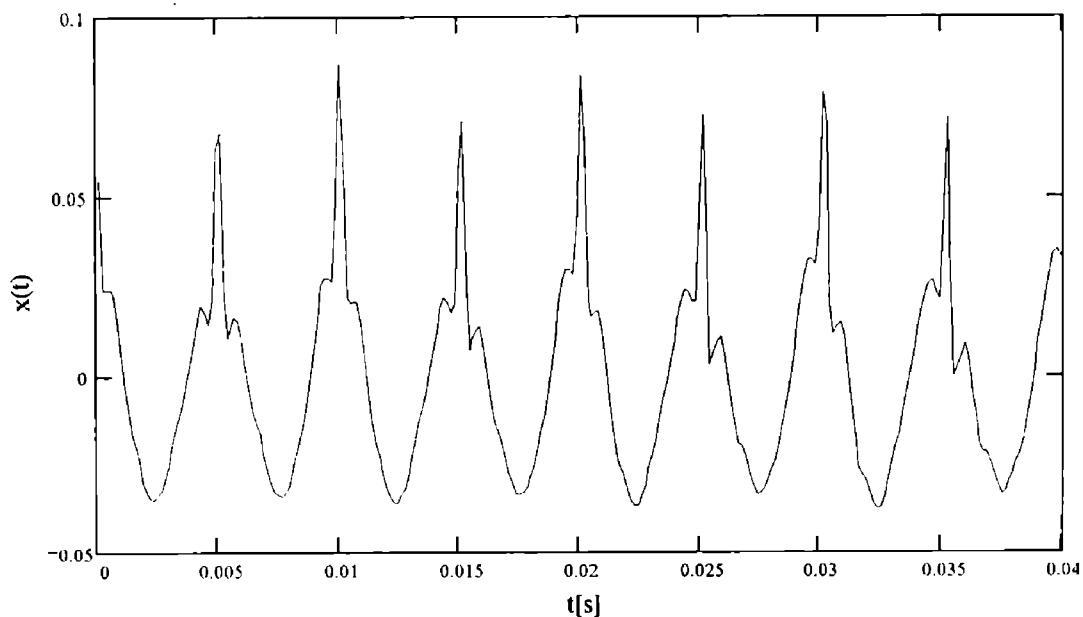


Fig.8.57

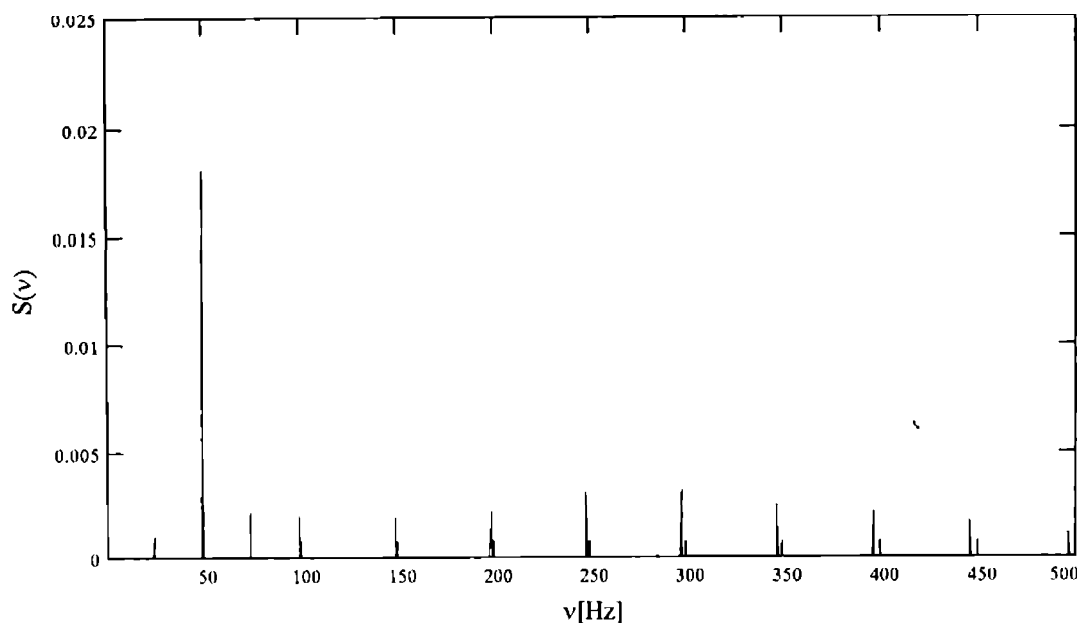


Fig.8.58

Din analiza vibrațiilor mai multor cazuri de arbori încovoiați se constată că, în spectrul de frecvență al acestor vibrații este caracteristică apariția distinctă a celei de a doua armonici a frecvenței de rotație. În fig.8.59 este reprezentat semnalul din domeniul timp și spectrul de frecvență (fig.8.60) al vibrațiilor măsurate pe direcție radială ale unui rotor de moară MCF 7, al cărui arbore prezintă o încovoiere, situată la distanță aproximativ egală de cele două lagăre, de o parte și de cealaltă parte a rotorului. Dacă arborele este suficient de încovoiat, atunci și spectrul de frecvență trebuie să conțină una din indicațiile pentru nealiniere, respectiv componenta de frecvență $2x$.

La arborele încovoiat în mișcare de rotație, extremitatea arborelui descrie o anumită traiectorie. Prin măsurarea abaterii extremității arborelui față de axa de rotație se identifică ușor, dacă arborele este încovoiat.

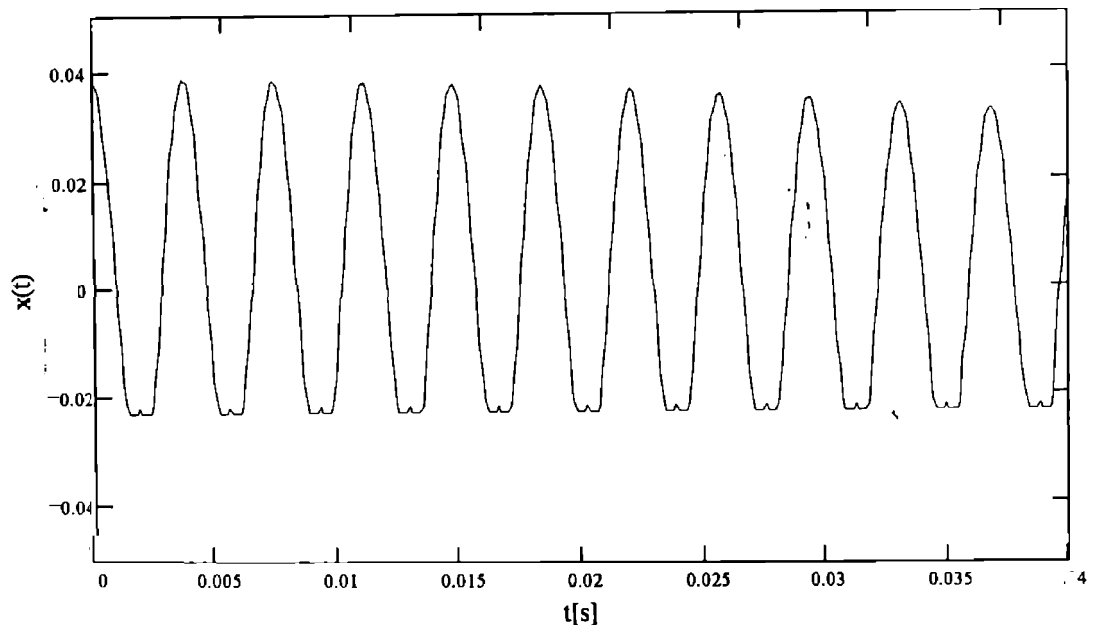


Fig 8.59

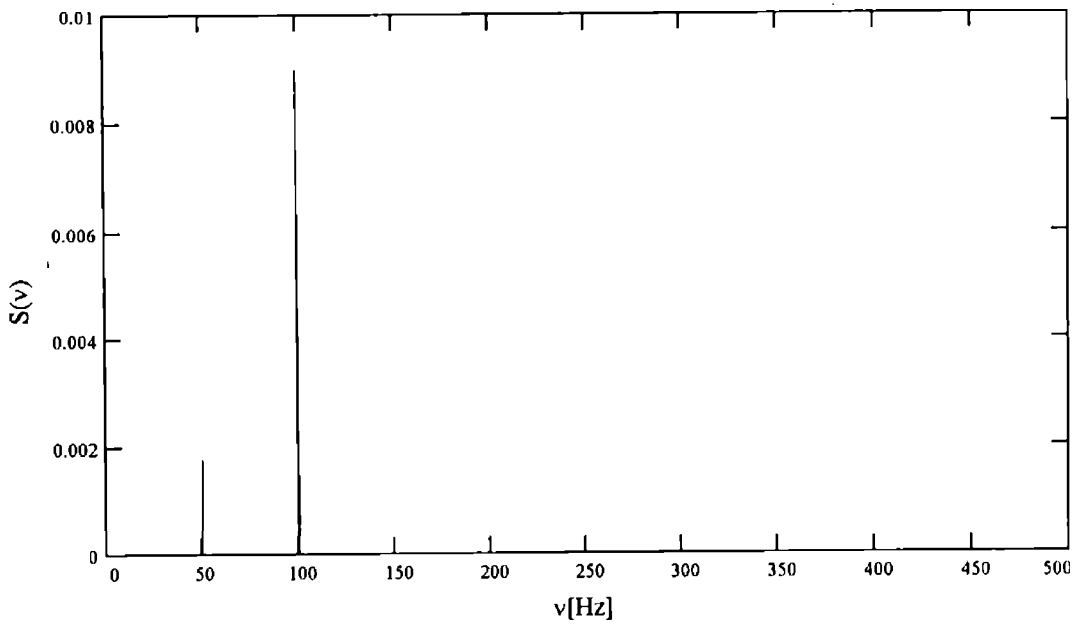


Fig.8.60

Analiza vibrațiilor mai multor cazuri de arbori încovoiați a condus la stabilirea unor proprietăți specifice pentru recunoașterea defectului. La arborele la care încovoierea este situată la mijloc, respectiv la o distanță egală de cele două lagăre, vibrația dominantă este cea de frecvență $1x$ în direcție radială. Dacă încovoierea se află aproape de unul din extremitățile arborelui, vibrația dominantă este de frecvență $2x$, tot în direcție radială. Caracteristică la arborele încovoiat este și apariția unor vibrații puternice axiale cu componente de frecvențe $1x$ și $2x$, datorită curbării respective.

În alte cazuri, în afară de componentele menționate, apar în spectru și armonici superioare. Prin măsurarea fazelor vibrațiilor radiale și axiale în cele două lagăre, de o parte și de cealaltă parte a arborelui (cu sau fără rotor), se confirmă cu precizie dacă acesta este încovoiat sau avem de a face cu un caz de dezechilibru tipic. La arborele încovoiat vibrațiile radiale sunt în fază, iar cele axiale sunt defazate cu 180° .

