

INFORMATIZAREA ȘI CLASAREA DATELOR EXPERIMENTALE DE ZGOMOTE ȘI VIBRAȚII

Teză destinată obținerii
titlului științific de doctor

la

Universitatea "Politehnica" din Timișoara
în domeniul INGINERIA MECANICĂ
de către

Mat.-Inf. Dragu Felicia

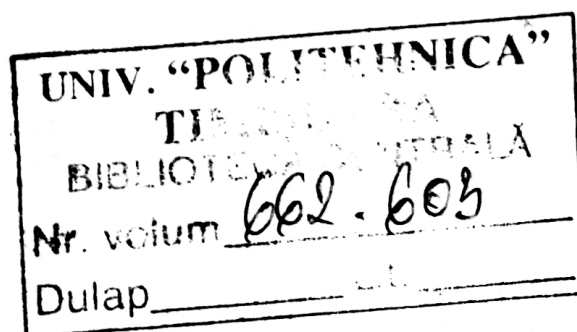
Conducător științific: prof.univ.dr.ing.Titus Gheorghe Cioară
Referenți științifici: prof.univ.dr.ing. Nicolae Ursu-Ficher
prof.univ.dr. Gheorghe Eugen Drăgănescu
prof.univ.dr.ing. Ioan Radu

Ziua susținerii tezei: 30.10.2009

BIBLIOTECA CENTRALĂ
UNIVERSITATEA
"POLITEHNICA" TIMIȘOARA



00220451



Seriile Teze de doctorat ale UPT sunt:

- | | |
|------------------------|---|
| 1. Automatică | 7. Inginerie Electronică și Telecomunicații |
| 2. Chimie | 8. Inginerie Industrială |
| 3. Energetică | 9. Inginerie Mecanică |
| 4. Ingineria Chimică | 10. Știința Calculatoarelor |
| 5. Inginerie Civilă | 11. Știința și Ingineria Materialelor |
| 6. Inginerie Electrică | |

Universitatea „Politehnica” din Timișoara a inițiat seriile de mai sus în scopul diseminării expertizei, cunoștințelor și rezultatelor cercetărilor întreprinse în cadrul școlii doctorale a universității. Seriile conțin, potrivit H.B.Ex.S Nr. 14 / 14.07.2006, tezele de doctorat susținute în universitate începând cu 1 octombrie 2006.

Copyright © Editura Politehnica – Timișoara, 2010

Această publicație este supusă prevederilor legii dreptului de autor. Multiplicarea acestei publicații, în mod integral sau în parte, traducerea, tipărirea, reutilizarea ilustrațiilor, expunerea, radiodifuzarea, reproducerea pe microfilme sau în orice altă formă este permisă numai cu respectarea prevederilor Legii române a dreptului de autor în vigoare și permisiunea pentru utilizare obținută în scris din partea Universității „Politehnica” din Timișoara. Toate încălcările acestor drepturi vor fi penalizate potrivit Legii române a drepturilor de autor.

România, 300159 Timișoara, Bd. Republicii 9,
tel. 0256 403823, fax. 0256 403221
e-mail: editura@edipol.upt.ro

Cuvânt înainte

Teza de doctorat a fost elaborată pe parcursul colaborării mele cu domnii profesori de la Facultatea de Mecanică, Catedra de Mecanica și Vibrații a Universității „Politehnica” din Timișoara.

Lucrarea se încadrează în domeniul vast al cercetărilor și studiilor privind zgomotele și vibrațiile mașinilor și constituie un studiu teoretic și informatic care reliefează utilitatea informaticii în domeniul mecanicii. Astfel, ea vine în sprijinul inginerilor mecanici cu programe utilitare ușor de folosit și care ușurează munca.

Consider că lucrarea este un suport științific de luat în seamă pentru cercetările viitoare și o bază de date care poate fi folosită și îmbunătățită cu informații noi de către continuatori.

Timișoara, octombrie 2009

Dragu Felicia

Destinatarii dedicației.

Alese mulțumiri și profundă recunoștință se cuvin adresate conducătorului de doctorat **prof.dr.ing. Titus Gheorghe Cioară** pentru consilierea permanentă și îndrumarea atentă pe tot parcursul realizării lucrării.

Mulțumesc, de asemenea membrilor comisiei de doctorat, în persoanele domnilor **prof. dr. Nicolae Ursu-Ficher**, **prof. dr. Gheorghe Drăgănescu** și **prof. dr. Ioan Radu** în calitate de referenți ai lucrării și domnului **prof. dr. ing. Liviu Bereteu** în calitate de președinte al comisiei.

Aduc pe această cale mulțumiri, tuturor celor care m-au ajutat să duc la bun sfârșit această teză:

- Coordonatorului științific prof. dr. ing. Titus CIOARĂ , pentru competență și permanență, precum și pentru sfaturile și încurajările de pe întreg parcursul elaborării tezei.
- Familiei mele și părinților mei pentru încrederea și sprijinul moral acordat pe parcursul elaborării acestei teze.
- Domnilor profesori din Catedra de Mecanică și Vibrații, pentru sfaturi și aprecieri.
- Prietenelor mele Cosmina VIGARU și Amalia JÎRDEA

Dragu, Felicia

Informatizarea și clasarea datelor experimentale de zgomote și vibrații

Teze de doctorat ale UPT, Seria 9, Nr. 67, Editura Politehnica, 2009, 142 pagini, 65 figuri, 86 tabele.

ISSN: 1842-4937

ISBN: 978-973-625-992-0

Cuvinte cheie: vibrație, zgomot, program, undă, hidroagregat,

Rezumat,

Lucrarea constituie un liant între ingineria mecanică și informatică .Astfel, s-a realizat un studiu bibliografic asupra surselor perturbatoare care produc vibrații pe structuri de mașini și utilaje, construcții civile și industriale. În majoritatea cazurilor pentru un analist este dificil de a distinge dintr-un semnal de vibrații înregistrat pe o structură care sunt sursele perturbatoare, fără a avea cunoscute semnăturile acestor surse, semnături ce sunt date, în general, prin periodicități ale componentelor din semnalul analizat. Accesul rapid la semnătura unei anumit tip de perturbație fiind posibil prin intermediul programului de gestionare a datelor, program prin care se are acces la normative și standarde privind limite admisibile, care încadrează situația într-o anumită limită acceptată.

Este prezentată o sinteză bibliografică a principalelor surse de vibrații la mașini, utilaje și respectiv instalații industriale.Tinând cont de faptul că sursele de zgomot și vibrațiile sunt dificil de identificat datorită complexității mașinilor s-a prezentat partea teoretică privind modul în care vibrațiile se propagă prin unde elastice în medii solide iar zgomotul prin unde de presiune în medii fluidice

CUPRINS

INTRODUCERE.....	1
CAPITOLUL I	
1. CARACTERISTICI ALE SURSELOR DE VIBRAȚII LA MAȘINI, UTILAJE, INSTALȚII ȘI CONSTRUCȚII INDUSTRIALE	
1.1. Considerații generale.....	4
1.2. Propagarea undelor elastice în medii solide.....	6
1.2.1. Propagarea unei unde elastice de-a lungul unei bare.....	6
1.2.2. Propagarea unei unde elastice într-o structură elastică încastrată la bază.....	8
1.3. Modurile naturale de vibrații ale unei structuri complexe.....	12
1.4. Perturbațiile unei structuri.....	16
1.4.1. Perturbații datorate forțelor tehnologice.....	16
1.4.2. Perturbațiile datorate forțelor inerțiale.....	18
1.4.3. Forțe perturbatoare datorate nealinierii arborilor.....	23
1.4.4. Forțe perturbatoare datorate efectului de încovoiere prin arcuire al arborilor.....	27
1.4.5. Perturbații din efectul de fisurare al arborilor.....	28
1.4.6. Perturbații dinamice la rotoari cu lagăre de alunecare.....	31
1.4.7. Perturbații produse de defectele lagărelor pe rulmenți.....	31
1.4.8. Perturbații produse în procesul de angrenare la transmisii cu roți dințate.....	34
1.4.9. Perturbații la acționări cu mașini electrice.....	39
1.4.10. Perturbații ale structurilor prin transmiterea vibrațiilor, prin unde elastice, de la surse necorespunzător izolate.....	42
1.5. Concluzii.....	46
CAPITOLUL II	
2. SURSE DE ZGOMOT LA MAȘINI, UTILAJE, INSTALȚII ȘI CONSTRUCȚII INDUSTRIALE. METODE DE PRELUCRARE A SEMNALELOR DE ZGOMOTE ȘI VIBRAȚII	
2.1 Considerații generale.....	47
2.2. Legile de propagare a undelor.....	51
2.2.1. Unde plane	51

Cuprins

2.2.2. Parametrii undei de presiune.....	53
2.3. Surse radiante de unde sonore.....	55
2.3.1. Surse monopol.....	55
2.3.2. Cumularea nivelurilor provenite de la mai multe surse.....	59
2.4. Unde de presiune generate prin interacțiunea fluid structură.....	60
2.5. Concluzii.....	64
CAPITOLUL III	
3. INFORMATIZAREA DATELOR DE ZGOMOTE ȘI VIBRAȚII	
3.1 Informatica și societatea.....	65
3.2. Descrierea generală a aplicațiilor realizate.....	65
3.2.1 Descrierea aplicației Toolbox.....	74
3.2.2 Înregistrări de zgomote și prelucrarea acestora.....	78
3.2.3 Aplicația "Hărți".....	80
3.2.4. Aplicația celor „trei surse”.....	86
3.2.5 Descrierea aplicației pentru vibrații „Compară”.....	94
3.3 Concluzii	98
CAPITOLUL IV	100
4. CONSIDERAȚII FINALE. CONTRIBUȚII ORIGINALE	
Anexa 1- Analiza nivelelor de vibrații pe un grup de turbine hidraulice.....	105
Anexa 2- Aplicații legate de gestionarea datelor de vibrații.....	131
BIBLIOGRAFIE.....	135
CUPRINS.....	141

INTRODUCERE

Teza de doctorat cu tema "**Informaticizarea și clasarea datelor experimentale de zgomote și vibrații**" se încadrează în domeniul vast al cercetărilor și studiilor privind vibrațiile și zgomotele mașinilor. Astfel, lucrarea vine în ajutorul oricărui utilizator de calculator fără cunoștințe profunde de programare. Programele utilizate în partea experimentală a lucrării sunt diverse: Visual Basic, HTML și Matlab, fiecare având o interfață prietenoasă cu utilizatorul.

Creșterea performanțelor mașinilor și utilajelor se realizează prin creșterea vitezelor de lucru, ceea ce conduce la apariția unor forțe mari concomitent cu reducerea masei și deci a rigidității construcției. Acestea constituie motivul principal al actualității studiilor vibrațiilor și zgomotelor mașinilor. Elementele constructive ușoare oferă o amortizare internă mai mică a oscilațiilor. Astfel componentele armonice ale forțelor perturbatoare pot să coincidă cu frecvențele proprii ale diferitelor elemente constructive ceea ce conduce la apariția fenomenului de rezonanță.

Obiectivul principal al tezei îl constituie elaborarea unor programe ce pot fi utilizate pentru studiul vibrațiilor și zgomotelor. Prin studiile efectuate teza de doctorat intenționează să contribuie la dezvoltarea unor programe de monitorizare a zgomotelor și vibrațiilor mașinilor și utilajelor.

Teza de doctorat structurată în 4 capitole, precedate de o scurtă introducere, a fost astfel concepută încât să permită familiarizarea cu noțiunile de programare dar și metode informatice pentru studiul teoretic al zgomotelor și vibrațiilor.

In **Capitolul 1 - Surse de zgomot la mașini, utilaje, instalații și construcții industriale** – sunt prezentate metode teoretice privind analiza zgomotelor și vibrațiilor.

Materialul prezentat în acest capitol arată complexitatea surselor perturbatoare care produc vibrații pe structuri de mașini și utilaje, construcții civile și industriale. În majoritatea cazurilor pentru un analist este dificil de a distinge dintr-un semnal de vibrații înregistrat pe o structură care sunt sursele perturbatoare, fără a avea cunoscute semnăturile acestor surse, semnături ce sunt date, în general, prin periodicități ale componentelor din semnalul analizat.

Capitolul 2 - Surse de zgomot la mașini, utilaje, instalații și construcții industriale. Metode de prelucrare a semnalelor de zgomote și vibrații-prezintă o sinteză bibliografică a principalelor surse de vibrații la mașini, utilaje și respectiv instalații industriale.

Tinând cont de faptul că sursele de zgomot și vibrațiile sunt dificil de identificat datorită complexității mașinilor s-a prezentat partea teoretică privind modul în care vibrațiile se propagă prin unde elastice în medii solide iar zgomotul prin unde de presiune în medii fluidice.

In paragraful 2.3 s-au prezentat sursele monopol dar și modul teoretic de cumulara a nivelurilor provenite de la mai multe surse. Acest studiu este util în cazul în care se dorește determinarea nivelului de zgomot global atunci când există mai multe surse generatoare de zgomot.

In ultima parte a acestui capitol s-a prezentat modul în care se propagă în care se propagă unde acustice în cazul unei structuri mecanice situată într-un mediu fluid. Tot în această parte a capitolului este prezentată o metodă de diagnosticare a mașinilor precum și două

metode de îmbunătățire a rezultatelor în cazul în care acestea sunt necorespunzătoare.

Capitolul 3 – Informatizarea datelor de zgomote și vibrații

- prezintă în prima parte un studiu bibliografic privind legăturile între existente între informatică și societate precum și o legătură între partea teoretică din lucrare și partea informatică.

Partea a doua a acestui capitol prezintă o amplă descriere a programului realizat în lucrare și care face legătura între programele folosite de orice inginer atât pentru parte de zgomote cât și pentru partea de vibrații.

Capitolul 4 - Considerații finale. Contribuții originale -

prezintă într-o manieră sintetică contribuțiile originale în domeniul studiat mai exact aplicații concrete ale programelor realizate atât pentru zgomote cât și pentru vibrații.

Anexele lucrării cuprind: analiza nivelului de vibrații pe un grup de turbine hidraulice, măsuratori vibrometrice în perioade diferite la hidroagregatele de 175 MW ce echipează hidrocentrala "Portile de Fier I", măsuratori impuse de STAS 6910-74, măsurarea cerintelor de certificare a mașinii, rezultatele cercetărilor experimentale efectuate asupra vibrațiilor clădirii Arădeanca –Arad în vederea stabilirii nivelelor ce apar în două încăperi în care sunt situate Laboratorul de Metrologie și Laboratorul Chimic al fabricii, unde sunt prevăzute a fi amplasate cinci bucăți balanțe analitice și o mașina de imprimat discuri.

CAPITOLUL 1

SURSE DE VIBRAȚII LA MAȘINI, UTILAJE, INSTALAȚII ȘI CONSTRUCȚII INDUSTRIALE.

1.1. Considerații generale

Existența mișcărilor vibratorii a zgomotelor, sau sunetelor, se datorează proprietății de elasticitate a materiei, proprietate ce permite schimbarea ciclică a energiei, introdusă la un moment dat într-un mediu material, din starea cinetică în starea potențială, și invers, prin unde elastice.

Astfel, dacă în vecinătatea punctului P_i (fig 1.1) al unui mediu material elastic M_{el} este introdusă, într-un interval scurt de timp, o cantitate de energie, de natură mecanică sau termică, dată de o sursă S_e , atunci mediul, pentru a-și menține starea de echilibru energetic inițială, caută s-o elimine. Eliminarea energiei se face prin unde elastice purtătoare de energie și, sau, prin conducție termică, prin împrăștierea energiei în timp pe întregul domeniu al mediului M_e . La granița G_r dintre mediu M_{el} și un mediu exterior, M_{ex} , se face un schimb energetic, energia undei u_e incidentală divizându-se în energia undei reflectată, u_{rl} , ce se reflectă în interiorul mediului M_e și o energie cedată mediului exterior, prin unda u_{fl} care se refractă.

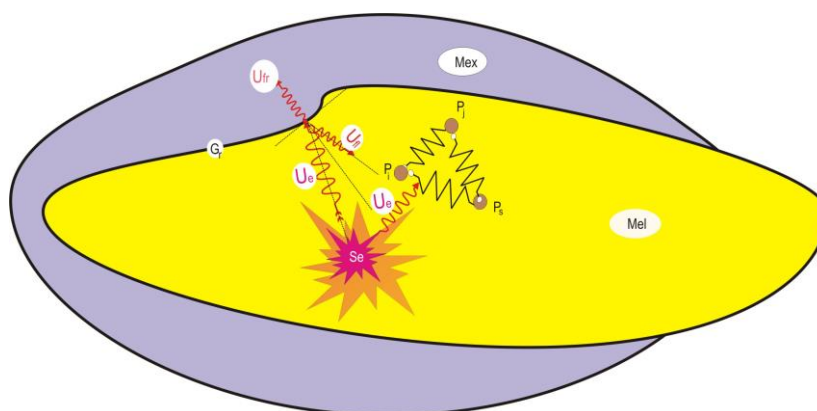


Fig. 1.1 Ilustrarea schimbului energetic în mediile elastice

Transferul energetic este asociat undelor elastice ce se propagă prin mișcări oscilatorii ale punctelor mediului. Dacă energia E introdusă, prin sursa S , în mediul elastic, nu este cedată în timp mediului exterior, prin undele refractate, sau transformată în energie termică, prin disipare locală sau distribuită în mediul M_e , atunci mediul M_e este considerat conservativ.

Datorită legăturilor elastice între punctele materiale P_i , P_j , P_s , ...ale mediului, se creează un schimb oscilatoriu între energiile, potențială

$$E_{p_{ij}}(t) = \frac{1}{2} k_{ij} \left(\delta \left(\overline{P_i P_j} \right) \right)^2 + \frac{1}{2} k_{is} \left(\delta \left(\overline{P_i P_{js}} \right) \right)^2 + \dots \quad (1.1)$$

și cinetică

$$E_{c_i}(t) = \frac{1}{2} m_i (v_i(t))^2 \quad (1.2)$$

unde, k_{ij} este constanta elastică a legăturii elastice dintre punctele P_i , P_j , având distanța dintre ele $\delta \left(\overline{P_i P_j} \right)$, variabilă în timp, și masa atașată punctului P_i , de viteză absolută $v_i(t)$.

Dacă mediul M_e este conservativ energia se menține în interiorul mediului și la orice moment t echilibrul energetic este exprimat prin relația

$$E = \sum_{M_e} E_{c_i}(t) + \sum_{M_e} E_{p_{ij}}(t) = ct., \quad (1.3)$$

din care rezultă că, variația uneia sau a mai multora dintre componentele energetice este compensată energetic prin variațiile în sens invers ale celorlalte componente, dezvoltându-se mișcări oscilatorii și unde elastice ce se propagă în mediul elastic.

1.2. Propagarea undelor elastice în medii solide

1.2.1. Propagarea unei unde elastice de-a lungul unei bare

În medii solide undele elastice ce se propagă în mediu sunt unde de deplasare sau de tensiune.

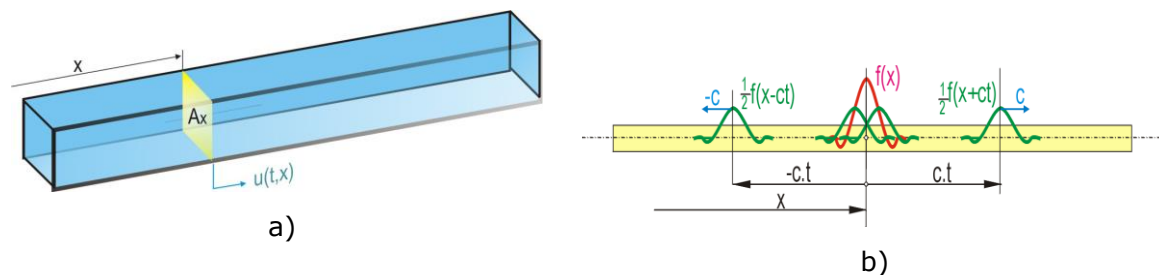


Fig.1.2 Ilustrarea propagării unei unde elastice de-a lungul unei bare

Astfel, o undă longitudinală ce se propagă de-a lungul unei bare elastice, (Fig.1.2), exprimată prin deplasarea $u(t,x)$, la momentul t , a unei secțiuni transversale A_x , situată la cota longitudinală x , este o soluție a ecuației diferențiale

$$\frac{\partial^2 u(t,x)}{\partial x^2} - \frac{1}{c^2} \frac{\partial^2 u(t,x)}{\partial t^2} = 0 \quad (1.4)$$

unde

$$c = \sqrt{\frac{E}{\rho}} \quad (1.5)$$

este viteza de propagare (m/s), a unei unde elastice în mediul barei, având modulul de elasticitate E (N/m²) și densitate ρ (kg/m³).

Unda de tensiune ce se dezvoltă de-a lungul barei are forma derivativă

$$\sigma(t,x) = E \frac{\partial u(t,x)}{\partial x} \quad (1.6)$$

Soluția ecuației diferențiale cu derivate parțiale depinde de condițiile inițiale și de margine.

Astfel, dacă la momentul $t=0$ se aplică de-a lungul barei o funcție de deplasare

$$u(t = 0, x) = f(x) \quad (1.7)$$

funcția $f(x)$ implicând deformarea elastică longitudinală a barei cu distribuția inițială a tensiunilor de forma

$$\sigma(0, x) = E \frac{\partial f(x)}{\partial x} \quad (1.8)$$

se obține o undă de deplasare

$$u(x, t) = \frac{1}{2} [f(x + ct) + f(x - ct)] \quad (1.9)$$

compusă din două unde de aceeași formă dar care se propagă în sens contrar cu viteza constantă c (fig. 1.2b).

Dacă bara este de lungime finită la cele două capete unda suferă efectele de reflecție și refracție, acestea depinzând de condițiile de conexiune cu structurile înconjurătoare.

Astfel, dacă bara este fixă la cele două capete, (fig 1.3), iar efectul de refracție este neglijabil în comparație cu cel de reflexie, condițiile de margine sunt

$$u_r(0, x) = f_r(x) = u_{r0} \sin\left(r\pi \frac{x}{L}\right); \quad r = 1, 2, 3, \dots, \infty \quad (1.10)$$

ceea ce face ca ecuația undei (1.8) să devină una staționară,

$$u_r(x, t) = \frac{1}{2} u_{r0} \left(\sin\left(r\pi \frac{x-ct}{L}\right) + \sin\left(r\pi \frac{x+ct}{L}\right) \right) = f_r(x) \cos\left(r\pi \frac{ct}{L}\right) \quad (1.11)$$

Distribuția mișcărilor vibratorii de-a lungul barei devine un produs dintre funcția de mod $f_r(x)$ (numită și funcția de formă a modului) și o funcție armonică de timp având frecvența proprie modului

$$fp_r = r \frac{c}{2L} \quad (1.12)$$

În figura 1.3 sunt ilustrate primele trei moduri ale mișcărilor vibratorii longitudinale ale barei.

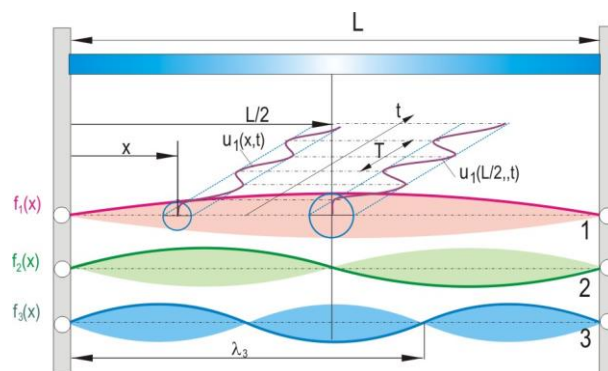


Fig. 1.3 Ilustrarea primelor trei moduri naturale de vibrații longitudinale ale unei bare

1.2.2. Propagarea undei elastice într-o structură elastică încastrată la bază

Multe din structurile de mașini utilaje și construcții industriale sunt excitate după modurile naturale cum este structura elastică S_e (fig.1.4.) încastrată la bază pe o structură S_r , considerată rigidă. În poziția (0) structura este în stare statică nedeformată iar în pozițiile (1) și (2), efectuând mișcări vibratorii după primele două moduri naturale de vibrații, având formele modurilor naturale $f_1(x)$ și $f_2(x)$ și frecvențele proprii

$$f_{p_1} = \frac{1}{T_1}; \quad f_{p_2} = \frac{1}{T_2} \quad (1.13)$$

unde T_1 și T_2 sunt perioadele mișcărilor vibratorii după cele două moduri naturale de vibrații a căror vibrograme sunt ilustrate în figura 1.4.

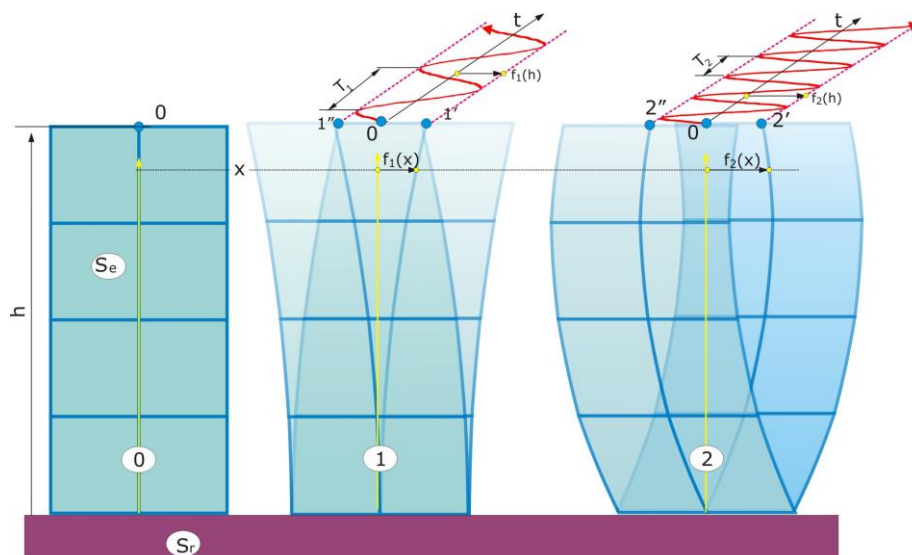


Fig. 1.4 Ilustrarea primelor două moduri naturale de încovoiere ale unei structuri încastrată la un capăt

Cele două moduri naturale pot fi excitate simultan astfel că legea de mișcare a unui punct de pe axa longitudinală a structurii va avea forma

$$u(t, x) = f_1(x) \sin(\omega_1 t) + f_2(x) \sin(\omega_2 t) \quad (1.14)$$

Se consideră structura elastică S_e ca o bară pentru care energia de deformație are forma

$$E_p = \frac{1}{2} \int_{x=0}^h EI_x \left(\frac{\partial^2 u(t, x)}{\partial x^2} \right)^2 dx \quad (1.15)$$

unde EI_x este rigiditatea de încovoiere la cota x .

Energia cinetică a structurii bară are forma,

$$E_c = \frac{1}{2} \int_{x=0}^h \rho_x \left(\frac{du(t, x)}{dx} \right)^2 dx \quad (1.16)$$

care, pentru o structură conservativă, respectă legea de conservare,

$$E_p + E_c = \frac{1}{2} \int_{x=0}^h \rho_x \left(\frac{du(t, x)}{dx} \right)^2 dx + \frac{1}{2} \int_{x=0}^h EI_x \left(\frac{\partial^2 u(t, x)}{\partial x^2} \right)^2 dx = \text{constant} \quad (1.17)$$

valabilă la orice moment t al mișcării vibratorii.

Ținând seama de suma modală (1.12) cele două energii se reduc la formele

$$E_p = \frac{1}{2} \int_{x=0}^h EI_x \left[\begin{aligned} & \left(\frac{\partial^2 f_1(x)}{\partial x^2} \right)^2 \frac{1 - \cos(2\omega_1 t)}{2} + \\ & \left(\frac{\partial^2 f_2(x)}{\partial x^2} \right)^2 \frac{1 - \cos(2\omega_2 t)}{2} + \\ & \frac{\partial^2 f_1(x)}{\partial x^2} \frac{\partial^2 f_2(x)}{\partial x^2} \times \\ & \left[\cos((\omega_1 - \omega_2)t) - \cos((\omega_1 + \omega_2)t) \right] \end{aligned} \right] dx \quad (1.18)$$

și

$$E_c = \frac{1}{2} \int_{x=0}^h \rho_x \left[\begin{aligned} & \omega_1^2 (f_1(x))^2 \frac{1 + \cos(2\omega_1 t)}{2} + \\ & \omega_2^2 (f_2(x))^2 \frac{1 + \cos(2\omega_2 t)}{2} + \\ & \omega_1 \omega_2 f_1(x) f_2(x) \times \\ & \left[\cos((\omega_1 - \omega_2)t) + \cos((\omega_1 + \omega_2)t) \right] \end{aligned} \right] dx \quad (1.19)$$

Cum trebuie respectată legea de conservare (1.17), se impune ca toți termenii armonici rezultați, $(\cos(2\omega_1 t), \cos(2\omega_2 t), \cos((\omega_1 \pm \omega_2)t))$ să aibă coeficienții nuli, ceea ce conduce la relații importante în studiul vibrațiilor structurilor cum sunt:

- $$\omega_i^2 = \frac{\int_{x=0}^h EI_x \left(\frac{\partial^2 f_i(x)}{\partial x^2} \right)^2 dx}{\int_{x=0}^h \rho_x (f_i(x))^2 dx}; \quad i = 1, 2 \quad (1.20)$$

relația lui Rayleigh, pentru calculul pulsațiilor proprii și

$$\int_{x=0}^h EI_x \frac{\partial^2 f_1(x)}{\partial x^2} \frac{\partial^2 f_2(x)}{\partial x^2} dx \pm \omega_1 \omega_2 \int_{x=0}^h \rho_x f_1(x) f_2(x) dx = 0 \quad (1.21)$$

din care, pentru $\omega_1 \neq \omega_2$

- $$\int_{x=0}^h \rho_x f_1(x) f_2(x) dx = 0 \quad (1.22)$$

relația de ortogonalitate a modurilor naturale ale structurii, cu varianta

- $$\int_{x=0}^h EI_x \frac{\partial^2 f_1(x)}{\partial x^2} \frac{\partial^2 f_2(x)}{\partial x^2} dx = 0 \quad (1.23)$$

Pentru o structură spațială elastică modurile sale naturale de vibrații sunt de asemenea spațiale, iar componentele, pe axele unui sistem fix $Oxyz$, ale mișcărilor vibratorii ale unui punct curent al structurii au formele sumelor modale

$$u_w(t, x, y, z) = \sum_{r=1}^{\infty} f_{r,w}(x, y, z) \sin(\omega_r t); \quad w = x, y, z \quad (1.24)$$

unde $f_{r,w}(x, y, z)$ ($w=x, y, z$) sunt ponderile modului r , în punctul de coordonate x, y, z , după axele sistemului $Oxyz$.

Energia cinetică a structurii, pe întregul său volum V , este de forma

$$E_c = \frac{1}{2} \int_{V_s} \rho [\dot{u}_x^2(t, x, y, z) + \dot{u}_y^2(t, x, y, z) + \dot{u}_z^2(t, x, y, z)] dv \quad (1.25)$$

care prin (1.25) devine

$$E_c = \frac{1}{2} \int_{V_s} \rho \left[\begin{array}{l} \omega_1^2 (f_{1x}^2 + f_{1y}^2 + f_{1z}^2) \frac{1 + \cos(2\omega_1 t)}{2} + \\ \omega_2^2 (f_{2x}^2 + f_{2y}^2 + f_{2z}^2) \frac{1 + \cos(2\omega_2 t)}{2} + \\ \downarrow \\ \omega_i^2 (f_{ix}^2 + f_{iy}^2 + f_{iz}^2) \frac{1 + \cos(2\omega_i t)}{2} \\ \downarrow \\ \omega_1 \omega_2 (f_{1x} f_{2x} + f_{1y} f_{2y} + f_{1z} f_{2z}) \times \\ [\cos((\omega_1 - \omega_2) t) + \cos((\omega_1 + \omega_2) t)] \\ \downarrow \\ \omega_i \omega_j (f_{ix} f_{jx} + f_{iy} f_{jy} + f_{iz} f_{jz}) \times \\ [\cos((\omega_i - \omega_j) t) + \cos((\omega_i + \omega_j) t)] \\ \downarrow \end{array} \right] dv \quad (1.26)$$

Energia potențială, sau de deformare, în forma generală este

$$E_p = \frac{1}{2} \int_{V_s} (\sigma_{xx} \varepsilon_{xx} + \sigma_{yy} \varepsilon_{yy} + \sigma_{zz} \varepsilon_{zz} + 2\sigma_{xy} \varepsilon_{xy} + 2\sigma_{xz} \varepsilon_{xz} + 2\sigma_{yz} \varepsilon_{yz}) dv \quad (1.27)$$

unde cu σ sunt notate tensiunile iar cu ε deformațiile specifice, care au expresiile

$$\begin{aligned}\varepsilon_{xx} &= \frac{\partial u_x}{\partial x} = \sum_{r=1}^{\infty} \frac{\partial f_{r,x}}{\partial x} \sin(\omega_r t); \quad \varepsilon_{yy} = \sum_{r=1}^{\infty} \frac{\partial f_{r,y}}{\partial y} \sin(\omega_r t); \quad \varepsilon_{zz} = \sum_{r=1}^{\infty} \frac{\partial f_{r,z}}{\partial z} \sin(\omega_r t) \\ \varepsilon_{xy} &= \frac{\partial u_x}{\partial y} = \sum_{r=1}^{\infty} \frac{\partial f_{r,x}}{\partial y} \sin(\omega_r t); \quad \varepsilon_{yz} = \sum_{r=1}^{\infty} \frac{\partial f_{r,y}}{\partial z} \sin(\omega_r t); \quad \varepsilon_{zx} = \sum_{r=1}^{\infty} \frac{\partial f_{r,z}}{\partial x} \sin(\omega_r t)\end{aligned}\quad (1.28)$$

Legăturile dintre tensiuni și deformații sunt date de relațiile

$$\begin{aligned}\sigma_{xx} &= \frac{E}{(1-2\nu)(1+\nu)} \left[(1-\nu)\varepsilon_{xx} + \nu(\varepsilon_{yy} + \varepsilon_{zz}) \right] \\ \sigma_{yy} &= \frac{E}{(1-2\nu)(1+\nu)} \left[(1-\nu)\varepsilon_{yy} + \nu(\varepsilon_{xx} + \varepsilon_{zz}) \right] \\ \sigma_{zz} &= \frac{E}{(1-2\nu)(1+\nu)} \left[(1-\nu)\varepsilon_{zz} + \nu(\varepsilon_{xx} + \varepsilon_{yy}) \right] \\ \sigma_{xy} = \sigma_{yx} &= \frac{E}{1+\nu} \varepsilon_{xy}; \quad \varepsilon_{xy} = \varepsilon_{yx} \\ \sigma_{yz} = \sigma_{zy} &= \frac{E}{1+\nu} \varepsilon_{yz}; \quad \varepsilon_{yz} = \varepsilon_{zy} \\ \sigma_{zx} = \sigma_{xz} &= \frac{E}{1+\nu} \varepsilon_{zx}; \quad \varepsilon_{zx} = \varepsilon_{xz}\end{aligned}\quad (1.29)$$

unde ν este coeficientul contracției transversale a lui Poisson, iar E modulul de elasticitate.

Punând din nou condiția de conservare a energiei

$$E_c(t) + E_p(t) = \text{constant} \quad (1.30)$$

se poate ajunge, după dezvoltări laborioase și punând condițiile de anulare a coeficienților termenilor armonici ($\cos(2\omega_i t)$, $\cos(2\omega_j t)$, $\cos((\omega_i \pm \omega_j)t)$ $i \neq j$, $i, j = 1, 2, 3, \dots$) la relațiile de ortogonalitate

$$\int_{V_s} \rho \begin{bmatrix} f_{i,x}(x, y, z) f_{j,x}(x, y, z) + \\ f_{i,y}(x, y, z) f_{j,y}(x, y, z) + \\ f_{i,z}(x, y, z) f_{j,z}(x, y, z) \end{bmatrix} dv = 0; \quad \begin{pmatrix} i \neq j \\ i, j = 1, 2, 3, \dots, \infty \end{pmatrix} \quad (1.31)$$

1.3. Modurile naturale de vibrații ale unei structuri complexe

Modurile naturale de vibrații ale unei structuri complexe, exprimate prin pulsațiile proprii ω_i și formele modale, prin

componentele sale $f_{i,x}(x,y,z)$, $f_{i,y}(x,y,z)$ și $f_{i,z}(x,y,z)$ ($i=1,2,3,\dots,\infty$), sunt, în majoritatea cazurilor, imposibil de determinat pe cale analitică și de aceea se apelează la metode numerice, prin discretizarea structurii, discretizare ce constă în alegerea unei rețele de puncte nodale ce definesc geometric structura și cărora li se atribuie legături elastice și mase reduse.

O asemenea discretizare este ilustrată în figura 1.5, pentru carcasa C_r ale lagărelor cu rulmenți ale unui agregat, compus dintr-un motor M_e , care antrenează, printr-un grup de roți dințate de multiplicator, G_{rd} , un arbore central A_r aliniat pe rulmenții, R_{ul} , montați în cele două carcase. La capătul liber al axului este amplasat un mecanism cu excentric M_{ex} , pe care este montat o sculă tehnologică, de exemplu o matriță de decupare sau ambutisare (poanson P_o și matriță M_{at}).