Alinierea incorectă constituie o cauză importantă de dezechilibru ce are ca efect avariarea subansamblelor cuplate incorect. Dacă la cuplarea arborelui motorului electric de acționare cu arborele morii cu ciocane MCF 7 nu s-a executat în prealabil o aliniere conform abaterilor de aliniere prescrise, lagărele sau rulmenții celor două mașini cuplate se uzează cu atât mai repede cu cât abaterile arborilor sunt mai mari, respectiv alinierea este mai incorectă. Astfel, din cauza unei alinieri incorecte ciclul de funcționare în bune condiții al rulmenților morilor cu ciocane se poate micșora de la 35.000 - 40.000 ore de funcționare în cazul unei alinieri corecte, chiar până la câteva mii de ore de funcționare, în cazul unei alinieri incorecte sau chiar la o durată de funcționare mai redusă, în funcție de gravitatea nealinierii.

Cuplarea se consideră că este aliniată incorect atunci când arborele conducător al mașinii de acționare (motor electric) nu este coaxial cu arborele

condus al mașinii acționată (arborele morii MCF 7). Există trei tipuri posibile de cuplare cu aliniere incorectă:

1) *Nealiniere prin paralelism*, cei doi arbori nu sunt coaxiali, dar sunt paraleli între ei. Astfel prin cuplare se creează o solicitare suplimentară în cuplaj.

2) *Nealiniere unghiulară*, axele celor doi arbori se întâlnesc sub un unghi. Prin cuplare se creează și în acest caz o solicitare suplimentară în cuplaj.

3) *Nealiniere combinată*, axele celor doi arbori sunt deplasate una față de cealaltă și formează în același timp și un unghi între ele. Aici prin cuplare apar de asemenea solicitări suplimentare în cuplaj.

Moara cu ciocane MCF 7 a fost cuplată cu motorul electric de acționare printr-un cuplaj elastic cu bolțuri (STAS 5982-79). La depășirea dezaxărilor radiale și unghiulare permise, solicitarea în cuplaj crește.

Din analiza cazurilor de aliniere incorectă s-a constatat de autor că atunci când există o aliniere incorectă, în spectrul de frecvență se disting primele trei armonici ale frecvenței de rotație ($1x$, $2x$ și $3x$). În cazul unei echilibrări perfecte (cu dezechilibru rezidual aproape inexistent) vârful de semnal corespunzător frecvenței de rotație în spectru este foarte redus.

Pentru a identifica tipul existent de aliniere incorectă se măsoară vibrațiile în direcție orizontală, verticală și axială, în ambele lagăre ale motorului electric de acționare și ale morii cu ciocane MCF 7. Apoi se analizează spectrele de frecvență ale vibrațiilor măsurate în cele trei direcții. Primele trei armonice ale frecvenței de rotație pot apare în spectrul de frecvență al vibrațiilor măsurate pe direcția:

a) orizontală: In acest caz există o aliniere incorectă de tip neliniaritate prin paralelism vertical; arborele motorului electric de acționare este deplasat paralel față de arborele morii cu ciocane MCF 7 ;

b) verticală: Aliniere incorectă de tip neliniaritate prin paralelism orizontal;

c) axială: In acest caz există o aliniere incorectă de tip nealiniere unghiulară;

d) trei direcții: Alinierea incorectă este de tip combinat, deci există toate cele trei tipuri de aliniere incorectă.

Dacă primele trei armonici ale frecvenței de rotație sunt distincte în spectrul de frecvență al vibrațiilor, există o aliniere incorectă, indiferent dacă semnalele de vibrații sunt reduse. În general, se poate considera că în cazul amplitudinilor reduse ale vibrațiilor moara cu ciocane MCF 7 este în stare de funcționare bună . Aceasta se confirmă în majoritatea cazurilor.

Totuși există și cazuri în care chiar la amplitudini mici ale vibrațiilor pot apare în timp probleme serioase de vibrații. Astfel chiar dacă se constată un caz de aliniere incorectă cu amplitudini mici ale vibrațiilor, acest defect conduce la o uzură mult mai rapidă a cuplajelor de legătură, respectiv a rulmenților decât în cazul unei alinieri corespunzătoare. Atunci când valorile amplitudinilor vibrațiilor au ajuns destul de ridicate pentru a fi considerate și în consecință analizate, se constată o aliniere incorectă, uzura cuplajelor de legătură, respectiv a rulmenților, este deja avansată. În aceste cazuri, înainte de efectuarea alinierii, trebuie înlocuite piesele uzate.

În multe cazuri defecte de aliniere incorectă rămân nedetectate și neremediate până la oprirea agregatului pentru înlocuirea pieselor deteriorate. De aceea pentru evitarea unei uzuri premature, se recomandă ca după efectuarea alinierii și punerea în funcțiune a agregatului, să se măsoare vibrațiile. În caz că se constată defecțiuni, acestea trebuie remediate imediat, pentru a nu se ajunge la o uzură prematură a pieselor în mișcare de rotație și la o scurtare nedorită a ciclului de funcționare a agregatelor.

Există multe tipuri, combinații și grade de aliniere incorectă. Semnalele obținute pot să varieze în funcție de tipul cuplajului, dimensiunile și diametrul arborelui, viteza de rotație.

Semnalul din domeniul timp și spectrul de frecvență al unui caz de aliniere incorectă a motorului electric de acționare cu moara MCF 7 se arată în fig. 8.61 și fig.8.62.

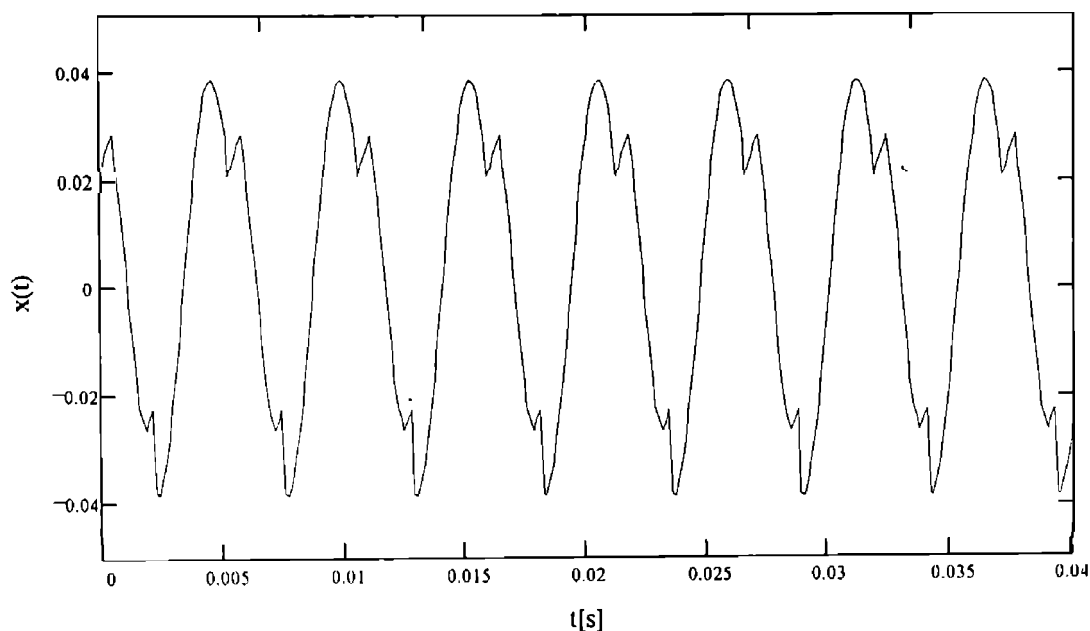


Fig. 8.61

Următoarele rezultate pot reprezenta trăsături specifice de identificare pentru cazul alinierii incorecte:

1. Primele trei armonici ale frecvenței de rotație ($1x$, $2x$ și $3x$) se disting clar în spectrul de frecvență. Dacă amplitudinea celei de a doua armonici este mai mare decât prima și a treia armonică, arborele este încovoiat.

2. Semnalul în domeniul timp conține o creștere rapidă și o scădere cu două vârfuri în fiecare perioadă. O dată în timpul fiecărei rotații complete, cuplajul suferă dezaxări datorită încovoierii arborelui și apoi revine în poziție inițială. Dacă cuplajul suferă dezaxări sunt generate trei vârfuri de semnal. Apoi după ce cuplajul revine în poziție inițială apare o creșterea bruscă a vârfului de semnal.

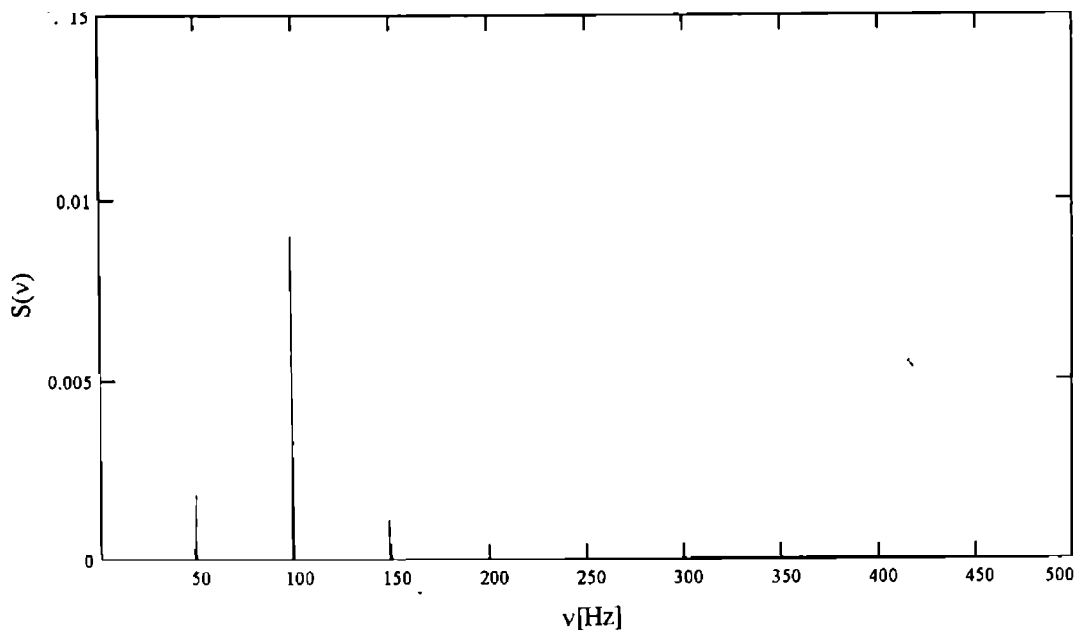


Fig.8.62

3. Semnalul în domeniul timp este trunchiat și este în fază, dar uneori poate fi și defazat.

4. Duratele fiecărei jumătăți de rotație nu sunt egale. Aceasta se explică prin faptul că viteza de rotație a rotorului morii descrește când cuplajul se dezaxează și crește când cuplajul revine în poziție inițială.

Insuficienta strângere sau slăbire a îmbinărilor mecanice poate fi cauza generatoare a unor vibrații. În figura 8.63 se prezintă semnalul în domeniul timp, respectiv în fig.8.64 spectrul în domeniul frecvență al vibrațiilor radiale măsurate pe carcasa lagărului morii cu ciocane MCF 7, la care intenționat au fost destrânse două șuruburi de fixare a morii.

Prezența în spectrul de frecvență al unei linii spectrale de amplitudine ridicată la frecvența de rotație a morii de 49,6 Hz dă impresia unui dezechilibru al rotorului, dezechilibru ce ar putea fi remediat prin echilibrare.