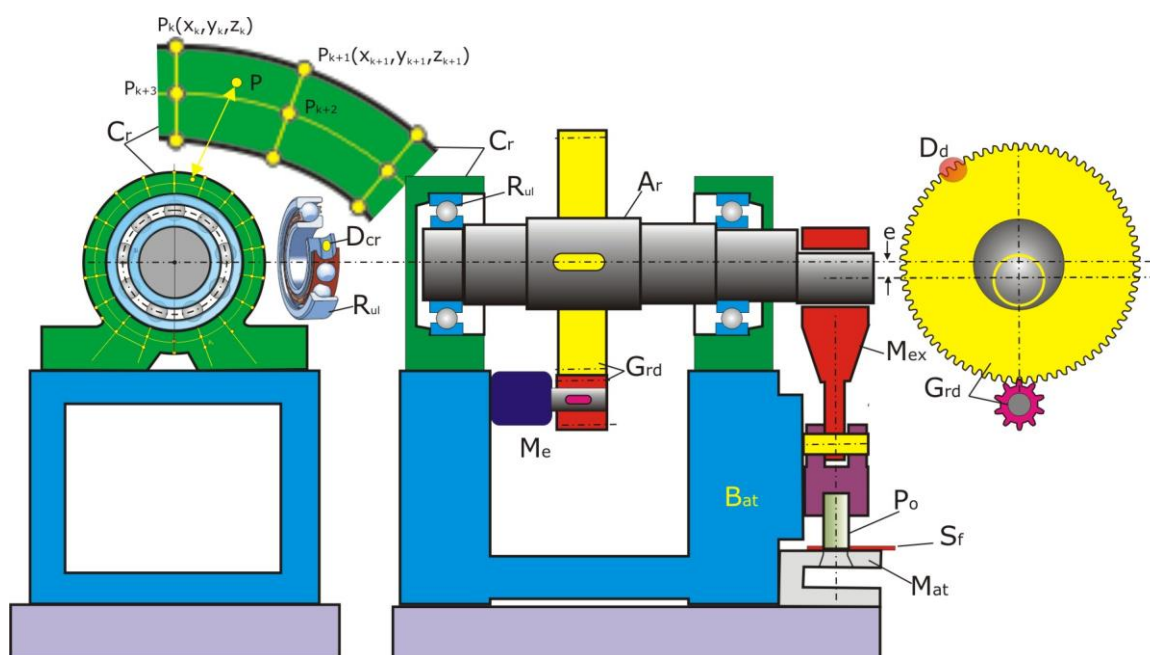


Fig. 1.5 Ilustrarea discretizării unei structuri de carcasă de rulment

Construirea unui model dinamic al structurii agregatului este dificil de obținut, fiecare dintre piesele sale trebuie să fie discretizate. De exemplu, carcasa rulmentului C_r este discretizate prin alegerea unei

rețele de noduri $P_{k+i}(x_{k+i}, y_{k+i}, z_{k+i})$, ($i=0,1,2,3$ pentru un element plan și $i=0,1,2,\dots,7$ pentru un element de volum).

Componentele $u_x(t,x,y,z)$, $u_y(t,x,y,z)$ și $u_z(t,x,y,z)$ ale deplasării unui punct $P(x,y,z)$, curent al elementului sunt approximate prin relații de forma

$$u_{x/y/z}(t,x,y,z) = \sum_i^n w_i(x,y,z)u_i(t) \quad (1.32)$$

unde $u_i(t)$ sunt legile de deplasare în nodurile elementului, incluzând și legi de rotație deci pentru fiecare nod al elementului de volum se vor introduce câte trei legi de translație și trei legi de rotație, care sunt stivuite ca elemente ale matricei coloană

$$\{u\} = \left\{ \begin{array}{cccccccc} u_0(t) & \dots & u_k(t) & u_{k+1}(t) & u_{k+2}(t) & \dots & u_{k+5}(t) & \dots & \dots & u_N(t) \end{array} \right\}^T \quad (1.33)$$

... ← legile de miscare ale nodului P_k →

Funcțiile $w_i(x,y,z)$ sunt funcții simple, polinomiale, de coordonatele x,y,z , numite *funcții de formă*, care ușurează calculul energiilor cinetică și potențială pe elementul de volum finit. Prin însumare pentru toate elementele finite ale structurii, și ținând cont de restricțiile de deplasări, se obțin energiile totale

$$E_c = \frac{1}{2} \{\dot{u}(t)\}^T [M] \{\dot{u}(t)\} \quad (1.34)$$

cinetică și

$$E_p = \frac{1}{2} \{u(t)\}^T [K] \{u(t)\} \quad (1.35)$$

potențială, matricele $[M]$ și $[K]$ fiind matricele, de inerție respectiv de rigiditate.

În cazul structurilor reale, între suprafețele de asamblare ale pieselor componente ale structurii apar alunecări relative, cu dezvoltarea unor forțe interne de frecare, care disipează o parte din energia vibrațiilor. Cea mai uzuală formă a energiei de disipație este

$$E_d = \frac{1}{2} \{\dot{u}(t)\}^T [D] \{\dot{u}(t)\} \quad (1.36)$$

care presupune o amortizare de tip vâscos, forța de disipație fiind proporțională cu viteza relativă dintre suprafețele în alunecare.

Aplicând metoda ecuațiilor lui Lagrange,

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial E_c}{\partial \{\dot{u}(t)\}^T} \right) - \frac{\partial E_c}{\partial \{u(t)\}^T} + \frac{\partial E_d}{\partial \{\dot{u}(t)\}^T} + \frac{\partial E_p}{\partial \{u(t)\}^T} = \{Q(t)\} \quad (1.37)$$

se obține sistemul de ecuații diferențiale liniare

$$[M]\{\ddot{u}(t)\} + [C]\{\dot{u}(t)\} + [K]\{u(t)\} = \{Q(t)\} \quad (1.38)$$

$\{Q(t)\}$ fiind vectorul forțelor generalizate de excitație, care introduc energie în sistem prin lucrul mecanic $L(t)$ produs de acestea

$$\{Q(t)\} = \frac{\delta L}{\delta \{u(t)\}^T} \quad (1.39)$$

Sistemul valorilor proprii asociat sistemului omogen din (1.38) este

$$(\lambda^2 [M] + \lambda [C] + [K])\{f\} = \{0\} \quad (1.40)$$

care admite valori proprii complex conjugate

$$\lambda_r = -\sigma_r + j p_r; \quad \bar{\lambda}_r = -\sigma_r - j p_r \quad (1.41)$$

$$(r = 1, 2, 3, \dots, N) \quad (j = \sqrt{-1})$$

și vectori proprii tot complecși conjugăți

$$\{f_r\} = \{f_r^R\} + j \{f_r^I\}; \quad \{\bar{f}_r\} = \{f_r^R\} - j \{f_r^I\} \quad (1.42)$$

p_r și σ_r sunt pseudopulsăția și respectiv coeficientul de amortizare modal, corespunzătoare celui de al r-lea mod natural al structurii, iar f_r exprimă ponderea modului de-a lungul volumului structurii, maximele reprezentând căile de propagare ale vibrațiilor.

Soluția generală a sistemului omogen de ecuații diferențiale din (1.38) va fi o sumă modală

$$\{u(t)\}_o = \sum_{r=1}^N \left(c_r \{f_r\} e^{\lambda_r t} + \bar{c}_r \{\bar{f}_r\} e^{\bar{\lambda}_r t} \right) \quad (1.43)$$

unde c_r și \bar{c}_r sunt N perechi de constante complex conjugate

$$c_r = c_r^R + j c_r^I; \quad \bar{c}_r = c_r^R - j c_r^I \quad (1.44)$$

ce se determină din condiții inițiale

$$\begin{aligned} t = 0 \Rightarrow \{u(t)\}_o &= \{u_0\} = \sum_{r=1}^N (c_r \{f_r\} + \bar{c}_r \{\bar{f}_r\}) \\ \{\dot{u}(0)\}_o &= \{v_0\} = \sum_{r=1}^N (c_r \lambda_r \{f_r\} + \bar{c}_r \bar{\lambda}_r \{\bar{f}_r\}) \end{aligned} \quad (1.45)$$

Prin dezvoltările (1.40) și (1.41) vibrațiile libere amortizate vor avea legile

$$\{u_o(t, x, y, z)\} = \sum_{r=1}^N e^{-\sigma_r t} [\{A_r(x, y, z)\} \cos(p_r t) + \{B_r(x, y, z)\} \sin(p_r t)] \quad (1.46)$$

unde

$$\begin{aligned} \{A_r(x, y, z)\} &= 2(c_r^R \{f_r^R(x, y, z)\} - c_r^I \{f_r^I(x, y, z)\}) \\ \{B_r(x, y, z)\} &= -2(c_r^I \{f_r^R(x, y, z)\} + c_r^R \{f_r^I(x, y, z)\}) \end{aligned} \quad (1.47)$$

sunt vectori coloană, cu elemente dependente de vectorii funcțiilor formelor modale $\{f_r^R(x, y, z)\}$, real, și $\{f_r^I(x, y, z)\}$, imaginar, care dau tăria modului r , în punctul P al structurii de coordonate x, y, z .

Perturbațiile unei structuri de mașini, date în modelul dinamic discret (1.39) prin elementele vectorului $\{Q(t)\}$, provin din diverse surse, cum sunt: forțele tehnologice, dezechilibrări masice, dezaxări ale liniilor arborilor, unde elastice transmise de la alte surse de vibrații, externe utilajului sau construcției industriale.

1.4. Perturbațiile unei structuri

1.4.1. Perturbații datorate forțelor tehnologice

Forțele tehnologice au o evoluție ciclică, deci sunt periodice, cu perioada operației tehnologice pe care o execută. Astfel, cunoscutul mecanism bielă manivelă, utilizat la multe mașini, cum ar fi presele cu excentric, (fig.1.6), destinate operațiilor de ștanțare, ambutisare, imprimare, etc, dezvoltă pe o durată scurtă de timp a perioadei T_{op} a cilului tehnologic o forță $F_t(t)$ de tip impulsiv (fig. 1.7), de scurtă durată, cât durează operația de decupare în cazul ștanțării.

Datorită elasticității batiului, B_{at} (fig. 1.6), sub influența acestei forțe de magnitudine mare, se produce o deformare dinamică a întregii structuri a utilajului, astfel încât legea de mișcare $u(t)$, a unui punct a structurii ca răspuns al excitației, de exemplu a unui punct situat pe un lagăr, lege înregistrată cu un traductor seismic T_s , va avea forma analitică

$$u(t) = \sum_{r=1}^N e^{-\sigma_r t} [A_r \cos(p_r t) + B_r \sin(p_r t)] + \sum_{r=1}^N \int_0^t h_r(\tau) Q_r(t - \tau) d\tau \quad (1.48)$$

unde A_r și B_r sunt constante inițiale particularizate din (1.46) pentru punctul de pe lagăr, h_r fiind răspunsul indicial la impuls după modul r iar $Q_r(t)$ este elementul din coloana vectorului de excitație $\{Q(t)\}$ corespunzător componente $u(t)$ din vectorul $\{u(t, x, y, z)\}$ x, y, z fiind coordonatele punctului de pe lagăr.

Deci răspunsul structurii (1.47), în oricare dintre punctele sale va fi format din două sume, una a vibrațiilor libere amortizate, după modurile naturale de vibrații ale structurii, unde constantele inițiale, la $t=0$, depind și de formele modurilor naturale $\{f_r^R(x, y, z)\}$, $\{f_r^I(x, y, z)\}$ și o a doua sumă convolutivă (integrală).

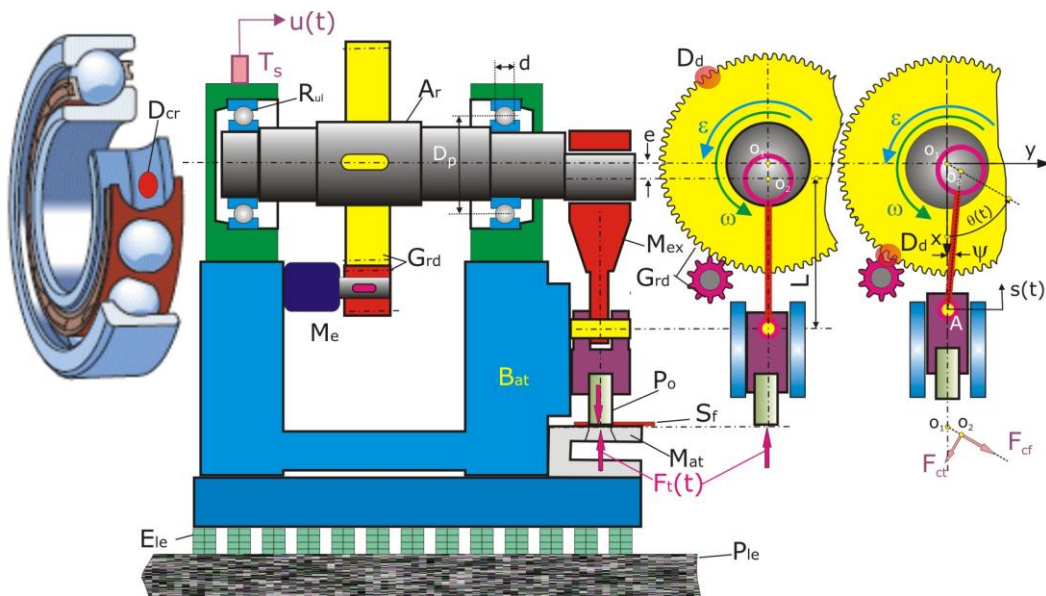


Fig. 1.6 Ilustrarea principalelor perturbații dinamice la un agregat

Dacă forța $F_t(t)$ este de tip impulsiv, care se repetă cu perioada T_{op} , atunci după fiecare impuls, forța generalizată $Q_r(t)$ va fi nulă, rămânând numai răspunsul vibrațiilor libere $u(t)$, după modurile naturale ale structurii care se sting în timp până la următoarea forță impulsivă.

Excitația prin forța generalizată $Q_r(t) = f_r(x_e, y_e, z_e) F_t(t)$, depinde de punctul de aplicare al forței pe structură.

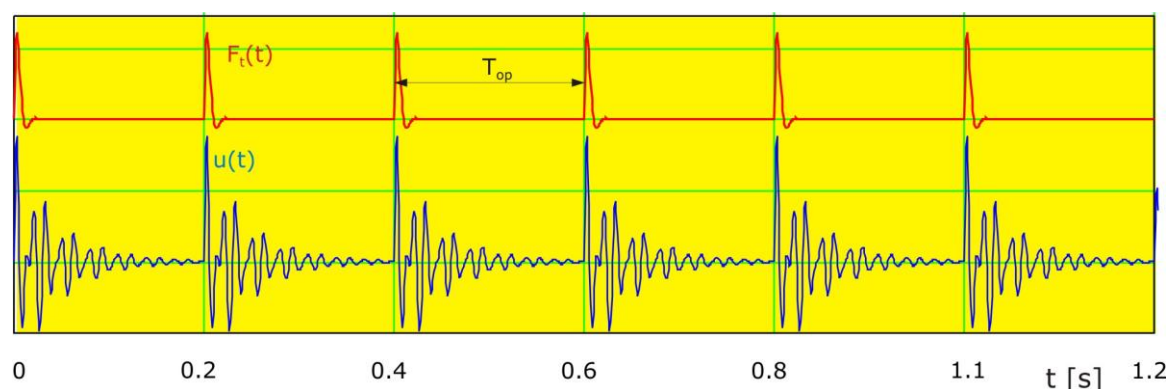


Fig.1.7 Viibrograma mișcărilor vibratorii $u(t)$ liber amortizate excitate de forțe tehnologice impulsive $P(t)$, periodice cu perioada operației T_{op} .

1.4.2. Perturbațiile datorate forțelor inerțiale

Forțele inerțiale iau naștere pe elementele mecanismelor în timpul mișcării acestora. Astfel dacă masa atașată, în punctul A, al capului de cruce al mecanismului cu excentric este m_A , iar punctul A execută o mișcare de translație după legea,

$$s(t) = e \cdot \cos(\theta(t)) + L \cos(\psi(t)) \quad (1.49)$$

unde $\theta(t)$ este legea de rotație a arborelui principal A_r , iar

$$\psi(t) = \arcsin\left(\frac{e}{L} \sin(\theta(t))\right) \quad (1.50)$$

Forța de inerție care se dezvoltă în punctul A este de forma

$$F_A(t) = -m_A \frac{d^2 s(t)}{dt^2} \quad (1.51)$$

care într-o formă derivată, desfășurată, implică termeni ai vitezei unghiulare, $\omega(t) = \frac{d\theta(t)}{dt}$ și ai accelerației unghiulare, $\varepsilon(t) = \frac{d\omega(t)}{dt}$, rezultând o forță periodică cu perioada medie T_a de rotație a arborelui principal

$$T_a = \frac{2\pi}{\omega_m}; \quad \omega_m = \frac{1}{T_a} \int_0^{T_a} \omega(t) dt \quad (1.52)$$

O altă forță inerțială perturbatoare este cea corespunzătoare inerției masei m_e atașată punctului O_2 , de pe axa excentricului, care se mișcă pe o traiectorie circulară de rază e . Această forță are două componente

$$F_{cf} = m_e e (\omega(t))^2 \quad (1.53)$$

centrifugă și

$$F_{ct} = m_e e \varepsilon(t) \quad (1.54)$$

centripetă, proiecțiile lor pe axa O_1x , a forței $F_A(t)$,

$$F_x = m_e e \varepsilon(t) \sin \theta(t) + m_e e (\omega(t))^2 \cos \theta(t) \quad (1.55)$$

și pe axa perpendiculară O_1y

$$F_y = -m_e e \varepsilon(t) \cos \theta(t) + m_e e (\omega(t))^2 \sin \theta(t) \quad (1.56)$$

Perturbații de tip inerțial, prin forțe centrifuge se întâlnesc frecvent la rotorii de înaltă turație, cum este la rotorul unei pompe centrifugale sau compresor centrifugal, (fig.1.8), unde rotorul paletat, R_{ot} , în contact cu fluidul vehiculat se corodează, în special paletele P_{al} , astfel încât centrul de masă C_m al rotorului se deplasează față de axa de rotație, din punctul O în C_m , astfel încât forța centrifugă, $F_{cf} = m_r \overline{OC_m} (\omega(t))^2$, devine importantă solicitând puternic lagărele cu rulmenți R_{ul3} și R_{ul4} și lagărul de alunecare L_a , ducând la uzura prematură a acestora.

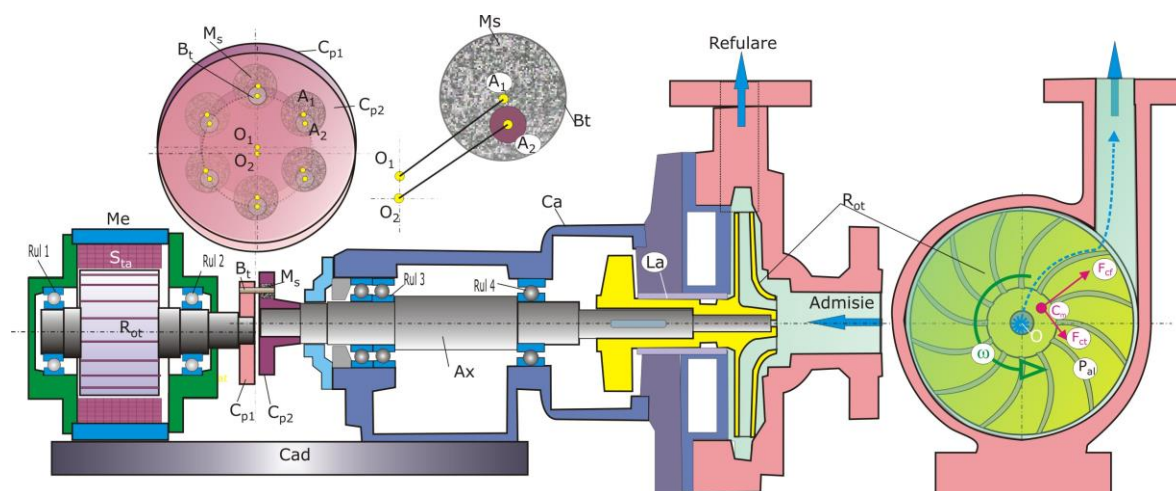


Fig.1.8 Ilustrarea perturbațiilor dinamice la un grup tehnologic cu pompă sau compresor centrifugal.

În cazul dezechilibrului masic forța centrifugă F_{cf} , la un regim de viteză unghiulară constantă ω , pentru care legea de rotație este $\theta = \omega t$, are proiecțiile pe sistemul de axe fixe OXY

$$F_{cfx}(t) = m_e e \omega^2 \cos(\omega t); \quad F_{cfy}(t) = m_e e \omega^2 \sin(\omega t); \quad (1.57)$$

care sunt două forme armonice.

Dezechilibrul masic este o problemă deosebită în cazul rotorilor paletați ai turbocompressoarelor sau a turbinelor cu gaze sau cu abur, (fig.1.9), unde paletele treptelor, T_{ip} de înaltă presiune și T_{pj} , de joasă presiune sunt supuse unor solicitări foarte puternice atât mecanic cât și termic, cu uzuri neuniforme ale paletelor amplasate pe diverse circumferințe.

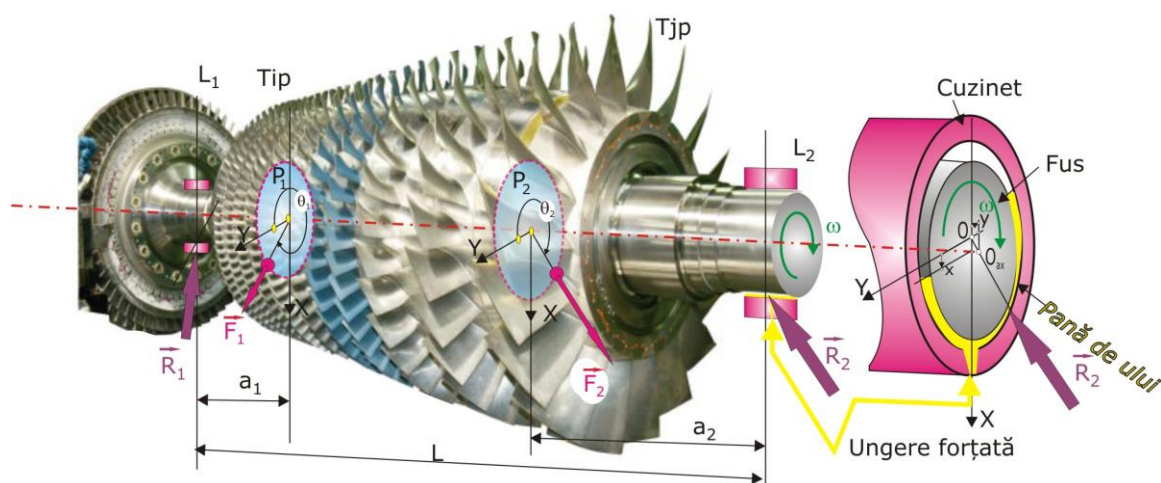


Fig. 1.9 Ilustrarea dezechilibrului masic ale unui rotor paletat de turbină de gaz sau de abur.

Dezechilibrul masic al unui rotor paletat este distribuit de-a lungul axei sale, forțele de inerție putând fi înlocuite din punct de vedere mecanic la două forțe centrifuge \vec{F}_1 și \vec{F}_2 situate în două planuri P_1 și P_2 , proiecțiile lor pe un sistem de axe fixe OXY fiind

$$\begin{aligned} F_{1x}(t) &= m_1 e_1 \omega^2 \sin(\theta_1(t)); & F_{1y}(t) &= m_1 e_1 \omega^2 \cos(\theta_1(t)); \\ F_{2x}(t) &= m_2 e_2 \omega^2 \sin(\theta_2(t)); & F_{2y}(t) &= m_2 e_2 \omega^2 \cos(\theta_2(t)); \end{aligned} \quad (1.58)$$

unde

$$\theta_1(t) = \omega t + \varphi_1; \quad \theta_2(t) = \omega t + \varphi_2 \quad (1.59)$$

φ_1 și φ_2 sunt fazele celor doi vectori \vec{F}_1 și \vec{F}_2 ce se rotesc cu aceeași viteză unghiulară ω , dar defazați cu faza constantă

$$\varphi = \varphi_2 - \varphi_1 \quad (1.60)$$

Astfel relațiile (1.58) devin,

$$\begin{aligned} F_{1x}(t) &= m_1 e_1 \omega^2 \sin(\omega t); & F_{1y}(t) &= m_1 e_1 \omega^2 \cos(\omega t); \\ F_{2x}(t) &= m_2 e_2 \omega^2 \sin(\omega t + \varphi); & F_{2y}(t) &= m_2 e_2 \omega^2 \cos(\omega t + \varphi); \end{aligned} \quad (1.61)$$

Forțele \vec{F}_1 și \vec{F}_2 sunt echilibrate de reacțiunile \vec{R}_1 și \vec{R}_2 din lagărele L_1 și L_2 . Reacțiunile \vec{R}_1 și \vec{R}_2 sunt, de asemenea, doi vectori rotitori ce se rotesc cu aceeași viteză unghiulară ω , dar defazați cu fazele β_1 și β_2 față de vectorul \vec{F}_1 astfel încât proiecțiile acestora pe sistemul de axe devin

$$\begin{aligned} R_{1x}(t) &= R_1 \sin(\omega t + \beta_1); & R_{1y}(t) &= R_1 \cos(\omega t + \beta_1); \\ R_{2x}(t) &= R_2 \sin(\omega t + \beta_2); & R_{2y}(t) &= R_2 \cos(\omega t + \beta_2); \end{aligned} \quad (1.62)$$

Între forțele inerțiale \vec{F}_1 și \vec{F}_2 și reacțiunile \vec{R}_1 și \vec{R}_2 se poate scrie ecuația de echilibru

$$\vec{F}_1 + \vec{F}_2 + \vec{R}_1 + \vec{R}_2 = 0 \quad (1.63)$$

și o ecuație de momente

$$M_o(\vec{F}_1) + M_o(\vec{F}_2) + M_o(\vec{R}_1) + M_o(\vec{R}_2) = 0 \quad (1.64)$$

față de un punct oarecare, de exemplu punctul O situat pe axa lagărului L_2 .

Prin proiecțiile acestor două ecuații pe sistemul de axe fixe OXY se obțin patru ecuații cu ajutorul care se pot determina modulele reacțiunilor R_1 și R_2 și respectiv fazele lor β_1 și β_2 , în cazul în care se cunosc forțele de dezechilibru \vec{F}_1 și \vec{F}_2 , și planele lor P_1 și P_2 .

În cazul măsurării prin senzori a reacțiunilor R_1 și R_2 și a fazelor lor β_1 și β_2 , se pot determina momentele statice m_1e_1 și m_2e_2 , respectiv, fazele $(\varphi_1+\pi)$ și $(\varphi_2+\pi)$ la care masele m_1 și m_2 trebuie adăugate în planele P_1 și P_2 disponibile pentru de echilibrarea rotorului.

Turbocompresoarele și turbinele cu gaz sau abur funcționează la turații ridicate, ajungându-se, pentru turbocompresoarele ce deservește conductele de transport a gazelor naturale, la turații de 30.000 rot/min. La aceste turații lagărele cu rulmenți nu rezistă și sunt înlocuite cu lagăre de alunecare, cu lubrifiere forțată, lichidă sau gazoasă, sau cu lagăre magnetice.

La lubrifierea forțată cu lichid se creează o pană de ulei între fusul arborelui și cuzinetul lagărului, prin intermediul căreia se preia reacțiunea $R_{1,2}$ din lagăr. Pana de ulei este elastică și permite deplasarea relativă a fusului arborelui (centrul O_{ax}) față de cuzinet, (centrului O), după legile,

$$x = x_0 \sin(\omega t); \quad y = y_0 \cos(\omega t + \alpha) \quad (1.65)$$

rezultând prin eliminarea timpului traiectoria relativă a fusului în cuzinet

$$\left(\frac{y}{y_0}\right)^2 + \left(\frac{x}{x_0}\right)^2 \cos 2\alpha + \frac{x}{x_0} \sqrt{1 - \left(\frac{x}{x_0}\right)^2} \sin 2\alpha = \cos^2 \alpha \quad (1.66)$$

care este ecuația unei elipse, numită orbită, ilustrată în figurile 1.10, pentru diverse valori ale fazei α .

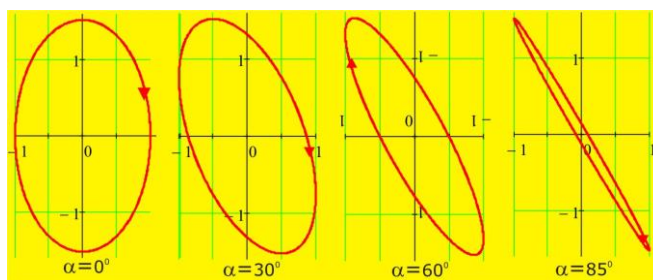


Fig. 1.10 Ilustrarea mișcării orbitale a fusului pentru patru faze α .

1.4.3. Forțe perturbatoare datorate nealinierei arborilor

- **Forțe perturbatoare din nelinierea liniilor arborilor.**

Antrenarea agregatului de la un motor M_e (fig 1.11) se face prin intermediul unui cuplaj format din două cuple, C_{p1} , calată pe arborele motorului M_e și C_{p2} , calată pe arborele A_x al agregatului. În majoritatea cazurilor alinierea liniilor arborilor nu este perfectă, deși operația de aliniere se face cu tehnici înalte, ca folosirea tehnicii laser, apărând dezaxări, de paralelism, ilustrată în figura 1.11.a), prin neparalelismul inițial cu distanța $O_1O_2=g$ între axele paralele ale celor doi arbori. Dezaxarea poate fi și unghiulară între cele două axe existând unghiul γ , (fig. 1.11b), care în majoritatea cazurilor se combină cu dezaxarea din neparalelismul axei arborilor. Cele două dezaxări sunt compensate prin deformații ale elementelor cuplajului. Astfel pentru un cuplaj semirigid, des utilizat în practică, pe cupla C_{p1} , calată pe arborele motorului de antrenare, sunt amplasate un număr n de bolțuri B_t , egal distanțate pe o circumferință de rază R , iar pe cupla C_{p2} , calată pe arborele agregatului, se amplasează același număr n de manșoane elastice M_s , din cauciuc, pe o circumferință de aceeași rază R .

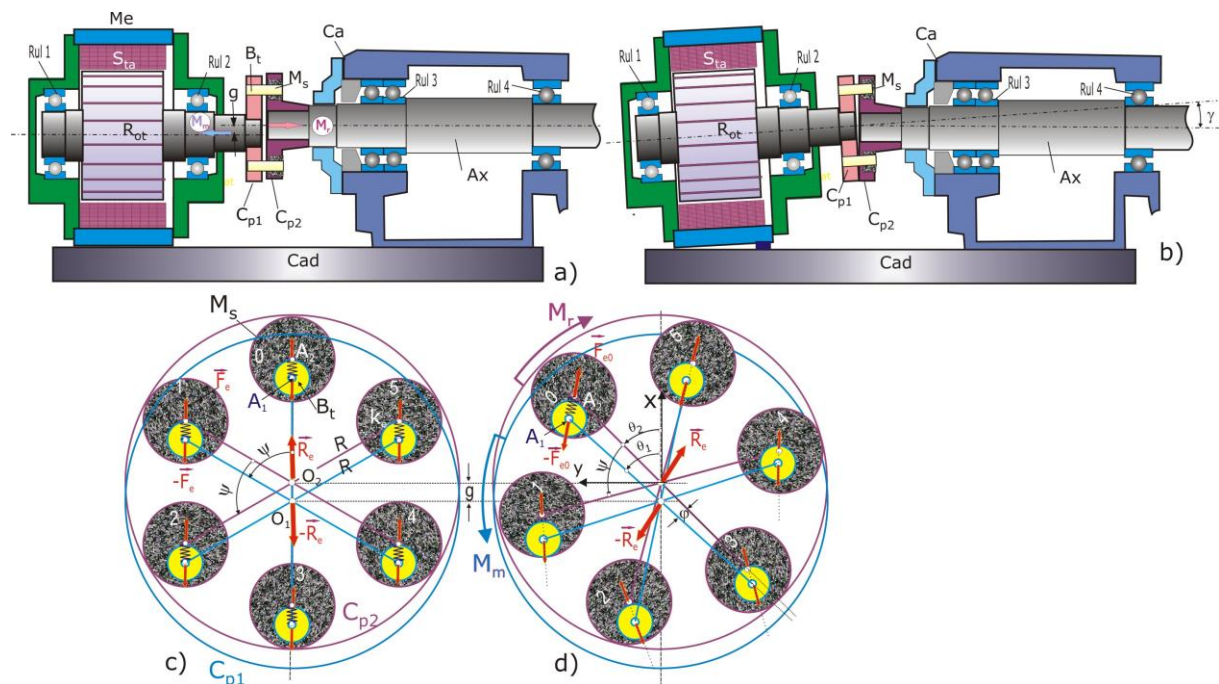


Fig.1.11 Ilustrarea dezaxărilor dintre axele arborilor motorului de antrenare și a agregatului

În stare statică între cele două cuple, (fig.1.11c) prin forțarea asamblării, iau naștere două forțe de legătură \vec{R}_e și $-\vec{R}_e$ care sunt preluate de lagărele R_{ul1} și R_{ul2} ale motorului și R_{ul3} și R_{ul4} ale agregatului

$$\vec{R}_e = -n \cdot k_e \overline{O_1 O_2}; \quad |O_1 O_2| = g \quad (1.67)$$

unde k_e este constanta elastică radială a unui manșon M_s .

Ca exemplu, să presupunem o dezaxare de neparalelism în plan vertical luând în considerare un cuplu rezistent al agregatului, dat prin momentul M_r la cupla C_{p2} și aplicând un cuplu motor M_m la cupla C_{p1} . Intre cele două cuple apare, prin deformarea șirului de manșoane, o rotire relativă cu unghiul de deformare φ (fig. 1.11d). Astfel, la rotirea cu unghiul θ_1 a cuplei C_{p1} , în jurul axei motorului de antrenare, axă ce trece prin O_1 cupla C_{p2} se va roti, în jurul axei sale ce trece prin O_2 , cu unghiul θ_2

$$\theta_1 = \theta_2 + \varphi \quad (1.68)$$

În aceste poziții unghiulare a celor două cuple forța de legătură între perechea s , ($s=0,1,2...5$) de cuple are forma

$$\vec{F}_{e(s)} = -k_e \overrightarrow{A_1 A_{2(s)}} \quad (1.69)$$

unde, din condiții geometrice

$$\overrightarrow{A_1 A_{2(s)}} = \overrightarrow{O_1 O_{2(s)}} + \overrightarrow{O_2 A_{2(s)}} - \overrightarrow{O_1 A_{1(s)}} \quad (1.70)$$

sau,

$$\begin{aligned} \overrightarrow{A_1 A_{2(s)}} = & \vec{i} (\cos(\theta_2 + s.\psi) - \cos(\theta_1 + s.\psi)) R \\ & + \vec{j} [g + R(\sin(\theta_2 + s.\psi) - \sin(\theta_1 + s.\psi))] \end{aligned} \quad (1.71)$$

unde $\psi=2\pi/n$ este pasul unghiular de divizare pe cele două cuple.

Mai departe, considerând că unghiul de deformare φ este sub 5° (pentru care $(\sin\varphi) \approx \varphi$ și $(\cos\varphi) \approx 1$) se obține

$$\begin{aligned} \overrightarrow{A_1 A_{2(s)}} \approx & -\varphi R (\sin(\theta_1) \cos(s.\psi_1) + \cos\theta_1 \sin(s.\psi_1)) \vec{i} \\ & + [g - R\varphi (\cos\theta_1 \cos(s.\psi) - \sin\theta_1 \sin(s.\psi))] \vec{j} \end{aligned} \quad (1.72)$$

Rezultanta forțelor $\vec{F}_{e(s)}$ va fi

$$\vec{R}_e = \sum_{s=0}^{n-1} \vec{F}_{e(s)} = -\sum_{s=0}^{n-1} k_e \overrightarrow{A_1 A_{2(s)}} \quad (1.73)$$

Dacă toate manșoanele au caracteristicile elastice identice atunci, ținând seama de (1.70), din (1.71) rezultă

$$\vec{R}_e = \sum_{s=0}^{n-1} \vec{F}_{e(s)} = -\vec{j} n k_e g \quad (1.74)$$

deci axat după linia dezaxării $\overrightarrow{O_1 O_2}$.

În realitate manșoanele de cauciuc, fiind solícitate intens, se tasează în timp, modificându-și puternic caracteristica elastică și respectiv constantele elastice $k_{e(s)}$. Astfel rezultanta \vec{R}_e devine

$$\begin{aligned} \vec{R}_e \approx & -\varphi R \left(\sin(\theta_1) \sum_{s=0}^{n-1} k_{e(s)} \cos(s.\psi_1) + \cos\theta_1 \sum_{s=0}^{n-1} k_{e(s)} \sin(s.\psi_1) \right) \vec{i} \\ & + \left[g \sum_{s=0}^{n-1} k_{e(s)} - R\varphi \left(\cos\theta_1 \sum_{s=0}^{n-1} k_{e(s)} \cos(s.\psi) - \sin\theta_1 \sum_{s=0}^{n-1} k_{e(s)} \sin(s.\psi) \right) \right] \vec{j} \end{aligned} \quad (1.75)$$

Cuplul rezistent al agregatului, prin momentul M_r , este dat de forțele tehnologice și, de obicei, este ciclic, cu perioada de rotație

$T=2\pi/\omega$, unde ω este viteza unghiulară a arborelui agregatului, $\omega = \dot{\theta}_2(t)$.

La determinarea legii de deformație $\varphi(t)$ se ține seama de sistemul de ecuații diferențiale:

$$J_r \ddot{\theta}_2(t) = -M_r(\theta_2) + (\theta_2 - \theta_1) R \sum_{s=0}^{n-1} k_{e(s)} \quad (1.76)$$

care guvernează mișcarea arborelui agregatului, J_r fiind momentul de inerție redus la arborele agregatului, iar $M_r(\theta_2)$ momentul rezultat al forțelor tehnologice redus la arborele agregatului;

$$J_m \ddot{\theta}_1(t) = M_m(\theta_1) + (\theta_1 - \theta_2) R \sum_{s=0}^{n-1} k_{e(s)} \quad (1.77)$$

care guvernează mișcarea rotorului motorului M_e , J_m fiind momentul de inerție al motorului iar $M_m(\theta_2)$

Termenii $\pm(\theta_1 - \theta_2) R \sum_{s=0}^{n-1} k_{e(s)}$ reprezintă cuplurile de legătură la

nivelul cuplajului. Soluțiile $\theta_1(t)$ și $\theta_2(t)$, sunt periodice cu perioada T a momentului rezistent al forțelor tehnologice, legea deformației $\varphi(t)=\theta_1(t)-\theta_2(t)$, fiind și ea periodică, cu perioada T , putând fi pusă sub forma unei serii armonice

$$\varphi(t) = \sum_{k=0}^{n_a} \varphi_{0k} \cos(k \frac{2\pi}{T} t + \beta_k) \quad (1.79)$$

Introducând relația (1.79) în relația (1.75) se obțin, pe lângă termenul constant $g \sum_{s=0}^{n-1} k_{e(s)}$ o serie de termeni, periodici cu perioadele T . ($s=1,2,3...n_a$).

Deci, prin analiza semnalelor de vibrații măsurate prin senzori se poate obține o informare utilă asupra sursei: existența componentelor armonice de ordinul 2 semnalând existența probabilă a unei dezaxări a liniilor arborilor.

1.4.4. Forțe perturbatoare datorate efectului de încovoiere prin arcuire al arborilor

La arborii pot apare efecte de încovoiere permanentă, în stare nemontată axa arborelui nemaifiind o linie dreaptă de simetrie, ci o linie curbă spațială (fig.1.12). La montaj, ca de exemplu, pe trei lagăre A, B și C se forțează o cedare elastică a arborelui încât linia arborelui să treacă local prin axele celor trei lagăre. La nivelul lagărului B cedarea este ilustrată prin vectorul \vec{r}_d ,

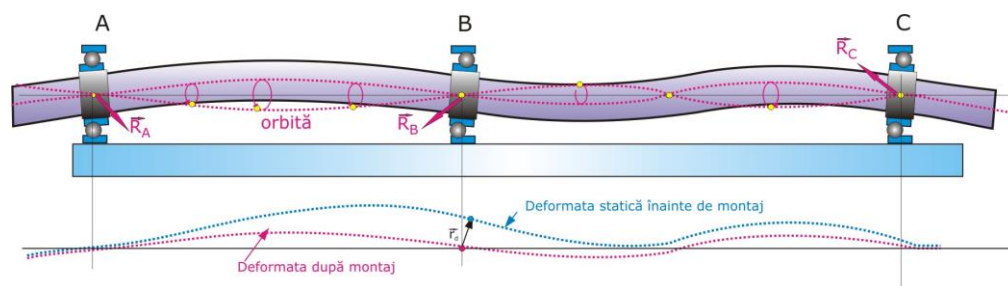


Fig.1.12 Ilustrarea perturbațiilor provenite din încovoierea arborilor

Ca rezultat al acestei cedări elastice, asupra lagărelor vor acționa forțele de legătură \vec{R}_A , \vec{R}_B și \vec{R}_C orientate spațial. Forțele fiind solidare cu arborele se rotesc sincron cu acesta și vor produce, dacă mișcarea arborelui este la viteză unghiulară constantă ω , perturbații armonice de pulsație ω , după trei direcții.

1.4.5. Perturbații din efectul de fisurare al arborilor

Solicitarea dinamică intensă a arborilor duce la apariția unor fisuri, care de multe ori se propagă rapid ducând la ruperi, fatale pentru integritatea structurală a întregului utilaj. O fisură (fig.1.14), de pătrundere, h are ca efect micșorarea rigidității locale a arborelui, ceea ce duce la modificarea frecvențelor proprii cât și a formelor modurilor naturale, exprimate prin deformatiile dinamice, rezultate în urma excitației prin forțele perturbatoare, cum sunt forțele de inerție

centrifugale F_{cf} , datorate dezechilibrului masic al rotorului și a forțelor introduse prin legături cu alte subsansambluri ale agregatului.

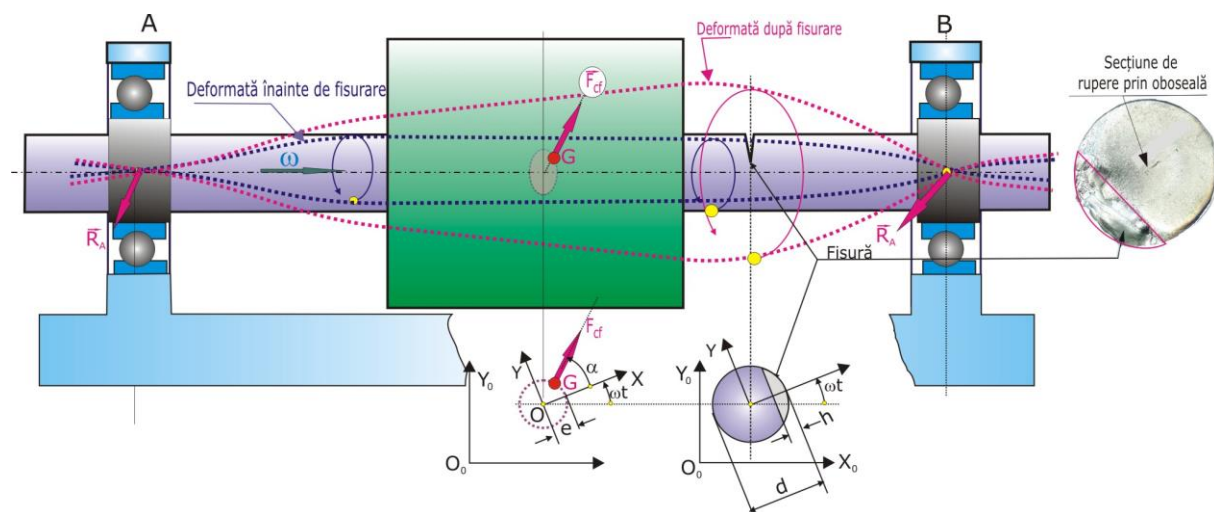


Fig. 1.13 Ilustrarea efectelor dinamice produse de fisurarea unui arbore

1.4.6. Perturbații dinamice la rotoți cu lagăre de alunecare

Există cazuri în care lagărele cu rulmenți nu pot fi utilizate, ele nerezistând la încărcări mari și la turații înalte. Din această cauză se utilizează lagărele de alunecare cu lubrefiere forțată, cu lichid sau gaz.

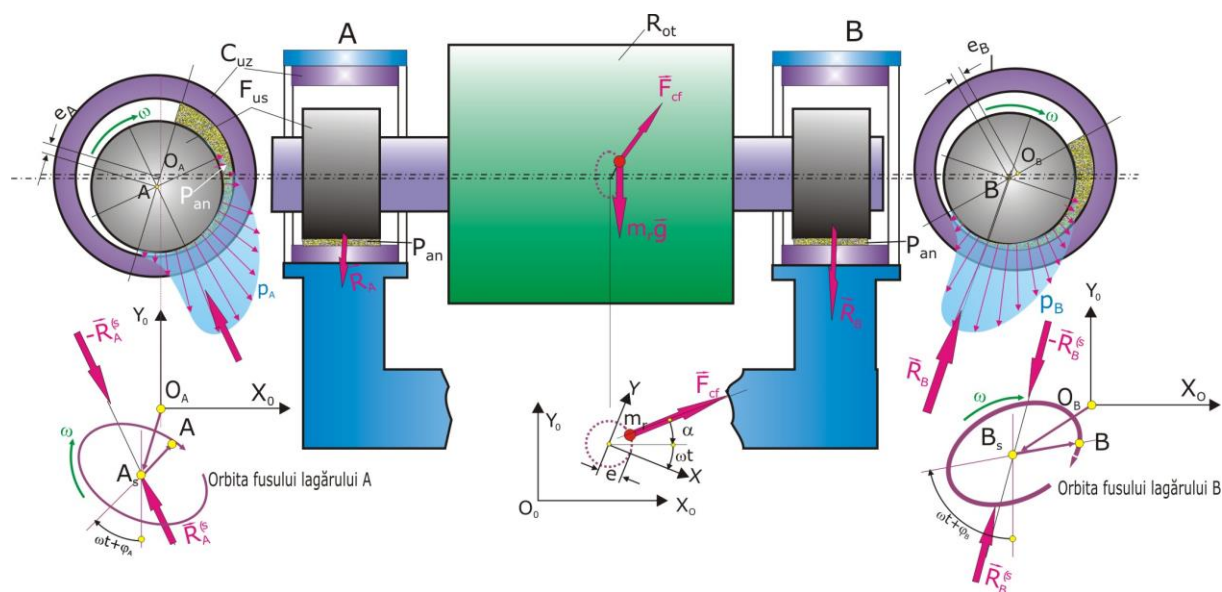


Fig. 1.14 Ilustrarea funcțională a lagărelor de alunecare

Între cuzineții C_{uz} (fig.1.14) ai celor două lagărelor A și B, și fusurile F_{us} ale arborelui rotorului R_{ot} se crează prin ungere forțată două pene de ulei, P_{an} , care susțin rotorul fără contact între fusuri și cuzineți. Rezultantele forțelor, din presiunile p_A și p_B , distribuite de-a lungul sectoarelor celor două pene, sunt echilibrate de reacțiunile \vec{R}_A și \vec{R}_B . Reacțiunile, \vec{R}_A și \vec{R}_B , preluate de pana de fluid P_{an} , conțin câte două componente: statice, $\vec{R}_A^{(s)}$ și $\vec{R}_B^{(s)}$ corespunzătoare echilibrării forțelor statice ce lucrează asupra rotorului, cum ar fi greutatea proprie a rotorului $m_r \vec{g}$ și dinamice $\vec{R}_A^{(d)}$ și $\vec{R}_B^{(d)}$, corespunzătoare echilibrării forțelor dinamice cum ar fi rezultanta forțelor centrifugale periodice cu perioada de rotație a arborelui.

Sub acțiunea forțelor statice și din condițiile de echilibru pe pana de fluid, centrele fusurilor se deplasează din O_A și O_B , de pe axa comună a cuzineților, în punctele A_s și B_s , care rămân fixe în cazul în care forțele dinamice lipsesc.

Dacă asupra rotorului acționează și forțe dinamice, cum ar fi forța centrifugală \vec{F}_{cf} din dezechilibrul masic al rotorului, aceasta este echilibrată de două reacțiuni dinamice $\vec{R}_A^{(d)}$ și $\vec{R}_B^{(d)}$, care sunt doi vectori rotitori ce se rotesc în jurul axei fusurilor cu viteza unghiulară ω . Preluarea forțelor dinamice de către cele două pene de fluid se face prin deformarea acestora. O primă aproximare a legăturii între proiecțiile R_{Ax} , R_{Ay} , pe un sistem de axe fixe $O_A XY$ ale reacțiunii $\vec{R}_A^{(d)}$, și deplasările x_A și y_A ale fusului, din poziția de echilibru static, este dată prin relațiile,

$$\begin{aligned} R_{Ax} &= k_{xx}x_A + k_{xy}y_A + c_{xx}\dot{x}_A + c_{xy}\dot{y}_A \\ R_{Ay} &= k_{yx}x_A + k_{yy}y_A + c_{yx}\dot{x}_A + c_{yy}\dot{y}_A \end{aligned} \quad (1.80)$$

unde k sunt constante elastice iar c sunt coeficienți de amortizare.

Dacă reacțiunea $\vec{R}_A^{(d)}$ este un dată de un dezechilibrul dinamic al rotorului proiecțiile sale pe sistemul $O_A XY$ vor fi armonice, rezultând, din (1.75), legile de mișcare ale punctului A și centrului fusului

$$x_A(t) = X_A \cos(\omega t + \varphi_{Ax}); \quad y_A(t) = Y_A \cos(\omega t + \varphi_{Ay}) \quad (1.81)$$

deci ecuația parametrică a unei orbite eliptice, pe care centrul fusului A execută o mișcare de precesie.

Efectele, de dezaxare a liniei arborilor, încovoierea arborilor prin arcuire și fisurarea arborilor introduc componente armonice de pulsații multiple pulsației $\omega, (1x)$, componente $2\omega, (2x)$, $3\omega, (3x)$. care dau diferite forme ale orbitelor.

Monitorizarea mișcărilor orbitale a fusurilor arborelui la un agregat rotativ se face prin câte doi senzori de proximitate S_x și S_y , (fig. 1.15) amplasați radial pe carcasa lagărului, la 90° între ei astfel încât semnalele de ieșire ale celor doi senzori fără contact, de tip prin curenți Foucault, sunt proporționale cu legile de deplasare $x(t)$ și $y(t)$ ale fusului față de carcasa lagărului.

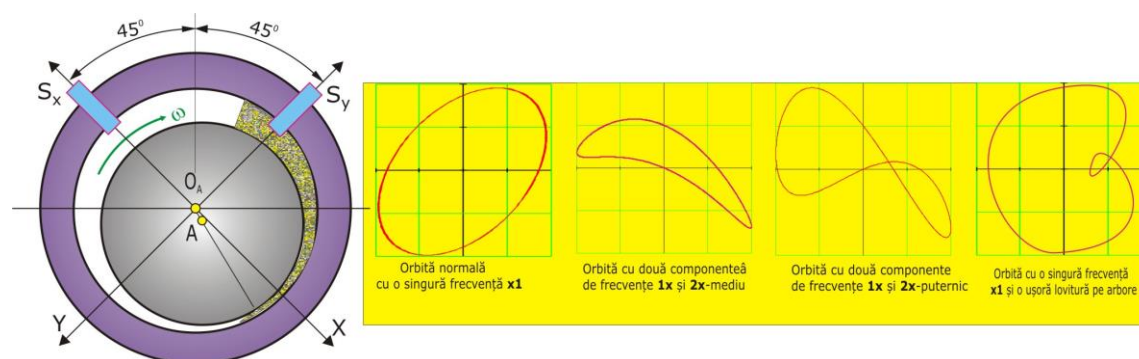


Fig. 1.15 Monitorizarea mișcării orbitale a unui fus de arbore prin senzori de proximitate

Semnalele celor doi senzori reconstituiesc mișcarea orbitală a fusului. La orbitele eliptice axa mareie indică direcția de rigiditate minimă a lagărului. Alungirea orbitelor se poate datora unor forțe de preîncărcare excesivă aplicate rotorului. Modificarea orbitei de la forma eliptică la cea de tip *banană* indică sigur existența unei componente

2x. Creșterea nivelului acestei componente duce la o orbită de forma cifrei *opt*. Alte efecte își semnalează prezența prin forma orbitei. Un șoc ușor aplicat pe rotor este semnalat prin apariția unei mici bucle pe orbita eliptică. Mult mai complexe sunt efectele de instabilitate a echilibrului pe pana de fluid, fiecare prezentând o anumită orbită caracteristică. Pentru o instabilitate orbita nu mai este o buclă închisă, o instabilitate majoră care poate duce la contactul dintre fus și cuzinet orbita nu mai poate fi distinsă.

1.4.7. Perturbații produse de defectele lagărelor pe rulmenți

Rulmenții, folosiți pe scară largă în diverse montaje de lagăre, sunt deosebit de sensibili la diverse imperfecțiuni ale căilor de rulare și a bilelor sau roletelor de rulare. Un montaj cu rulmenți pe un agregat (fig.1.16.a) necorespunzător realizat poate să ducă la forțe de contact dintre bile și căile de rulare de nivele înalte, care produc deformații locale, cu amprente permanente (fig.1.16c). La fel, după un timp de funcționare apar pe căile de rulare ciupituri prin exfolierea, pe porțiuni, a stratului superficial a căii de rulare efect cunoscut ca *pitting* (ciupitură).

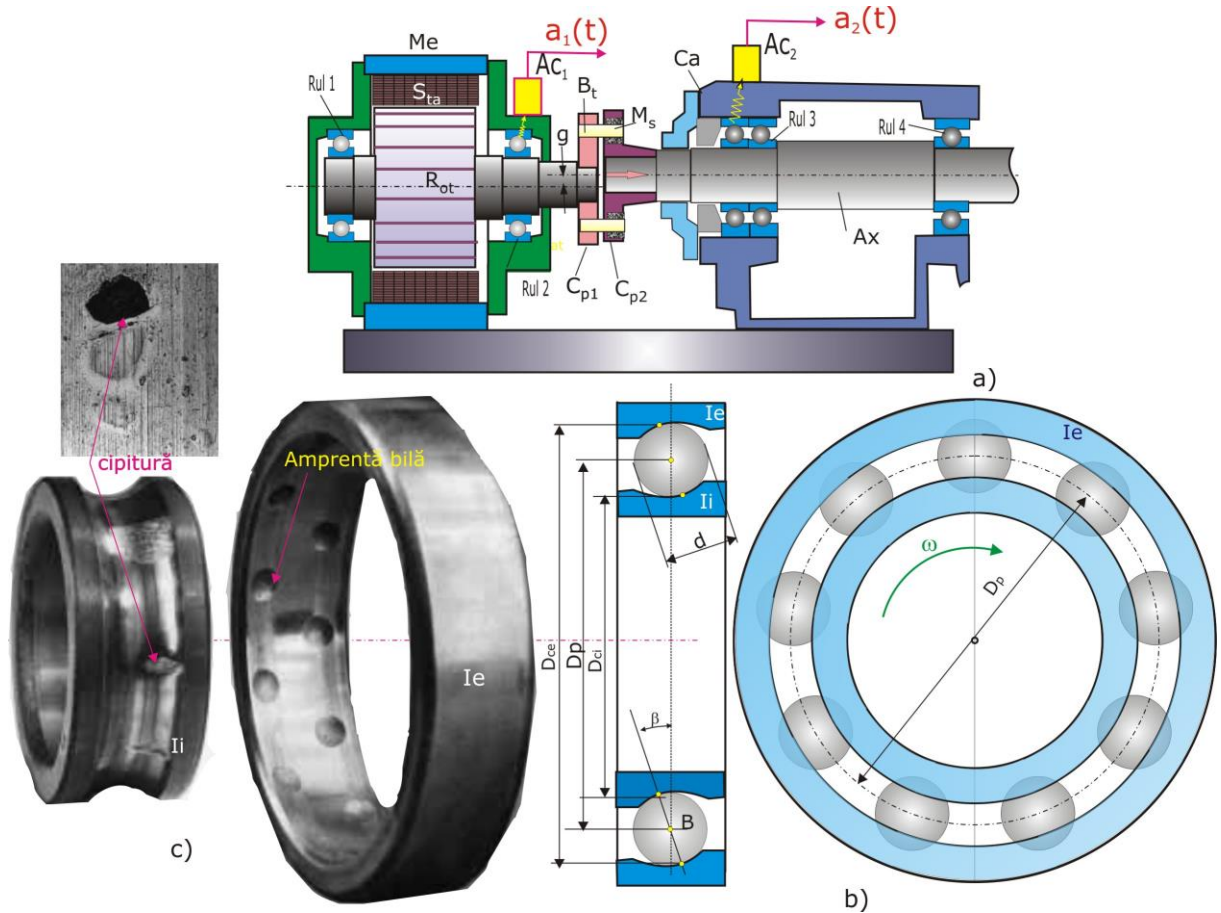


Fig. 1.16 Ilustrarea defectelor la un rulment cu bile

Ampretele și ciupiturile produc denivelări ale căilor de rulare iar contactul dintre bile aceste denivelări se face prin șocuri. Forțele ce se dezvoltă în timpul contactului prin șoc sunt de tip impulsiv ciclice cu perioada geometrică de realizare a contactului.

Din condițiile de rulare fără alunecare între bile (diametrul d) și căile de rulare (cu dimetru pitch D_p), a inelului interior I_i , calat pe arborele agregatului, și a inelului exterior I_e fix, solidar cu carcasa, rezultă numărul de contacte la o rotație completă a arborelui:

$$n_{ie} = \frac{Z}{2} \left(1 - \frac{d}{D_p} \cdot \cos(\beta) \right) \quad (1.82)$$

pentru un singur defect (denivelare) pe calea de rulare a inelului exterior;

$$n_{ii} = \frac{Z}{2} \left(1 + \frac{d}{D_p} \cdot \cos(\beta) \right) \quad (1.83)$$

pentru un singur defect (denivelare) pe calea de rulare a inelului interior;

$$n_b = \frac{D_p}{d \cos \beta} \left[1 - \left(\frac{d}{D_p} \cos \beta \right)^2 \right] \quad (1.84)$$

pentru o singură ciupitură la una dintre bile, β fiind unghiul de contact. Dacă colivia prezintă o ovalizare atunci periodicitatea geometrică corespunzătoare va fi

$$n_c = \frac{1}{2} \left(1 - \frac{d}{D_p} \cdot \cos(\beta) \right) \quad (1.85)$$

Acestor frecvențe geometrice fundamentale li se adaugă componentele de frecvențe multiple acestora și componente ale căror frecvențe sunt combinații de forma,

$$n_{im} = k \times n_{ii} + s \times n_{ie} \pm n_c; \quad k, s = 1, 2, 3... \quad (1.86)$$

cea ce face dificilă operația de analiză a semnalelor de vibrații. Captarea vibrațiilor se face prin amplasarea unor accelerometre seismice pe carcasa rulmenților, în cazul de față, Ac_1 și Ac_2 , cu axele lor de sensibilitate radial pe rulment, fiind calea cea mai directă dintre sursa perturbatoare și senzorul de captare a vibrațiilor.

Dificultatea este legată de faptul că forțele de contact fiind impulsive, după fiecare contact sunt excitate modurile naturale de vibrații ale structurii rulmentului și ale structurilor conexe, semnalul măsurat pe carcasa rulmentului având forma unei sume modale

$$a(t) = \sum_{r=1}^N e^{-\sigma_r t} [C_{Rr} \cos(p_r t) + C_{Ir} \sin(p_r t)] \quad (1.87)$$

constantele C_{Rr} și C_{Ir} privind alte valori la momentul fiecărui contact pe pata defect, așa cum se observă în vibrograma din figura 1.17, unde după fiecare perioadă T a perturbației elongația accelerației $a(t)$ primește alte valori.

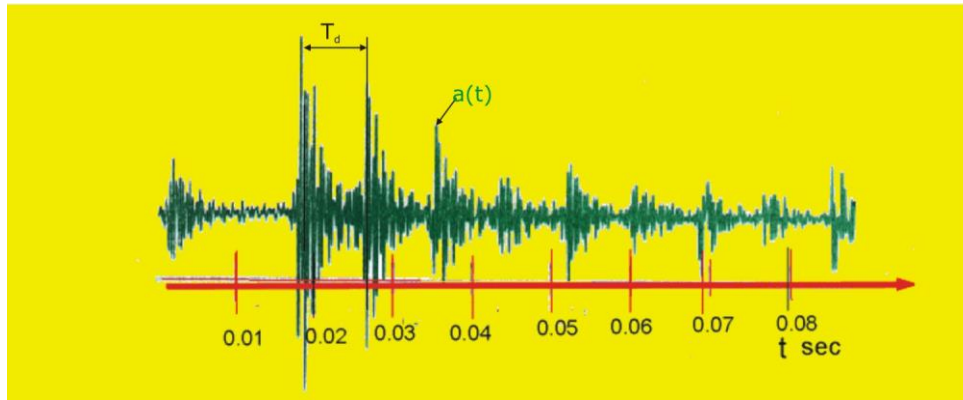


Fig. 1.17 Ilustrarea periodicității excitației în răspunsul semnalului de vibrații $a(t)$

1.4.8. Perturbații produse în procesul de angrenare la transmisii cu roți dințate

Procesul de angrenare a roților la transmisii cu roți dințate creează o serie de efecte dinamice unele cu caracter periodic altele cu evoluție neperiodică. Astfel în figura 1.18 se prezintă pe trei faze procesul de angrenare a unei perechi, **1**, de dinți ai celor două roți dințate R_{ot1} și R_{ot2} cu dantură evolventică. In prima fază, (fig. 1.18a) cei doi dinți iau contact în punctul P de pe linia de angrenare AB, dintele de pe roata conducătoare R_{ot1} la baza flancului său de contact, iar dintele de pe roata condusă R_{ot2} la vârful flancului.

Mișcarea se continua cu punctul de contact P în mișcare pe linia de angrenare până ce punctul P ajunge la vârful flancului de pe dinatele **1** de pe roata conducătoare R_{ot1} (fig. 1.18b). Considerând că la arborele roții conduse R_{ot2} se aplică un moment rezistent M_r , atunci, în punctul P, pe normala comună a celor două flancuri de pe perechea de dinți **1**, se dezvoltă reacțiunile normale \vec{N} și $-\vec{N}$

$$N = \frac{M_r}{R_2 \cos \alpha} = \frac{M_m}{R_1 \cos \alpha} \quad (1.88)$$

reacțiune ce rămâne teoretic constantă pe tot parcursul contactului între perechea de dinți **1**, pe intervalul de un pas unghiulară $p_1=2\pi/z_1$ al roții R_{ot1} (z_1 numărul de dinți al roții, α unghiul de angrenare) sau pe roata R_{ot2} cu pasul $p_2=2\pi/z_2$.

$$R_1 = m \frac{Z_1}{2}; \quad R_2 = m \frac{Z_2}{2} \quad (1.89)$$

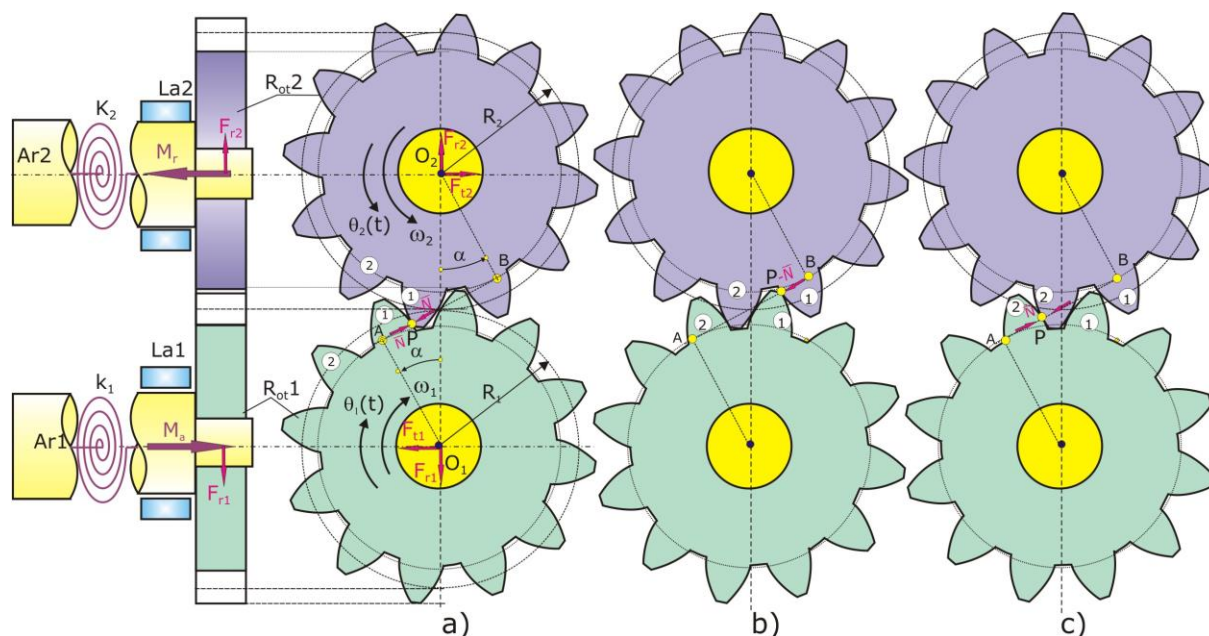


Fig. 1.18 Ilustrarea fazelor procesului de angrenare

Datorită jocului de flanc δ , (fig 1.19) trecerea angrenării, și respectiv sarcina N pe următoarea pereche de dinți 2, se face cu prin șoc, fapt ce duce la o creșterea impulsivă a reacțiunii reale N_r (fig. 1.19c), în prima fază de contact a perechilor de dinți (fig. 1.18c). Deci, chiar la o danturare perfectă a celor două roți dințate R_{ot1} , R_{ot2} frecvența perturbației de angrenare va fi,

$$f_a = z_1 \frac{\omega_1}{2\pi} = z_2 \frac{\omega_2}{2\pi} \quad (1.90)$$

ω_1 și ω_2 fiind vitezele unghiulare ale celor două roți.

Funcția forței de contact $N(t)$ nefiind armonică ci numai periodică cu perioada $T=1/f_a$, ea conține un șir de componente armonice,

$$N_R(i \times f_a) = \frac{2}{T} \int_{t=0}^T N(t) \cos(2\pi i f_a t) dt; \quad N_I(i \times f_a) = \frac{2}{T} \int_{t=0}^T N(t) \sin(2\pi i f_a t) dt \quad (1.91)$$

($i = 1, 2, 3, \dots$)

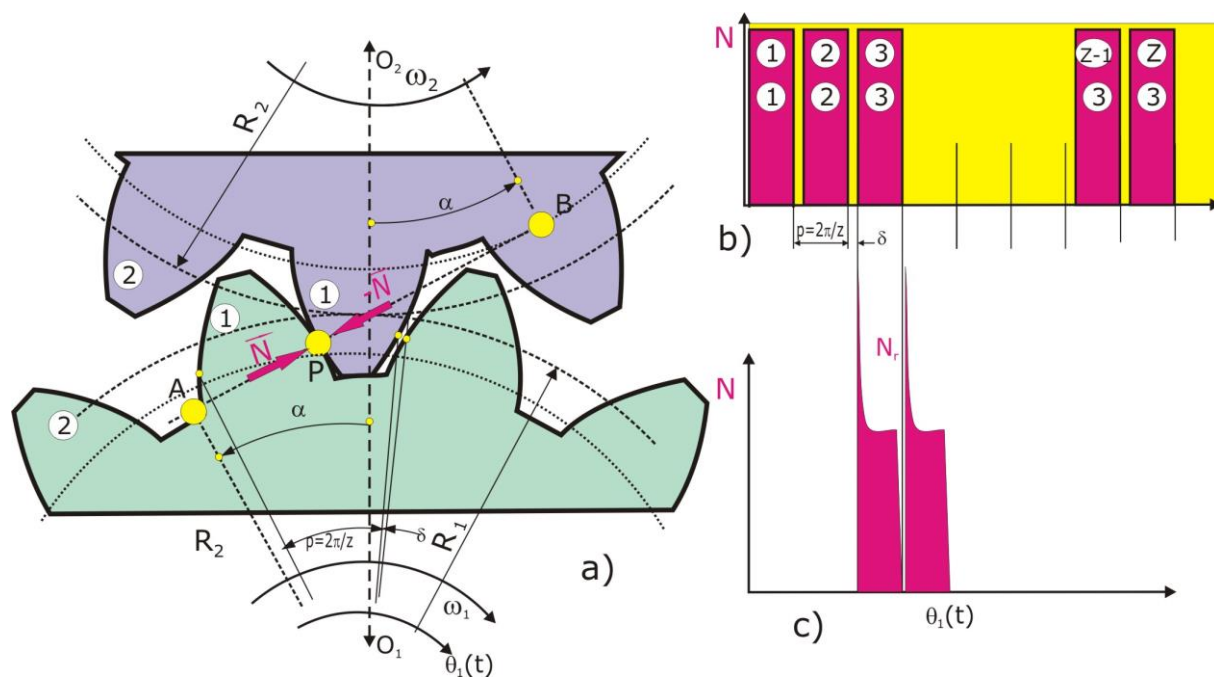


Fig1.19 Ilustrarea variației sarcinii N în timpul angrenării

Componente armonice după aceleași frecvențe, $i \times f_a$, se regăsesc și la momentele, M_r , rezistent și M_m , motor, precum și în componentele forțelor

$$F_{r1} = F_{r2} = N \cos \alpha; \quad F_{t1} = F_{t2} = N \sin \alpha \quad (1.92)$$

care solicită în punctele O_1 și O_2 arborii, pe care sunt calate cele două roți dințate și, respectiv, lagărele lor La_1 și La_2 .

Arborii sunt elastici, atât la torsiune (constantele echivalente k_1 și k_2) cât și la încovoiere astfel că sub acțiunea sarcinii normale N se produc deformări ale arborilor (,fig.1.20), de la liniile A_{x1} și A_{x2} , drepte și paralele între ele la liniile deformate A_{x1}' și A_{x2}' , centrele O_1 și O_2 ale celor două roți deplasându-se în O'_1 și O'_2 deformându-se și linia de angrenare AB cu deviația axei vectorului \vec{N} de la normală la această linie. Acest fapt duce la perturbații suplimentare cu periodicități variabile în jurul frecvenței de angrenare.

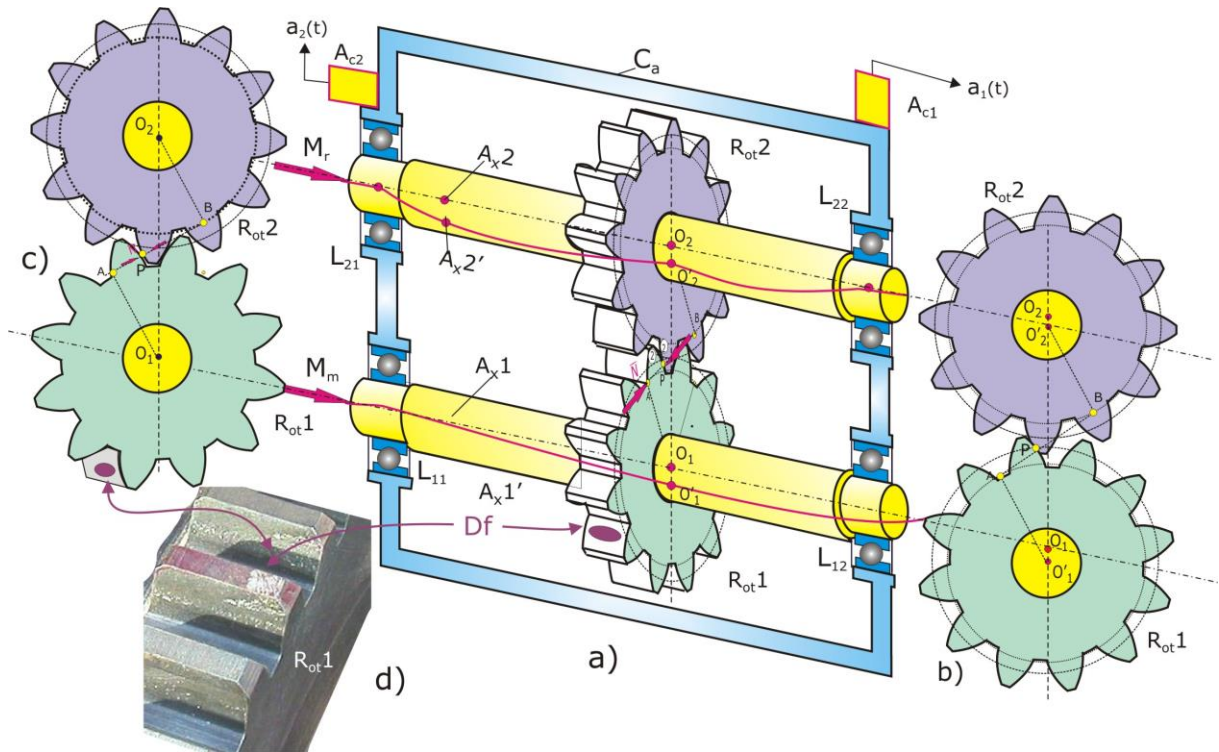


Fig. 1.20 Ilustrarea angrenării cu deformarea elastică a arborilor și cu defect de flanc

În procesul de angrenare datorită forței normale de contact N care lucrează periodic asupra unui singur dinte al roții, cu frecvența de rotație $f_1 = \omega_1 / 2\pi$ dacă dintele aparține roții R_{ot1} și $f_2 = \omega_2 / 2\pi$ dacă dintele aparține roții R_{ot2} . Dacă angrenarea este perfectă respectând geometria danturii atunci această periodicitate intră în cea de angrenare cu frecvența f_a (1.82).