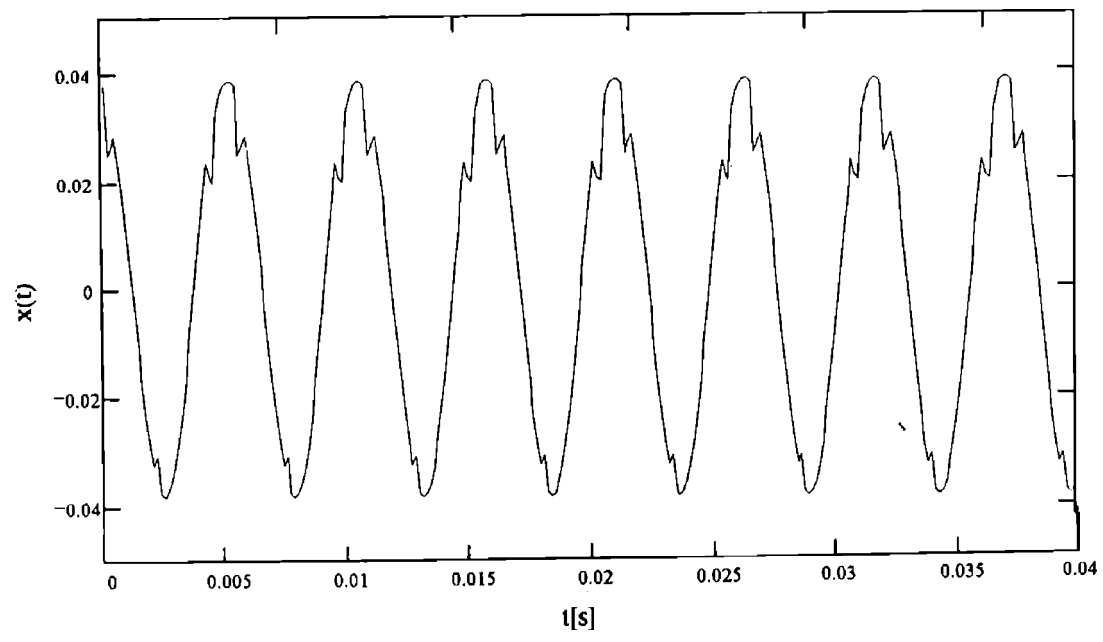


Fig.8.63

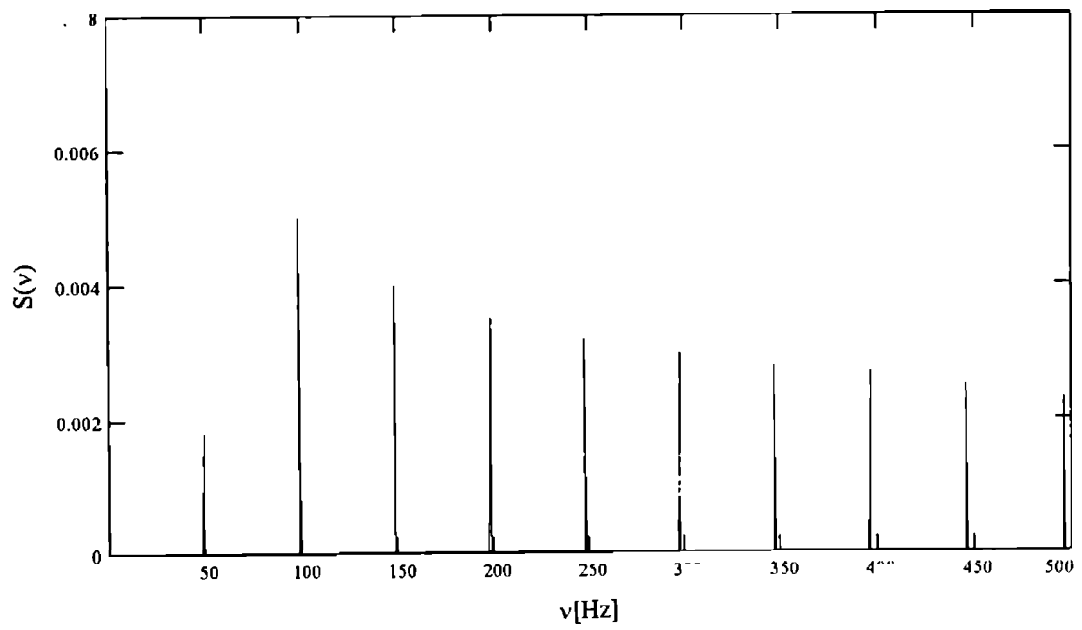


Fig.8.64

Urmărind mai atent spectrul de frecvență, se constată apariția unor linii spectrale (vârfuri) la valori fracționare ale frecvenței de rotație. Frecvența este generată de mișcarea neuniformă a rotorului la fiecare rotație. Continuând slăbirea șuruburilor și analizând semnalul în domeniul timp (fig.8.65), respectiv spectrul din domeniul frecvență (fig.8.66), se observă apariția în spectrul de frecvență a unui vârf la frecvența de 1/2 din frecvența de rotație, determinată de o deplasare unghiulară suplimentară la fiecare a doua rotație care a apărut ca urmare a slăbirii în continuare a șuruburilor.

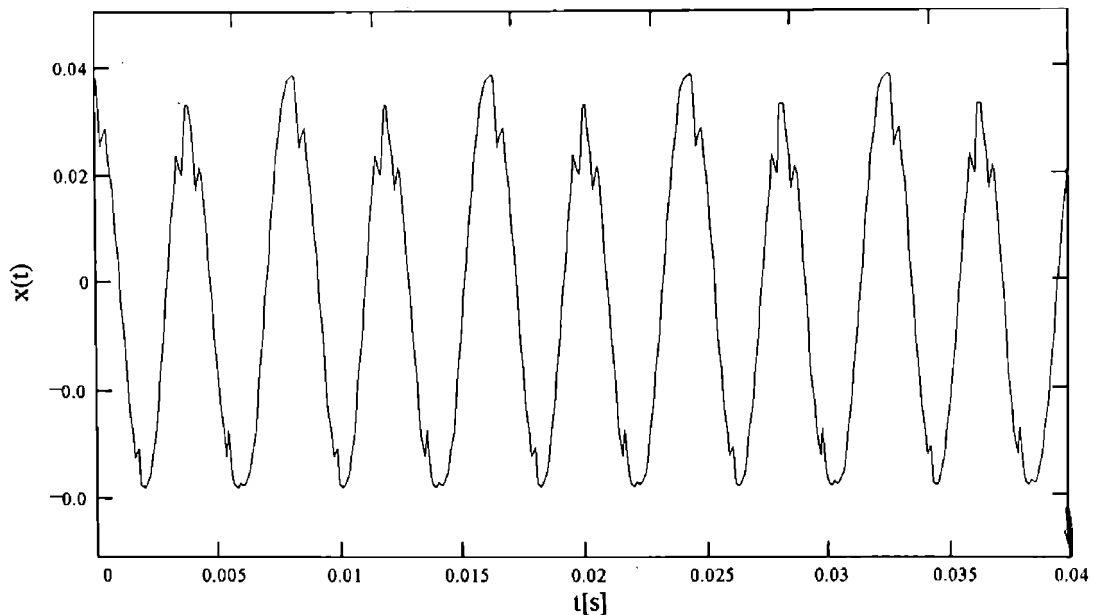


Fig.8.65

Acest lucru se observă și în semnalul din domeniul timp unde la fiecare a doua rotație, intensitatea semnalului este mai mare decât la rotația anterioară.

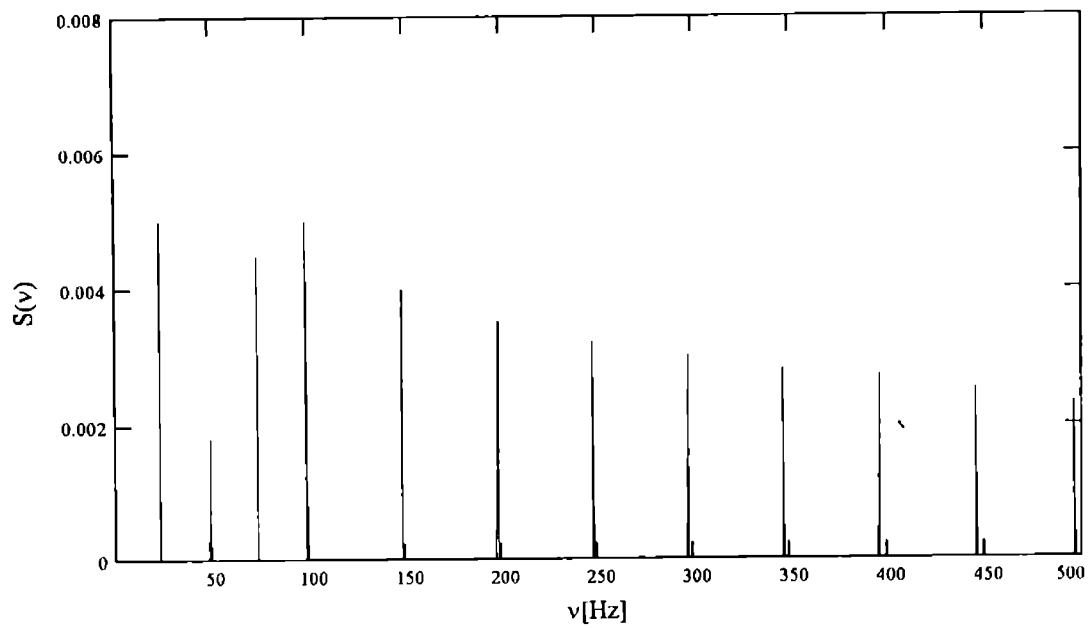


Fig.8.66

CAP. 9 CONCLUZII SI CONTRIBUTII ORIGINALE

În procesul de producție, morile cu ciocane, pe lângă operațiunile necesare tehnologiei de fabricație a nutrețurilor combinate, generează și perturbări nedorite cauzate de dezechilibrul sau uzura unor părți componente, precum și de diferite dezechilibre datorită proiectării și exploatării necorespunzătoare. Aceste dezechilibre dau naștere la vibrații, care în anumite condiții de funcționare pot deveni foarte periculoase. Astfel este important să fie analizați factorii care pot să ducă la menținerea unui regim de funcționare corect al morilor cu ciocane.

Tinând seama că în procesele de mărunțire principalul efect este dat de interacțiunile percutante, s-au tratat în mod special probleme dinamice de ciocnire. Din considerente tehnologice, pe baza modelului adoptat, a fost posibilă determinarea regimurilor optime de funcționare ale rotorului cu cuțite și ciocane articulate.

Dezvoltări importante sunt legate de introducerea conceptului de centru de percuție în construcția ciocanelor. Respectarea condițiilor de existență a centrului de percuție face posibilă eliminarea percuțiilor de legătură și a perturbațiilor corespunzătoare, ceea ce constituie o completare a operațiilor propriu zise de echilibrare dinamică. Față de unele formule consacrate pentru

centrul de percuție al ciocanului dreptunghiular se fac dezvoltări importante și precizări noi în special dacă se ia în considerare orificiul de articulație. Apoi se extind rezultatele și la ciocane de formă oarecare unde toate formulele de calcul sunt la fel de simple și ușor de aplicat.

Deoarece mărimea care dă cele mai sigure informații asupra sursei de vibrații este frecvența, s-a considerat necesară analiza în domeniul frecvență, corelată cu analiza în domeniul timp, ce are ca scop localizarea surselor de vibrații și determinarea cauzelor producerii fiecăreia dintre frecvențele evidențiate. Pentru realizarea scopului propus s-a avut în vedere determinarea frecvenței sau a benzii de frecvențe care caracterizează cauza de vibrație (imperfecțiune, defect, etc.), stabilirea pe baza benzii de frecvențe obținute a sursei de vibrație, identificarea și analiza dezechilibrului pornindu-se de la frecvențele cu amplitudini proeminente în spectru.

Dintre rezultatele prezentate în teză, principalele contribuții originale ale autorului legate de cercetările teoretice și experimentale având ca scop dinamica și echilibrarea rotorilor de la morile cu ciocane utilizate în procesul de fabricație a nutrețurilor combinate sunt:

- sistematizarea și fundamentarea principalelor aspecte ale proceselor tehnice de mărunțire a materialului.
- fundamentarea posibilității de eliminare a dezechilibrelor datorită interacțiunilor percutante dintre particulă și ciocan prin anularea reacțiunilor din articulații.
- determinarea condițiilor de existență a centrului de percuție pentru ciocane atât de formă dreptunghiulară, cât și de formă oarecare, cu unul și două orificii de articulație.
- poziționarea orificiilor de articulație pentru un anumit ciocan calculat în condițiile de existență a centrului de percuție.

- stabilirea unor noi formule de calcul pentru dimensionarea ciocanelor de formă dreptunghiulară și oarecare în condițiile adoptării centrului de percuzie.
- realizarea modelului dinamic ce stă la baza stabilirii ecuațiilor diferențiale ale mișcării ciocanului, a caracteristicii de funcționare.
- stabilirea regimurilor eficiente de funcționare a rotorului cu cuțite articulate pe baza caracteristicii de funcționare.
- introducerea noțiunii de raport de transmitere al percuziei pe baza căruia s-au stabilit măsuri privind reducerea perturbațiilor datorate ciocnirilor dintre ciocan și materialul de mărunțit ca urmare a nerespectării condițiilor de realizare a centrului de percuzie.
- încadrarea rotorului morii cu ciocane ca rotor ce necesită echilibrarea dinamică în două plane, precum și stabilirea planelor de echilibrare și a dezechilibrului rezidual admisibil în conformitate cu cerințele privind calitatea echilibrării.
- stabilirea parametrilor necesari privind achiziția datelor, domeniul de frecvențe de interes, timpul de eșantionare, etc.
- realizarea instalației experimentale prin legarea între ele a modulelor privind achiziția de semnal, stocarea datelor în fișiere, vizualizarea semnalului și compararea acestuia cu cel vizibil pe osciloscop, etc.
- analiza și interpretarea semnalului în domeniul timp și în domeniul frecvență funcție de parametrii impuși a fi studiați experimental.
- realizarea unitară a tehnicii de identificare a fiecărei cauze principale de vibrații pe baza analizei de semnal în domeniul frecvență corelat cu analiza de semnal în domeniul timp.
- elaborarea unei strategii de analiză pe baza căreia se delimitează fenomenul dezechilibrării rotorului morii cu ciocane de fenomene conexe, care au

manifestări apropiate, dar care sunt produse de alți factori și care constituie defecte, ca de exemplu arborele încovoiat, alinierea incorectă, insuficienta strângere sau slăbire a îmbinărilor mecanice.

- verificarea experimentală a influenței abaterii formei ciocanului față de situația corespunzătoare existenței centrului de percuție asupra nivelului de vibrații.
- determinarea dependenței dintre nivelul de vibrații generat și parametrii funcționali ai morilor cu ciocane pentru diferite materiale de mărunțit și diferite domenii de încărcare a morii cu ciocane.
- stabilirea criteriilor de evaluare a uzurii ciocanelor datorită procesului de producție prin intermediul nivelului de vibrații.
- precizarea principalelor caracteristici privind nivelele de vibrații generate în urma defectelor de exploatare, ca arbore încovoiat, insuficienta strângere sau slăbire a îmbinărilor mecanice.

Studiul teoretic și experimental dezvoltat în teza de doctorat constituie baza unei tehnici unitare, omogene și precis structurate privind dinamica și echilibrarea morilor cu ciocane articulate de rotor. Prin conținutul său, prin prezentarea rezultatelor măsurătorilor și analizelor de vibrații, precum și a identificării cauzei principale de vibrație care este dezechilibrul rotorului morii cu ciocane articulate, teza de doctorat oferă inginerilor și tehnicienilor din domeniul producerii nutrețurilor combinate, fără oprirea și demontarea morilor cu ciocane articulate de rotor, informații necesare și suficiente privind starea tehnică. Pe baza informațiilor privind starea tehnică a morilor cu ciocane, deciziile personalului autorizat în ceea ce privește oprirea sau funcționarea întregului flux de producție duc la economii importante de timp, de costuri și de personal de întreținere.

PROGRAME UTILIZATE

Programul "Echilibrare"

```

VERSION 2.00
Begin Form ECHILIBR
Caption      = "ACHIZITIE DE DATE"
ClientHeight = 4020
ClientLeft  = 1095
ClientTop   = 1770
ClientWidth = 7380
Height     = 4710
Left       = 1035
LinkTopic  = "Form1"
Picture    = ECHILIBR.FRX:0000
ScaleHeight = 4020
ScaleWidth  = 7380
Top        = 1140
Width      = 7500
Begin CommandButton Command3
Caption    = "NC"
Height    = 375
Left      = 5640
TabIndex  = 1
Top       = 3480
Width     = 1575
End
Begin CommandButton Command11
Caption    = "ACHIZITIE"
Height    = 735
Left      = 2520
TabIndex  = 0
Top       = 1920
Width     = 2055
End
Begin Line Line9
X1        = 2280
X2        = 4800
Y1        = 2880
Y2        = 2880
End
Begin Line Line10
X1        = 2280
X2        = 2280
Y1        = 2880
Y2        = 1320
End

```

Begin Line Line1

X1 = 2280
 X2 = 4800
 Y1 = 1320
 Y2 = 1320

End

Begin Line Line2

X1 = 4800
 X2 = 4800
 Y1 = 2880
 Y2 = 1320

End

Begin Label Label3

Alignment = 2 'Center
 BackColor = &H00FFFFFF&
 Caption = "Achizitie date DMA/Read"
 Height = 375
 Left = 2400
 TabIndex = 2
 Top = 1440
 Width = 2295

End

Begin Menu MH

Caption = "HELP"

Begin Menu MQ

Caption = "Despre prog. QB"

End

Begin Menu MV

Caption = "Despre prog. VB"

End

End

End

Sub Command11_Click ()

achiread.Show

End Sub

Sub Command3_Click ()

retval = Shell("c:\nc\nc", 1)

End Sub

Sub MQ_Click ()

PREZ_QB.Show

End Sub

Sub MV_Click ()

PREZ_VB.Show

End Sub


```
StopTime$ = TIMES$
BEEP
```

```
*****AFISARE TIMP DE START/STOP*****
LOCATE 10, 3: PRINT "START:"; StartTime$
LOCATE 11, 3: PRINT " STOP:"; StopTime$
*****
*****INCARCARE FISIER*****
CLS
count = 16384
LOCATE 10, 3
INPUT "Introduceti numele fisierului(7 litere!)<achirea.dat> c:\DATE\"; fisier$
IF fisier$ = "" THEN fisier$ = "achirea"
LOCATE 17, 5: PRINT "ASTEAPTA !"
    fisier$ = "c:\date\" + fisier$ + ".dat"
    OPEN fisier$ FOR OUTPUT AS 1
    PRINT #1, STR$(count)
    FOR i% = 1 TO count
    PRINT #1, dat(i%); ", ";
    NEXT i%
    CLOSE #1
*****
END
```

```
*****
                SE VOR ACHIZITIONA 16384 VALORI DE PE CANALUL 1-8
                SE VA SELECTA PERIOADA DE ACHIZITIE IN [ms]
*****
```

```
' $INCLUDE: 'Q4IFACE.BI'
```

```
-----
CLS
DIM CHAN AS INTEGER
DIM ClkRate
DIM nrvalori AS LONG
DIM masca AS INTEGER
LOCATE 1, 3: INPUT "ClkRate [ms] ="; ClkRate
LOCATE 3, 3: PRINT "GAIN      AMPLIFICARE      LIMITE"
LOCATE 4, 3: PRINT " 0          1          -10...+10 [V]"
LOCATE 5, 3: PRINT " 1          2          -5...+5 [V]"
LOCATE 6, 3: PRINT " 2          4          -2.5...+2.5 [V]"
LOCATE 7, 3: PRINT " 3          8          -1.25...+1.25 [V]"
LOCATE 9, 3: INPUT "Gain(0,1,2,3)<0>:"; GAIN
LOCATE 11, 3: INPUT "Canalul de achizitie(0...8)<0>:"; CHAN

masca = 4095
nrvalori = 16384
-----
REM $DYNAMIC
DIM buffa(2 * nrvalori) AS INTEGER
REM $STATIC

DIM NumOfBoards AS INTEGER
```



```

DIM DERR AS INTEGER      ' Error flag
DIM STARTINDEX AS INTEGER  ' Actual Index where data starts
DIM DEVHANDLE AS LONG     ' Device Handle
DIM ADHANDLE AS LONG      ' A/D Frame Handle
DIM STATUS AS INTEGER     ' Holds Status durin DMA
DIM count AS LONG        ' Holds DMA transfer count
DIM ADDR AS LONG         ' Holds address needed by KSetDMABuf
DIM dat(16385) AS SINGLE
DIM datx(16385) AS SINGLE
DIM dati(16385) AS INTEGER
DIM dati1(16385) AS INTEGER
    
```