Apariția, după un timp de funcționare a angrenajului, a unei ciupituri pe flancul de angrenare al unui dinte, (Cp fig. 1.20d), duce la amplificarea, prin șoc, a impulsului forței N de contact. Tot odată, se mărește și forța de frecare dintre cele două flancuri care pe lângă rostogolire prezintă și o alunecare, cauza efectului de ciupitură prin exfolierea unui strat superficial al flancului. Frecvența acestui contact pe un singur dinte este egală cu cea de rotație a roții.

Perturbații de aceeași frecvență de rotație a roții se produc și în cazul fisurării unui dinte al roții (fig.1.21). Datorită solicitării ciclice a dintelui cu apar fisurări la baza dintelui care constituie un concentrator de tensiune. Fisurarea, Fis , care poate fi tangențială, (fig. 1.21a), sau

radială (fig. 1.21b) scade capacitatea portantă a dintelui, acesta îndoindu-se, în așa mod încât o parte din sarcina N este preluată mai devreme de următorul grup de dinți care intra cu șoc amplificat în angrenare.

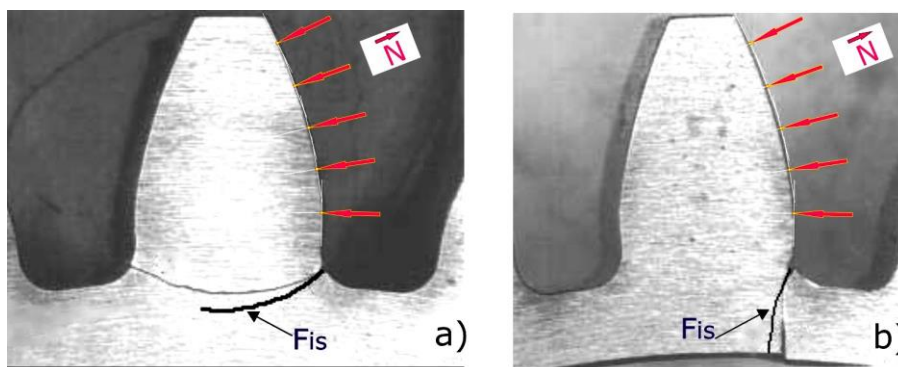


Fig. 1.21 Ilustrarea fisurării la baza dintelui sub acțiunea periodică a forței de contact N .

Prin oboseală dintele se rupe într-un final, rezultând o perturbație majoră în procesul de angrenare.

Undele elastice ce se crează datorită perturbațiilor prezentate mai sus se propagă în întreg ansamblu: roți dințate, arbori, lagăre, carcasă, ca în (fig. 1.20a), astfel încât prin plasarea unui grup de senzori de vibrații, de exemplu a două accelerometre seismice A_{c1} și A_{c2} , pe carcasa Ca , în vecinătatea lagărelor axate după direcții radiale și axiale, semnalele de accelerații conțin componente modale excitate după modurile naturale ale ansamblului.

$$a_{1,2}(t) = \sum_{r=1}^N e^{-\sigma_r t} [C_{Rr}^{(1,2)}(T_1, T_2, \dots, T_n) \cos(p_r t) + C_{Ir}^{(1,2)}(T_1, T_2, \dots, T_n) \sin(p_r t)] \quad (1.93)$$

constantele inițiale $C_{Rr}^{(1,2)}(T_1, T_2, \dots, T_n)$ schimbându-și valorile la timpii $t=j \times T_i$ ($j=1,2,3,\dots$) unde T_i , este perioada excitației impulsive i , ce perturbă structura ansamblului.

Analiza semnalelor de vibrații vizavi de perioadele caracteristice T_i ale excitațiilor, ce pot fi calculate din cinematica mecanismelor ansamblului, se pot detecta defectele specifice ale subansamblelor.

1.4.9. Perturbații la acționări cu mașini electrice

Majoritatea echipamentelor electrice, cum sunt transformatoarele, generatoarele și motoarele electrice, sunt surse de vibrații și zgomote. În cazul generatoarelor și motoarelor electrice, în afară de perturbațiile de natură mecanică, care se întâlnesc în cazul mașinilor rotative, perturbații descrise pe larg în prezentului capitol, perturbațiile se datoresc dezechilibrelor forțelor magnetice dintre rotor, R_{ot} , și stator S_{ta} . (fig.1.22)

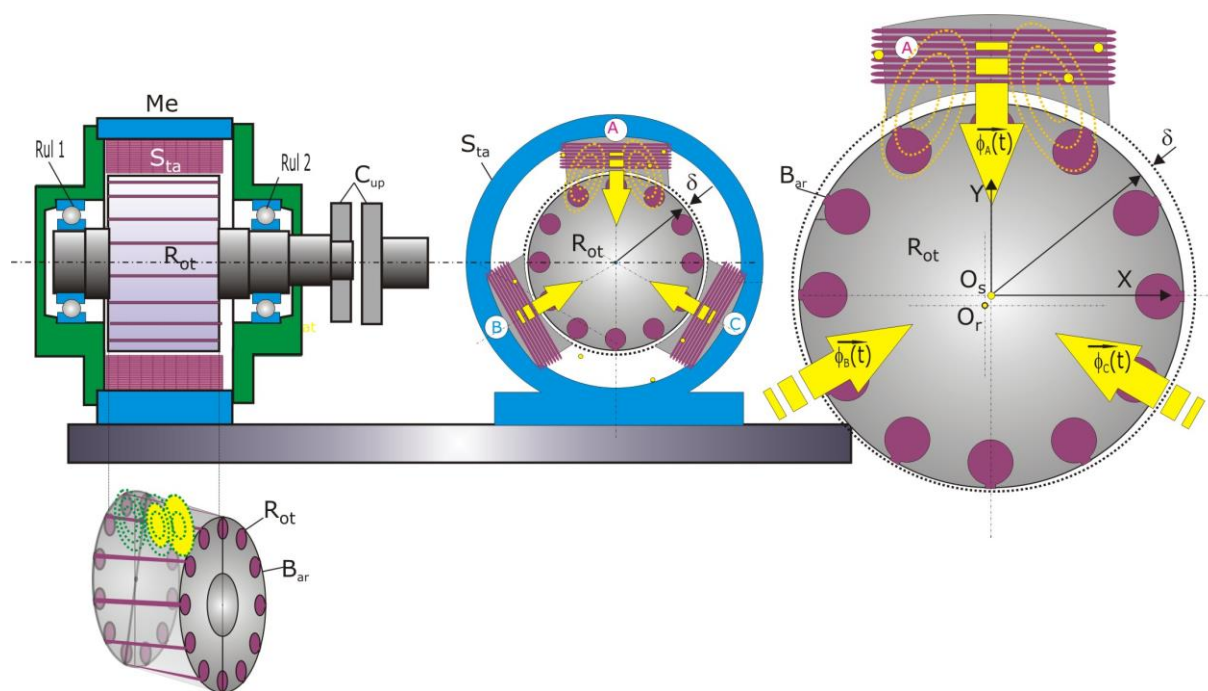


Fig.1.22 Ilustrarea perturbațiilor la un motor trifazat cu inducție

Statorul are trei înfășurări identice A,B și C plasate la 120° între ele, pe pachetul de tole ale statorului. Vectorii $\vec{\phi}_A$, $\vec{\phi}_B$ și $\vec{\phi}_C$, reprezentativi ai fluxurilor date de cele trei înfășurări, sunt axați radial după razele de amplasare a înfășurărilor, astfel că vectorul fluxului rezultat va fi,

$$\vec{\phi}(t) = \vec{\phi}_A(t) + \vec{\phi}_B(t) + \vec{\phi}_C(t) \quad (1.94)$$

ale cărui proiecții pe sistemul de axe fixe O_sXY sunt

$$\begin{aligned}\phi_x(t) &= \phi_A(t) \sin(0) + \phi_B(t) \sin(120^\circ) + \phi_C(t) \sin(240^\circ) \\ \phi_y(t) &= \phi_A(t) \cos(0) + \phi_B(t) \cos(120^\circ) + \phi_C(t) \cos(240^\circ)\end{aligned}\quad (1.95)$$

ϕ_A , ϕ_B și ϕ_C fiind armonice și proporționale cu tensiunile fazelor de alimentare

$$\begin{aligned}\phi_A(t) &= \Phi_A \sin(\omega t) \\ \phi_B(t) &= \Phi_B \sin(\omega t - 120^\circ) \\ \phi_C(t) &= \Phi_C \sin(\omega t - 240^\circ)\end{aligned}\quad (1.96)$$

$$\begin{aligned}\phi_x(t) &= \phi_A(t) \sin(0) + \phi_B(t) \sin(120^\circ) + \phi_C(t) \sin(240^\circ) \\ \phi_y(t) &= \phi_A(t) \cos(0) + \phi_B(t) \cos(120^\circ) + \phi_C(t) \cos(240^\circ)\end{aligned}\quad (1.97)$$

Pentru o construcție îngrijită, amplitudinile fluxurilor sunt egale; $\Phi_A = \Phi_B = \Phi_C = \Phi$

$$\begin{aligned}\phi_x(t) &= \frac{3}{2} \Phi \cos(\omega t) \\ \phi_y(t) &= \frac{3}{2} \Phi \sin(\omega t)\end{aligned}\quad (1.98)$$

care sunt proiecțiile unui vector $\vec{\phi}_r$ rotitor, (fig.1.23a), cu viteza unghiulară $\omega = 2\pi f$, (50 Hz), reprezentând câmpul uniform distribuit în întrefierul δ , (fig.1.22), dintre stator, (S_{ta}) și rotor (R_{ot}). Vârful vectorului $\vec{\phi}_r$ se deplasează pe o traiectorie circulară T_c .

În cazul, cum este cel real, există o diferență dintre amplitudinile fluxurilor, ca de exemplu $\Phi_A/\Phi = 1$, $\Phi_B/\Phi = 0,8$ și $\Phi_C/\Phi = 1,2$, vârful vectorului $\vec{\phi}_r$ se deplasează pe o traiectorie eliptică T_e . cea ce face ca modulul ϕ_r al vectorului $\vec{\phi}_r$ să varieze armonic cu pulsație, $2\omega = 2 \times 2\pi/T$, dublă celeia de alimentare. Aceasta constituie o perturbație prin forțele de interacțiune electromagnetice cu înfășurările rotorului.

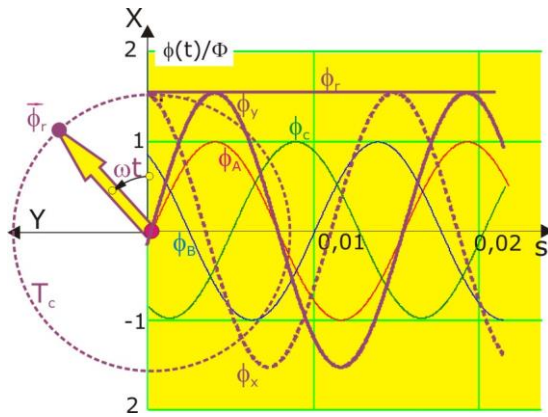


Fig.1.23a Ilustrarea câmpului magnetic rotitor pentru $\Phi_A = \Phi_B = \Phi_C = \Phi$

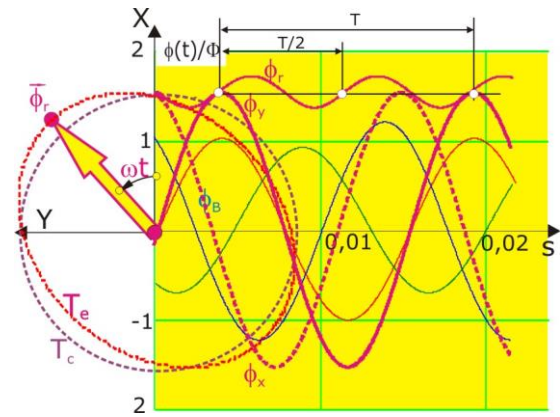


Fig 1.23b Ilustrarea câmpului magnetic rotitor pentru $\Phi_A = \Phi$, $\Phi_B = 0,8\Phi$ și $\Phi_C = 1,2\Phi$

Pentru motorul asincron cu inducție, utilizat pe scară largă în acționările cu motoare electrice, înfășurările pe rotor, (R_{ot} . Fig.22), sunt constituite din bare B_{ar} , care, în partea frontală a rotorului, sunt legate între ele în scurt circuit. Ansamblul de bare are din punct de vedere magnetic efectul unei înfășurări polifazate conectate în scurtcircuit.

Interacțiunea între câmpurile magnetice ale înfășurărilor statorice și cele ale statorului și rotorului crează cuplul motor M a cărui caracteristică este dată prin ecuația lui Klossche

$$\frac{M}{M_{cr}} = \frac{2}{\frac{s}{s_{cr}} + \frac{s_{cr}}{s}} \quad (1.99)$$

unde M_{cr} este momentul critic căruia îi corespunde o alunecare critică s_{cr} , alunecarea s reprezentând raportul

$$s = \frac{\omega_{el} - \omega_r}{\omega_{el}} \quad (1.100)$$

ω_r fiind viteza unghiulară a rotorului iar ω_{el} este viteza unghiulară de rotație a câmpului magnetic rotitor, aceasta depinzând de numărul de perechi de poli p ai înfășurării statorice

$$\omega_{el} = \frac{\omega}{p} \quad (1.101)$$

Deci, pe lângă perturbațiile de tip mecanic, cum sunt: dezechilibru masic al rotorului pentru care perturbația are pulsația egală cu viteza

unghiulară a rotorului ω_r ; dezaxarea liniei arborilor; defecte ale căilor de rulare, etc, la care se adaugă perturbații de natură electromagnetică:

2. dezechilibrul vectorilor $\vec{\phi}_A$, $\vec{\phi}_B$ și $\vec{\phi}_C$ cu fluctuații ale amplitudinii câmpului magnetic învârtitor $\vec{\phi}_r(t)$, rezultând perturbații ale forțelor de interacțiune stator rotor periodice cu pulsația $2 \times \omega_{el}$, dublă vitezei de rotație a vectorului $\vec{\phi}_r(t)$;
3. variațiile geometrice ale întrefierului δ dintre stator și rotor, prin ovalizarea unuia sau prin deplasări ale axelor produc perturbații cu periodicități de pulsații ω_r ;
4. defectele rotorului, ca ruperea unor bare, produc perturbații statice și dinamice, ca rezultat al interacțiunii fluxului magnetic fundamental cu armonicile sale, cauzate de neuniformitatea acestuia în zona barei defecte, perturbația de bară defectă având componente periodice după pulsațiile

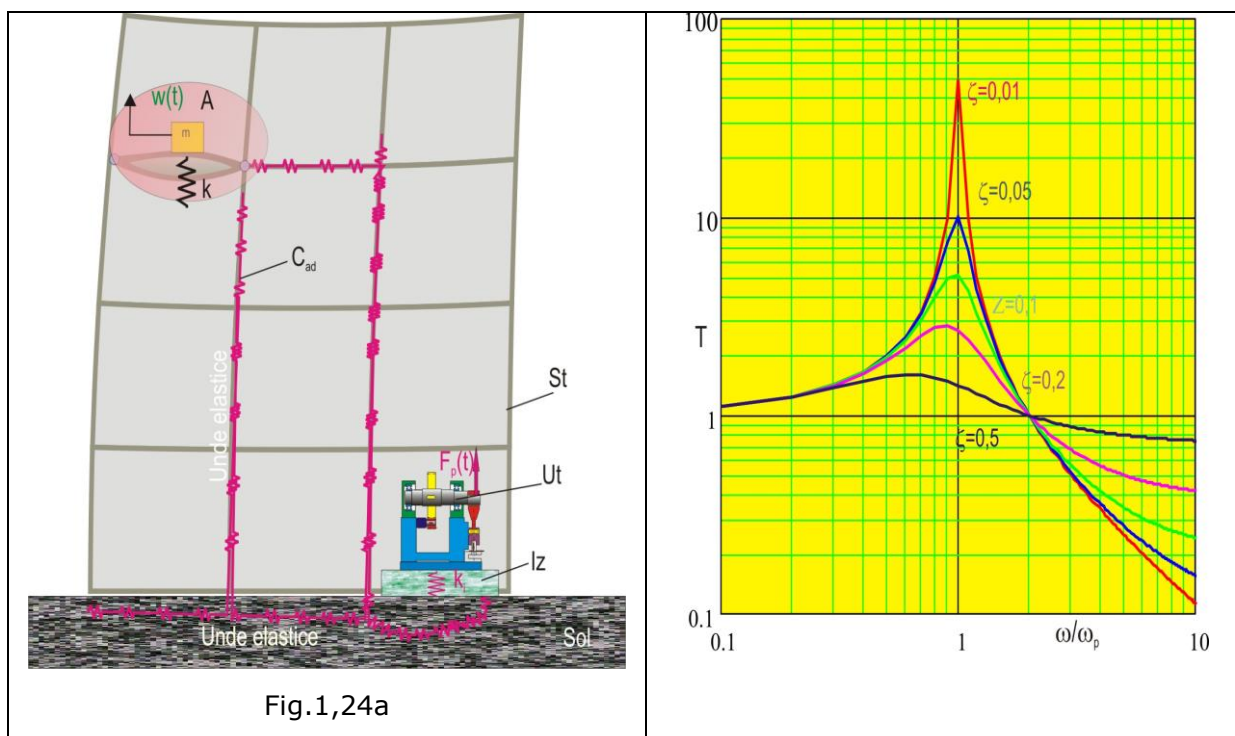
$$\omega_b = \omega_{el} \left[\frac{n_b}{p} (1 - s) \pm 2(i - 1) \right]; i = 1, 2, 3, \dots \quad (1.102)$$

1.4.10. Perturbații ale structurilor prin transmiterea vibrațiilor, prin unde elastice, de la surse necorespunzător izolate.

Există foarte multe cazuri în care amplasarea unei mașini tehnologice, generatoare de perturbații periodice, excită, prin unde elastice, vibrații de tip rezonant, localizate în anumită zonă a amplasamentului. Astfel, un utilaj tehnologic U_t (fig.1.24a), care produce perturbații periodice, prin forța perturbatoare $F_p(t)$, este amplasat de obicei, la parterul unei clădiri având o structură St , multietajată, în cadre (Cd). Pentru micșorarea transmisibilității vibrațiilor la structurile înconjurătoare utilajul este separat de structura

clădirii prin intermediul unui sistem izolator, Iz , având constanta elastică, k_i , și coeficientul de amortizare c

Considerând că utilajul de masă m_u execută, sub acțiunea forței perturbatoare armonice, $F_p(t) = F_o \cos(\omega t)$, de pulsație ω , o mișcare de translație $w_u(t)$, care este o soluție a ecuației diferențiale



$$m_u \ddot{w}_u(t) + c \dot{w}_u(t) + k_i w_u(t) = F_o \cos(\omega t) \quad (1.103)$$

soluție de forma

$$w_u(t) = W_u \cos(\omega t - \varphi) \quad (1.104)$$

a cărei amplitudine W_u și fază φ sunt

$$W_u = \frac{F_o}{m_u} \frac{1}{\sqrt{(\omega_p^2 - \omega^2)^2 + 4\zeta^2 \omega_p^2 \omega^2}} \quad (1.105)$$

$$\varphi = \arctg\left(\frac{2\zeta\omega\omega_p}{\omega_p^2 - \omega^2}\right) \quad (1.106)$$

În (1.103) și (1.104),

$$\omega_p = \sqrt{\frac{k_i}{m_u}}, \quad (1.107)$$

reprezintă pulsația proprie a sistemului vibrant masă utilaj Ut- izolator Iz, iar

$$\zeta = \frac{c}{2m_u\omega_p} \quad (1.108)$$

reprezintă factorul de amortizare al sistemului.

Forța de legătură ce se transmite solului este de forma

$$R_l(t) = -k_i w_u(t) - c \dot{w}_u(t) \quad (1.109)$$

care devine

$$R_l(t) = -F_0 \frac{1}{\sqrt{(\omega_p^2 - \omega^2)^2 + 4\zeta^2 \omega_p^2 \omega^2}} \left[\omega^2 \cos(\omega t - \varphi) - 2\zeta \omega \omega_p \sin(\omega t - \varphi) \right] \quad (1.110)$$

a cărei amplitudine este de forma

$$R_0 = F_0 \frac{\sqrt{1 + 4\zeta^2 \left(\frac{\omega}{\omega_p}\right)^2}}{\sqrt{\left(1 - \frac{\omega}{\omega_p}\right)^2 + 4\zeta^2 \left(\frac{\omega}{\omega_p}\right)^2}} \quad (1.111)$$

Iar transmisibilitatea

$$T = \frac{R_0}{F} = \frac{\sqrt{1 + 4\zeta^2 \left(\frac{\omega}{\omega_p}\right)^2}}{\sqrt{\left(1 - \frac{\omega}{\omega_p}\right)^2 + 4\zeta^2 \left(\frac{\omega}{\omega_p}\right)^2}} \quad (1.112)$$

a cărei caracteristică este reprezentată grafic în figura 1.24b, pentru cinci valori ale parametrului ζ : 0,01; 0,05; 0,1; 0,2 și 0,5. Se poate observa că o transmisibilitate redusă se obține pentru raporturile, $\omega/\omega_p > 5$, $\zeta < 0,05$. Astfel pentru $\omega/\omega_p = 5$ și $\zeta = 0,05$ rezultă o valoare a transmisibilității $T = 0,272$.

Reacțiunea dinamică $R_l(t)$ generează unde elastice care se propagă prin structurile conexe, printre care și structurile St a clădirii, iar dacă

Într-o anumită zonă A a acesteia unul din modurile naturale de vibrații locale are pulsația proprie

$$\omega_A = \sqrt{\frac{k_A}{m_A}} \approx \omega \quad (1.113)$$

deci apropiată de cea a excitației ω , se realizează o mișcare vibratorie de tip rezonant în această zonă, deși excitația dată de utilajul tehnologic este micșorată prin sistemul izolant. Totuși, ținând cont de faptul că gradul de amortizare al unei structuri în cadre, cum este o clădire, este foarte slabă, $\zeta_A \approx 0,01$, ceea ce face ca factorul de amplificare la rezonanță, $Q_A = 1/2\zeta_A$, să fie înalt, $Q_A > 50$. Așa se explică faptul că, deși zona A este depărtată de sursa perturbatoare, numai această zonă prezintă niveluri notabile de vibrații iar în celelalte zone ale structurii vibrațiile fiind abia perceptibile.

1.5. Concluzii

Materialul prezentat în acest capitol arată complexitatea surselor perturbatoare care produc vibrații pe structuri de mașini și utilaje, construcții civile și industriale. În majoritatea cazurilor pentru un analist este dificil de a distinge dintr-un semnal de vibrații înregistrat pe o structură care sunt sursele perturbatoare, fără a avea cunoscute semnăturile acestor surse, semnături ce sunt date, în general, prin periodicități ale componentelor din semnalul analizat. Acesta a fost scopul urmărit în prezentul capitol, pentru a pune în corelație sursele cu semnăturile acestora, accesul rapid la semnătura unei anumite tip de perturbație fiind posibil prin intermediul programului de gestionare a datelor, program prin care se are acces la normative și standarde privind limite admisibile, care încadrează situația într-o anumită limită de acceptată.

Totodată, semnalele de vibrații sunt corelate cu temperaturie locale pe structură și, în special cu cele ale zgomotului emis prin radiație acustică, semnale ce conțin, uneori, informații mai clare asupra unei surse perturbatoare.

CAPITOLUL 2

SURSE DE ZGOMOT LA MAȘINI, UTILAJE, INSTALAȚII ȘI CONSTRUCȚII INDUSTRIALE. METODE DE PRELUCRARE A SEMNALELOR DE ZGOMOTE ȘI VIBRAȚII

2.1. Considerații generale

În esență, zgomotul are aceeași sursă de emisie ca mișcarea vibratorie, mediile de propagare fiind, în accept general, diferite. Vibrațiile se propagă prin unde elastice în medii solide iar zgomotul prin unde de presiune în medii fluidice.

Starea de echilibru al unui fluid, aflat la momentul într-un spațiu infinitezimal paralelipipedic, (Fig. 2.1), având laturile dx , dy și dz , atașat unui punct P din spațiu, depinde, în afară de câmpul de viteze $V_P(x,y,z,t)$, de presiunea $P(x,y,z,t)$, de densitatea $\rho_P(x,y,z,t)$ și de temperatura $T_P(x,y,z,t)$, care conțin câte două componente, statice, care sunt constante, sau lent variabile în timp și dinamice, care sunt puternic variabile.

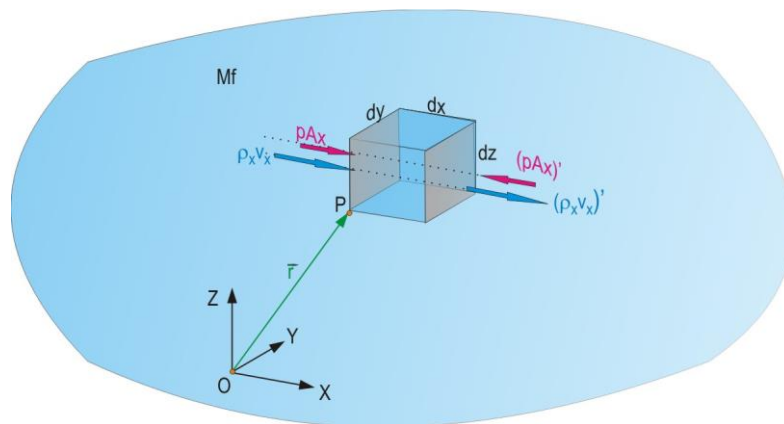


Fig. 2.1 Ilustrarea echilibrului dinamic al elementului de fluid

$$\begin{aligned}
 \rho_p &= \rho_0(x, y, z) + \rho(x, y, z, t) \\
 P &= p_0(x, y, z) + p(x, y, z, t) \\
 \bar{V}_p &= \bar{v}_0(x, y, z) + \bar{v}(x, y, z, t) \\
 T_p &= T_0(x, y, z) + T(x, y, z, t)
 \end{aligned}
 \tag{2.1}$$

În aceste condiții echilibrul dinamic al elementului de volum conduce la o primă formă a ecuației de undă

$$\frac{\partial^2 \rho}{\partial t^2} - \left(\frac{\partial^2 p}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 p}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 p}{\partial z^2} \right) = 0
 \tag{2.2}$$

Propagarea undelor elastice într-un mediu gazos se face fără modificări importante în schimbul energetic între particulele sale, deoarece , în general, gazele fiind slab conducătoare de căldură, ele comportându-se aproape adiabatic după legea

$$\frac{P}{p_0} = \left(\frac{\rho_p}{\rho_0} \right)^\gamma
 \tag{2.3}$$

unde γ este indicele adiabatic al gazului.

Ținând cont de relațiile (2.3) se va obține

$$\rho = \rho_0 \left[\left(1 + \frac{p}{p_0} \right)^{\frac{1}{\gamma}} - 1 \right]
 \tag{2.4}$$

o relație funcțională între variațiile densității și presiunii. Acestea sunt și variabile de timp prin natura lor oscilatorie, astfel că derivând relația (2.4) de două ori în raport cu timpul se obține

$$\frac{\partial^2 \rho}{\partial t^2} = \frac{\rho_0}{\gamma^2 p_0^2} \left(1 + \frac{p}{p_0} \right) \left(\frac{\partial p}{\partial t} \right)^2 + \frac{\rho_0}{\gamma} \left(1 + \frac{p}{p_0} \right) \frac{\partial^2 p}{\partial t^2}
 \tag{2.5}$$

care, ținând cont că $p_0 \gg p$, se reduce la

$$\frac{\partial^2 p}{\partial t^2} \approx \frac{\rho_0}{\gamma} \frac{\partial^2 p}{\partial t^2} \quad (2.6)$$

Cu această ultimă relație ecuația de undă (1.2) devine

$$\frac{\partial^2 p}{\partial t^2} - c^2 \left(\frac{\partial^2 p}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 p}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 p}{\partial z^2} \right) = 0 \quad (2.7)$$

constanta,

$$c = \sqrt{\frac{\gamma p_0}{\rho_0}} \quad (2.8)$$

dimensional reprezentând o viteză care se va demonstra că est viteza de propagare a undei de presiune în mediul fluidic gazos.

Viteza de propagare a undei depinde de temperatura mediului fluidic gazos. Această dependență se poate stabili prin legea generală a gazelor

$$p_0 = \rho_0 RT \quad (2.9)$$

care transformă relația (2.8) în forma

$$c = \sqrt{\gamma RT} \quad (2.10)$$

Legea de distribuție a vitezelor de curgere într-un mediu fluidic, (demonstrată în capitolul 1), este de forma

$$\vec{v}' = \vec{v} + \vec{\omega} \times \vec{r} + \text{grad}\varphi \quad (2.11)$$

unde \vec{v}' și \vec{v} sunt vectorii vitezelor de curgere prin două puncte P' și P ale spațiului în care mediul fluidic este situat \vec{r} fiind vectorul de poziție al punctului P' față de P . $\vec{\omega}$ este vectorul vârtel ale cărui proiecții pe un sistem rectangular de axe fixe sunt

$$\omega_x = \frac{1}{2} \left(\frac{\partial v_z}{\partial y} - \frac{\partial v_y}{\partial z} \right); \quad \omega_y = \frac{1}{2} \left(\frac{\partial v_x}{\partial z} - \frac{\partial v_z}{\partial x} \right); \quad \omega_z = \frac{1}{2} \left(\frac{\partial v_y}{\partial x} - \frac{\partial v_x}{\partial y} \right) \quad (2.12)$$

iar $\phi(x,y,z,t)$ este o funcție numită funcție potențial de viteză.

În cazul unui regim staționar de curgere componentele (2.12) ale vectorului vârtej sunt nule. În aceste condiții viteza de curgere în punctul P va fi

$$\bar{v} = \text{grad}\phi = \bar{i} \frac{\partial \phi}{\partial x} + \bar{j} \frac{\partial \phi}{\partial y} + \bar{k} \frac{\partial \phi}{\partial z}; \quad (2.13)$$

ale cărei proiecții pe axele sistemului de referință fix introduse în ecuațiile (1.13) acestea trec sub formele

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(\rho_0 \frac{\partial \phi}{\partial t} + p \right) = 0; \quad \frac{\partial}{\partial y} \left(\rho_0 \frac{\partial \phi}{\partial t} + p \right) = 0; \quad \frac{\partial}{\partial z} \left(\rho_0 \frac{\partial \phi}{\partial t} + p \right) = 0 \quad (2.14)$$

care admit o soluție unică,

$$p + \rho_0 \frac{\partial \phi}{\partial t} = p_c \quad (2.15)$$

p_c fiind o constantă. Cu această relație ecuația de undă (2.7) devine

$$\frac{\partial^3 \phi}{\partial t^3} - c^2 \left(\frac{\partial^3 \phi}{\partial t \partial x^2} + \frac{\partial^3 \phi}{\partial t \partial y^2} + \frac{\partial^3 \phi}{\partial t \partial z^2} \right) = 0; \quad (2.16)$$

care poate fi pusă sub forma

$$\frac{\partial}{\partial t} \left[\frac{\partial^2 \phi}{\partial t^2} - c^2 \left(\frac{\partial^2 \phi}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 \phi}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 \phi}{\partial z^2} \right) \right] = 0 \quad (2.17)$$

sau

$$\frac{\partial^2 \phi}{\partial t^2} - c^2 \left(\frac{\partial^2 \phi}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 \phi}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 \phi}{\partial z^2} \right) = 0 \quad (2.18)$$

o ecuație similară cu cea similară(2.7), cu parametrul variabil presiunea p.

2.2. Legile de propagare a undelor

2.2.1. Unde plane

Pentru curgerea unidimensională a fluidului, de exemplu într-o conductă, ecuația undei de presiune (2.20) se simplifică la forma

$$\frac{\partial^2 p}{\partial t^2} - c^2 \frac{\partial^2 p}{\partial x^2} = 0 \quad (2.19)$$

care din punct de vedere matematic este identică cu cea a undei elastice ce se propagă într-o bară (2.4). Deci, ea admite aceleași forme de soluții, care în cazul funcției de presiune soluția generală are forma

$$p(x, t) = \frac{1}{2} [p(x + ct) + p(x - ct)], \quad (2.20)$$

compusă din două unde de presiune ce se propagă în sens invers cu viteza constantă c.

Și aici, pentru o lungime infinită a coloanei de fluid forma inițială a undei se va descompune în două componente identice având nivelurile pe jumătate din ce-a undei inițiate, de la a cărei formă nu se vor abate în timpul propagării.

Pentru o undă staționară de pulsație ω și numărul de undă k ecuația de undă este de forma

$$\begin{aligned} p(x, t) &= \frac{p_a}{2} [\sin(kx - \omega t) + \sin(kx + \omega t)] \\ &= p_a \sin kx \cdot \cos \omega t \end{aligned} \quad (2.21)$$

unde p_a este amplitudinea undei armonice de presiune.

Funcția potențial de viteze va avea, conform relației (2.15), forma,

$$\varphi(x, t) = -\frac{1}{\rho_0} \int p(x, t) dt = \frac{1}{\omega \rho_0} p_a \sin kx \cdot \cos \left(\omega t + \frac{\pi}{2} \right), \quad (2.22)$$

defazată în timp față de unda de presiune cu $\pi/2$, iar conform relației (2.22), pentru cazul unidimensional (propagare după direcția x), legea de distribuție a vitezei de oscilație

$$v(x, t) = \frac{\partial \varphi}{\partial x} = \frac{k}{\omega \rho_0} p_a \sin \left(kx - \frac{\pi}{2} \right) \cos \left(\omega t + \frac{\pi}{2} \right) \quad (2.23)$$

defazată în spațiu cu $-\pi/2$ față de funcția potențial de viteză.

2.2.2. Parametrii undei de presiune

- **Impedanța** undei de presiune este definită ca raportul

$$z(x, t) = \frac{p(x, t)}{v(x, t)} = Z_0 \frac{\sin kx \cdot \cos \omega t}{\sin\left(kx - \frac{\pi}{2}\right) \cos\left(\omega t + \frac{\pi}{2}\right)} \quad (2.24)$$

a cărei modul este,

$$Z_0 = \frac{\omega}{k} \rho_0 = c \cdot \rho_0 \quad (2.25)$$

impedanța fiind, astfel, o caracteristică de material. Pentru aer, la temperatura de 20⁰ și P=1 at corespunde densitatea $\rho_0=1,21 \text{ kg/m}^3$, de unde impedanța $Z_0=415 \text{ Ns/m}^3$ (Pa.s/m).

- **Intensitatea** undei de presiune este un parametru energetic, unda de presiune fiind purtătoare de energie în mediul elastic. Ea este definită ca o medie integrală

$$I = \frac{1}{T_M} \int_0^{T_M} p(x, t) \cdot v(x, t) dt \quad (2.26)$$

pe un interval de timp T_m .

Considerând o undă armonică de presiune progresivă

$$p(x, t) = p_a \cos(kx - \omega t); \quad (2.27)$$

căreia îi corespunde funcția potențial

$$\phi(x, t) = \frac{p_a}{\omega \rho_0} \sin(kx - \omega t); \quad (2.28)$$

și viteza

$$v(x, t) = \frac{p_a k}{\omega \rho_0} \cos(kx - \omega t) \quad (2.29)$$

cu ajutorul căreia expresia intensității devine de forma

$$I = \frac{1}{2} \frac{p_a^2 k}{\omega \rho_0} \left[1 - \frac{1}{T_m \omega} (\sin 2(kx - \omega T_m) - \sin 2kx) \right] \quad (2.30)$$

care pentru un interval de timp T_m se va reduce la o valoare medie,

$$I_m = \frac{1}{2} \frac{p_a^2}{\rho_0 c} \quad (2.31)$$

Dimensional intensitatea undei de presiune se exprimă în W/m^2 ($p \rightarrow N/m^2$, $\rho_0 \rightarrow kg/m^3$ și $c \rightarrow m/s$).

În practica, domeniul de interes al intensității undei de presiune acustică este foarte larg, între valorile limită $10^{-2} W/m^2$ și $1000 W/m^2$. Din acest motiv se utilizează scara logaritmică pentru evaluarea nivelului intensității

$$L_I = 10 \lg \frac{I_m}{I_0} \quad (2.32)$$

unde I_0 este intensitatea de prag având valoarea standard $I_0 = 10^{-12} W/m^2$.

Din punctul de vedere al evaluării intensității de undă este mai convenabil determinarea acesteia prin intermediul presiunii p_a , măsurabilă prin intermediul unui microfon

$$L = 20 \lg \frac{p_a}{p_0}, \quad (2.33)$$

valoarea presiunii sonore de prag fiind $p_0=2 \times 10^{-5} \text{ N/m}^2$. ρ_{0a} și c_0 sunt densitatea și viteza de propagare în condiții normale atmosferice pentru care $L_I=L$.

2.3. Surse radiante de unde sonore

2.3.1. Surse monopol

Undele elastice sunt purtătoare de energie radiată de o sursă în masa mediului elastic. Astfel, pentru un mediu fluidic omogen se află o sursă punctiformă situată în punctul O al spațiului ocupat de mediul fluidic, aceasta va radia sferic energie sa prin unde ce pornesc din centrul O al sursei uniform în toate direcțiile (Fig. 2.2). La un moment dat t unda ajunge pe o sferă de rază r a cărei ecuație, scrisă față de sistemul de axe fixe Oxyz este

$$x^2 + y^2 + z^2 = r^2 \quad (2.34)$$

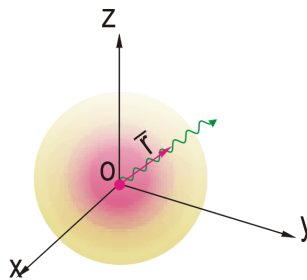


Fig. 2.2 Sursa monopol

Revenind la ecuația de undă scrisă în forma (2.17), aceasta poate fi adusă la o formă în care variabila să fie raza r. Pentru aceasta, prin derivări parțiale ale ecuației (2.34) se vor obține formele derivate

$$\frac{\partial r}{\partial s} = \frac{s}{r} \quad (s = x, y, z) \quad (2.35)$$

cu ajutorul căroră se obțin relațiile

$$\frac{\partial \varphi}{\partial s} = \frac{s}{r} \frac{\partial \varphi}{\partial r} \quad (s = x, y, z) \quad (2.36)$$

și, în continuare, relațiile de transformare

$$\frac{\partial^2 \varphi}{\partial s^2} = \frac{s^2}{r^2} \frac{\partial^2 \varphi}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial \varphi}{\partial r} - \frac{s^2}{r^3} \frac{\partial \varphi}{\partial r} \quad (s = x, y, z) \quad (2.37)$$

Prin însumarea acestora, ținând cont de (2.35), se va obține,

$$\frac{\partial^2 \varphi}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 \varphi}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 \varphi}{\partial z^2} = \frac{\partial^2 \varphi}{\partial r^2} + \frac{2}{r} \frac{\partial \varphi}{\partial r} = \frac{1}{r} \frac{\partial^2 (r\varphi)}{\partial r^2}, \quad (2.38)$$

relație de transformare cu ajutorul căreia ecuația de undă trece în forma omnidirecțională,

$$\frac{\partial^2 (r\varphi(r, t))}{\partial t^2} - c^2 \frac{\partial^2 (r\varphi(r, t))}{\partial r^2} = 0, \quad (2.39)$$

Soluția generală a ecuației este ca și a undelor plane,

$$r\varphi(r, t) = f_1(r - ct) + f_2(r + ct), \quad (2.40)$$

sau,

$$\varphi(r, t) = \frac{f_1(r - ct) + f_2(r + ct)}{r} \quad (2.41)$$

primul termen reprezentând o undă ce se propagă de la sursă în exterior și a doua o undă sferică ce se propagă în spre sursă.

Pentru o undă sferică, armonică de pulsație ω , care se propagă în sens pozitiv soluția ecuației de undă este

$$\varphi(r, t) = \frac{A}{r} e^{j(kr - \omega t)} \quad (2.42)$$

unde A este o constantă complexă care se determină din condițiile de margine.

Viteza de oscilație a sferei de rază r va fi,

$$v_r = \frac{\partial \varphi}{\partial r} = A \frac{jkr - 1}{r^2} e^{j(kr - \omega t)} = \frac{jkr - 1}{r} \varphi, \quad (2.43)$$

Pentru o sursă sferică, de rază r_0 , care oscilează după o lege armonică a vitezei

$$v_r = V_0 e^{-j\omega t} \quad (2.44)$$

constanta A se determină prin egalarea celor două relații ale vitezei, de unde rezultă

$$A = V_0 \frac{r_0^2}{jkr - 1} e^{-jkr}, \quad (2.45)$$

iar potențialul de viteză de undă, sau potențialul acustic,

$$\varphi(r, t) = \frac{V_0}{r} \left(\frac{r_0^2}{jkr_0 - 1} \right) e^{j[k(r-r_0) - \omega t]} \quad (2.46)$$

Fiind vorba despre o cantitate de energie care este radiată în mediu se consideră o mărime mai consistentă în acest sens, debitul Q al sursei,

definit ca un produs dintre suprafața de radiantă, de arie $A_r=4\pi r_0^2$ și viteza de oscilație a sferei de rază r_0

$$Q(t) = 4\pi r_0^2 V_0 e^{-j\omega t} \quad (2.47)$$

cu ajutorul căruia se poate determina prin înlocuire în (2.46) potențialul de viteză

$$\varphi(r, t) = \frac{Q(t)}{4\pi r} \left(\frac{1}{jkr_0 - 1} \right) e^{jk(r-r_0)} \quad (2.48)$$

Cu funcție de debitul $Q(t)$ al sursei se poate exprima și presiunea

$$\begin{aligned} p(r, t) &= -\rho_0 \frac{\partial \varphi}{\partial t} = j\rho_0 \omega \varphi \\ &= \frac{Q(t)}{4\pi r} \left(\frac{jk\rho_0 c}{jkr_0 - 1} \right) e^{jk(r-r_0)} \end{aligned} \quad (2.49)$$

și viteza de oscilație a punctelor mediului aflate pe sfera de rază r

$$v(r, t) = \frac{\partial \varphi}{\partial r} = \frac{Q(t)}{4\pi r^2} \left(\frac{jkr - 1}{jkr_0 - 1} \right) e^{jk(r-r_0)}. \quad (2.50)$$

Din aceste ultime două relații se determină impedanța unei sfere

$$Z_r = \frac{p(r, t)}{v(r, t)} = \frac{jk\rho_0 cr}{jkr - 1} = \rho_0 c \left[\frac{k^2 r^2}{1 + k^2 r^2} - j \frac{kr}{1 + k^2 r^2} \right]. \quad (2.51)$$

Deci, spre deosebire de impedanța undelor plane unidimensionale, $Z_l = \rho_0 c$, impedanța undelor sferice are două componente: una rezistivă și alta reactivă. Când componenta rezistivă domină fluctuațiile de presiune sunt în fază cu viteza de oscilație ale particulelor materiale ale mediului,

iar când componenta reactivă domină atunci cele două mărimi sunt în antifază.

Intensitatea de undă, sau sonoră în cazul aerului ca mediu fluidic, calculabilă prin relația

$$I(r) = \frac{1}{T_m} \int_0^{T_m} p(r, t) \cdot v(r, t) dt \quad (2.52)$$

va rezulta, în final, de forma

$$I(r) = \frac{Q_0^2 k^2 \rho_0 c}{8\pi^2 r^2 (1 + kr_0^2)} \quad (2.53)$$

unde O_0 este amplitudinea debitului sonor al undei armonice.

O altă mărime importantă este puterea undei sonore radiată la sfera de rază r definită prin relația

$$P_m = 4\pi r^2 I(r) = \frac{Q_0^2 k^2 \rho_0 c}{2\pi (1 + kr_0^2)} \quad (2.54)$$

2.3.2. Cumularea nivelurilor provenite de la mai multe surse

Mai multe surse având nivelurile, $L_1, L_2, L_2, \dots, L_n$, dau un nivel însumat ce trebuie calculat prin intermediul presiunilor,

$$p_{\text{sum}} = \sum_{i=1}^n p_i \quad (2.55)$$

presiunile fiind exprimate prin

$$L_i = 20 \lg \frac{p_i}{p_0}; \quad (i = 1, 2, 3, \dots, n) \quad (2.56)$$

care conduc la relațiile

$$\frac{p_i}{p_0} = 10^{\frac{L_i}{20}}; \quad (i = 1, 2, 3, \dots, n) \quad (2.57)$$

și, în final, la nivelul sumă

$$L_{\text{sum}} = 20 \lg \left(\frac{p_{\text{sum}}}{p_0} \right) = 20 \lg \left(\sum_{i=1}^n 10^{\frac{L_i}{20}} \right) \quad (2.58)$$

Astfel, pentru două surse care în punctul de înregistrare contribuie cu niveluri egale, $L_1 = L_2 = 50$ dB va rezulta $L_{\text{sum}} = 56.021$ dB iar pentru $L_2 = 55$ dB va rezulta $L_{\text{sum}} = 58.876$ dB.

2.4. Unde de presiune generate prin interacțiunea fluid structură

Efectul dinamic de transmitere a energiei prin radiație de unde elastice la un mediu solid (cum este pistonul vibrant) la un mediu fluid este reversibil: o undă acustică ce se propagă într-un mediu fluid întâlnind în calea ei un corp solid îi transferă acestuia o parte din energia sa, care se va propaga prin unde elastice în masa corpului solid. Undele elastice ce se pot propaga în structura corpului solid pot fi; de tensiune, compresiune, de încovoiere, de forfecare și de torsiune.

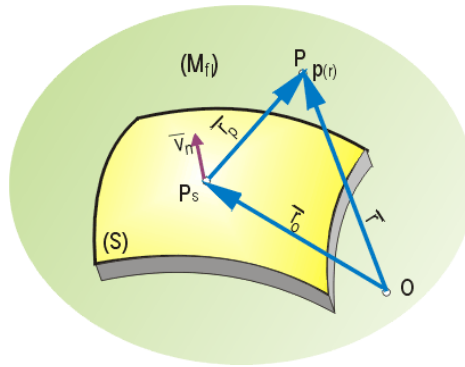


Fig.2.3

Astfel, dacă o structură mecanică (S) (fig. 2.3), este situată într-un mediu fluid (M_f), în care se propagă unde acustice, care sunt numai de compresiune, transferul energetic spre corpul solid se face prin unde de încovoiere, pentru care mișcările vibratorii ale punctelor sale sunt normale pe suprafața exterioară a corpului, presiunea undelor acustice acționând pe aceeași direcție.

Dacă corpul (S) constituie o sursă radiantă de vibrații armonice, un punct P_s , curent al suprafeței, având legea vitezei $v_n = V_n e^{-j\omega t}$, normală pe suprafață în punctul P_s , atunci presiunea $p(\bar{r})$ a unei unde acustice dezvoltată într-un punct P, curent al mediului fluid (M_f), se exprimă prin ecuația integrală Kirchhoff-Helmholtz

$$p(\bar{r}) = \int_S \left\{ p(\bar{r}_0) \frac{\partial G_\omega(\bar{r}, \omega | \bar{r}_0, \omega)}{\partial \bar{n}} + j\omega \rho_0 v(\bar{r}_0) G_\omega(\bar{r}, \omega | \bar{r}_0, \omega) \right\} ds \quad (2.59)$$

unde; \bar{r} și \bar{r}_0 sunt vectorii de poziție ai punctelor P și P_s , \bar{n} , versorul normal la suprafața structurii în punctul P_n , iar G_ω este funcția lui Green în domeniul frecvență

$$G_\omega(\bar{r}, \omega | \bar{r}_0, \omega) = \frac{e^{jrk}}{4\pi r} \quad (2.60)$$

care în domeniul timp este dată prin transformarea,

$$G_t(\bar{r}, \tau | \bar{r}_0, t) = \frac{1}{2\pi} \int_{-\infty}^{\infty} G_\omega(\bar{r}, \omega | \bar{r}_0, \omega) e^{-j\omega(t-\tau)} d\omega = \frac{1}{4\pi r} \delta(\tau - t + r/c) \quad (2.61)$$

O formă particulară a ecuația (2.59) pentru o structură de tip placă plană (ecran) de dimensiuni infinite este dată de ecuația lui Rayleigh,

$$p(r_p) = \int_S j\omega\rho_0 \bar{v}_n(\bar{r}_0) \cdot \frac{e^{jkr_p}}{2\pi r_p} d\bar{s}, \quad (2.62)$$

Un concept deosebit de important în aplicațiile ingineresti de analiză a interacțiunii dintre undele acustice și structurile mecanice este cel al reciprocității. Conceptul poate fi ilustrat prin următorul exemplu: un piston vibrant P_v , (fig. 2.4) intercalat într-un ecran rigid E_c . In primul caz, (fig.2.4a), pistonul vibrant radiază în mediul fluid unde pentru cazul $ka \ll 1$ expresia presiunii acustice în punctul observator P devine

$$p(\bar{r}, t) = j \frac{\rho_0 c k a^2}{2r} v(t) \cdot e^{jkr}, \quad (2.63)$$

care prin înlocuiri, $ck = \omega$ și $v(t)$, conduce la raportul

$$\frac{p(\bar{r}, t)}{F_r} = j \frac{\omega\rho_0 F_r e^{jkr}}{2r(Z_m + Z_r)}. \quad (2.64)$$

Efectul invers, sau reciproc, este când sursa acustică este situată în punctul P (fig.2.4b), pentru care la nivelul suprafeței pistonului vibrant P_p , acum receptor, presiunea acustică are expresia

$$p_p(\bar{r}, t) = j \frac{\omega\rho_0 Q(t) e^{jkr}}{2\pi r} \quad (2.65)$$

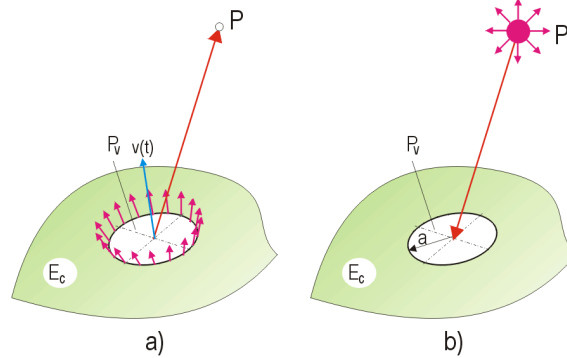


Fig. 2.4

La nivelul suprafeței pistonului acționează forța armonică,

$$F_p = \pi a^2 p_b(\vec{r}, t) \quad (2.66)$$

care dezvoltă o mișcare vibratorie a pistonului având legea vitezei,

$$v(t) = \frac{F_p}{Z_m + Z_r} = j \frac{\omega \rho_0 a^2 Q(t) e^{jkr}}{2r(Z_m + Z_r)}, \quad (2.67)$$

Presiunea acustică produsă prin excitare mecanică într-un punct oarecare al mediului, poate fi estimată prin măsurarea nivelului de vibrații pe structură când aceasta este excitată de o sursă omnidirecțională plasată în punctul dat al mediului.

2.5. Concluzii

Acest capitol cuprinde o sinteză bibliografică a principalelor surse de vibrații la mașini, utilaje și respectiv instalații industriale.

Tinând cont de faptul că sursele de zgomot și vibrațiile sunt dificil de identificat datorită complexității mașinilor s-a prezentat partea teoretică privind modul în care vibrațiile se propagă prin unde elastice în medii solide iar zgomotul prin unde de presiune în medii fluidice.

În paragraful 2.3 s-au prezentat sursele monopol dar și modul teoretic de cumulare a nivelurilor provenite de la mai multe surse. Acest studiu este util în cazul în care se dorește determinarea nivelului de zgomot global atunci când există mai multe surse generatoare de zgomot.

În ultima parte a acestui capitol s-a prezentat modul în care se propagă undele acustice în cazul unei structuri mecanice situată într-un mediu fluid. Tot în această parte a capitolului este prezentată o metodă de diagnosticare a mașinilor precum și două metode de îmbunătățire a rezultatelor în cazul în care acestea sunt necorespunzătoare.

CAPITOLUL 3

INFORMATIZAREA DATELOR DE ZGOMOTE ȘI VIBRAȚII

3.1 Informatica și societatea

O caracteristică a speciei umane este capacitatea de a inventa unelte și mașini care să-i ușureze muncile dificile sau periculoase. Pentru a prelucra informația omul a inventat calculatorul care îl ajută să prelucreze într-un timp foarte scurt, cu foarte multă acuratețe, foarte multă informație foarte complexă. Folosirea calculatorului a dus la apariția unei noi științe și a unui nou domeniu de activitate numit informatica. Termenul informatică provine din alăturarea cuvintelor informație și matematică. Alte surse susțin că provine din combinația informație și automată.

În prezent, informatica își găsește aplicații în toate domeniile vieții. Prezența ei este puternic amplificată de impactul pe care îl are Internetul. Rețeaua la nivel mondial a revoluționat comunicarea dintre companii, logistica, mass media, dar și viața privată a fiecărui individ. Ca sistem științific fundamental, informatica are, la fel ca și matematica, implicații profunde în multe alte domenii ale științei. Dacă prin matematică se înțelege un "sistem de gândire formal", atunci informatica se concentrează pe ceea ce este "formal realizabil", adică ceea ce este realizabil din punctul de vedere al mașinii.

3.2. Descrierea generală a aplicațiilor realizate

Având în vedere aceste considerente lucrea "Informatizarea și clasarea datelor experimentale de zgomote și vibrații" vine în ajutorul oricărui utilizator computațional fără cunoștințe de programare. Programele folosite în partea experimentală a lucrării sunt diverse : Visual Basic, HTML și Matlab, fiecare având o interfață prietenoasă cu utilizatorul. Acestea sunt utilizate pentru a reduce timpul de căutare pe Internet a unor date, de a compara anumite date cu cele admise de standardele internaționale și astfel se poate verifica dacă utilajele funcționează corect și de prelucrarea unor date iar în urma rezultatelor să putem trage anumite concluzii necesare pentru întocmirea unor lucrări în diferite domenii.

Visual Basic face parte din pachetul Visual Studio al companiei Microsoft și, ca de altfel și celelalte limbaje 'vizuale' ale Microsoft, este axat pe componenta de interfață a programului, programatorul putând realiza cu ușurință interfețe standardizate de tip Windows (ferestre, butoane, liste etc.) fără a fi nevoie de scrierea de cod pentru acest lucru. Visual Basic deține o bibliotecă de componente vizuale (liste, calendare, meniuri etc.) a caror componente sunt deja implementate, având posibilitatea ca programatorul să introducă și să folosească componente proprii sau realizate de alți programatori.

Termenul de "Visual" din denumirea produsului desemnează modul în care se concepe o aplicație : programul proiectează interfața folosind niște machete ale ecranului(denumite from-uri sau formulare), pe care adaugă diferite obiecte de control(controale, pe scurt) de natura casetelor de text, a butoanelor de comanda, a butoanelor de opțiune, a listelor, a meniurilor și a altor elemente cu care ne-au familiarizat aplicațiile

Windows. Urmează înregistrarea funcționalității programului prin scrierea de cod folosind limbajul de programare propriu. Pentru ca programul meu sa fie eficient am avut în vedere parcurgerea unor pași :

- Analiza problemei;
- Formularea algoritmului de rezolvare ;
- Implementarea algoritmului în codul sursă(etapa codificarii);
- Transpunerea codului sursă în cod executabil ;
- Testarea și depanarea aplicației ;
- Instalarea și întreținerea aplicației ;

Înainte de a trece la realizarea de aplicații în Visual Basic, este necesară înțelegerea elementelor specifice mediului de dezvoltare. Prin cunoașterea mediului Visual Basic sunt înțelese principiile fundamentale de lucru. În prima fază este lasat mediul Visual Basic iar pe ecran apare următoarea fereastră (figura 3.1). De aici se poate începe personalizarea fiecărei ferestre care duce la o interfață ușor de folosit pentru orice utilizator al programului. În continuare va fi descris și explicat rolul fiecărei zone din figura 3.1 pentru a înțelege programul.

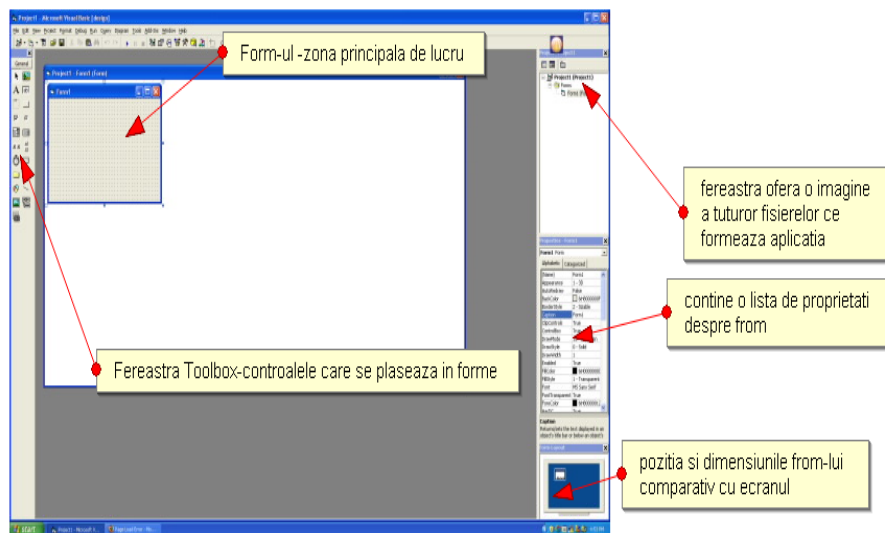


Fig.3.1 Ecranul principal al mediului Visual Basic

Zona 1, form-ul(formularul) este zona unde se întâmpla toate și reprezintă zona principală de lucru, corespunzătoare unei ferestre. O astfel de fereastră este principalul element de interfață al unei aplicații create cu Visual Basic, atât prin ea însăși, cât mai ales prin obiectele de control(controalele)care vor fi plasate pe form.

Zona 2, fereastra Toolbox figura 3.2 a) sau cutia de scule conține reprezentări ale controalelor care se plasează pe form-uri. Denumirile uneltelor din cutie sunt scrise în figura 3.2 a) și folosirea acestora este descrisă pe parcursul lucrării.

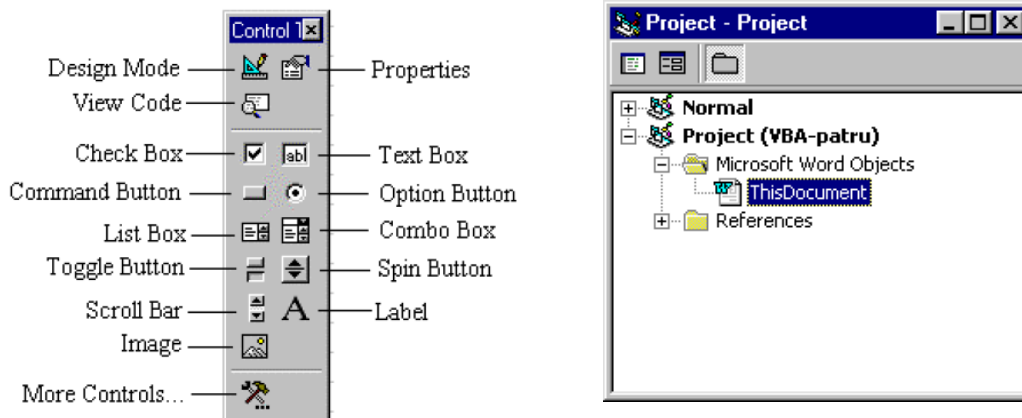


Fig.3.2 a)Fereastra Toolbox –descrierea fiecărui buton b)Fereastra Project-oferă o imagine a tuturor fișierelor

Fereastra Project Explorer din figura 3.2 b) oferă o imagine a tuturor fișierelor ce formează aplicația într-o structură arborească. Fereastra Proprietăți figura 3.3 conține o listă de proprietăți despre form-ul, controlul sau alt element active.Având în vedere diversitatea controalelor, lista proprietăților diferă-mai mult sau mai puțin-de la un obiect la altul.

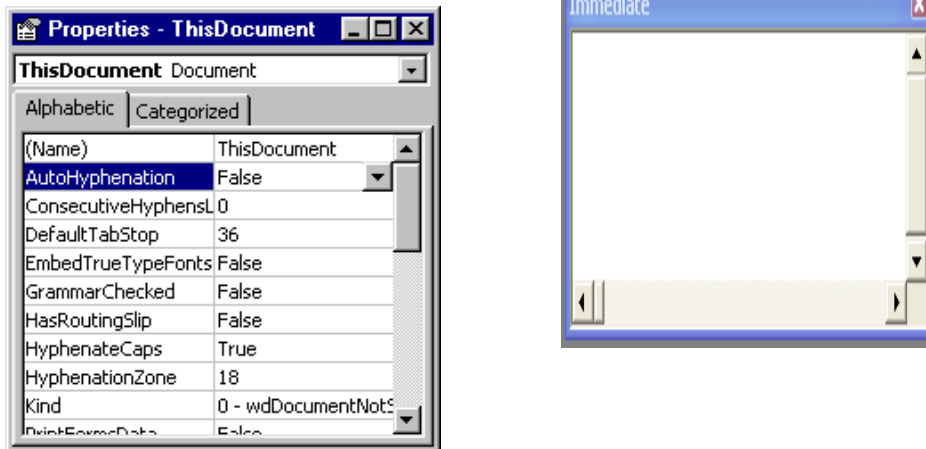


Fig 3.3 a) Fereastra Properties conține o listă de proprietăți despre form b) Fereastra Immediate-se pot scrie și executa instrucțiuni ale limbajului de programare

Fereastra Immediate (figura 3.3 b))are o destinație specială, în care se pot scrie și executa instrucțiuni ale limbajului de programare, rezultatele fiind disponibile imediat. Este o facilitate foarte utilă în depanarea alicațiilor.

Fereastra Code (figura 3.4) este locul unde scriem codul pentru a putea face funcționale butoanele. Acesta diferă de la un buton la altul în funcție de utilitatea lui. Codul nu este văzut de utilizator ci doar rezultatul pe care îl întoarce fiecare procedură sau funcție a programului Visual Basic. Fiecărui buton i se dă un nume și o proprietate.

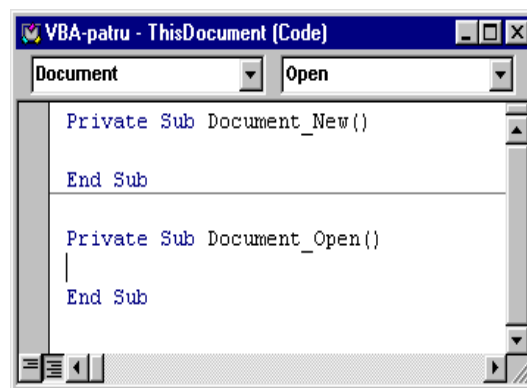


Fig. 3.4 Fereastra Code –afișează întreg codul from-ului

Fiecare buton are anumite proprietăți care sunt alese în funcție de destinația unde dorim să ajungem. Toate aceste elemente sunt esențiale în realizarea programului.

Programul lucrării de ansamblu este conceput în așa fel încât să vină în ajutorul oricarui inginer sau tehnician din domeniu care dorește să afle anumite informații sau măsuratori și care poate folosi aplicațiile realizate în Mediul Visual Studio.

El este alcătuit din mai multe fromuri fiecare from are butoanele lui care au titlu sugestiv care ne îndrumă direct la informația cautată. Primul from este alcătuit din butoanele care ne conduc către *Capitolul I*, *Capitolul II*, *Capitolul III*, *Capitolul IV* și *Capitolul V* al lucrării. Formul mai are un buton denumit *Introducere* care la un clic al mouse-lui va deschide fișierul cu introducerea lucrării, butonul *Bibliografie* deschide fișierul cu cărțile studiate pentru întocmirea lucrării. Butonul *Cuprins* deschide fișierul unde sunt notate capitolele, subcapitolele și paginile unde se găsesc, iar ultimele butoane *Continuați* și *Ieșire* din aplicație sunt de navigare sau ieșire din aplicație în funcție de necesitățile celui care citește lucrarea.

In figura (3.5) este imaginea cu primul form al aplicației.



Figura (3.5)-Imaginea de început a aplicației.

Formul care se deschide printr-un clic al mouse-lui pe butonul *Capitolul I* din figura(3.6) și care face introducerea în conținutul capitolului în funcție de necesități. Formul are și butoane de navigație prin aplicație ca de exemplu butonul *Continuați* .După accesarea acestuia se deschide o altă fereastră (form) care conține butoane necesare incursiunii prin capitolul I. Repetând procedeul se deschid ferestrele pentru capitole II, III și ultima dată fereastra cu aplicațiile. Butonul *Inapoi* realizează incursiunea inversă butonului *Continuați*?. In figurile 3.6, 3.7, 3.8, 3.9 sunt imaginile corespunzătoare ferestrelor cu butoanele specifice și care ajută la informarea directă asupra unei probleme.

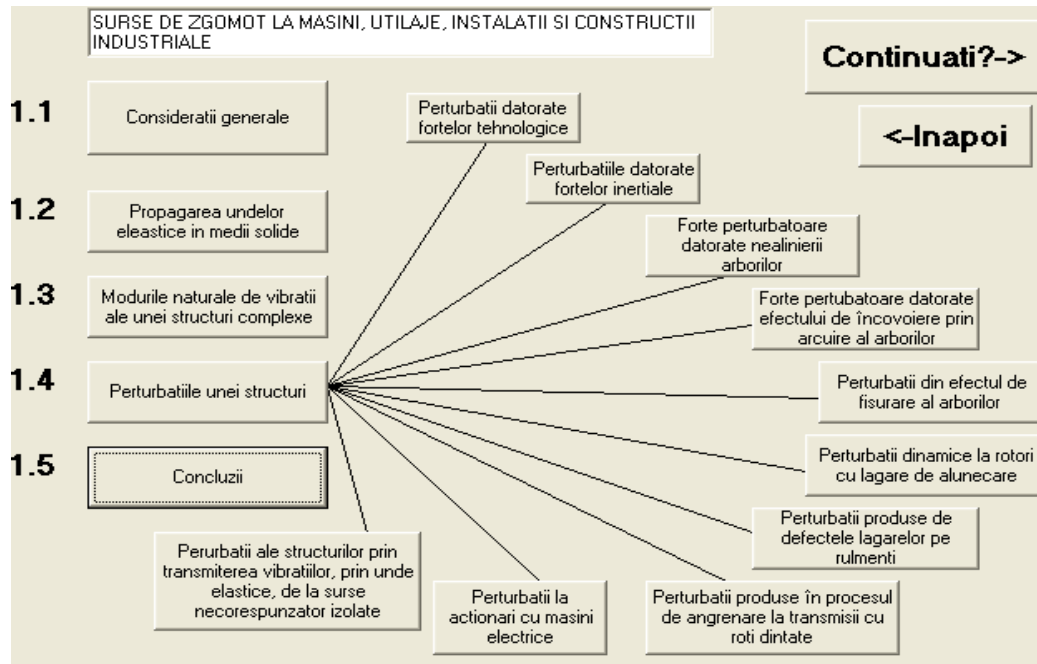


Figura (3.6) –conținutul capitolului I (surse de zgomot la mașini, utilaje, instalații și construcții industriale)

In următoarele figuri 3.7 și 3.8, 3.9 sunt imaginile celorlalte from-uri care se deschid pentru fiecare capitol în parte.

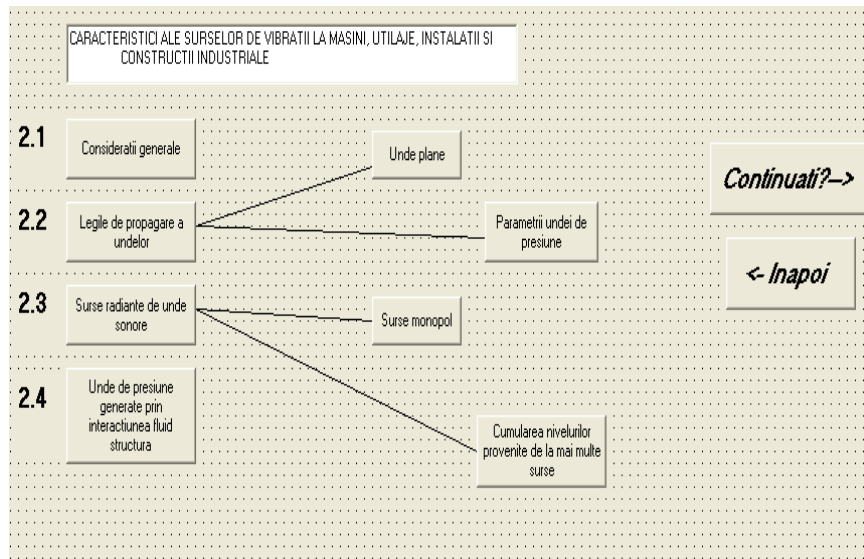


Figura 3.7 –conținutul capitolului II

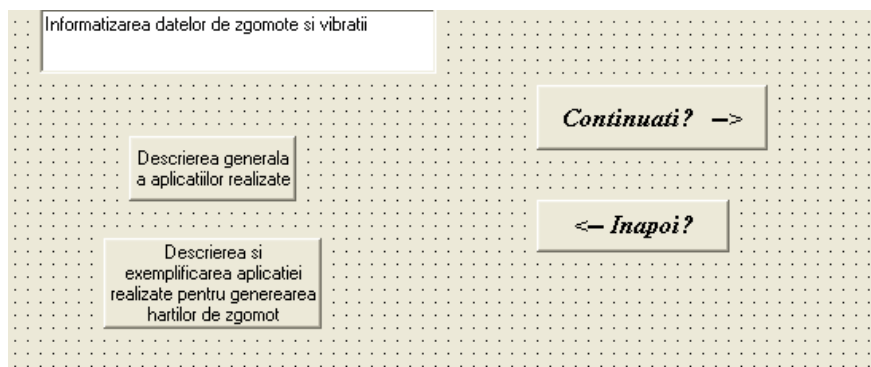


Figura 3.8–conținutul capitolului III

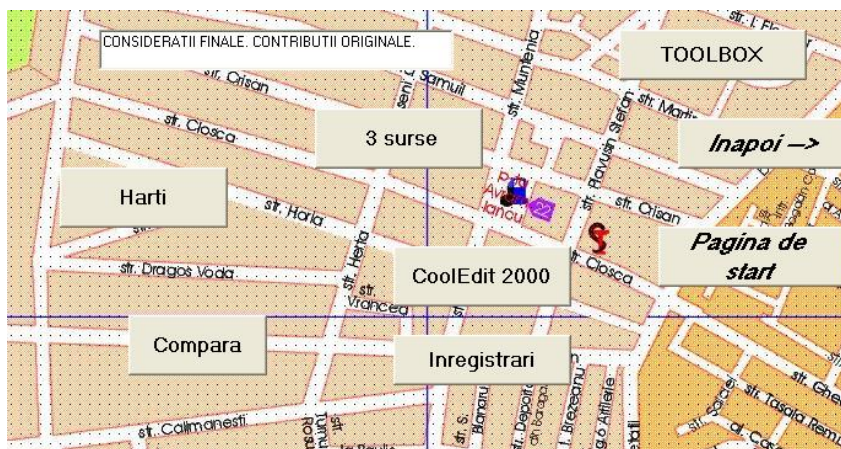


Figura 3.9 –conținutul capitolului IV

Pentru a realizarea acestor from-uri s-au folosit următoarele butoane din fereastra ToolBox-figura 3.2. Butoanele numite Capi-tolul I,II,III,IV, Introducere,Bibliografie și Ieșire din aplicație s-au trasat apăsând clic stânga la mouse pe butonul Comand Button (figura 3.2 a) iar apoi au fost desenate pe suprafața fromu-lui.In fereastra Properties (figura 3.3) au fost schimbate anumite pro-prietăți : Name(numele butonului) Caption (denumirea care va fi inscripionată pe buton) și Font(fontul textului de pe buton).Titlul lucrării a fost asezat pe suprafața fromu-lui cu ajutorul unei etichete (Label figura 3.2 a) și la fel ca la butoane au fost schimbate anumite proprietăți :Name, Caption, Font și Enebled.Imaginea de fundal a fromulu-lui a fost inserată cu vajutorul butonului Image.Toate aceste lucruri s-au facut pentru realizarea unei interfețe prietenoase și atrăgătoare. Codul de program Visual Basic pentru un buton este scris într-o procedură asemănătoare cu cea din figura 3.4 diferind de la caz la caz și este urmatorul :

```
Private Sub Command1_Click(Index As Integer)

interfata.Visible = False

cap2.Visible = True

End Sub

Private Sub Command1_Click()

cap1.Visible = False

cap2.Visible = True

End Sub

Private Sub Command2_Click()

cap1.Visible = False

interfata.Visible = True

End Sub

Private Sub Command2_Click(Index As Integer)

cap2.Visible = False
```

cap1.Visible = True

End Sub



3.2.1 Descrierea aplicației Toolbox

Butonul Toolbox din form-ul patru (figura 3.9) deschide o bară de unelte cu 16 butoane ca în figura 3.10.



Fig.3.10-Bara de unelte (16 butoane)

Butoanele sunt create cu câte o imagine sugestivă din care se poate intui ce program utilitar se va deschide. Acest lucru ajută în accesarea rapidă și directă la orice program utilitar necesar oricărui utilizator .De exemplu butonul cu calculatorul deschide un calculator cu ajutorul căruia putem face anumite calcule următoarele butoane deschid un editor de texte Notepad, WordPad și Word care au facilități de noatre a unor lucruri importante, de concepere a unei scrisori ce se poate trimite e-mai mai

trâziu cu ajutorul butoanelor   aflate în bară. Poate de asemenea să acceseze un program de baze de date în care sunt stocate foarte multe înregistrări de zgomote și vibrații sau să caute date care se referă la măsurători determinate experimental de zgomote sau vibrații, să comprimăm un fișier care ocupă spați de meorie prea mare, să asculte o înregistrare video sau să prelucreze o imagine în paint. Mai poate deschide prezentări PowerPoint, să-și calculeze limite, să-și creeze un grafic ,o statistică să intre în contact cu un alt coleg dintr-o altă parte a

țării sau lumii pentru a obține informații referitoare la anumite probleme care intrevin la momentul respectiv.

După cum se observă ușurează munca și reduce timpul pe care utilizatorul l-ar pierde pentru a ieși din program ca să le acceseze.