CLS

```

-----
a$ = "DAS1600.CFG" + CHR$(0)
DERR = DAS1600DEVOPEN%(SSEGADD(a$), NumOfBoards)
IF DERR <> 0 THEN BEEP: PRINT "ERROR "; HEX$(DERR); " OCCURRED DURING
'..DEVOPEN'": STOP

-----
DERR = DAS1600GETDEVHANDLE%(0, DEVHANDLE)
IF (DERR <> 0) THEN BEEP: PRINT "ERROR "; HEX$(DERR); " OCCURRED DURING
'..GETDEVHANDLE'": STOP

-----
DERR = KGetADFrame%(DEVHANDLE, ADHANDLE)
IF (DERR <> 0) THEN BEEP: PRINT "ERROR "; HEX$(DERR); " OCCURRED DURING
'KGETADFRAME'": STOP

-----
DERR = KMAKEDMABuf%(nrvalori, buffa(), ADDR, STARTINDEX)
IF DERR <> 0 THEN PRINT "Make Dma Buffer Error": STOP

-----
DAS1600ERR = KSetDMABuf%(ADHANDLE, ADDR, nrvalori)
IF DAS1600ERR <> 0 THEN BEEP: PRINT "ERROR "; HEX$(DAS1600ERR); " OCCURRED
DURING 'KSetDMABuf'": STOP

-----
DERR = KSetStartStopG%(ADHANDLE, CHAN, CHAN, GAIN)
IF DERR <> 0 THEN BEEP: PRINT "ERROR "; HEX$(DERR); " OCCURRED DURING
'KSetStrtStpG'": STOP

-----
DERR = KSetClkRate%(ADHANDLE, 16384 * ClkRate)
IF DERR <> 0 THEN BEEP: PRINT "ERROR "; HEX$(DERR); " OCCURRED DURING
'KSetClkRate'": STOP

-----
DERR = KSetADFreeRun%(ADHANDLE)
IF DERR <> 0 THEN BEEP: PRINT "ERROR "; HEX$(DERR); " OCCURRED DURING
'KSetADFreeRun'": STOP

LOCATE 15, 1: PRINT "APASA O TASTA PENTRU A INCEPE ACHIZITIA..."
DO
LOOP WHILE INKEY$ = ""

-----

DERR = KDMAStart%(ADHANDLE)
    
```

```
IF DERR <> 0 THEN BEEP: PRINT "ERROR "; HEX$(DERR); " OCCURRED DURING 'KDMA'":
STOP
```

```
LOCATE 15, 1: PRINT "APASA O TASTA PENTRU A OPRI ACHIZITIA... "
```

```
-----
100 DERR = KDMAStatus%(ADHANDLE, STATUS, count)
IF DERR <> 0 THEN BEEP: PRINT "ERROR "; HEX$(DERR); " OCCURRED DURING
'KDMAStatus'": GOTO 300
LOCATE 13, 1: PRINT "COUNT : "; count
IF INKEY$ <> "" GOTO 300
IF (STATUS = 1) THEN GOTO 100
LOCATE 15, 1: PRINT "ACHIZITIA S-A TERMINAT "
```

```
-----
300 DERR = KDMAStop%(ADHANDLE, STATUS, count)
IF DERR <> 0 THEN BEEP: PRINT "ERROR "; HEX$(DERR); " OCCURRED DURING
'KDMAStop'": STOP
BEEP
```

```
-----
'GOTO 666
*****CONVERSIA *****
FOR i% = 0 TO count
' PRINT " BUFFA("; i%; ")="; buffa(i% + STARTINDEX); "STARTINDEX="; STARTINDEX
dati1(i%) = (buffa(i%) / 16) AND masca
IF buffa(i%) >= 0 THEN
dati(i%) = buffa(i%) / 16
ELSE
dati(i%) = 4096 + buffa(i%) / 16
END IF
' PRINT i%; " "; HEX$(dati1(i%)); " "; HEX$(dati(i%))
' PRINT dati1(i%); " "; dati(i%)
' INPUT q$
datx(i%) = -SGN(buffa(i% + STARTINDEX)) * (32768 - ABS(buffa(i% + STARTINDEX))) / (2 ^ GAIN)
'PRINT "datx("; i%; ")="; datx(i%)
'dati(i%) = INT(datx(i%))
'PRINT "dati("; i%; ")="; dati(i%)
dat(i%) = datx(i%) / 3276.8
dat(i%) = SGN(dat(i%)) * INT(ABS(dat(i%) * 16384)) / 16384
'PRINT "dat("; i%; ")="; dat(i%)
NEXT i%
```

```
*****
```

```
666
```

```
*****INCARCARE FISIER*****
```

```
CLS
```

```
LOCATE 8, 3
```

```
INPUT "Introduceti felul accesului (b= binar , o= output , a= b si o):"; fel$
```

```
LOCATE 10, 3
```

```
INPUT "Introduceti numele fisierului:<achidma.dat> c:\DATE\"; fisier$
```

```
IF fisier$ = "" THEN fisier$ = "achidma"
```

```
SELECT CASE fel$
```

```
CASE "b"
```

```
count = count - 1
```

```
fisier$ = "c:\date\" + fisier$ + ".dat"
```

```

OPEN fisier$ FOR BINARY ACCESS WRITE AS 1
PUT #1, 1, count
FOR i% = 0 TO count
PUT #1, 2 * i% + 3, dati(i%)
NEXT i%
CLOSE #1
CASE "o"
  fisier$ = "c:\date\" + fisier$ + ".dat"
  OPEN fisier$ FOR OUTPUT AS 1
  PRINT #1, STR$(count)
  FOR i% = 0 TO count - 1
  PRINT #1, dat(i%); ", ";
  NEXT i%
  CLOSE #1
CASE "a"
  fis$ = "c:\date\" + fisier$ + ".dat"
  OPEN fis$ FOR OUTPUT AS 1
  PRINT #1, STR$(count)
  FOR i% = 0 TO count - 1
  PRINT #1, dat(i%); ", ";
  NEXT i%
  CLOSE #1

count = count - 1
fis$ = "c:\date\" + fisier$ + ".dat"
OPEN fis$ FOR BINARY ACCESS WRITE AS 1
PUT #1, 1, count
FOR i% = 0 TO count
PUT #1, 2 * i% + 3, dati(i%)
NEXT i%
CLOSE #1

CASE ELSE
  STOP
END SELECT
*****

END

```

Programul "Open"

```

Sub Command1_Click ()
'*****CITIRE VALORI DIN FISIER*****
openfile$ = text1.Text
fis = openfile$
Open openfile$ For Input As 1
Input #1, linie$
numachi = Val(linie$)

```

```

j = 0
Do While Not EOF(1)
Input #1, linie$
xachi(j) = linie$
j = j + 1
Loop
Close #1
ChDir "c:\vb"
achiread.Label12.Caption = "Fisierul " + fis + " contine " + Str$(numachi) + " valori achizitionate"; BEEP
Select Case numachi
Case 16384
    achiread.Shape1.Left = 6000
    achiread.Shape1.Visible = True
End Select
Unload open_
End Sub

Sub Command2_Click ()
ChDir "c:\vb"
open_.Visible = False
End Sub

Sub Dir1_Change ()
file1.Path = dir1.Path
ChDir dir1.Path
End Sub

Sub Drive1_Change ()
dir1.Path = drive1.Drive
ChDrive drive1.Drive
End Sub

Sub File1_Click ()
text1.Text = file1.FileName
End Sub

Sub Form_Load ()
ChDir "c:\date"
End Sub

Sub Form_Unload (Cancel As Integer)
ChDir "c:\vb"
End Sub

Sub Text1_Change ()
If KeyAscii = 13 Then
    If InStr(text1.Text, "**") Then
        file1.Pattern = text1.Text
    End If
End If

End Sub

```

Programul "Save"

```

Sub Command1_Click ()
'*****SCRIERE VALORI DIN FISIER*****
savefile$ = text1.Text
Open savefile$ For Output As 1
For j = 0 To 16384
Print #1, Str$(xachi(j)); ",";
Next j
Close #1
'SAVE_.Visible = False
ChDir "c:\vb"
Unload save_

End Sub

Sub Command2_Click ()
ChDir "c:\vb"
save_.Visible = False
End Sub

Sub Dir1_Change ()
file1.Path = dir1.Path
ChDir dir1.Path

End Sub

Sub Drive1_Change ()
dir1.Path = drive1.Drive
ChDrive drive1.Drive

End Sub

Sub File1_Click ()
text1.Text = file1.FileName

End Sub






Sub Text1_Change ()
If KeyAscii = 13 Then
  If InStr(text1.Text, "**") Then
    file1.Pattern = text1.Text
  End If
End If

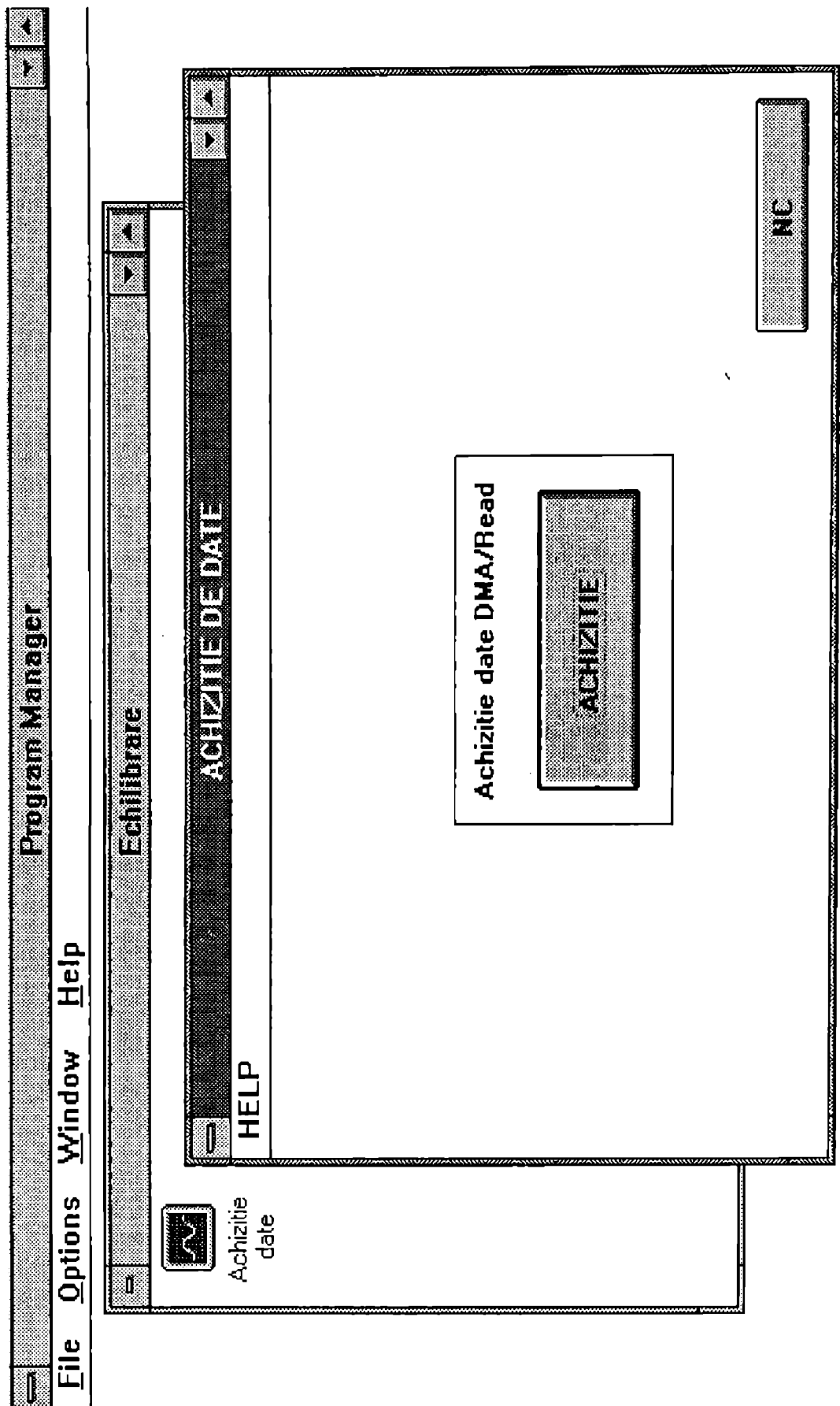
End Sub

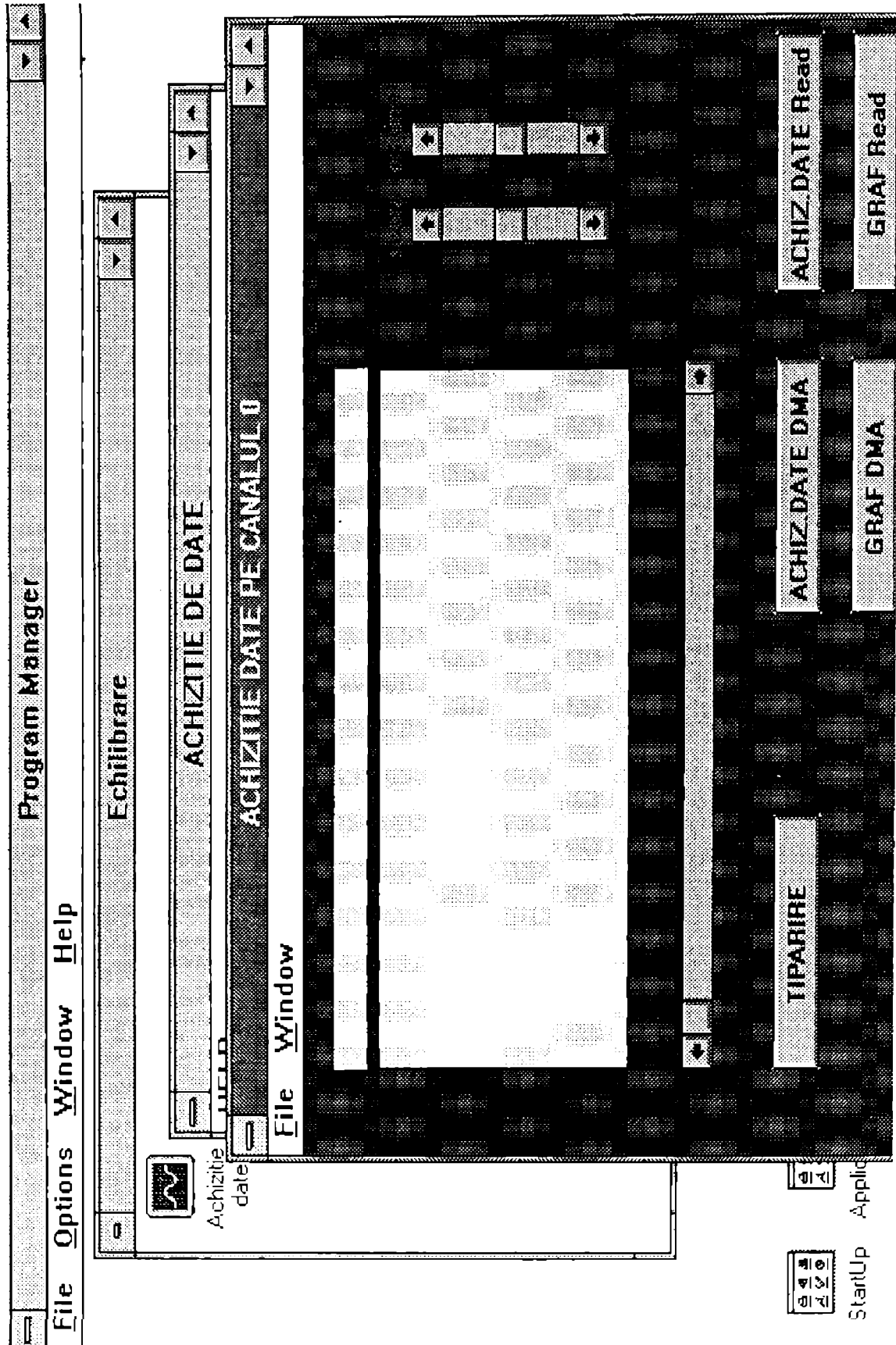
```



File Options Window Help

-  Accessories
-  Echilibrare
-  Das 1600
-  Main
-  Visual Basic 3.0





BIBLIOGRAFIE

- A1. Arakelian V. -Equilibrage dynamique complet des mecanismes, Mechanism and Machine Theory, Vol. 33, No. 4, May 1998
- A2. Arakelian V. -Equilibrage des manipulateurs manuels, Mechanism and Machine Theory, Vol. 33, No. 4, May 1998
- A3. Artobolevski I.I. -Teoria mehanizmov i maşini, Vişşiaia Skola, Moskva, 1965
- B1. Babakov I. M. -Teoria kolebania, Nauka, Moskva, 1968
- B2. Bhim Sem Pathak -Feinzerkleinerung von Stroh, Stuttgart, 1964
- B3. Biderman V. L. -Teoria mehaniceskih kolebanii, Vişşiaia Scola, Moskva, 1980
- B4. Bishop R.E.D. -The Vibration and Balancing of an Unbalanced Flexible Rotor, J. Mech. Eng. Sci., Vol.1, No.1, June 1959
- B5. Boyes J.D. -Analysis Technique for Gearbox-Diagnosis Using the High Resolution FFT Analyser. Brüel & Kjaer. Application Notes, 106, 1981
- B6. Bratu P. -Izolarea şi amortizarea vibraţiilor la utilaje de construcţii, INCERC, Bucureşti, 1982
- B7. Bratu P. -Sisteme elastice de rezemare pentru maşini şi utilaje, Ed. Tehnică, Bucureşti, 1991
- B8. Braun S. -Mechanical Signature Analysis. London, Academic Press, 1986
- B9. Brîndeu L. -Mecanică. Dinamică, Institutul Politehnic Timişoara, 1975
- B10. Brîndeu L. -VIBRATII. Mecanică analitică, Vibraţii mecanice, Institutul Politehnic Timişoara, 1979

BIBLIOGRAFIE

- B11. Brindeu L., Orgovici I., -Teoremele generale ale dinamicii. Ed. M. Păunescu, Chioreanu M. Timișoara, 1991
- B12. Brindeu L., Tămășdan C. -Metode și tehnici de calcul în teoria vibrațiilor, Ed. M. Anghelescu Ghe., Tămășdan M. Păunescu, Timișoara, 1991
- B13. Brindeu L., Tămășdan C. -Mecanica și Vibrații. Culegere de programe pentru calculator, Ed. M. Păunescu, Timișoara, 1992
- B14. Brindeu L., Buzilă T., -VIBRATII. Teme și exemple de calcul-proiectare. Ed. M. Herișanu N. Păunescu, Timișoara, 1992
- B15. Brindeu L., Fenchea M.: - Studiul interacțiunilor percutante în procesele de mărunțire. Simpozionul Național de roboți industriali. Ediția XII-a, Timișoara, 1994
- B16. Brindeu L., Fenchea M.: - Considerații privind dinamica morilor cu ciocane. Buletinul Conferinței Naționale de Dinamica Mașinilor. CDM '94, Vol.2, Brașov, 1994
- B17. Brindeu L., Fenchea M.: - Dinamica utilajului de mărunțit cu rotor și organe de lucru articulate Analele Universității din Oradea, Fascicola mecanică, Secțiunea: mecanică, vibrații mecanice, rezistența materialelor, Vol.I, 1995
- B18. Brindeu L., Fenchea M.: - Dynamique d'outillage de mouture avec rotor et organes de travail articulés Buletinul științific și tehnic al Universității Tehnice din Timișoara, Tom 40 (54), Mecanică 1995
- B19. Brindeu L., Fenchea M.: - Calculation of the working organs in the crumbling processes. The annual symposium of the Institute of Solid Mechanics, SISOM ' 95, Bucharest, 1995
- B20. Brindeu L., Fenchea M.: -Etude du fonctionnement des installations de coupe avec rotor et couteaux articulés. Buletinul Științific și Tehnic al Universității "Politehnica" din Timișoara, Tom 42 (56), Mecanică, 1997
- B21. Brindeu L., Fenchea M.: - Studiul funcționării instalațiilor de tăiere cu rotor și cuțite articulate. The 3rd Technical Multibranch Seminary, Galați, 1997
- B22. Broch J. T. -Application of Brüel & Kjaer Equipment to Mechanical Vibration and Shock Measurements, Brüel & Kjaer, 1972
- B23. Brown D.N., Jorgensen J -Machine Condition Monitoring Using Vibration Analysis, Brüel & Kjaer. Application Note, 1987

- B24. Brown D.N., Jorgensen J -Machine Condition Monitoring Using Vibration Analysis, Brüel & Kjaer. Application Note BO 0103-11, 1968
- B25. Brunnengräber H. / -Messverfahren in der Auswuchttechnik, Messen und Prüfen Automatik, May 1978
- B26. Buzdugan Gh. -Măsurarea vibrațiilor mecanice, Ed. Tehnică, București, 1964
- B27. Buzdugan Gh. -Dinamica fundațiilor de mașini, Ed. Academiei, București, 1968
- B28. Buzdugan Gh., Fetcu L. / Radeș M. -Vibrațiile sistemelor mecanice, Ed. Academiei, București, 1975
- B29. Buzdugan Gh., Mihăilescu E., Radeș M. -Măsurarea vibrațiilor mecanice, Ed. Academiei, București, 1979
- B30. Buzdugan Gh., Fetcu L. / Radeș M. -Vibrații mecanice, Ed. Didactică și Pedagogică, București, 1979
- B31. Buzdugan Gh. -Izolarea antivibratorie a mașinilor, Ed. Academiei, București, 1980
- B32. Buzzi L. -Technical elements of rotor balancing, CEMB S.p.A., Technical booklet No.3, Italy, 1988
- B33. Buzzi L. -Balancing accuracy of rigid rotors, CEMB S.p.A., Technical booklet No.8, Italy, 1989
- C1. Căproiu M., Ionescu N. -Mașini și instalații zootehnice, Vol. I, Institutul Politehnic Timișoara, 1970
- C2. Căproiu M., Ionescu N. -Studiul influenței unor parametrii constructivi și funcționali ai ciocanelor asupra proceselor de lucru al morilor cu ciocane, Buletinul Stiințific și Tehnic al Institutului Politehnic Timișoara, 1970
- C3. Căproiu M., Scripnic V. / Dumitru I. -Teoria, calculul și construcția mașinilor agricole pentru lucrările solului, Institutul Politehnic Timișoara, 1973
- C4. Căproiu M. -Contribuții teoretice și experimentale privind construcția ciocanelor morilor cu ciocane, Teză de doctorat, Institutul Politehnic "Gh. Asachi" Iași, 1974