Form-ul pentru bara de butoane a fost construită cu ajutorul mai multor Comand Button la care le-am schimbat proprietățile ca în figura de mai jos:

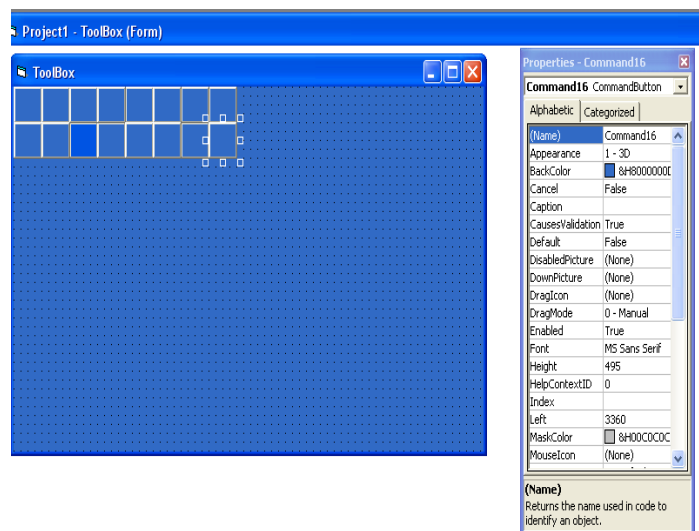


Fig. 3.11 Crearea unui buton din Toolbox cu proprietățile specifice

De exemplu pentru butonul 16 în fereastra Properties la (Name) Command16 ,BackColor am ales culoarea dintr-o paleta de culori pusa la dispozitie de Visual Basic, iar imaginea am preluat-o din cele puse la dispozitie de Clip Art .Acelasi lucru l-am facut pentru toate celalalte butoane iar codul folosit pentru bara de instrumente este urmatorul :

```
Private Declare Sub Sleep Lib "kernel32" (ByVal dwMilliseconds As Long)
Private Sub Command1_Click()
On Error Resume Next
Shell ("calc")
End Sub
Private Sub Command14_Click()
On Error Resume Next
Shell ("C:\Program Files\Windows Media Player\wmplayer.exe")
End Sub
Private Sub Command2_Click()
On Error Resume Next
```

Capitolul 3

```
Shell ("notepad")
End Sub
Private Sub Command3_Click()
On Error Resume Next
Shell ("mspaint")
End Sub
Private Sub Command4_Click()
On Error Resume Next
Shell ("cmd")
End Sub
Private Sub Command5_Click()
On Error Resume Next
Shell ("explorer")
End Sub
Private Sub Command6_Click()
On Error Resume Next
Shell ("regedit")
'MsgBox "The Application cannot be Executed"
MsgBox "Windows cannot access the specified drive,path or file. You may not have the appropriate permissions
to access the item.", vbCritical + vbOKOnly, "Regedit"
End Sub
Private Sub Command7_Click()
On Error Resume Next
Shell ("C:\Program Files\Internet Explorer\IEXPLORE.EXE")
End Sub
Private Sub Command8_Click()
On Error Resume Next
Shell ("C:\Program Files\Microsoft Office\OFFICE11\EXCEL.EXE")
'Shell ("C:\Program Files\Euc\Microsoft Office\OFFICE11\EXCEL.EXE")
End Sub
Private Sub Command9_Click()
On Error Resume Next
Shell ("C:\Program Files\Microsoft Office\OFFICE11\MSACCESS.EXE")
'Shell ("C:\Program Files\Euc\Microsoft Office\OFFICE11\MSACCESS.EXE")
End Sub
Private Sub Command10_Click()
On Error Resume Next
Shell ("C:\Program Files\Microsoft Office\OFFICE11\POWERPNT.EXE")
'Shell ("C:\Program Files\Euc\Microsoft Office\OFFICE11\POWERPNT.EXE")
End Sub
Private Sub Command11_Click()
On Error Resume Next
Shell ("C:\Program Files\Microsoft Office\OFFICE11\WINWORD.EXE")
'Shell ("C:\Program Files\Euc\Microsoft Office\OFFICE11\WINWORD.EXE")
End Sub
Private Sub Command12_Click()
On Error Resume Next
Shell ("C:\Program Files\Microsoft Office\OFFICE11\OUTLOOK.EXE")
'Shell ("C:\Program Files\Euc\Microsoft Office\OFFICE11\OUTLOOK.EXE")
End Sub
Private Sub Command13_Click()
On Error Resume Next
Shell ("C:\Program Files\Microsoft Visual Studio\VB98\VB6.EXE")
'Shell ("C:\Program Files\Euc\Microsoft Visual Studio\VB98\VB6.EXE")
MsgBox "Sorry the Application is not available in your System", vbCritical + vbOKOnly, "Visual Basic 6.0"
End Sub
Private Sub Command15_Click()
On Error Resume Next
Shell ("C:\Program Files\WinZip\WINZIP32.EXE")
End Sub
Private Sub Command16_Click()
temp1 = MsgBox("Are you Sure you want to Logoff?..", vbInformation + vbYesNo)
If temp1 = vbYes Then
Shell ("logoff")
Else
Exit Sub
End Sub
```

```
End If
End Sub
'The coding below which i commented is to add as Menu in the form
'Private Sub Calculator_Click()
'Shell ("calc")
'End Sub
'
'Private Sub Cmd_Click()
'Shell ("cmd")
'End Sub
'
'Private Sub MyDocuments_Click()
'Shell ("Explorer")
'End Sub
'
'Private Sub Notepad_Click()
'Shell ("notepad")
'End Sub
'Private Sub Paint_Click()
'Shell ("mspaint")
'End Sub
'
'Private Sub Exit_Click()
'End
'End Sub
```

3.2.2 Înregistrări de zgomote și prelucrarea acestora

Pentru prelucrarea zgomotelor a fost folosit un program CoolEdit2000, fiind un software bazat pe sistemul audio într-o formă digitală , analogică în sensul că un waveform este convertit într-o reprezentare binară.

Orice înregistrare a nivelului de zgomot de la o intersecție se poate prelucra cu acest program Cool Edit 2000 ,iar apoi înregistrările se pot salva într-un fișier Notpad (adică transformarea în scris a semnalului digital) dupa care se poate face reprezentarea acestuia grafic in Excel sau Matchad. Un exemplu de transformare este reprezentata in capturile de imagini care urmeaza din figura 3.12,3.13,3.14.

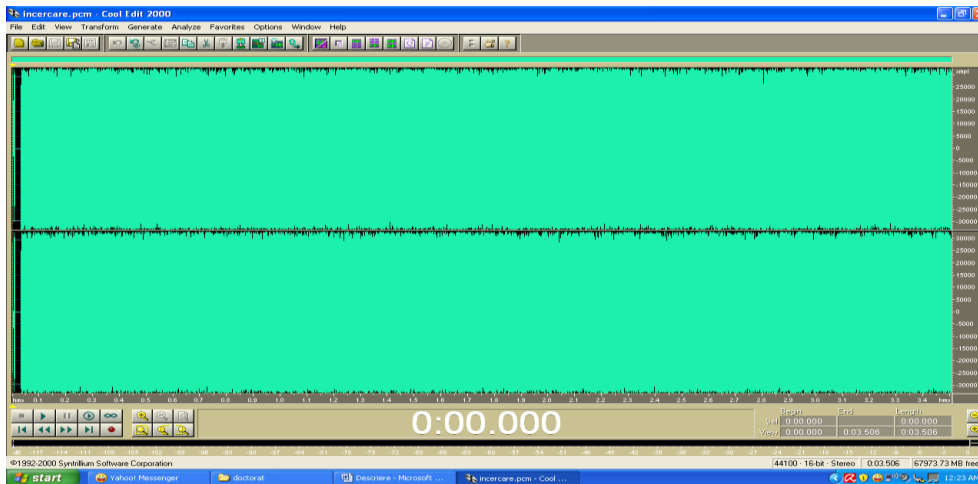


Figura 3.12-Reprezentarea semalului digital in Cool Edit 2000

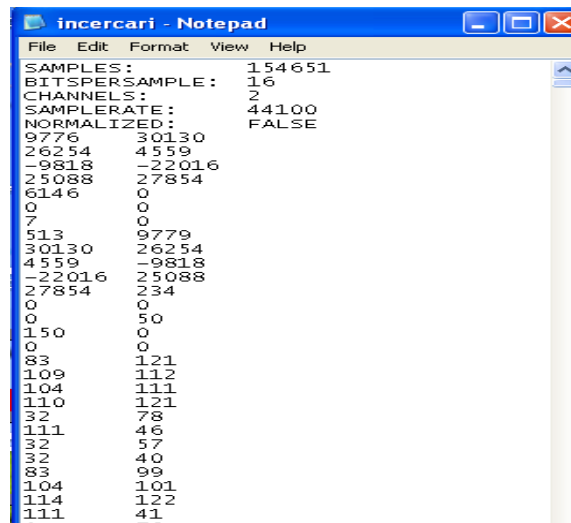


Fig.3.13 Reprezentarea semnalului digital în text –fișier text-Notpad

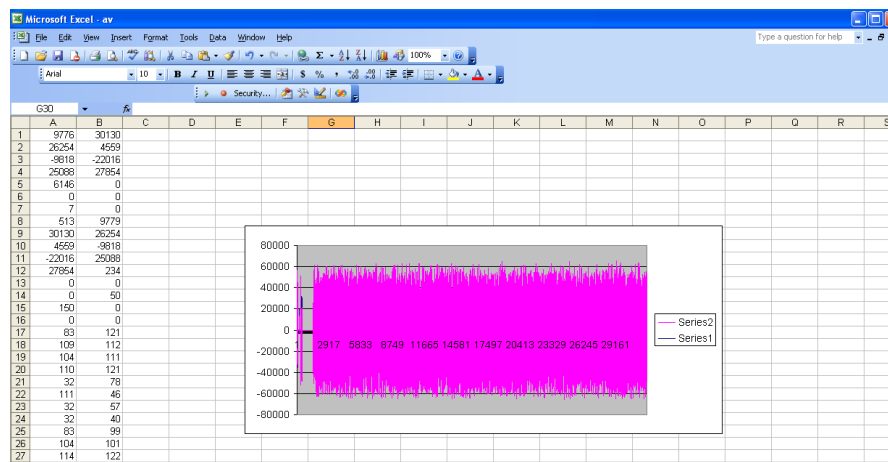


Fig.3.14 Reprezentarea semnalului digital grafic folosind Microsoft Excel

Aceste imagini demonstrative s-au realizat astfel: cu înregistrarea efectuată cu o cameră foto Cannon A507 aceasta a fost descărcată pe calculator. S-a deschis Cool Edit 2000 și în meniul File ->Open s-a ales din caseta de dialog aparută pe ecran înregistrarea, iar după câteva răspunsuri la casetele de dialog care au mai apărut s-a ajuns la reprezentarea semnalului digital din figura 3.12 .Inainte de părăsirea aplicației Cool Edit 2000 s-a salvat fișierul în format .txt așa cum se vede din figura 3.13.

După aceste operații au fost copiat toate datele din fișierul de tip .txt într-un fișier de tip .xls și s-a trecut la reprezentarea grafică.Pașii care au fost urmați pentru reprezentarea grafică sunt:

- 1) se selectează datele care se doresc introduce în graphic.
- 2) În meniul Insert->Chart se alege tipul graficului ca în figura 3.15 după care se apasă butonul next din caseta de dialog și tot așa se mai raspunde la câteva întrebări până când se ajunge la butonul Finish care reda graficul din figura 2.10.

Acest grafic se poate realize și în Matchad dar pentru un utilizator care nu este prea experimentat cel mai ușor este folosirea lui Microsoft Excel urmând pașii descriși anterior.

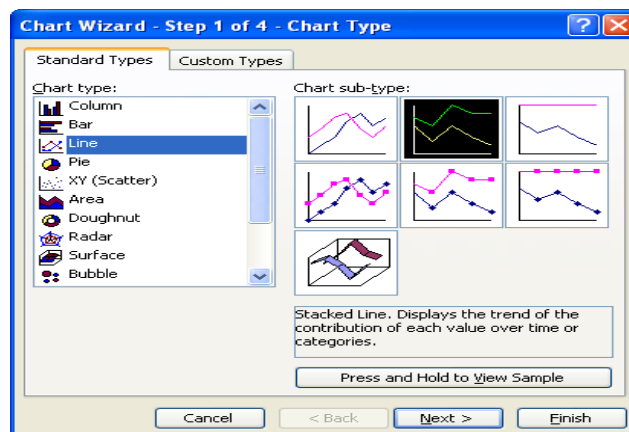


Fig. 3.15 –Casetă de dialog din care se alege tipul graficului

3.2.3 Aplicația "Hărți"

Un alt program realizat tot în Visual Basic se apelează din butonul Hărți și are următorul scop: el vine în sprijinul celor care monitorizează permanent prezența zgomotului în orase care acoperă

- zonele industriale,
- șiturile în construcții,
- străzile principale,
- căile ferate principale,
- stadioanele, zonele expoziționale și de concerte.

Monitorizarea permanentă poate da indicații cu privire la tendința nivelului de zgomot și poate ajuta la crearea hărților acustice.

Planificarea acustică globală încearcă să prevină problemele ce apar și să optimizeze utilizarea resurselor limitate prin carto-grafierea și administrarea mediului acustic al unei zone întinse cum este un oraș sau un aeroport.

Hărțile acustice se pot realiza prin : afisarea valorilor masurate in timpul supravegherilor pe timp scurt sau lung, afisarea valorilor masurate de statiile de monitorizare permanenta, prin calcul si validarea cu masuratori utilizand una din aplicatiile software.

Un sistem complet pentru un oraș cu aproximativ 1 million de locuitori ce poate avea câteva stații permanente de monitorizare suplinite cu alte câteva stații mobile și un număr de sonometre ce pot fi utilizate independent. La acestea se adaugă o aplicație software de administrare , și o altă aplicație software de predicție.

Un sistem modular integrat de administrare a zgomotului urban, de ultimă generație, poate acoperi mare parte (daca nu complet) din sarcinile actuale ale responsabilului cu problemele de zgomot-realizând și

actualizand cartografierea acustică, evaluarea reclamațiilor, planificarea strategică, eliberarea autorizațiilor. Datele astfel obținute pentru zgomot pot fi cu ușurință combinate cu poluarea chimică a aerului. Pentru cartografierea acustică (conform Directivelor UE) unii parametri necesită medieri pe termen lung și pot fi obținuți fie prin monitorizare de lungă durată (stații fixe) și prin predicție.

Cartografierea bazată pe măsurare necesită microfoane speciale de exterior montate împreună cu instalații specializate ce pot înregistra zgomotul pe perioade lungi de timp.

Cartografierea bazată pe predicția nivelelor conform unor algoritmi empirici de obicei necesită cunoașterea valorilor de putere acustică pe care le emit diferite surse din trafic, industrie, date meteo, etc. În toate cazurile orice astfel de parametru bazat pe predicție trebuie validat prin măsuratori.

Principalele avantaje pe care le oferă crearea de hărți acustice în mediul urban sunt următoarele, diferențiate în funcție de stadiul existent și cel preconizat al dezvoltării urbanistice: dezvoltarea de noi zone rezidențiale-stabilirea amplasamentelor va ține cont și de nivelul de zgomot al vecinătăților, se poate simula anterior demersurile de construire, efectul apariției acestei zone (cu trafic rutier asociat estimat) din punct de vedere al acusticii zonale. În acest sens programul a venit în ajutorul celor care realizează hărți acustice. El stă la baza celor care fac măsurători, iar apoi îi ajută să facă un semn pe hartă (în cazul nostru un pătrățel) ca să poată vedea dintr-o privire de ansamblu unde au fost făcute măsurătorile și cam cât de intens este traficul. Pentru a vedea cât de intens este traficul utilizatorul programului pune pătrățelul de culoare roșu dacă traficul este intens și depășește limita admisibilă, albastru dacă nu depășește limita admisibilă și incolor dacă în timp s-a realizat medierea intensității traficului rutier.

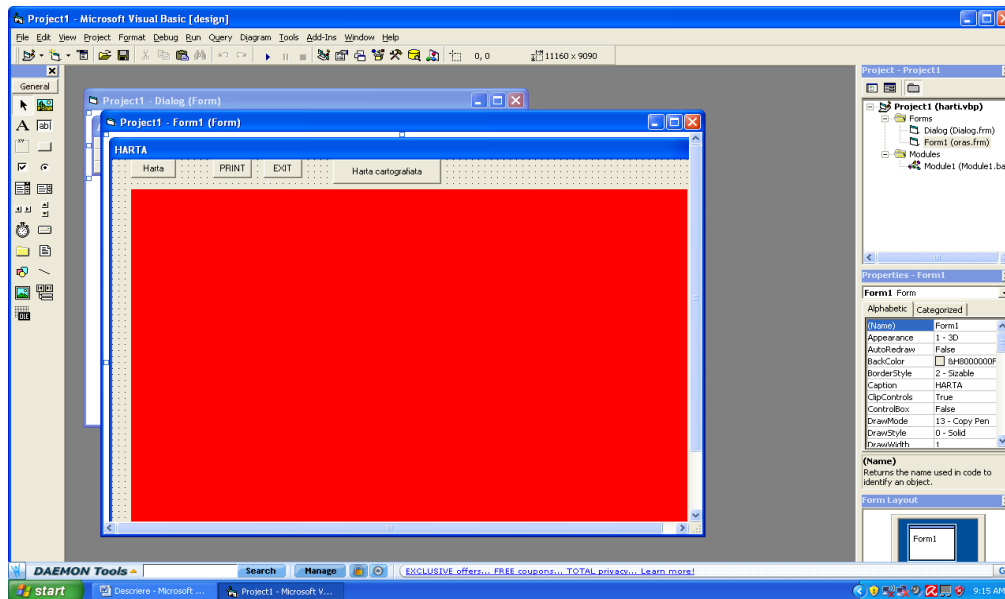


Fig. 3.16 Fromul Harta concepere și cele 4 butoane ajutătoare

Programul este compus din doua fromu-ri legate între ele .Primul from figura 3.16 are patru butoane si o suprafată liberă unde se va poziționa harta după ce apăs butonul harta.Butoanele sunt făcute cu ajutorul lui Command Button din bara de unelte (figura 3.2 a) si au proprietățile specifice (figura 3.3 a), iar suprafata unde o să fie harta este realizată cu ajutorul etichetei Label (figura 3.2 a) și schimbate proprietătie (figura 3.3 a).

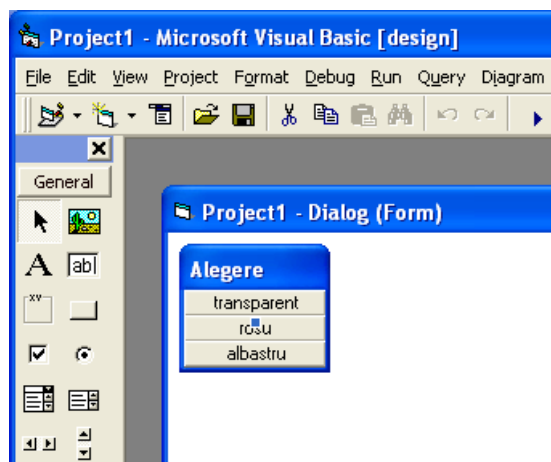


Fig.3.17 Fromul Alegere cu cele trei butoane

Al doilea from se numește Alegere (figura 3.17) și este format din trei butoane realizate cu ajutorul Command Button (figura 3.2 a) cu următoarele denumiri transparent, roșu și albastru și au proprietățile modificate vezi figura figura 3.3 a).

Aceste from-uri legate cu ajutorul codului de program care este scris într-o procedură vezi figura 3.4 dau interfața programului care poate să fie utilizată ușor și care are următorul mod de funcționare :

La deschidere se alege o porțiune din hartă sau întreaga hartă (am ales o porțiune pentru a fi mult mai vizibilă zona unde se efectuează măsurătorile) și patru butoane.

Butoanele sunt în partea din stanga sus a hărții figura 3.16:Harta, Print, Exit și Harta cartografică care la un clic stanga al mouse-lui pe fiecare dintre ele pot să-mi aleg harta , să printez harta după ce am făcut însemnările pe ea, un buton de ieșire din program (Exit) și un buton care arată harta cu nivelurile de zgomot. La un clic dreapta al mouse-lui mi se deschide o casetă de dialog cu cele trei culori pe care pot să le pun pe harta în funcție de locul unde am făcut măsurătorile și în funcție de intensitatea traficului rutier.

După efectuarea acestor modificării pe hartă pot să printez pentru a avea și o dovadă scrisă a muncii depuse. Butonul harta cartografiată deschide aceeași harta pe care s-au făcut însemnările rezultate în urma măsurătorilor cu marcarea pe hartă a culorii specifice limitei de zgomot. Imaginea hărții cartografiate este dată în figura 3.18 .Limitele de zgomot admise de stadardele internaționale sunt în legenda din partea dreaptă a imaginii cu harta.

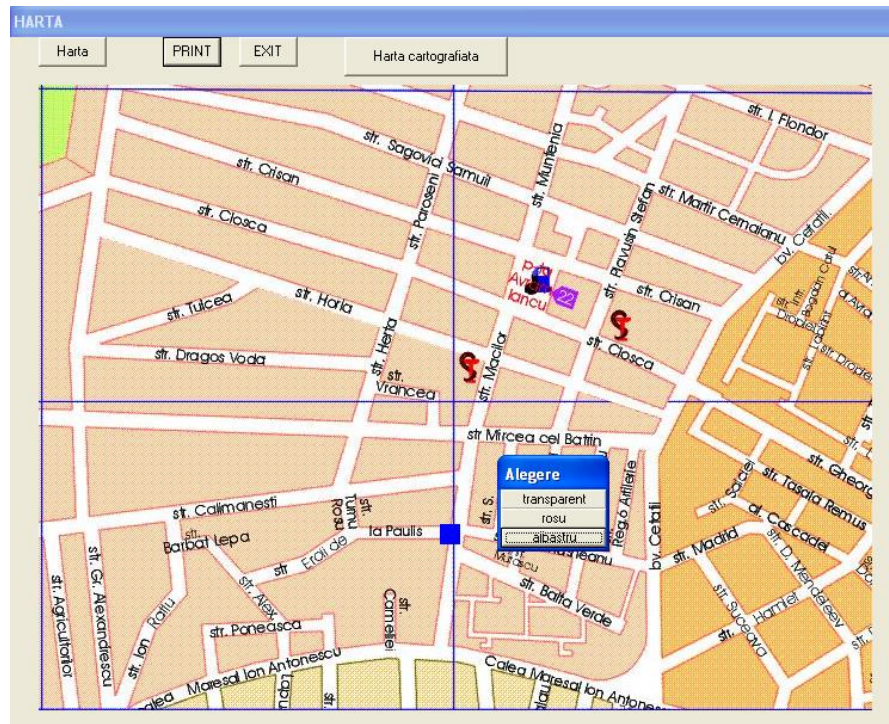


Fig. 3.18 Imagine rurare program



Fig.3.19 Imagine hartă cartografică (clic pe butonul corespunzator din program)

Codul programului este urmatorul :

```
Private Type OPENFILENAME
    IStructSize As Long
    hWndOwner As Long
    hInstance As Long
    lpstrFilter As String
    lpstrCustomFilter As String
    nMaxCustFilter As Long
    nFilterIndex As Long
    lpstrFile As String
```

```

nMaxFile As Long
lpstrFileTitle As String
nMaxFileTitle As Long
lpstrInitialDir As String
lpstrTitle As String
flags As Long
nFileOffset As Integer
nFileExtension As Integer
lpstrDefExt As String
lCustData As Long
lpfnHook As Long
lpTemplateName As String
End Type
Private Declare Function GetOpenFileName Lib "comdlg32.dll" Alias "GetOpenFileNameA" (pOpenfilename As
OPENFILENAME) As Long
Private Sub Command1_Click()
PrintForm
End Sub
Private Sub Command2_Click()
End
End Sub
Private Sub Command3_Click()
Dim strfile As String
strfile = OpenFileDialog("Imaginea dorita(*.gif;*.jpg)|*.gif;*.jpg", "Alege imaginea ...", "")
If (strfile <> "") Then
Image1.Picture = LoadPicture(strfile)
End If
'
End Sub
Private Sub Form_Load()
Dim i
For i = 0 To 1451
lb(i).BackStyle = 0
Next i
valoare = 0
End Sub
Private Sub lb_MouseUp(Index As Integer, Button As Integer, Shift As Integer, X As Single, Y As Single)
If Button = 2 Then
Dialog.Visible = True
Dialog.Left = lb(Index).Left
Dialog.Top = lb(Index).Top
lab = Index
End If
End Sub
Private Function OpenFileDialog(Filter As String, DialogTitle As String, InitialFolder As String) As String
Dim ofn As OPENFILENAME
Dim a As Long
ofn.lStructSize = Len(ofn)
ofn.hWndOwner = Me.hWnd
ofn.hInstance = App.hInstance
If Right$(Filter, 1) <> "|" Then Filter = Filter + "|"
For a = 1 To Len(Filter)
If Mid$(Filter, a, 1) = "|" Then Mid$(Filter, a, 1) = Chr$(0)
Next
ofn.lpstrFilter = Filter
ofn.lpstrFile = Space$(254)
ofn.nMaxFile = 255
ofn.lpstrFileTitle = Space$(254)
ofn.nMaxFileTitle = 255
ofn.lpstrInitialDir = InitialFolder
ofn.lpstrTitle = DialogTitle
ofn.flags = 0 'OFN_HIDEREADONLY Or OFN_FILEMUSTEXIST
a = GetOpenFileName(ofn)
If (a) Then
OpenDialog = Trim$(ofn.lpstrFile)
Else

```

```
    OpenDialog = ""
End If
End Function
Private Sub Command1_Click()
Dialog.Visible = False
Form1.lb(lab).BackColor = RGB(0, 0, 255)
End Sub
Private Sub Command2_Click()
Dialog.Visible = False
Form1.lb(lab).BackColor = RGB(255, 0, 0)
End Sub
Private Sub Command3_Click()
Dialog.Visible = False
Form1.lb(lab).BackColor = RGB(0, 0, 255)
End Sub
```

3.2.4. Aplicația celor „trei surse”

Tot legat de zgomote și de ușurarea muncii depuse de către om această lucrare mai are un program care calculează zgomotul transmis de trei surse aflate în puncte diferite, unei clădiri aflată la distanțe diferite de cele trei surse de zgomot. Programul folosește limbajul HTML și JavaScript. În cazul zgomotelor este redat un exemplu privind determinarea zgomotului echivalent generat de trei surse diferite. S-a ales pentru exemplificare zona Piața 700. Principalele surse de zgomot considerate sunt:

- “SURSA 1” - trenuri de călători și marfă;
- “SURSA 2” - tramvaie;
- “SURSA 3” - autovehiculelor;

Pentru fiecare sursă se poate specifica poziția din care îi vine zgomotul, A sau B, în cazul sursei 1, C sau D în cazul sursei 2 și E sau F în cazul sursei 3. Un alt exemplu de aplicare a acestui program ar fi atunci când se proiectează o hală industrială, prin simularea unor situații în care zgomotul acționează asupra muncitorilor. Cunoscând nivelele de zgomot generate de mașini se poate determina nivelul echivalent în zona

în care este poziționat muncitorul (în cotul halei, deasupra unei suprafețe tari sau moi) în funcție de distanța la care sunt poziționate toate mașinile.

Prin apelarea butonului "TOATE SURSELE" s-a obținut nivelul de zgomot echivalent rezultat prin compunerea contribuțiilor celor trei surse. Vezi figura 3.20:

Calcularea zgomotului

Sursa 1

Q Uz universal? or 1 dB

Locatia: A B

Distanța (m):

Nivel de presiune acustică L_p (dB):

Nivel de putere acustică L_w (dB):

Sursa 2

Q Uz universal? or 1 dB

Locatia: C D

Distanța (m):

Nivel de presiune acustică L_p (dB):

Nivel de putere acustică L_w (dB):

Sursa 3

Q Uz universal? or 1 dB

Locatia: E F

Distanța (m):

Nivel de presiune acustică L_p (dB):

Nivel de putere acustică L_w (dB):

Setari generale

Orientarea surselor

1 = total (ex. deasupra suprafețelor moi)
 2 = jumătate (ex. deasupra suprafețelor tari)
 4 = un sfert (ex. deasupra suprafețelor tari de pe un perete)
 8 = 0 optime (ex. în colțul unei camere)

Recepție = Nivelul pe fatada? (+3dB) dB

Combinarea surselor

Sursa	Locatia	in timp	Leq
Sursa 1	A	100 %	<input type="text"/> dB
Sursa 2	C	100 %	<input type="text"/> dB
Sursa 3	E	100 %	<input type="text"/> dB
Total Leq			<input type="text"/> dB

Figura 3.20 –cele trei surse si combinarea lor

S-a folosit urmatorul cod de program:

```
<!DOCTYPE html PUBLIC "-//W3C//DTD XHTML 1.0 Transitional//EN"
  "http://www.w3.org/TR/xhtml1/DTD/xhtml1-transitional.dtd">
<html xmlns="http://www.w3.org/1999/xhtml">
<head>
<title>MAS Environmental - Calcularea zgomotului</title>
<meta http-equiv="Content-Type" content="text/html; charset=iso-8859-1" />
<script type="text/javascript">
  //
  function disable(myobject) {
    document.getElementById(myobject).disabled=true;
  }
  function enable(myobject) {
    document.getElementById(myobject).disabled=false;
  }
  function toggle(myobject) {
    ob = document.getElementById(myobject);
    if (ob.disabled == false) {
      ob.disabled=true;
    } else {
      ob.disabled=false;
    }
  }
  ]]&gt;</pre>
</div>
<div data-bbox="855 933 889 951" data-label="Page-Footer">
<p>87</p>
</div>
<div data-bbox="935 966 984 982" data-label="Page-Footer">
<p>BUPT</p>
</div>
```

```

}
function toggleThat(thisobject, targetob, typeval) {
ob = document.getElementById(thisobject);
tar = document.getElementById(targetob);
if ((ob.checked && typeval == 0) || (ob.checked == false && typeval == 1)) {
tar.disabled=true;
} else {
tar.disabled=false;
}
}
function colorme(loc){
a=document.getElementById(loc).value;
if (a == 'A'){b = 'B';color='#FFFFAA';} else
if (a == 'B'){b = 'A';color='#FFFFAA';} else
if (a == 'C'){b = 'D';color='#FFFFAA';} else
if (a == 'D'){b = 'C';color='#FFFFAA';} else
if (a == 'E'){b = 'F';color='#FFFFAA';} else
if (a == 'F'){b = 'E';color='#FFFFAA';}
if(document.getElementById(loc).disabled==true){color='white'}
document.getElementById('Lp'+a).style.backgroundColor=color;
document.getElementById('Lp'+b).style.backgroundColor='white';
}

function copy(thisfield,thatfield){
document.getElementById(thatfield).value = document.getElementById(thisfield).value;
}
function useU(source){
ob = document.getElementById(source+"_U");
tar = document.getElementById(source+"_D");
taralt = document.getElementById(source+"_Q");
img = document.getElementById(source+"_img");
if (ob.checked) {
x=document.getElementById('U_D').value;
tar.value=x;
tar.className='readonly Uq';
img.src = 'images/'+x+'.png';
} else {
tar.value = taralt.value
tar.className='readonly';
img.src = 'images/'+tar.value+'.png';
}
}
function calcLp(field,lw,r,D) {
if (document.getElementById(lw).value && document.getElementById(r).value) {
a = parseFloat(document.getElementById(lw).value);
b = parseFloat(document.getElementById(r).value);
c = parseFloat(document.getElementById(D).value);
d = parseFloat(document.getElementById('U_F').value);
x=a-20*(Math.log(b)/Math.log(10))-11+c+d;
document.getElementById(field).value = Math.round(x);
}
}
function calcLw(field,lp,r,D) {
if (document.getElementById(lp).value && document.getElementById(r).value) {
a = parseFloat(document.getElementById(lp).value);
b = parseFloat(document.getElementById(r).value);
c = parseFloat(document.getElementById(D).value);
d = parseFloat(document.getElementById('U_F').value);
x=a+20*(Math.log(b)/Math.log(10))+11-c-d;
document.getElementById(field).value = Math.round(x);
}
}
function calcLeq(field,check,loc,per){
dest = document.getElementById(field)
if (document.getElementById(check).checked) {
c = document.getElementById(loc).value;
}
}

```

```

if (document.getElementById('Lp'+c).value) {
a = parseFloat(document.getElementById('Lp'+c).value);
b = parseFloat(document.getElementById(per).value);
x = (b/100)*Math.pow(10,a/10);
x = 10*Math.log(x)/Math.log(10);
dest.value = Math.round(x,1);
}
} else {
dest.value = "";
}
}
function sumLeq(){
if (document.getElementById('S1_Leq').value) {
a=parseFloat(document.getElementById('S1_Leq').value);
a=Math.pow(10,a/10);
} else {a=null;}
if (document.getElementById('S2_Leq').value) {
b=parseFloat(document.getElementById('S2_Leq').value);
b=Math.pow(10,b/10);
} else {b=null;}
if (document.getElementById('S3_Leq').value) {
c=parseFloat(document.getElementById('S3_Leq').value);
c=Math.pow(10,c/10);
} else {c=null;}
x=a+b+c;
if (x>0){
x=10*Math.log(x)/Math.log(10);
document.getElementById('All_Leq').value=Math.round(x);
}
}

function recalculate(){
useU('S1');calcLp('LpA','LwA','rA','S1_D');calcLp('LpB','LwA','rB','S1_D');
useU('S2');calcLp('LpC','LwC','rC','S2_D');calcLp('LpD','LwC','rD','S2_D');
useU('S3');calcLp('LpE','LwE','rE','S3_D');calcLp('LpF','LwE','rF','S3_D');
calcLeq('S1_Leq','S1','S1_L','S1_per');calcLeq('S2_Leq','S2','S2_L','S2_per');calcLeq('S3_Leq','S3','S3
_L','S3_per')
sumLeq();
}
function startup(){
copy('U_Q','U_D');
toggleThat('S1','S1_L',1);toggleThat('S2','S2_L',1);toggleThat('S3','S3_L',1);
toggleThat('S1_U','S1_Q',0);toggleThat('S2_U','S2_Q',0);toggleThat('S3_U','S3_Q',0);
copy('U_Fq','U_F');copy('U_Fq','U_F');
useU('S1');useU('S2');useU('S3');
colorme('S1_L');colorme('S2_L');colorme('S3_L');
}
function popUp(URL) {
eval("page = window.open(URL,
'toolbar=0,scrollbars=1,location=0,statusbar=0,menubar=0,resizable=1,width=350,height=500');");
}
//]]>
</script>
<style type="text/css">
/*<![CDATA[*]
<!--
body {
font-family: Arial, Helvetica, sans-serif;
font-size: 76%;
padding: 0 5px;
background: url(images/1.png) 95% 90% no-repeat;
}
table{
border: 1px solid #666;
margin: 0 10px 10px 0;
float:left;

```

```

height: 197px;
width: 350px;
}
td,th {
padding: 4px 4px;
}
tr{
padding: 0;
}
h1{
margin:2px 5px 6px;padding: 0;
font-size: 1.3em;
}
h2{
margin:2px 0;padding: 0;
font-size: 1.2em;
height: 31px;
}
p {
font-size: 1em;
margin: 6px 0;
}
input {
font-size: 1.2em;
border: 1px solid #CC0000;
padding: 2px;
}
.readonly {
border: 1px solid #ccc;
}
.U {background: #E0E0E0;}
.Uq {background: #BBFF55;}
.S1 {background: #84D4FF;}
.S1a {background: #C2E9FF;}
.S1b {background: #088ED7; color:white; font-weight:bold;}
.S2 {background: #FF9884;}
.S2a {background: #FFCBC2;}
.S2b {background: #D72908; color:white; font-weight:bold;}
.S3 {background: #FFD884;}
.S3a {background: #FFEBC2;}
.S3b {background: #D79408; color:white; font-weight:bold;}
.comb {background: #FFFFAA;}
#A1,#B1,#C1,#D1,#E1,#F1{ text-align:center;}
.foot {clear: left; border-top: 3px solid #ccc; padding-top: 4px;}
.bold {font-weight: bold;}
small {font-size: 75%;}
.nopadd {padding: 0;}
#notes p {font-size: 90%;}
-->
/*]]>*/
</style>
</head>
<body onload="startup()">
<form name="psm" id="psm" method="post" action="">
<h1>Calcularea zgomotului - Point Source Model <a href="javascript:popUp('noisecalcul_help.htm')"
style="font-weight:normal;">[help]</a></h1>
<table cellpadding="0">
<tr class="S1b">
<td colspan="2">
<h2>Source 1</h2></td>
<td class="nopadd"></td></tr>
<tr class="S1a">
<td colspan="3"><label for="S1_Q">Q (D<small>&theta;</small>)</label> <label
for="S1_U">Use
universal?</label><input name="S1_U" type="checkbox" id="S1_U" value="checkbox"
checked="true"