BIBLIOGRAFIE

- C5. Chelemen I. -Mașini și instalații zootehnice, Partea II,- Mașini și instalații pentru prelucrarea nutrețurilor, Institutul Politehnic București, 1983.
- C6. Childs D. -Turbomachinery Rotordynamics, J.Wiley & Sons, New York, 1993
- C7. Claessens, Chr. -Vibration Measurements in Predictive Maintenance. Brüel & Kjaer. Application Note BO 0094-11
- C8. Constantinescu, I. N., Darabont A., Meret N. - Mecanica mașinilor și a instalațiilor miniere și de preparare, Ed. Tehnică, București, 1987
- C9. Csulak A. -Mașini agricole de recoltat și condiționat, Institutul Politehnic Cluj, 1971
- C10. Cuțuhan M. -Tehnologia producerii nutrețurilor combinate, Editura Ceres, București, 1978
- D1. Dabrowski K. -Einfluss der Rotorform auf das Resonanz-und Stabilitätsverhalten gleitgelagerter Rotoren, Universität Karlsruhe, 1974
- D2. Darabont Al., Văiteanu D. -Combaterea poluării sonore și a vibrațiilor. Ed. Tehnică, București, 1975
- D3. Darabont Al., Văiteanu D. -Combaterea poluării sonore și a vibrațiilor în agricultură, Costescu M. Ed. Ceres, București, 1978
- D4. Darabont Al., Iorga I., Ciodaru M. -Măsurarea zgomotului și vibrațiilor în tehnică, Ed. Tehnică, București, 1983
- D5. Darabont Al., Văiteanu D. -Socuri și vibrații. Aplicații în tehnică, Ed. Tehnică, Iorga I., Simashevici H. București, 1988
- D6. Den Hartog J.P. -Vibrations mecaniques, Dunod, Paris, 1960
- D7. Dimofte F. -Echilibrarea dinamică a mașinilor, INID, București, 1972
- D8. Dincă Fl., Teodosiu C. -Vibrații neliniare și aleatoare, Ed. Academiei, București, 1969
- D9. Dobrescu L. - Prepararea cărbunilor, Ed. Tehnică, București, 1963
- D10. Dragan Gh. -Studiul posibilităților de îmbunătățire a indicilor calitativi și de productivitate ai morii cu ciocane MCU-1,2. Revista Mecanizarea și Electricizarea Agriculturii nr. 7, 1966

- D11. Drăgan Gh. -Mașini agricole, Editura Didactică și Pedagogică, București, 1969
- D12. Drutu C., Drutu S. -Cercetări privind echilibrarea dinamică a rotorilor asamblați în utilaj, Sesiunea Științifică: Creația Tehnică și Fiabilitatea în Construcția de Mașini, Iași, 1983
- D13. Duffee J. -The Design and Performance of Small Hammer Type of Feed Mills, Agricultural Engineering, nr. 11, 1930
- E1. Ehrich F.F. -Pseudo-High-Speed Balancing, Trans. ASME, Journal of Vibration and Acoustics, 112, 1990
- E2. Ehrich F.F. -Handbook of Rotordynamics, McGraw Hill Inc. New York, 1992
- F1. Federn K. -Grundlagen einer systematischen Schwingungsentstörung wellenelastischer Rotoren, VDI Berichte, Band 24, 1957
- F2. Federn K. -Auswuchttechnik, Springer-Verlag, Berlin, Heidelberg, New-York, 1977
- F3. Fenchea M. -Considerații privind echilibrul dinamic al ciocanelor articulate de rotor. Al -XIII - lea Simpozion Național de Robotică ROBOT '96, Reșița, 1996
- F4. Fenchea M. -Considerații constructive privind incinta de mărunțire a morilor cu ciocane Al -XIII - lea Simpozion Național de Robotică ROBOT '96, Reșița, 1996
- F5. Fenchea M. - Descrierea analitică a proceselor de mărunțire Al -XIII - lea Simpozion Național de Robotică ROBOT '96, Reșița, 1996
- F6. Fenchea M. -Considerații energetice privind procesele de mărunțire, A VIII - a Conferință de Vibrații Mecanice, Timișoara, 1996
- F7. Friedrich W. -Zerkleinerungsvorgang in Hammermühlen abhängig von den Einflussgrößen. Die Mühle, nr.48, 49 / 1959
- G1. Gârlașu St. -Prelucrarea în timp real a semnalelor fizice, Ed. Scrisul Românesc, Craiova, 1978
- G2. Gârlașu St., Papp C., Ionel S. -Introducere în analiza spectrală și de corelație, Ed. Facla, Timișoara, 1982
- G3. Gafițanu M., Focșa V., Merticaru V., Biboros -Vibrații și zgomote. Ed. Junimea, Iași, 1980

BIBLIOGRAFIE

- G4. Gafițanu M., Poterașu V. -Elemente finite și de frontieră cu aplicații la calculul organelor de mașini, Ed. Tehnică, București, 1987
- G5. Gafițanu M., Crețu Sp. Drăgan B. -Diagnosticarea vibroacustică a mașinilor și utilajelor, Ed. Tehnică, București, 1989
- G6. Ghernet M. M. -Upravnesivanie vrasciaiuhscihsia mass molotkovih melnit. Trudi Vsesoiuzno Naucinoissledovatel'skogo Instituta Zerna, Zagotizdat, Vip 16, 1949.
- G7. Goldsmith, W. -Impact theory and physical behaviour of colliding solids, Edward Arnold, London, 1960
- G8. Göttingen J. -Filmkinematografische Aufnahmen an Hammermühlen, Inst. für den wiss Film, 1968
- G9. Greune K. -Vergleichende Untersuchungen über die Vermahlung von Luzerne, Heu und Getreide mittels Schleudermühlen, Mettalscheiben und Steiumühlen. Disertation Braunschweg, 1935
- G10. Grgič A. -Zwei Verfahren zum Bestimmen der Eigenfrequenzen des Systems Welle-Fundament, VDI-Z120 Nr.5, March 1968
- G11. Grigorev N.V. -Vibratia energheticeskih mașin-Spravocinoe posobie. Mașinostroenie, Leningrad, 1974
- G12. Groșanu I, Brîndeu L. -Vibrații mecanice, Institutul Politehnic Timișoara ,1986
- G13. Guins S.B. -Precision Balancing of Rotating Machine Parts, Machine Design, Vol. 24, No. 12, December 1952
- H1. Hamburger L., Buzdugan Gh. -Teoria vibrațiilor și aplicațiile ei în construcția de mașini, Ed. Tehnică, București, 1958
- H2. Harris C.M., Crede Ch.E. -Socuri și vibrații, Vol. 3, Socuri și vibrații la mașini, vehicule și construcții, Ed. Tehnică, București, 1969
- H3. Hattori H, Kawashima N. -Dynamic Analysis of a Rotor-Journal Bearing System with Large Dynamic Loads, JSME International Journal, 4, 1991
- H4. Höfl K - Zerkleinerungs- und Klassiermaschinen. 1. Aufl. Leipzig: VEB Deutscher Verlag für Grundstoffindustrie, 1984
- H5. Holmes R. -Vibration and its Control in Rotating Machinery, Dynamics of rotors (editor Niordson F.I.), Springer-Verlag, Berlin, 1975

- I1. Iacob C. -Mecanică teoretică, Ed. Didactică și Pedagogică, București, 1971
- J1. Jei Y., Kim Y.-J. -Modal testing theory of rotor-bearing systems, Journal of Vibration and Acoustics, Trans. ASME, vol. 115, april 1993
- K1. Kecs W., Teodorescu P.P. -Aplicații ale teoriei distribuțiilor în mecanică, Ed. Academiei, București, 1970
- K2. Kecs W., Teodorescu P.P. -Introducere în teoria distribuțiilor cu aplicații în tehnică, Ed. Tehnică, București, 1975
- K3. Kellenberger W. -Limits to Modal Balancing of Flexible Rotors, Dynamics of Rotors (editor Niordson F.I.), Springer-Verlag, Berlin, 1975
- K4. Klligerman Y.J., Darlow M.- -Finite Element Modeling and Analysis of Rotordynamic System, The 25th Israel Conference on Mechanical Engineering, Haifa, Israel, 1994
- K5. Krämer E. -Dynamics of Rotors and Foundations, Springer-Verlag, Berlin, 1993
- K6. Krasnicenko A. V. -Manualul constructorului de mașini agricole, Ed. Tehnică, București, 1964
- L1. Lalanne M., Ferraris G. -Rotordynamics Prediction in Engineering, John Wiley & Sons, Chichester, New York, 1990
- L2. Lee C.W. -Vibration Analysis of Rotors, Kluver Acad. Publ., Dodrecht, 1993
- L3. Letoșnev M. N. -Mașini agricole. Teorie, calcul, proiectare, încercare. (Ediția III-a), Ed. Agrosilvică de Stat, București, 1959
- L4. Levenson L. B. - Drobilnosortirovocinie mașini i ustanovki dlia pererabotki kamennih materialov, Gosstroizdat, Moskva, 1952.
- L5. Lipovszky G., Soloyomvari K, -Vibration Testing of Machines and Their Maintenance, Akademiai Kiado, Budapest, 1990
- L6. Lobonțiu N., -Analytical and finite element optimization of a rotational shaft-disk system, Buletinul științific al Universității Tehnice din Cluj-Napoca, 1994
- L7. Lobonțiu N., -Metodă experimentală cu sistem de achiziție a datelor pentru analiza dinamică a sistemelor rotative arbore-disc. Partea I: Algoritm de corecție a datelor înregistrate experimental.

- Partea II-a: Analiza regimului tranzitoriu. Sesiunea de Comunicări Stiințifice, Universitatea din Sibiu, 1995
- L8. Lobonțiu N., -Analiza cu element finit a sensibilității primei frecvențe proprii pentru un sistem arbore-disc, Sesiunea de Comunicări Stiințifice, Universitatea din Sibiu, 1995
- L9. Lobonțiu N. -Model Updating in Rotordynamics, 13-th Danubia-Adria Symposium, Rajecke Teplice, Slovacia, 1996
- L10. Lobonțiu N. -Finite element analysis of a rotating shaft-disk system, Third International Conference on Computational Structures Technology, Budapesta, 1996
- L11. Lobonțiu N. -Contribuții la studiul mișcărilor tranzitorii ale arborilor drepți încărcăți cu un rotor. Teză de doctorat, Universitatea Tehnică Cluj-Napoca, 1996
- L12. Lou K.N. -System identification and coherence analysis in the presence of a harmonic signal, Mechanical Systems and Signal Processing, 7, 1993
- L13. Lou K.N., Sherman P.J. -System identification and coherence analysis in the presence of a harmonic signal, Mechanical Systems and Signal Processing, 7, 1993
- L14. Lund J. W. -Stability and Damped Critical Speeds of a Flexible Rotor in Fluid-Film Bearings, ASME, Paper no. 73-DET-103, 1973
- M1. Mangeron D., Irimiciuc N. -Mecanica rigidelor cu aplicații în inginerie, vol.III, Mecanica vibrațiilor sistemelor rigide, Ed. Tehnică, București, 1981
- M2. Mănișor O. -Mecanizarea lucrărilor de pregătirea hranei din zootehnie, Ed. Agrosilvică, București, 1962
- M3. Manolescu N.I., Maroș D. -Teoria mecanismelor și a mașinilor. Cinetostatica și dinamica mecanismelor. Ed. Tehnică, București, 1958
- M4. Manolescu N.I. -Teoria mecanismelor și a mașinilor. Ed. Didactică și Pedagogică, București, 1972
- M5. Maros D. -Curs de teoria mecanismelor și a mașinilor. Atelierul de multiplicare al bibliotecii centrale, Institutul Politehnic Cluj, 1966
- M6. Melnikov S. V.: -Mehanizația i automatizatia jivotnovodiceskih ferm, Izd. Kolos, Moskva, 1978