```



```

        onclick="toggleThat('S1_U','S1_Q',0);useU('S1');recalculate();" /> or <select name="S1_Q"
id="S1_Q"
        onchange="copy('S1_Q','S1_D');recalculate()">
        <option value="0" selected="selected">1</option>
        <option value="3">2</option>
        <option value="6">4</option>
        <option value="9">8</option></select> &nbsp;   <input name="S1_D" type="text" id="S1_D"
value=""
        size="2" class="readonly" readonly="readonly" /> dB</td></tr>
        <tr class="S1 bold">
        <td>Location</td>
        <td id="A1">A</td>
        <td id="B1">B</td></tr>
        <tr class="S1">
        <td><label for="rA">Distance (m)</label></td>
        <td id="A2"><input name="rA" type="text" id="rA" size="6" value="1" onblur="recalculate();" />
m</td>
        <td id="B2"><input name="rB" type="text" id="rB" size="6" value="1" onblur="recalculate();" />
m</td></tr>
        <tr class="S1">
        <td><label for="LpA">Sound Pressure Level L<small>p</small> (dB)</label></td>
        <td id="A3"><input name="LpA" type="text" id="LpA" size="4"
onblur="calcLw('LwA','LpA','rA','S1_D');copy('LwA','LwB');recalculate()" /> dB</td>
        <td id="B3"><input name="LpB" type="text" id="LpB" size="4" class="readonly"
readonly="readonly" />
dB</td></tr>
        <tr class="S1b">
        <td><label for="LwA">Sound Power Level L<small>W</small> (dB)</label></td>
        <td><input name="LwA" type="text" id="LwA" size="4" onblur="recalculate();copy('LwA','LwB')" />
dB</td>
        <td><input name="LwB" type="text" id="LwB" size="4" class="readonly" readonly="readonly" />
dB</td></tr></table>
        <table cellspacing="0">
        <tr class="S2b">
        <td colspan="2">
        <h2>Source 2</h2></td>
        <td class="nopadd"></td></tr>
        <tr class="S2a">
        <td colspan="3"><label for="S2_Q">Q (D<small>&theta;</small>)</label> <label
for="S2_U">Use
universal?</label> <input name="S2_U" type="checkbox" id="S2_U" value="checkbox"
checked="true"
onclick="toggleThat('S2_U','S2_Q',0);useU('S2');recalculate();" /> or <select name="S2_Q"
id="S2_Q"
        onchange="copy('S2_Q','S2_D');recalculate()">
        <option value="0" selected="selected">1</option>
        <option value="3">2</option>
        <option value="6">4</option>
        <option value="9">8</option></select> &nbsp;   <input name="S2_D" type="text" id="S2_D"
size="2"
        class="readonly" readonly="readonly" /> dB</td></tr>
        <tr class="S2 bold">
        <td><label>Location</label></td>
        <td id="C1">C</td>
        <td id="D1">D</td></tr>
        <tr class="S2">
        <td><label for="rC">Distance (m)</label></td>
        <td id="C2"><input name="rC" type="text" id="rC" size="6" value="1" onblur="recalculate();" />
m</td>
        <td id="D2"><input name="rD" type="text" id="rD" size="6" value="1" onblur="recalculate();" />
m</td></tr>
        <tr class="S2">
        <td><label for="LpC">Sound Level L<small>p</small> (dB)</label></td>
        <td id="C3"><input name="LpC" type="text" id="LpC" size="4"
onblur="calcLw('LwC','LpC','rC','S2_D');copy('LwC','LwD');recalculate()" /> dB</td>

```

```

        <td id="D3"><input name="LpD" type="text" id="LpD" size="4" class="readonly"
readonly="readonly" />
        dB</td></tr>
        <tr class="S2b">
        <td><label for="LwC">Sound Power Level L<small>W</small> (dB)</label></td>
        <td><input name="LwC" type="text" id="LwC" size="4" onblur="recalculate();copy('LwC','LwD')" />
        dB</td>
        <td><input name="LwD" type="text" id="LwD" size="4" class="readonly" readonly="readonly" />
        dB</td></tr></table>
        <table cellspacing="0">
        <tr class="S3b">
        <td colspan="2">
        <h2>Source 3</h2></td>
        <td class="nopadd"></td></tr>
        <tr class="S3a">
        <td colspan="3"><label for="S3_Q">Q (D<small>&theta;</small>)</label> <label
for="S3_U">Use
        universal?</label> <input name="S3_U" type="checkbox" id="S3_U" value="checkbox"
checked="true"
        onclick="toggleThat('S3_U','S3_Q',0);useU('S3');recalculate();" /> or <select name="S3_Q"
id="S3_Q"
        onchange="copy('S3_Q','S3_D');recalculate()">
        <option value="0" selected="selected">1</option>
        <option value="3">2</option>
        <option value="6">4</option>
        <option value="9">8</option></select> &nbsp;<input name="S3_D" type="text" id="S3_D"
size="2"
        class="readonly" readonly="readonly" /> dB</td></tr>
        <tr class="S3 bold">
        <td>Location</td>
        <td id="E1">E</td>
        <td id="F1">F</td></tr>
        <tr class="S3">
        <td><label for="r">Distance (m)</label></td>
        <td id="E2"><input name="rE" type="text" id="rE" size="6" value="1" onblur="recalculate();" />
        m</td>
        <td id="F2"><input name="rF" type="text" id="rF" size="6" value="1" onblur="recalculate();" />
        m</td></tr>
        <tr class="S3">
        <td><label for="LpE">Sound Pressure Level L<small>p</small> (dB)</label></td>
        <td id="E3"><input name="LpE" type="text" id="LpE" size="4"
onblur="calcLw('LwE','LpE','rE','S3_D');copy('LwE','LwF');recalculate()" /> dB</td>
        <td id="F3"><input name="LpF" type="text" id="LpF" size="4" class="readonly"
readonly="readonly" />
        dB</td></tr>
        <tr class="S3b">
        <td><label for="LwE">Sound Power Level L<small>W</small> (dB)</label></td>
        <td><input name="LwE" type="text" id="LwE" size="4" onblur="recalculate();copy('LwE','LwF')" />
        dB</td>
        <td><input name="LwF" type="text" id="LwF" size="4" class="readonly" readonly="readonly" />
        dB</td></tr></table>
        <table cellspacing="0">
        <tr class="U">
        <td colspan="3">
        <h2>Universal Settings</h2></td></tr>
        <tr class="U">
        <td colspan="3"><label for="U_Q"><strong>Source directivity Q</strong> (and corresponding
D<small>&theta;</small>)</label></td></tr>
        <tr>
        <td>
        <p id="U_Q_help">1 = whole <small>(e.g. above soft ground)</small><br />
        2 = half <small>(e.g. above hard ground)</small><br />
        4 = quarter <small>(e.g. above hard ground on a wall)</small><br />
        8 = eighth space <small>(e.g. in the corner of a room)</small></p></td>
        <td><select name="U_Q" id="U_Q" onchange="copy('U_Q','U_D');recalculate()">

```

```

<option value="0" selected="selected">1</option>
<option value="3">2</option>
<option value="6">4</option>
<option value="9">8</option></select></p></td>
<td><input name="U_D" type="text" class="Uq readonly" id="U_D" size="2" readonly="readonly"
/>
dB</td></tr>
<tr class="U">
<td><label for="U_Fq"><strong>Receiver</strong> = Fa&ccedil;ade Level? (+3dB)</label></td>
<td><select name="U_Fq" id="U_Fq" onchange="copy('U_Fq','U_F');recalculate()">
<option value="3">Y</option>
<option value="0" selected="selected">N</option></select></td>
<td><input name="U_F" type="text" id="U_F" size="2" class="readonly" readonly="readonly" />
dB</td></tr></table>
<table cellspacing="0">
<tr class="comb">
<td colspan="4">
<h2>Combining Sources</h2></td></tr>
<tr>
<td>Sources</td>
<td>Location</td>
<td>On time</td>
<td>L<small>eq</small></td></tr>
<tr class="S1">
<td class="S1b"><label for="S1">Source 1</label> <input name="S1" type="checkbox" id="S1"
value="checkbox" onclick="toggleThat('S1','S1_L',1);colorme('S1_L');recalculate()" /></td>
<td id="S1Lcell"><select name="S1_L" id="S1_L"
onchange="calcLeq('S1_Leq','S1','S1_L','S1_per');colorme('S1_L');">
<option value="A">A</option>
<option value="B">B</option></select></td>
<td><input name="S1_per" type="text" id="S1_per" size="4" value="100" onblur="recalculate();"
/>
%</td>
<td><input name="S1_Leq" type="text" id="S1_Leq" size="4" class="readonly"
readonly="readonly" />
dB</td></tr>
<tr class="S2">
<td class="S2b"><label for="S2">Source 2</label> <input name="S2" type="checkbox" id="S2"
value="checkbox" onclick="toggleThat('S2','S2_L',1);colorme('S2_L');recalculate()" /></td>
<td id="S2Lcell"><select name="S2_L" id="S2_L"
onchange="calcLeq('S2_Leq','S2','S2_L','S2_per');colorme('S2_L');">
<option value="C">C</option>
<option value="D">D</option></select></td>
<td><input name="S2_per" type="text" id="S2_per" size="4" value="100" onblur="recalculate();"
/>
%</td>
<td><input name="S2_Leq" type="text" id="S2_Leq" size="4" class="readonly"
readonly="readonly" />
dB</td></tr>
<tr class="S3">
<td class="S3b"><label for="S3">Source 3</label> <input name="S3" type="checkbox" id="S3"
value="checkbox" onclick="toggleThat('S3','S3_L',1);colorme('S3_L');recalculate()" /></td>
<td id="S3Lcell"><select name="S3_L" id="S3_L"
onchange="calcLeq('S3_Leq','S3','S3_L','S3_per');colorme('S3_L');">
<option value="E">E</option>
<option value="F">F</option></select></td>
<td><input name="S3_per" type="text" id="S3_per" size="4" value="100" onblur="recalculate();"
/>
%</td>
<td class="S3"><input name="S3_Leq" type="text" id="S3_Leq" size="4" class="readonly"
readonly="readonly" /> dB</td></tr>
<tr class="comb">
<td colspan="3">Total L<small>eq</small></td>
<td><input name="All_Leq" type="text" id="All_Leq" size="4" class="readonly"
readonly="readonly" />
dB</td></tr></table>

```

```
<table id="notes">
<tr>
<td>
<h2>Notes</h2>
<p>The calculations are for the point source model of sound propagation (6dB per doubling of
distance). For sources of significant size, sound pressure levels must be input at
source-to-receiver distances large enough to be sufficiently in the <strong>far-field</strong>,
where inherent directivity is minimal. For a broadband source, this is where the distance is
greater than the longest dimension of the source.</p>
<p>The calculations are based on <strong>free-field</strong> conditions, where there is no
reverberant
field.</p>
<p>For more in-depth help <a href="javascript:popUp('noisecalc_help.htm')">click
here</a>.</p></td></tr></table></form>
<p class="foot">All Content Copyright <a href="http://www.masenv.co.uk">MAS
Environmental</a>
2006.</p>
</body>
</html>
```

3.2.5 Descrierea aplicației pentru vibrații “Compară”

Cunoscând că în structura producției de energie ponderea cea mai mare o are energia produsă prin valorificarea potențialului hidraulic al Dunării, pentru dezvoltare se are în vedere : realizarea de noi capacități energetice , modernizări, re tehnologizări la echipamentele cu durată de viață depășită și reparatii la amenajările existente.

Având în vedere aceste considerente s-a analizat comportarea dinamică a unui hidroagregat, s-au măsurat și prelucrat semnalele de vibrații. Aceste lucruri ajută la siguranța în funcționarea unui hidroagregat care este condiționată de existența unor nivele minime de vibrații pe întreaga sa structură, motiv pentru care urmărirea periodică a acestor nivele este strict necesară.

În țara noastră standardele prevăd verificări periodice ale nivelelor de vibrații la hidroagregate și turboagregate.

Siguranța în funcționare a unui hidroagregat este condiționată de existența unor nivele minime de vibrații pe întreaga sa structură, motiv pentru care urmărirea periodică a acestor nivele este strict necesară.

Verificările periodice ale nivelelor de vibrații la hidroagregate sunt prevăzute în standarde.(vezi anexa 1).

Pentru determinarea nivelelor de vibrații și zgomote există o serie de metode experimentale aplicabile în diferite situații posibile. Alte metode de cercetare a vibrațiilor la hidroagregate au fost elaborate pentru a prevedea din punct de vedere dinamic, posibilitățile de mărire a încărcării unui hidroagregat.Pe baza măsurătorilor realizate și care sunt descrise in Anexa 1.

Toate valorile obținute(vezi Anexa 1) au fost introduse în fișire .xls iar pe baza acestor date s-a realizat un program care poate compara valorile obținute cu limitele admise. și funcționează în felul următor:în prima coloană sunt valorile măsurate, în a doua coloană valorile admise ,iar in dreapta coloanelor graficul rezultat în urma introducerii valorilor în table.

Butonul *Verifică* trasat cu ajutorul uneltei Command Button din figura 3.2 a) face copararea valorilor din prima coloană(Medie) cu cele din a doua coloană. Dacă valorile din a doua colaonă sunt depășite se atenționează printr-o fereastră în care este scris mesajul "Valoare mai mare decât valoare maximă" și unde se afla acea valoare (poziția),iar în grafic apare același mesaj de atenționare. Deci un tehnician care verifică periodic nivelul vibrațiilor la hidroagragat poate observa la timp anumite depășiri de nivele de vibrații doar print-o modificare a datelor din prima coaloana și având în vedere unde au fost făcute măsurătorile și pe ce direcție. Imaginea cu rularea programului este reprezentată în figrua 3.21a,b,c aceasta facându-se și la introducerea unei valori care depășește limita admisă.

Acest program se poate folosi si la verificarea nivelelor de zgomote după ce au fost efectuate măsuratori în acest sens.

Capitolul 3

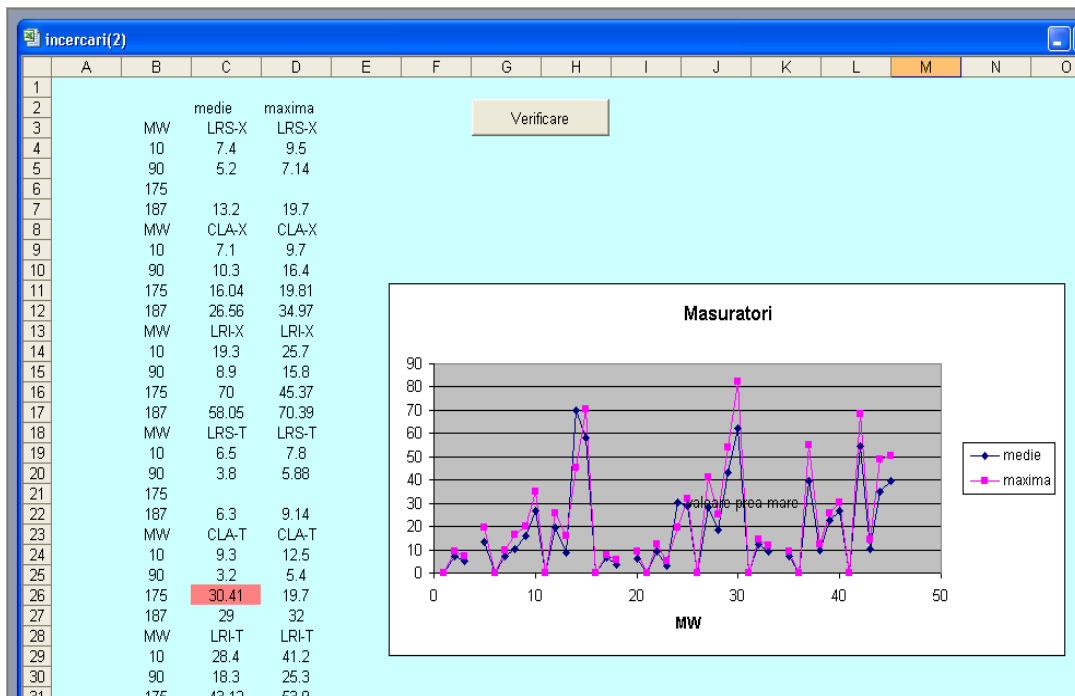


Fig.3.21 a) Introducerea unei valori mai mari decata admisibilă

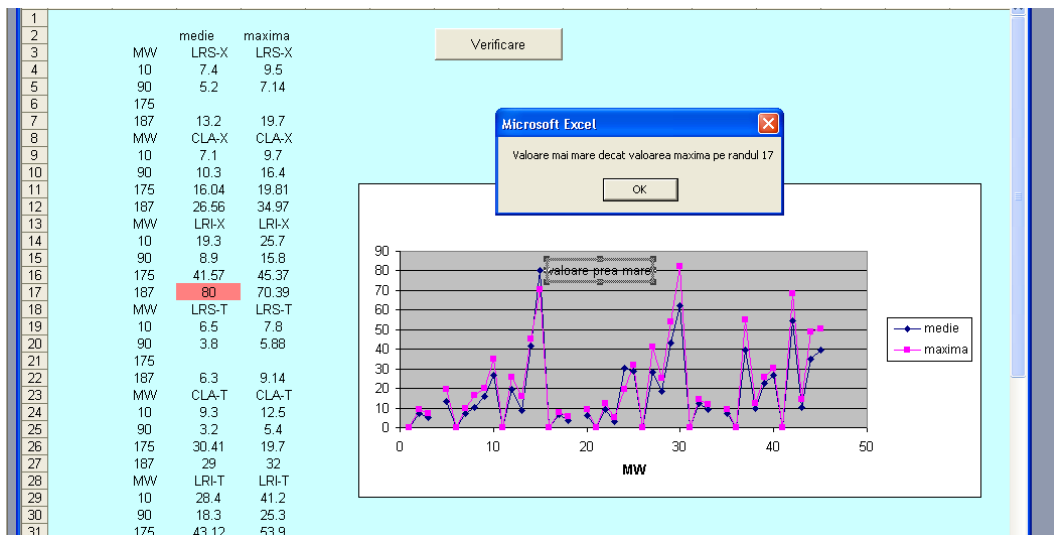


Fig. 3.21 b) Mesajul care apare când este depășită valoarea maximă

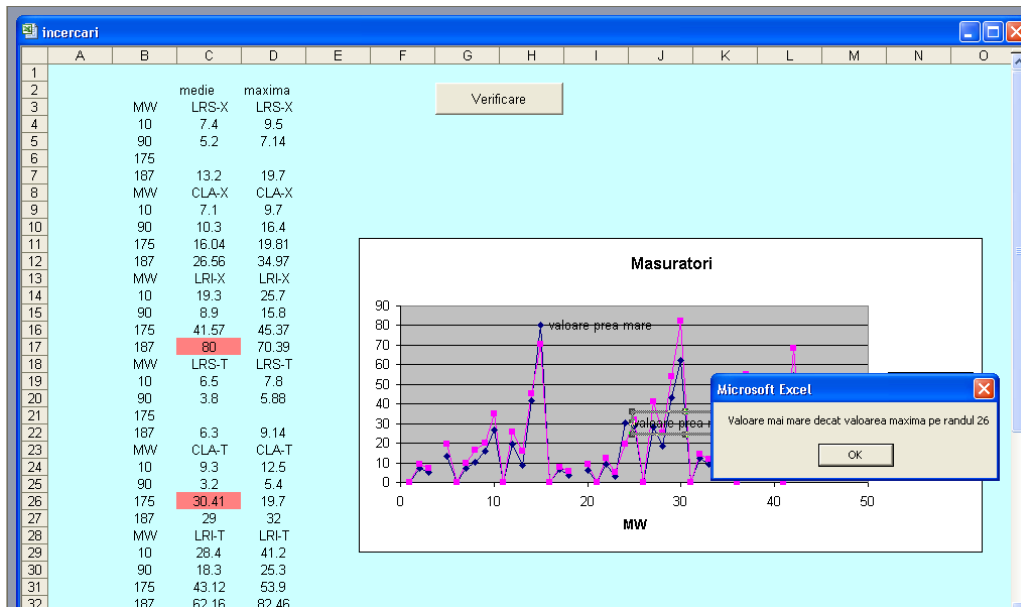


Fig.3.21 c) Mesajul de eroare si rândul unde se gaseste valoarea

Codul de program este următorul :

```
Option Explicit
Dim i As Integer, j As Integer

Private Sub CommandButton1_Click()
'*****
i = 3
j = 0
Cells().Interior.Color = xlNone
ActiveSheet.ChartObjects("Chart 1").Activate
ActiveChart.SeriesCollection(1).Points(1).ApplyDataLabels
ActiveChart.SeriesCollection(1).DataLabels.Select
Selection.Delete
'*****
Do While Cells(i, 2).Value <> ""
If Cells(i, 3).Value >= 0 Or Cells(i, 3).Value <= 0 Then
j = j + 1
End If
If Cells(i, 3).Value > Cells(i, 4).Value Then
Cells(i, 3).Interior.Color = RGB(255, 150, 150)
ActiveSheet.ChartObjects("Chart 1").Activate
ActiveChart.SeriesCollection(1).Points(j).ApplyDataLabels
ActiveChart.SeriesCollection(1).Points(j).DataLabel.Select
ActiveChart.SeriesCollection(1).Points(j).DataLabel.Text = "valoarea prea mare"
MsgBox "Valoare mai mare decat valoarea maxima pe randul " & i
End If
i = i + 1
Loop
'*****
End Sub
```

3.3 Concluzii

Acest capitol cuprine o sinteză bibliografică a importanței informaticii în domeniul ingineriei mecanice. Principalele contribuții în cadrul acestui capitol sunt:

Aplicatia „ToolBox” este o bară de unelte care permite accesul direct din program la pachetul Microsoft Office ,la câteva accesorii din Windows (Notepad, Paint, Calculator) la un program de împachetare sau arhivare a documentelor, de asemenea un program de dezarhivare a documentelor, accesul direct la comunicarea prin internet și la un program care ne ajută să vizionăm și să ascultăm zgomote din diferite zone sau intersecții stradale.Tot în acaastă bară este acces direct la o aplicație de de baze de date care ne ajută să ne creem una proprie sau să deschidem una existentă pentru a avea acces la date stocate sau pentru a actualiza datele existente. Este mult mai ușor folosind această bară de unelte să folosești ceea ce îți este util într-un timp foarte scurt.

Aplicația „Hărți” de zgomot are ca scop evidențierea zonelor locuite unde nivelul de zgomot se ridică peste anumite limite impuse de legislație și astfel folosește la elaborarea de planuri de acțiune de protecție a locuitorilor împotriva expunerii și reducere a nivelurilor de zgomot.

Hărțile de zgomot sunt create pe bază de date de intrare care sunt apoi procesate cu ajutorul PC cu software specializat. Pentru minimizarea erorilor date de precizia datelor statistice de intrare și pentru urmărirea implementării eventualelor măsuri de reducere se efectuează și măsurători de zgomot utilizând aparatură specifică (sonometre) sau echipamente de monitorizare a zgomotului.

O contribuție importantă în analiza zgomotelor o constituie realizarea aplicației „3 surse”. Această aplicație vine în sprijinul celor care simulează o situație reală de expunere la zgomote. Aplicația poate fi

aplicată atunci când de exemplu se proiectează o hală industrială, prin simularea unor situații în care zgomotul acționează asupra muncitorilor. Cunoscând nivelele de zgomot generate de mașini se poate determina nivelul echivalent în zona în care este poziționat muncitorul în funcție de distanța la care sunt poziționate toate mașinile.

Aplicația „Compară”, compară valorile măsurătorile vibrometrice de la hidroagregatele de 175 MW ce echipează hidrocentrala “Porțile de Fier I și le interpretează din punct de vedere informatic într-un grafic sugestiv. Astfel dacă un tehnician care se ocupă cu supravegherea aparatelor de măsurare a vibrațiilor la hidroagregate poate să introducă orice valoare măsurată în tabelul cu valori, coloana medie după care cu un clic asupra butonului *Verifică* se observă printr-o fereastră de atenționare și printr-un mesaj afișat pe grafic dacă este depășită sau nu limita admisibilă impusă de standardele naționale și internaționale. Butonul *Undo* revine la valoarea anterioară. Acest program are aplicabilitate și pentru nivelul de zgomote.

Tot în acest capitol sunt descrise amănunțit cum au fost realizate aplicațiile cu ajutorul limbajului de programare vizuale și cele de nivel înalt care au scop de a ușura munca oamenilor.

Pentru fiecare aplicație s-au făcut capturi în momentul rulării ei, astfel se poate înțelege mecanismul rulării și tot o dată se poate accesa de orice persoană care are cunoștințe minime de operare pe calculator.

CAPITOLUL 4

CONSIDERAȚII FINALE. CONTRIBUȚII ORIGINALE.

Contribuțiile autoarei s-au materializat pe capitole astfel:

În **Capitolul 1 – Caracteristici ale surselor de vibrații la mașini, utilaje, instalații și construcții industriale** - s-a realizat un studiu bibliografic asupra surselor perturbatoare care produc vibrații pe structuri de mașini și utilaje, construcții civile și industriale. În majoritatea cazurilor pentru un analist este dificil de a distinge dintr-un semnal de vibrații înregistrat pe o structură care sunt sursele perturbatoare, fără a avea cunoscute semnăturile acestor surse, semnături ce sunt date, în general, prin periodicități ale componentelor din semnalul analizat. Acesta a fost scopul urmărit în prezentul capitol, pentru a pune în corelație sursele cu semnăturile acestora, accesul rapid la semnătura unei anumite tip de perturbație fiind posibil prin intermediul programului de gestionare a datelor, program prin care se are acces la normative și standarde privind limite admisibile, care încadrează situația într-o anumită limită de acceptată.

Principalele contribuții în acest capitol s-au concretizat prin:

- S-au determinat modurile naturale de vibrații ale unei structuri complexe (carcasa de rulment);
- S-au studiat vibrațiile unui agregat asupra căruia acționează perturbații dinamice, astfel răspunsul structurii va fi format din două sume - una a vibrațiilor libere amortizate, după modurile naturale de vibrații ale structurii, și o a doua sumă convolutivă;

- S-au studiat perturbațiile datorate forțelor inerțiale;
- S-au studiat și s-au exemplificat dezechilibrele masice ale unui rotor paletat de turbina sau de gaz;
- S-au studiat vibrațiile care apar în cazul în care alinierea axelor arborilor nu este perfectă;
- S-a studiat și exemplificat cazul în care apar forțe perturbatoare datorate efectului de încovoiere prin arcuire al arborilor;
- S-au studiat efectele dinamice produse de fisurarea unui arbore;
- S-a studiat cazul în care perturbațiile sunt produse de defectele lagărelor de rulmenți;
- În cazul angrenajelor cu roți dințate s-a exemplificat deformarea elastică a arborilor cu defect de flanc.

Capitolul 2 - Surse de zgomot la mașini, utilaje, instalații și construcții industriale. Metode de prelucrare a semnalelor de zgomote și vibrații - conține o sinteză bibliografică a principalelor surse

de vibrații la mașini, utilaje și respectiv instalații industriale.

Tinând cont de faptul că sursele de zgomot și vibrațiile sunt dificil de identificat datorită complexității mașinilor s-a prezentat partea teoretică privind modul în care vibrațiile se propagă prin unde elastice în medii solide iar zgomotul prin unde de presiune în medii fluidice.

În paragraful 2.3 s-au prezentat sursele monopol dar și modul teoretic de cumularea a nivelurilor provenite de la mai multe surse. Acest studiu este util în cazul în care se dorește determinarea nivelului de zgomot global atunci când există mai multe surse generatoare de zgomot.

În ultima parte a acestui capitol s-a prezentat modul în care se propagă undele acustice în cazul unei structuri mecanice situată într-un mediu fluid. Tot în această parte a capitolului este prezentată o metodă de diagnosticare a mașinilor precum și două metode de îmbunătățire a rezultatelor în cazul în care acestea sunt necorespunzătoare.

Capitolul 3 – Informatizarea datelor de zgomote și vibrații

– prezintă programele realizate în sprijinul celor care doresc să prelucreze semnalele de zgomote și vibrații obținute experimental.

Principalele contribuții în cadrul acestui capitol sunt:

Aplicatia „ToolBox” este o bară de unelte care permite accesul direct din program la pachetul Microsoft Office ,la câteva accesorii din Windows (Notepad, Paint, Calculator) la un program de împachetare sau arhivare a documentelor, de asemenea un program de dezarhivare a documentelor, accesul direct la comunicarea prin internet și la un program care ne ajută să vizionăm și să ascultăm zgomote din diferite zone sau intersecții stradale. Tot în această bară este acces direct la o aplicație de de baze de date care ne ajută să ne creem una proprie sau să deschidem una existentă pentru a avea acces la date stocate sau pentru a actualiza datele existente. Este mult mai ușor folosind această bară de unelte să folosești ceea ce îți este util într-un timp foarte scurt.

Aplicația „Hărți” de zgomot are ca scop evidențierea zonelor locuite unde nivelul de zgomot se ridică peste anumite limite impuse de legislație și astfel folosește la elaborarea de planuri de acțiune de protecție a locuitorilor împotriva expunerii și reducere a nivelurilor de zgomot.

Hărțile de zgomot sunt create pe bază de date de intrare care sunt apoi procesate cu ajutorul PC cu software specializat. Pentru minimizarea erorilor date de precizia datelor statistice de intrare și pentru urmărirea implementării eventualelor măsuri de reducere se

efectuează și măsurători de zgomot utilizând aparatură specifică (sonometre) sau echipamente de monitorizare a zgomotului.

O contribuție importantă în analiza zgomotelor o constituie realizarea aplicației „3 surse”. Această aplicație vine în sprijinul celor care simulează o situație reală de expunere la zgomote. Aplicația poate fi aplicată atunci când de exemplu se proiectează o hală industrială, prin simularea unor situații în care zgomotul acționează asupra muncitorilor. Cunoscând nivelele de zgomot generate de mașini se poate determina nivelul echivalent în zona în care este poziționat muncitorul în funcție de distanța la care sunt poziționate toate mașinile.

Aplicația „Compară”, compară valorile măsurătorile vibrometrice de la hidroagregatele de 175 MW ce echipează hidrocentrala “Porțile de Fier I și le interpretează din punct de vedere informatic într-un grafic sugestiv. Astfel dacă un tehnician care se ocupă cu supravegherea aparatelor de măsurare a vibrațiilor la hidroagregate poate să introducă orice valoare măsurată în tabelul cu valori, coloana medie după care cu un clic asupra butonului *Verifică* se observă printr-o fereastră de atenționare și printr-un mesaj afișat pe grafic dacă este depășită sau nu limita admisibilă impusă de standardele naționale și internaționale. Butonul *Undo* revine la valoarea anterioară. Acest program se poate folosi și la verificarea nivelelor de zgomote.

Prin conținutul său cu exemple concrete, cu prezentarea rezultatelor complete ale măsurătorilor și analizelor de vibrații lucrarea oferă metode de studiu și informații pentru dezvoltarea unor programe ulterioare pentru analiza vibrațiilor și zgomotelor.

Pornind de la datele existente se pot realiza baze de date care să stocheze în timp datele determinate experimental pentru analiza zgomotelor și vibrațiilor. Astfel se poate urmări în timp dacă măsurile care au fost luate în timp pentru reducerea nivelor de zgomote și vibrații sunt eficiente.

Teza de doctorat se bazează pe rezultatele teoretice și experimentale obținute de autoare în activitatea științifică și de cercetare desfășurată în cadrul Catedrei de Mecanică a Facultății de Mecanică din cadrul Universității Politehnica Timișoara. Teza de doctorat încearcă să pună la dispoziția colegilor și a specialiștilor interesați de studiul vibrațiilor și zgomotelor, programe informatice care să le permită simularea unor situații întâlnite în practică și care să le ușureze activitatea.

BIBLIOGRAFIE

1. **ALLEMANG R. J., BROWN D. L.:** *EXPERIMENTAL MODAL ANALYSIS*-*
2. **ARWIDSON C.:** *NUMERICAL SIMULATION OF SHEET METAL FORMING FOR HIGH STRENGTH STEELS*, INTERNET
3. **AYRE R. S.:** *TRANSIENT RESPONSE TO STEP AND PULSE FUNCTIONS*
4. **BĂLĂȘOIU V., RASZGA C., ANTON L.:** *ACȚIONĂRI ȘI COMENZI HIDROPNEUMATICE, ÎNDRUMĂTOR DE CALCUL ȘI PROIECTARE*, INSTITUTUL POLITEHNIC TRAIAN VUIA TIMIȘOARA, 1991
5. **BEONG-DU KO, DONG-HWAN JANG, HO-JOON CHOI, BEONG-BOK HWANG:** *EXPERIMENTAL INVESTIGATION ON THE TUBE FORMING IN THE RADIAL-FORWARD EXTRUSION*, *INTERNATIONAL JOURNAL OF PRECISION ENGINEERING AND MANUFACTURING* VOL.6, NO.2, APRIL 2005
6. **BLAKE R.E.:** *BASIC VIBRATION THEORY*-INTERNET
7. **BRATU P.:** *SISTEME ELASTICE DE REZEMARE PENTRU MAȘINI ȘI UTILAJE*, EDITURA TEHNICĂ, BUCUREȘTI, 1990;
8. **BRATU P.:** *VIBRAȚIILE SISTEMELOR ELASTICE*, EDITURA TEHNICĂ, BUCUREȘTI, 1999;
9. **BRATU P.:** *IZOLAREA ȘI AMORTIZAREA VIBRAȚIILOR LA UTILAJE DE CONSTRUCȚII*, EDITURA INCERC, BUCUREȘTI, 1982;
10. **BROKKEN D.:** *NUMERICAL MODELLING OF DUCTILE FRACTURE IN BLANKING*, TECHNISCHE UNIVERSITEIT EINDHOVEN, 1999
11. **CHALMERS R, H.:** *SHOCK TESTING MACHINES*-INTERNET
12. **CHU A. S.:** *VIBRATION TRANSDUCERS*-INTERNET
13. **CIOARA T. GH., GLIGOR TR., BERETEU L., DAESCU D. D.:** *EXPERIMENTAL METHOD FOR MULTICYLINDER COMPRESSOR MASSIVE FOUNDATION VIBRATION ANALYSIS*, 6TH INTERNATIONAL CONFERENCE SOIL DYNAMICS, SOUTHAMPTON, UK 1993 PP.655-672
14. **CIOARA T. GH.:** *TEHNICI EXPERIMENTALE IN INGINERIE. TRADUCTOARE ȘI SENZORI*, EDITURA POLITEHNICA TIMIȘOARA, 1999, ISBN 9739389-33-3
15. **CIOARA T. GH.:** *VIBRAȚII ȘI ZGOMOTE. NOTE DE CURS*, EDIȚIE ELECTRONICĂ, UNIVERSITATEA POLITEHNICA TIMIȘOARA
16. **CIOARA T. GH.:** *VIBRATION IN ENGINEERING*, CD LECTURES
17. **CIOARA T. GH.:** *VIBRATION MONITORING OF MECHANICAL SYSTEM. FAULT DIAGNOSIS LEVEL REDUCTION*, ED. UNIVERSITY

- OF SOUTH CAROLINA COLUMBIA U.S.A., 1999, ISBN 973-9485-09-X
18. **CIOARA T. GH.**: *VIBRATION OF MECHANICAL SYSTEMS WITH THE COMPOSED MOTIONS*, MCT GRANT 276, REPORT 1998 PROCESSING
 19. **CURRECH J., ESHLEMAN R. L.**: *CONDITION MONITORING OF MACHINERY-INTERNET*
 20. **CREDE C. E., RUZICKA J. E.**: *THEORY OF VIBRATION ISOLATION- INTERNET*
 21. **DĂRĂBONȚ AL., IORGA I., VĂITEANU D., SIMASCHEVICI H.**: *ȘOCURI ȘI VIBRAȚII. APLICAȚII ÎN TEHNICĂ*, EDITURA TEHNICĂ, BUCUREȘTI, 1998
 22. **DEJONG R. G.**: *STATISTICAL METHODS FOR ANALYZING VIBRATING SYSTEMS-INTERNET*
 23. **DINCĂ F., TEODOSIU C.**: *VIBRAȚII NELINIARE ȘI ALEATOARE*, EDITURA ACADEMIEI REPUBLICII SOCIALISTE ROMÂNIA, BUCUREȘTI, 1969
 24. **DODESCU GH., TOMA M.**: *METODE DE CALCUL NUMERIC*, EDITURA DIDACTICĂ ȘI PEDAGOGICĂ, BUCUREȘTI, 1976
 25. **EHRICH F. F.**: *SELF-EXCITED VIBRATION-INTERNET*
 26. **EHRICH F., ABRAMSON H. N.**, *NONLINEAR VIBRATION-INTERNET*
 27. **EL NAGGAR M. H., CHEHAB A. G.**: *VIBRATION BARRIERS FOR SHOCK-PRODUCING EQUIPMENT-INTERNET*
 28. **EVANS D. J., PUSEY H. C.**: *SHOCK AND VIBRATION STANDARDS-*
 29. **FRANCIS J., ANDREWS P.E., FABREEKA INTERNATIONAL**: *A PRIMER FOR VIBRATION ISOLATION, INTERNET*
 30. **GUIGOU-CARTER C., VILLOT M., GUILLERME B., PETIT C.**: *ANALYTICAL AND EXPERIMENTAL STUDY OF SLEEPER SAT S 312 IN SLAB TRACK SATEBA SYSTEM*, JOURNAL OF SOUND AND VIBRATION 293 (2006) 878–887, WWW.SCIENCEDIRECT.COM
 31. **HALL W. J.**: *VIBRATION OF STRUCTURES INDUCED BY GROUND MOTION- INTERNET*
 32. **HARRIS C. M., CREDE C. E.**: *ȘOCURI ȘI VIBRAȚII, VOL I, II, III*, EDITURA TEHNICĂ, BUCUREȘTI, 1968-1969
 33. **HARRIS C. M., PIERSOL A.G.**: *SHOCK AND VIBRATIONS HANDBOOK*, 5TH EDITION, MCGRAW-HILL, NEW YORK, 2002
 34. **HARRIS C. M.**: *MEASUREMENT TECHNIQUES-INTERNET*
 35. **HARRIS C. M.**: *SHOCK AND VIBRATIONS HANDBOOK*, 4TH EDITION, MCGRAW-HILL 1995
 36. **HIMELBLAU H., RUBIN S.**: *VIBRATION OF A RESILIENTLY SUPPORTED RIGID BODY-INTERNET*
 37. **HIXSON E.L.**: *MECHANICAL IMPEDANCE-INTERNET*
 38. **HOPPMANN W. H.**: *EFFECTS OF IMPACT ON STRUCTURES-INTERNET*