- M7. Melnikov S. V. , - Mehanizatra jivotnovodceskih ferm, Izd. Kolos, Moskva, 1969.
- M8. Merticaru V. -Dinamica mașinilor, Ed. Junimea, Iași, 1990
- M9. Mikecz V. -Allattenyéstési gépék, Budapest, 1965
- M10. Modiga M., Dănilă I. -Curs de mașini agricole de recoltat și condiționat. Institutul Politehnic Timișoara, 1969
- N1. Naumov I. -Tehnologia morăritului, Ed. Tehnică, București, 1962
- N2. Nordmann R. -Maschinendynamik, Vorlesung, Univ. Kaiserslautern, 1991
- O1. O'Callaghan I.R. -Performance of Hammer Mills. Journal of Agric. Engineering Research nr. 1 / 1963
- O2. Ostapenko V. A. -Mehaniceskije vibroudarniie sistemî, Naukova Dunka, Kiev, 1966
- P1. Panovko I. G. -Osnovî priklanoi teorii uprugih kolebania, Mașinostroenie, Moskva, 1967
- P2. Panovko I. G. -Osnovî priklanoi teorii kolebanii i udara, Mașinostroenie, Leningrad, 1976
- P3. Polkin S. I. , ș.a. - Prepararea minereurilor, Ed. Tehnică, București, 1956
- P4. Posea I. -Tehnologia nutrețurilor combinate, Ed. Agro-Silvică, București, 1966
- R1. Rădoi M., Deciu E. -Mecanica, Ed. Didactică și Pedagogică, București, 1993
- R2. Rădoi M., Deciu E., Voiculescu D. -Elemente de vibrații mecanice, Ed. Tehnică, București, 1973
- R3. Rădoi M., Deciu E. -Mecanica, Ed. Didactică și Pedagogică, București, 1981
- R4. Radeș M. -Identificarea sistemelor mecanice, Ed. Academiei, București, 1979
- R5. Radeș M. -Mixed Precession Modes of Rotor-Bearing Systems, Schwingungen in Rotierenden Maschinen III, Irretier H., Nordmann R. and Springer H., Proceedings of SIRM'95, Vieweg, Braunschweig, 1995

BIBLIOGRAFIE

- R6. Radeş M. -Dynamics of Machinery, Univ. Politehnica din Bucureşti, 1995
- R7. Radu T. -Maşini, dispozitive şi metode de echilibrare statică şi dinamică, Ed. tehnică, Bucureşti, 1967
- R8. Ragulskiene V. L. -Vibro-shock systems, Mintis, Vilnius, 1974
- R9. Raja Kumar Ch. -Dynamic analysis of rotors with ANSYS, Swanson Analysis Systems, Inc. Techn. Note
- R10. Randall R.B. -Frequency Anallysis, Brück & Kjar, Measuring system, 1978
- R11. Randall R.B. -Efficient Machine Monitoring Using an FFT Analyzer and Calculator, Brück & Kjar, Application Note 18-212
- R12. Rao J.S. -Rotor Dynamics, Wiley Eastern Ltd., New Delhi, 1983
- R13. Revenko A. -O vlianii skorosti molotkov na effektivnost proţessa izmелcения kormovîh materialov, Tractorî i ŝelhozmaşinî nr.3, 1971
- R14. Rieger N.F. -Rotor Bearing Dynamics - State of the Art, Mechanism and Machine Theory, Pergamon 1977, Vol. 12
- R15. Rieger N.F. -Vibrations of Rotating Machinery, Vibration Institut, Illinois, 1977
- R16. Ripianu A. -Mişcările vibratorii ale arborilor drepţi şi cotiţi, Ed. Academiei, Bucureşti, 1969
- R17. Ripianu A. - Arbori drepţi şi cotiţi, Ed. Tehnică, Bucureşti, 1969
- R18. Ripianu A. -Mecanica solidului rigid, Ed. Tehnică, Bucureşti, 1973
- R19. Ripianu A., Crăciun I. -Calculul dinamic şi de rezistenţă al arborilor drepţi şi cotiţi. Ed. Dacia, Cluj-Napoca, 1985
- S1. Săvescu M. -Circuite electronice, Ed. Tehnică, Bucureşti, 1969
- S2. Salomeia L., Irimiciuc N. -Opttimal Control in Minimum Time of the Operating Unbalanced Rigid Rotors, Rev. Roum. Sci. Techn., Tome 39, nr.6, Bucureşti, 1994
- S3. Salomeia L. -Contribuţii privind perfecţionarea metodologiei de proiectare a maşinilor de echilibrare dinamică a rotorilor în vederea

asimilării fabricației lor în țară, Teză de doctorat, Institutul Politehnic Iași, 1992

- S4. Salomeia L., Sîrbu T. -Metodologia de etalonare a mașinii de echilibrat rotori grei, Sesiunea Științifică VIBROTEHNICA, Cluj, 1989
- S5. Savii G. - Echipamente pentru prelucrarea datelor, Institutul Politehnic Timisoara, 1987
- S6. Schneider H. -Auswuchttechnik. V.D.I. Taschenbucher, Ed.VDI, Dusseldorf, 1972
- S7. Schlegel V. -Vibration Measurement and Monitoring, Dynamics of Rotors (editor Mahrenholtz O.), Springer-Verlag, Viena, 1984
- S8. Schubert G. - Aufbereitung metallischer Sekundärrohstoffe 1. Aufl. Leipzig: VEB Deutscher Verlag für Grundstoffindustrie, 1984
- S9. Schäfer S. - Untersuchungen zur Zerkleinerung metallischer Sekundärrohstoffe in Shreddern. Freiberg: Bergakademie, Forschungsbericht, 1984
- S10. Schmidt H. - Optimierung der Zerkleinerungswerkzeuge in Prallhammermühlen. Zement-Kalk-Gips 30 (1977)
- S11. Silaș Gh., Brindeu L.: - Sisteme vibropercutante. Ed. Tehnică București, 1986
- S12. Smith D.M. -Dynamics of rotors, IUTAM Symposium, Lyngby, 1974
- S13. Siuha S.K. -On general conditions of rotordynamic stability under combined axial force and torqued, Journal of Applied Mechanics, march 1992, Vol. 59
- S14. Siuha S.K. -Stability of a viscoelastic rotor-disk system under dynamic axial loads, A.I.A.A., november 1989, Vol. 27, no. 4
- S15. Schobel K. -Studiul parametrilor constructivi și funcționali ai morilor cu ciocane în vederea măririi productivității și reducerii consumului specific de energie, Lucrări științifice ICMA, Vol. XVI, 1970
- S16. Segla S., Kalker-Kalkman C.M., Schwab A. L. -Statical Balancing of a Robot Mechanism with the Aid of a Genetic Algorithm, Mechanism and Machine Theory, Vol. 33, No. 1/2, January/February 1998

BIBLIOGRAFIE

- S17. Sepetilinikova V.A. -Osnovi balansirovocinoi tehniki, Maşinostroenie, Moskova, 1975
- S18. Silver E. -Characteristic's of feed mill performance, Journal of Agric. Eng. nr. 13/1932
- S19. Silaş Gh. -Mecanică. Vibraţii mecanice, Ed. Didactică şi Pedagogică, Bucureşti, 1968
- S20. Silaş Gh., Rădoi M., Brindeu L, Klepp H., Hegeduş A. -Culegere de probleme de vibraţii mecanice, Vol. I, Sisteme liniare cu un număr finit de grade de libertate, Ed. Tehnică, Bucureşti, 1967
- S21. Silaş Gh., Rădoi M., Brindeu L, Klepp H., Hegeduş A. -Culegere de probleme de vibraţii mecanice, Vol. II, Sisteme neliniare şi parametrice. Sisteme vibropercutante. Aplicaţii tehnice. Ed. Tehnică, Bucureşti, 1973
- S22. Silaş Gh., Rădoi M., Brindeu L, Groşanu I. -Poziţiile centrului de percuţie a unei plăci plane. Buletinul Stiinţific şi Tehnic al Institutului Politehnic Timişoara (serie nouă). Tom 4(18), 1959
- S23. Silaş Gh., Brindeu L., Klepp H. -Percuţii aplicate corpului rigid liber. Buletinul Stiinţific şi Tehnic al Institutului Politehnic Timişoara (serie nouă). Tom 9(23), fasc. 2, 1964
- S24. Silaş Gh., Brindeu L. -Behandlung periodischer Bewegungen von Rüttelsystemmen mit den Lagrangeschen Gleichungen. V.D.I. Berichte, Nr. 135, 1969
- S25. Snowdon J., C. -Socuri şi vibraţii, New-York, 1968
- S26. Stöckman I. -Technologie der Mischfutter Herstellung, Hanover, 1970
- S27. Stoenescu A., Silaş Gh. -Mecanică teoretică (Ediţia III-a), Ed. Didactică şi Pedagogică, Bucureşti, 1963
- T1. Taylor J.I. -Fault Diagnosis of Gears Using Sppectrum Analysis, Vibr. Rottating Mach, 2nd Int. Conf., Cambridge, LLondon, 1980
- T2. Teodorescu P.P. -Sisteme mecanice. Modele clasice, vol. I, Ed. Tehnică, Bucureşti, 1984
- T3. Timošenco S. -Vibration Problems in Engineering, Toronto, New-York, London, 1955

- T4. Tofan M.C. -Simularea și vizualizarea unui algoritm de echilibrare, Buletinul Conferinței Naționale de Dinamica Mașinilor CDM, Brașov, 1997
- T5. Toma D. -Mașini și instalații agricole, Ed. Didactică și Pedagogică, București, 1975
- T6. Turicin A.N. -Măsurarea electrică a mărimilor neelectrice, Ed. Tehnică, București, 1957
- U1. Untăroiu C. -Studiul vibrațiilor prin metoda analitică, Buletinul Conferinței Naționale de Dinamica Mașinilor CDM, Brașov, 1997
- V1. Valcovici V., Bălan St. Voinea R. Mecanică teoretică (Ed. III-a), Ed. Tehnică, București, 1968
- V2. Vasiliev V.S., Kutko P.S. -Mașini și dispozitive pentru echilibrare dinamică, Ed. Tehnică, București, 1961
- V3. Voinea R., Voiculescu D. Ceaușu V. -Mecanică. Ed. Didactică și Pedagogică, București, 1983
- V4. Voinea R., Stroe I. -Vibrations of Rotors Situated in Non-Inertial Reference Frame, Colloque "Vibrations, Chocs et Bruit", Lyon, France, Révue du GAMI, nr. 446, 1992
- V5. Voinea R., Voiculescu D. Simion F. P. -Introducere în mecanica solidului cu aplicații în inginerie, Editura Academiei Române, București, 1989
- W1. Wort J.F.G. -The Rationale of Dynamic Balancing by Vibration Measurement, Technical Review, Brüel & Kjaer, No.3, 1979
- *** - DAS1600, User's guide, KEITHLEY, Data Acquisition, 1993
- *** - STAS 10743/4-88 Concasoare cu ciocane articulate
- *** -I.S.O. R 1925 - 1974 Balancing - Vocabulary
- *** -I.S.O. DP 4865 Analog analysis and presentation of vibration and shock data
- *** -I.S.O. R 1940 -1973 Balance quality of rotating rigid bodies
- *** -E 90 - 600 1970 Equilibrage et machine à équilibrer - qualite d'équilibrage des rotors rigides

BIBLIOGRAFI

- *** -Mechanical Engineering, 115, 1993
- *** -Static Dynamic Balancing, Brüel & Kjaer, Application Note
- *** -Dynamic Signal Analyser Applications, Hewlett-Packard, Application Note 243-1
- *** -SD 119 C Balance Analyzer Applications, Application Note, Scientific-Atlanta DYMAC