39. **HUTTE:** *MANUALAUL INGINERULUI*, ED.TEHNICĂ, BUCUREȘTI, 1995
40. **ILIESCU CONSTANTIN:** *TEHNOLOGIA PRESĂRII LA RECE*, EDITURA DIDACTICĂ ȘI PEDAGOGICĂ, BUCUREȘTI, 1984
41. **JITING LI, TOMOVIC M. M.:** *TYPE SYNTHESIS OF MECHANISM SYSTEM*, SOCIETY FOR MANUFACTURING ENGINEERS-EDUCATION FOUNDATION SME-EF GRANT #5004 FOR "CURRICULUM MODULES IN PRODUCT LIFECYCLE MANAGEMENT", INTERNET
42. **SIEGERT K., KAMMERER M.:** *IMPACT EXTRUSION PROCESSES ADVANCED LEVEL, TALAT LECTURE 3502, INSTITUT FÜR UMFORMTECHNIK, UNIVERSITÄT STUTTGART.*
43. **LEOPA A.:** *THE INFLUENCE OF NONLINEARBEHAVIOR OF VISCOUS-ELASTIC ELEMENT ON EQUIPMENT FOUNDATIONWITH DYNAMICAL APPLY STRESSES*
44. **LUBARDA V.A., BENSON D.J., MEYERS M.A.:** *STRAIN-RATE EFFECTS IN RHEOLOGICAL MODELS OF INELASTIC RESPONSE*, INTERNATIONAL JOURNAL OF PLASTICITY19 (2003) 1097–1118.
45. **MAK* C.M., JIANXIN SU.:** *A POWER TRANSMISSIBILITY METHOD FOR ASSESSING THE PERFORMANCE OF VIBRATION ISOLATION OF BUILDING SERVICES EQUIPMENT*, APPLIED ACOUSTICS 63 (2002) 1281–1299, INTERNET
46. **MANGERON D., IRIMICIUC N.:** *MECANICA RIGIDELOR CU APLICAȚII IN INGINERIE, VOLUMUL III-MECANICA VIBRAȚIILOR SIATEMELOR RIGIDE*, EDITURA TEHNICĂ, BUCUREȘTI 1981
47. **MANIU M., DOLGA V.:** *ACȚIONAREA ROBOȚILOR INDUSTRIALI ȘI A MANIPULATOARELOR, VOL I*, EDITURA MIRTON, TIMIȘOARA, 1996
48. **NEWTON R. E.:** *THEORY OF SHOCK ISOLATION*-INTERNET
49. **OLARIU V., SIMA P., ACHIRILOAIE V.:***MECANICA TEHNICĂ*, EDITURA TEHNICĂ, BUCUREȘTI, 1982
50. **PARK Y., COLTON J. S.:** *FAILURE ANALYSIS OF RAPID PROTOTYPED TOOLING IN SHEET METAL FORMING—CYLINDRICAL CUP DRAWING*, Journal of Manufacturing Science and Engineering FEBRUARY 2005, Vol. 126-137 127.
51. **POPOVICI C.:** *PRELUCRĂRI PRIN DEFORMARE PLASTICĂ*, Internet
52. **RACCA R. H., CYRIL M. H.:** *SHOCK AND VIBRATION ISOLATORS AND ISOLATION SYSTEMS*, INTERNET
53. **RADEȘ M.:** *DYNAMIC MACHINERY I*, EDITURA PRINTECH, BUCUREȘTI, 2007, ISBN 978-973-718-803-8
54. **RANDALL R. B.:** *VIBRATION ANALYZERS AND THEIR USE*-INTERNET
55. **RANDALL R. B.:** *VIBRATION MEASUREMENT INSTRUMENTATION*-INTERNET

56. **REED F. E.:** *DYNAMIC VIBRATION ABSORBERS AND AUXILIARY MASS DAMPERS*
57. **ROINGER ȘT.:** *TEHNOLOGIA PRESĂRII A RECE*, INSTITUTUL POLITENIC TRAIAN VUIA, TIMIȘOARA, 1997
58. **SANDI HOREA:** *ELEMENTE DE DINAMICA STRUCTURILOR*, EDITURA TEHNICĂ, BUCUREȘTI, 1983
59. **SEICULESCU V.:** *UTILAJE DE PRESARE*, UNIVERSITATEA TEHNICĂ TIMIȘOARA, 1991
60. **SHEARER J.L.:** *STUDY OF PNEUMATIC PROCESSES IN THE CONTINUOUS CONTROL OF MOTION WITH COMPRESSED AIR I, II*, TRANS. ASME, PP. 233-249, FEB.1956
61. **SIEGERT K., KAMMERER M.:** *IMPACT EXTRUSION PROCESSES ADVANCED LEVEL TALAT LECTURE 3502*, INSTITUT FÜR UMFORMTECHNIK, UNIVERSITÄT STUTTGART.
62. **SILAȘ GH.:** *MECANICĂ. VIBRAȚII MECANICE*, EDITURA DIDACTICĂ ȘI PEDAGOGICĂ, BUCUREȘTI, 1968
63. **SMALLWOOD D. O.:** *VIBRATION TESTING MACHINES*
64. **STAIKU ȘTEFAN:** *APLICAȚII ALE CALCULUI MATRICIAL IN MECANICA SOLIDELOR*, EDITURA ACADEMIEI REPUBLICII SOCIALISTE ROMÂNIA, BUCUREȘTI 1986
65. **STOKEY W. F.:** *VIBRATION OF SYSTEMS HAVING DISTRIBUTED MASS AND ELASTICITY-INTERNET*
THE ANNALS OF "DUNAREA DE JOS" UNIVERSITY OF GALATIFASCICLE XIV MECHANICAL ENGINEERING, ISSN 1224-5615, 2006
66. **ȚÎRDEA A., BASARABĂ-OPRIȚESCU C.:** *IMPULSIVE FORCES EFFECTS IN THE CUTTING PROCESS OF THE MECHANIC PRESS WITH CRACK AND CONNECTING-ROAD ASSEMBLY*, SYMPOSIUM OF THE INSTITUTE OF SOLID MECHANICS, BUCUREȘTI, 2008
67. **ȚÎRDEA A., CIOARA T. GH.:** *DYNAMICS TESTING OF A CRANKSHAFT PRESS*, INTERNATIONAL CONFERENCE ON ENGINEERING DYNAMICS (ICED 2007), CARVOEIRO, ALGARVE, PORTUGAL, 16-18 APRIL, BOOK OF ABSTRACTS, PAPER 1089, PAG.38
68. **ȚÎRDEA A., DRAGU F.:** EXPERIMENTAL TESTING OF THE CRANKSHAFT PRESS, [ANNALS OF ORADEA UNIVERSITY. FASCICLE OF MANAGEMENT AND TECHNOLOGICAL ENGINEERING](#), Volume XVI (VI), 2007, ISSN 1583-0691, CNCSIS "Clasa B+", PAG. 15, 53-58
69. **ȚÎRDEA A.:** *MODELE DE CALCUL DINAMIC AL ANSAMBLULUI MAȘINĂ- SISTEM DE IZOLARE ANTIVIBRATORIU*, REFERAT NR.2, 2006

70. **ȚÎRDEA A.:** STADIUL ACTUAL AL CERCETĂRILOR PRIVIND IZOLAREA ANTIVIBRATORIE A PRESELOR MECANICE, . REFERAT NR.1, 2005
ȚÎRDEA A.: TESTE EXPERIMENTALE ALE UNOR SISTEME DE IZOLARE ANTIVIBRATORIE LA O PRESĂ MECANICĂ, REFERAT NR.3, 2006
71. **ȚÎRDEA A.:** VIBRATION ISOLATION FOR AN ECCENTRIC PRESS, [ANNALS OF ORADEA UNIVERSITY. FASCICLE OF MANAGEMENT AND TECHNOLOGICAL ENGINEERING](#), Volume XV (V), 2006, ISSN 1583-0691, CNCSIS "Clasa B", pag.10, 33-36
72. **TUREAC I., COJOCARU ȘT., BĂNICĂ I.:** EXPLOTAREA, ÎNTREȚINEREA ȘI REPARAREA UTILAJELOR TEHNOLOGICE DE PRESARE LA RECE, EDITURA TEHNICĂ, BUCUREȘTI, 1984
73. **VERRUIJT A., CO´RDOVA C. C.:** MOVING LOADS ON AN ELASTIC HALF-PLANE WITH HYSTERETIC DAMPING, JOURNAL OF APPLIED MECHANICS, NOVEMBER 2001, VOL. 68 / 921
74. **VIBRATION ISOLATION AND SEISMIC CONTROL MANUFACTURERS ASSOCIATION UNDER A COOPERATIVE AGREEMENT BETWEEN THE FEDERAL EMERGENCY MANAGEMENT AGENCY AND THE AMERICAN SOCIETY OF CIVIL ENGINEERS:** INSTALLING SEISMIC RESTRAINTS FOR MECHANICAL EQUIPMENT, FEMA 412/DECEMBER 2002, INTERNET
75. **YILMAZ C., KIKUCHI N.:** ANALYSIS AND DESIGN OF PASSIVE LOW-PASS FILTER-TYPE VIBRATION ISOLATORS CONSIDERING STIFFNESS AND MASS LIMITATIONS, JOURNAL OF SOUND AND VIBRATION 293 (2006) 171-195, WWW.SCIENCEDIRECT.COM
76. **YILMAZ C., KIKUCHI N.:** ANALYSIS AND DESIGN OF PASSIVE LOW-PASS FILTER-TYPE VIBRATION ISOLATORS CONSIDERING STIFFNESS AND MASS LIMITATIONS, JOURNAL OF SOUND AND VIBRATION 293 (2006) 171-195, INTERNET
77. ***ANTI-VIBRATIONS PRODUCTS:
[HTTP://WWW.CMSANTIVIBRATION.CO.UK](http://WWW.CMSANTIVIBRATION.CO.UK)
78. ***DAMPING IN STRUCTURES,INTERNET
79. ***ENGEERING APLICATIONS. MACHINE FOUNDATION ON THE SURFACE OF A LAYERED HALF-SPACE, INTERNET
80. ***FOUNDATION ISOLATION SOLUTIONS FOR EQUIPMENT & MACHINES: WWW.FABREEKA.COM
81. ***MACHINE DYNAMICS, INTERNET
82. ***MECHANICAL ENGINEERING HAND BOOK, CRC PRESS, 1999
83. ***PNEUMATIC FORGING HAMMER, WWW.CHINESEHAMMERS.COM
84. ***PNEUMATIC HANDBOOK, 8TH EDITION, INTERNET
85. ***ROSTA RUBBER SUSPENSION UNITS,
[HTTP://WWW.TECNICAINDUSTRIALE.IT](http://WWW.TECNICAINDUSTRIALE.IT)

86. ***SHOCK AND VIBRATION DAMPING COMPONENTS:
WWW.VIBRATIONMOUNTS.COM
87. ***TECHNICAL SECTION: VIBRATION AND SHOCK ISOLATION:
WWW.VIBRATIONMOUNTS.COM
88. ***THE ENGINEERING SOLUTIONS TO ISOLATE SHOCK,
VIBRATION, AND NOISE: [HTTP://WWW.QONTROL.COM](http://WWW.QONTROL.COM)
89. ***THE VIBRATIONS OF THE STRUCTURES WITH ONE DEGREE OF
FREEDOM, INTERNET
90. ***THE VIBRATIONS OF THE STRUCTURES WITH MORE THAN ONE
DEGREE ON FREEDOM, INTERNET
91. ***VIBRATION ISOLATION, PRODUCTS AND SYSTEMS:
[HTTP://WWW.KINETICSNOISE.COM](http://WWW.KINETICSNOISE.COM)
92. ***VIBRATION ISOLATORS, MACHINE MOUNTS
AND SHOCK CONTROL SYSTEMS:
[HTTP://WWW.VIBRODYNAMICS.COM](http://WWW.VIBRODYNAMICS.COM)
93. ***VIBRATIONS ISOLATIONS PRODUCTS:
[HTTP://WWW.CFM-ITBONA.COM](http://WWW.CFM-ITBONA.COM)
94. ***<http://www.world-voices.com/software/nchtone.html>
95. **DRAGU F.** -*Studiul spectrului de vibratii la un hidroagregat*
vol.1B pg475-479 ISSN1844-933

Analiza nivelelor de vibrații pe un grup de turbine hidraulice

Siguranta în funcționare a unui hidroagregat este condiționată de existența unor nivele minime de vibrații pe întreaga sa structură, motiv pentru care urmărirea periodică a acestor nivele este strict necesară.

Verificările periodice ale nivelelor de vibrații la hidroagregate sunt prevăzute în standarde.

Pentru determinarea nivelelor de vibrații și zgomote existentă o serie de metode experimentale aplicabile în diferite situații posibile[3]. Alte metode de cercetare a vibrațiilor la hidroagregate au fost elaborate pentru a prevedea din punct de vedere dinamic, posibilitățile de mărire a încărcării unui hidroagregat.

Schema cinematică a unui hidroagregat cu ax vertical este prezentată în figura 1.

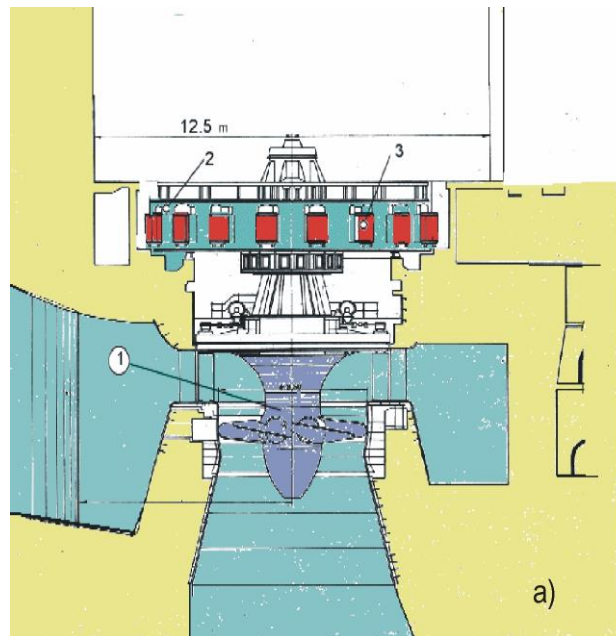


Figura 1- Schema cinematică a unui hidroagregat cu ax vertical

Pe arborele vertical 1 format din tronsoane este calat rotorul generatorului 2 și rotorul turbinei 3. Centrarea axului în mișcarea de

rotație se face pe două lagăre, lagărul radial superior (LRS) și lagărul radial inferior (LRI), iar solicitarea axială a grupului este preluată de lagarul axial (CLA).

Complexitatea constructivă a unui hidroagregat face ca studiul dinamicii vibrațiilor ce apar să se facă pe modele simplificate. In general studiile existența se rezumă la studiul vibrațiilor de încovoiere ale arborelui cu mase concentrate analizându-se turațiile critice care trebuie evitate. Pentru ansamblul hidroagregatului studiul vibrațiilor este dificil deoarece alegerea modelului dinamic echivalent necesită concentrarea maselor și precizarea rigidităților pentru elementele elastice de legătură.

Lucrarea de față se bazează pe un studiu privind măsurătorile vibrometrice la hidroagregatele de 175 MW ce echipează hidrocentrala "Porțile de Fier I", măsurători impuse de STAS 6910-74.

Măsurătorile s-au efectuat pentru următoarele regimuri:

- 1. Funcționarea la sarcina de 10 MW.
- 2. Funcționarea la sarcina de 90 MW apreciată ca 50% din încărcarea maximă.
- 3. Funcționarea la sarcina de 175 MW considerată ca încărcare maximă.
- Funcționarea la sarcina sporită de 187 MW.

Măsurătorile s-au efectuat după 3 direcții X,T și Z. Lagarele la care s-au efectuat măsurătorile au fost:

- lagărul radial superior LRS
- corp lagăr axial CLA
- lagăr radial inferior LRI

Fixarea traductorilor pe cele trei lagăre și după cele trei direcții s-a realizat prin intermediul unor magneți.

Măsurarea și prelucrarea semnalelor de vibrații.

Analiza comportării din punct de vedere dinamic a unui hidroagregat se poate face mai ușor pe cale experimentală. Un astfel de studiu s-a realizat pentru a urmări vibrațiile la lagărele unui hidroagregat de 175 MW.

Semnalul de deplasare este înregistrat cu înregistratorul magnetic 3 tip 7003 prin intermediul amplificatorului 2, tip 2606. Având semnalele de deplasare înregistrate pe înregistratorul magnetic 3, prelucrarea lor se poate face în condiții de laborator pe benzi de filter prin intermediul filtrului 4 tip KF 103 și înregistratorului rapid 5 tip TSS-101.

Analizând aspectul semnalelor de deplasare de trecere prin cele două benzi de filtrare se constată că în banda 0,71-5,6 Hz frecvența predominantă este de 1,192 Hz, ceea ce demonstrează că nivelele de vibrații în această bandă sunt produse de excitații periodice cu perioada de rotație a arborelui turbinei, de dezechilibrări ale maselor de rotație și împingeri hidraulice. În banda de frecvență 5,6-16 Hz se constată o frecvență predominantă de 7,15 Hz, ceea ce corespunde la o excitație periodică cu perioada egală cu perioada de rotație a turbinei împărțită la numărul palelor rotorice ceea ce arată că în această bandă de frecvență perturbațiile care produc nivelele de vibrații pe structura hidroagregatului sunt de natură hidraulică.

Nivelele de vibrații pe cele două benzi de frecvență nu se păstrează constante în timp, având un caracter aleator de bandă îngustă. Acest fapt demonstrează că perturbațiile preponderente nu sunt ale dezechilibrării maselor în rotație, ci de natura complexă hidraulică. De asemenea aspectul de bătăi se datorește și influenței perturbațiilor simultane a mai multor grupuri ale căror mișcări vibratorii se cuplează prin structura de rezistență ce leagă grupurile între ele. Ținând seama de

faptul că împingerile hidraulice ce lucrează pe direcția Z asupra rotorului turbinei sunt preluate de lagărul axial, rezultă că mișcările vibratorii ale lagărului radial inferior pe direcția Z nu sunt provocate de perturbații ce se transmit prin axul turbinei, ci perturbații de natură hidraulică ce lucrează asupra suportului lagărului radial inferior. Aceste perturbații nu se transmit deci sistemului dinamic în mișcare de rotație.

Valorile cele mai mari ale acestor nivele de vibrații sunt la încărcări mici unde transferul energiei hidraulice în energie electrică este slab.

În privința modului de interpretare a nivelelor de vibrații ce apar la hidroagregate, unde evoluțiile sunt de natură aleatoare de bandă îngustă măsurarea unei amplitudini instantanee așa cum prevăd standardele nu este corectă deoarece amplitudinile variază mult în timp. În acest caz trebuie aplicate metode statistice privind determinarea densității spectrale de putere, sau a amplitudinii medii efective.

$$\tilde{x} = \sqrt{\frac{1}{T} \int_0^T x^2(t) dt}$$

unde $x(t)$ este elongația mișcării vibratorii. Iar T timpul de mediere. Dacă spectrul vibrațiilor conține componente preponderente în jurul unor frecvențe, atunci se poate calcula o amplitudine medie echivalentă

$$\tilde{x}_{ech} = \sqrt{\sum_{i=1}^n x_i^2} \text{ care caracterizează starea energetică a vibrațiilor.}$$

În continuare se poate calcula o amplitudine echivalentă de vârf în regim sinusoidal $\hat{x}_{ech} = \sqrt{2} \tilde{x}_{ech}$, care se compară cu valorile limită admise, pe baza măsurărilor efectuate asupra hidroagregatelor de 175 MW ce echipează hidrocentrala "Porțile de Fier", măsuratori impuse de STAS 6910-74.

Pe tipăritor s-au imprimat valorile medii ale fenomenului, citite la intervale de 0,5 s, obținându-se astfel aproximativ 30 de valori ale

amplitudinilor pentru fiecare vibrogramă. Vibrogramele prezentate s-au înregistrat în fiecare punct de măsură pe o perioadă de timp de 1 minut.

SCHEMA BLOC A INSTALȚIEI DE MASURA PRELUCRAREA VIBRATIILOR SI INTRODUCEREA ELEMENTELOR DE INFORMATICA

Intrucât frecvența de rotire a hidroagregatelor este de 1,192 Hz corespunzătoare turației de 71,5 rot/min, problema principală a fost întocmirea unui lanț de măsură special pentru detectarea vibrațiilor care se produc cu frecvența de rotație a grupurilor. Deoarece majoritatea aparatelor cunoscute au frecvența limită inferioară 2Hz, s-a apelat la o serie de aparate cu caracteristici superioare.)

Traductorul folosit a fost de accelerație de tip KB12 produs de firma RFT. Caracteristicile acestui traductor sunt:

- sensibilitate foarte bună: 250 mV/ms⁻²
- domeniul de frecvență la 100 M: 1-250 Hz
- masa 180 g

Inregistrarea vibrogramelor s-a realizat în următoarele domenii de frecvență:

1) $f=0,71-5,6$ Hz, care conține frecvența de rotație a axului turbinei $f=1,192$ Hz

2) $f=5,6-16$ Hz, care conține frecvența de rotație multiplicată cu numărul palelor rotorice $f=7,15$ Hz.

3) $f=16-45$ Hz, care conține frecvența de ordin superior $f=28-29$ Hz

4) Tabelar se prezintă și valorile globale nefiltrate ale amplitudinilor, (Tab I)

Analiza rezultatelor obținute se face în corelații cu valorile menținute de STAS 6910/74.

Deoarece vibrațiile precizate de STAS 6910/74 sunt vibrații periodice cu amplitudini constante, aprecierea amplitudinilor vibrațiilor obținute din măsurători se va face pe benzi de frecvență, considerându-se pentru prima bandă frecvența de 1,19 Hz, pentru banda a doua 7,15 Hz, iar pentru banda a treia 29 Hz.

Valorile globale obținute se folosesc pentru analiza comparativă a rezultatului obținut la diferite etape.

Deoarece grupurile lucrează în paralel, iar perturbațiile au spectru de frecvență asemănătoare apare influența reciprocă sub forma de bătaie, lucru ușor vizibil pe vibrograme. De asemenea apar perturbații accidentale cauzate de efecte hidraulice. Din aceste motive, amplitudinea nefiind constantă, ea variind între anumite limite pentru judecarea rezultatelor se folosesc următoarele mărimi:

- $X_{med}[\mu m]$ - amplitudinea medie pe interval de 1 min, la aceasta etapa, folosindu-se lanțul menționat, astfel că valoarea medie s-a calculat din cca 120 de valori;
- $X_{max}[\mu m]$ - amplitudinea maximă în același interval;
- $f_p, [Hz]$ - frecvența medie a vibrațiilor în domeniul de frecvență analizat.

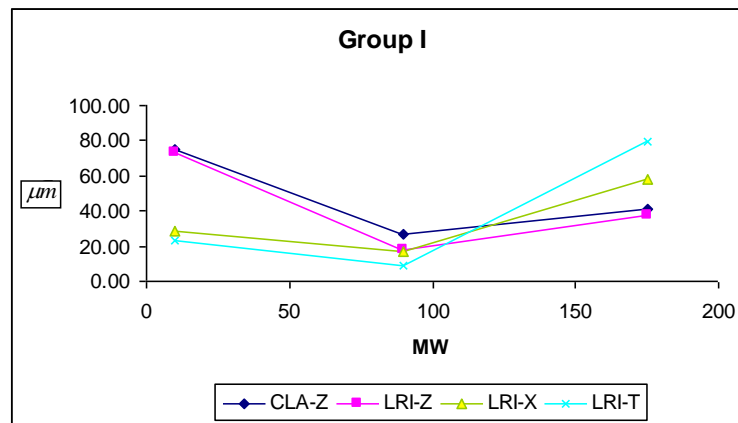
În continuare sunt prezentate vibrogramele și tabelul sintetic din care se pot trage concluzii comparative între nivelele de vibrații din diferite puncte de măsură.

Analiza rezultatelor în banda de frecvență $f=0,71-56$ Hz, STAS 6910-74 precizează corespunzător frecvenței 1,19 Hz, următoarele calificative:

- foarte bine : 0-64 μm
- bine : 64-99 μm
- admisibil: 99-148 μm
- cu supraveghere: 148-199 μm

La Grupul I valorile pe direcția Z sunt 10 Mw, iar după direcția X și T sunt 175Mw. Valorile cele mai mici ale amplitudinilor la încărcarea de 90 Mw.

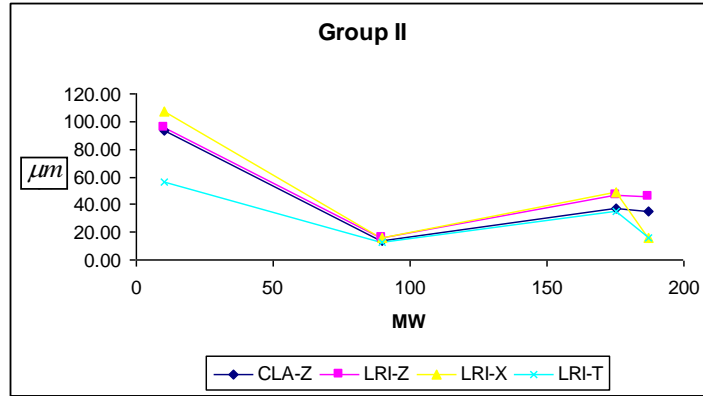
Grup I				
	CLA-Z	LRI-Z	LRI-X	LRI-T
10	75.20	73.00	28.50	23.00
90	26.56	18.00	16.70	8.70
175	41.50	37.20	57.80	79.70
187				



Grupul II valori mari la încărcarea 10 Mw după direcția Z

- valori mai mici ale amplitudinilor la 187 Mw decat la 175 M;
- valorile cele mai mici se inregistreaza si la grupul I la incarcarea de 90 Mw.

Grup II				
	CLA-Z	LRI-Z	LRI-X	LRI-T
10	93.40	96.00	107.3	56.80
90	13.40	15.40	16.00	13.10
175	37.40	47.00	49.30	35.00
187	35.00	45.50	15.6	16.40

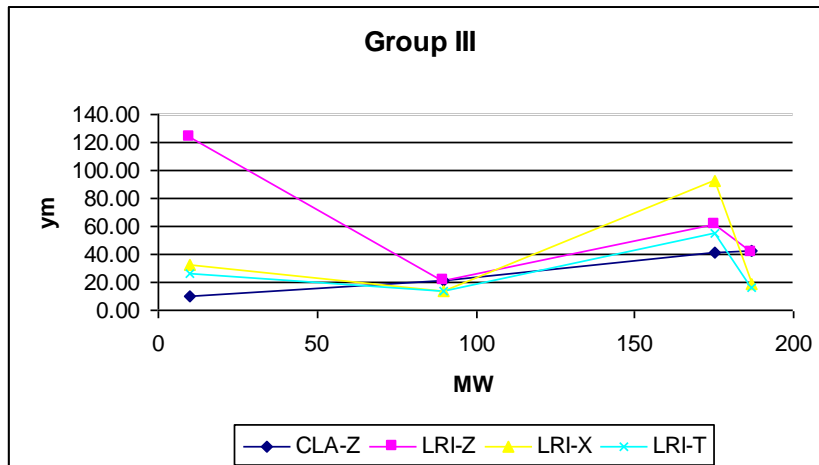


Grupup III

- valori mari la 175 Mw dupa directia X;
- valori mult mai mici la 187 Mw, decat la 175 Mw;
- valori minime ale amplitudinilor la 80 Mw, lucru observat și la celelalte două grupuri.

Grup III

	CLA-Z	LRI-Z	LRI-X	LRI-T
10	9.80	123.80	32.50	26.20
90	21.10	21.30	13.50	14.30
175	41.40	61.00	92.50	55.00
187	43.00	41.00	18.20	16.20



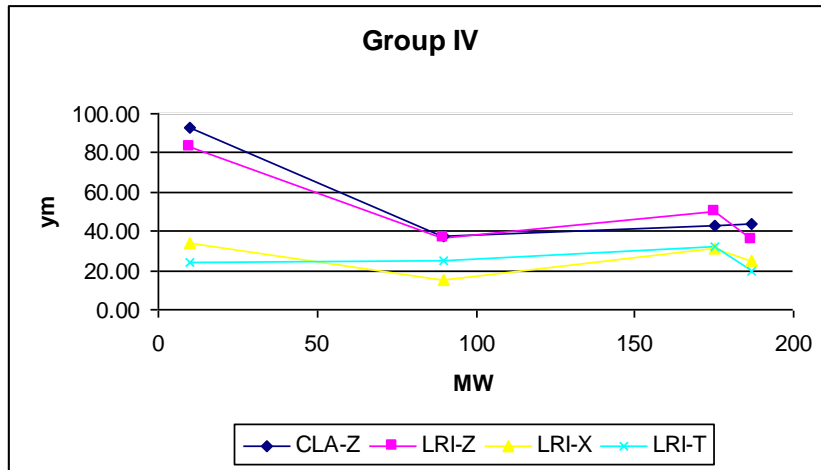
Grupul IV

- valori mari dupa directia Z-CLA la incarcare 10 Mw;
- valori mai mari la 175 Mw-dupa directia Z, X și T la LRI;

- valori mici la toate încărcăturile după direcția T

Grup IV

	CLA-Z	LRI-Z	LRI-X	LRI-T
10	92.70	83.10	33.70	23.70
90	37.70	36.50	15.60	24.80
175	43.30	50.30	31.00	32.00
187	44.00	35.60	25.00	20.00

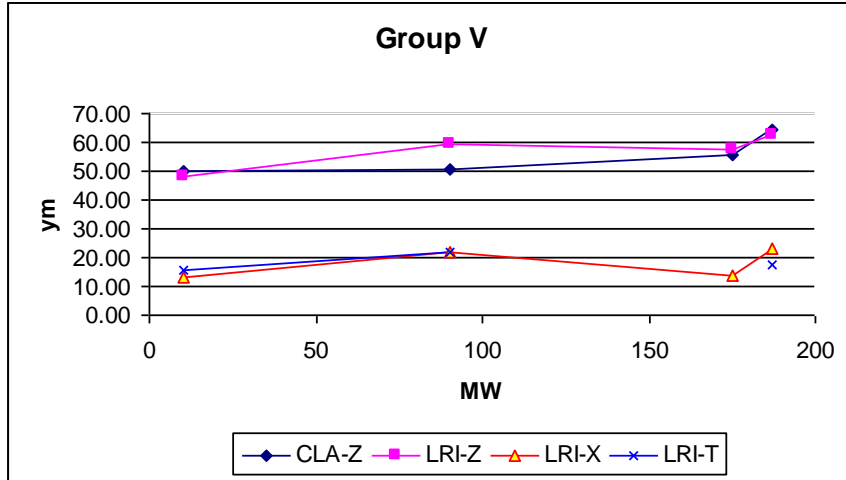


Grupul V

La acest grup se constată că toate valorile amplitudinilor se încadrează în domeniul "foarte bine", obținându-se în acest domeniu de frecvență cele mai mici valori dintre toate cele 6 grupuri.

Grup V

	CLA-Z	LRI-Z	LRI-X	LRI-T
10	50.20	48.00	13.40	15.60
90	50.50	59.50	21.60	21.60
175	55.60	57.50	13.70	
187	64.50	62.40	23.40	17.40

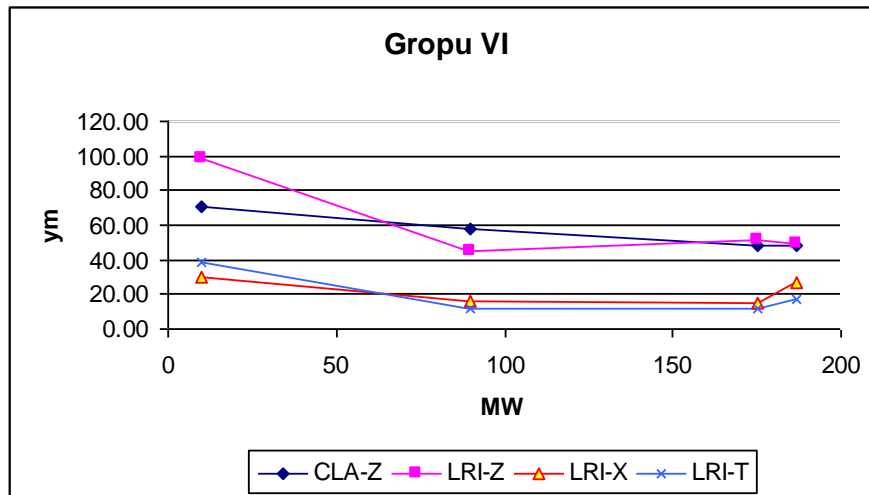


Grupul VI

- valori mari, la toate încărcările la LRI-Z;
- valorile cele mai mari la 10 MW, la toate lagărele, după toate direcțiile;
- valori mici la 90 Mw încărcare

Grup VI

	CLA-Z	LRI-Z	LRI-X	LRI-T
10	70.60	99.00	30.50	38.80
90	58.20	45.40	16.20	12.00
175	48.20	51.00	15.00	12.10
187	48.30	49.30	26.70	17.00



Am atașat și tabelele cu măsurătorile vibrometrice de la Hidrocentrala Porțile de Fier I efectuate în diferite etape ale anului.

Etapa I

Grup I amplitudine medie

MW	LRS-X	CLA-X	LRI-X	LRS-T	CLA-T	LRI-T	LRS-Z	CLA-Z	LRI-Z
10	7.4	7.1	19.3	6.5	9.3	28.4	12.1	39.8	54.5
90	5.2	10.3	8.9	3.8	3.2	18.3	9.1	9.8	10.2
175		16.04	41.57		30.41	43.12		22.77	34.99
187	13.2	26.56	58.05	6.3	29	62.16	7.2	26.8	39.54

Grup I amplitudine maximă

MW	LRS-X	CLA-X	LRI-X	LRS-T	CLA-T	LRI-T	LRS-Z	CLA-Z	LRI-Z
10	9.5	9.7	25.7	7.8	12.5	41.2	14.4	54.8	68.3
90	7.14	16.4	15.8	5.88	5.4	25.3	11.6	12.11	14.3
175		19.81	45.37		19.7	53.9		25.67	48.62
187	19.7	34.97	70.39	9.14	32	82.46	9.5	30.1	50.35

Grup II amplitudine medie

MW	LRS-X	CLA-X	LRI-X	LRS-T	CLA-T	LRI-T	LRS-Z	CLA-Z	LRI-Z
10	10.7	4.6	39.82	10.4	3.2	35.3	8.2	41.09	39.3
90	8.1	8.3	9.8	5.2	3.4	16.3	5.3	9.2	9.5
175									
187	8.2	26.6	53.2	6.8	19.6	63.8	5.9	19.2	33.5

Grup II amplitudine maximă

MW	LRS-X	CLA-X	LRI-X	LRS-T	CLA-T	LRI-T	LRS-Z	CLA-Z	LRI-Z
10	16.13	16.82	60	15.71	6.12	47.9	14.21	51.6	49
90	10.3	14.1	14.18	9.13	6.16	22.5	7.98	13.96	15.6
175									
187	11.6	33.97	64.7	9.7	24.46	80.2	10.4	27.55	45.4

Anexa 1

Grup III amplitudine medie

MW	LRS-X	CLA-X	LRI-X	LRS-T	CLA-T	LRI-T	LRS-Z	CLA-Z	LRI-Z
10	8.1	10.05	42.8	6.2	13.9	36.38	8.3	39.09	38.12
90	3.8	4.2	21.3	4.2	8.9	17.3	4.8	15.5	12.8
175	5.2			5.4			9.7	22.4	
187	9.4	19.5	54	15	41.2	37	27.5	27.5	38.3

Grup III amplitudine maximă

MW	LRS-X	CLA-X	LRI-X	LRS-T	CLA-T	LRI-T	LRS-Z	CLA-Z	LRI-Z
10	10.57	18.8	53.12	9.48	16.12	48.14	11.16	47.26	50.24
90	5.95	7.8	29.1	6.12	9.8	22.9	7.9	16.17	15.68
175	8.6			8.5			12.4	27.22	
187	12	26	63.3	21	51.9	49	32.1	34.7	51.9

Grup IV amplitudine medie

MW	LRS-X	CLA-X	LRI-X	LRS-T	CLA-T	LRI-T	LRS-Z	CLA-Z	LRI-Z
10	12	8.3	32.8	11	6.1	30.1	11.4	47.4	47
90									
175									
187	10.8	26.8	47	29.1	12.3	33.4	19.5	12.5	47

Grup IV amplitudine maximă

MW	LRS-X	CLA-X	LRI-X	LRS-T	CLA-T	LRI-T	LRS-Z	CLA-Z	LRI-Z
10	12.9	10.2	46.6	17.3	8.2	41.7	20.6	60.4	63.9
90									
175									
187	15.8	32.2	66	32	19.8	42	24	16	57

Grup V amplitudine medie

MW	LRS-X	CLA-X	LRI-X	LRS-T	CLA-T	LRI-T	LRS-Z	CLA-Z	LRI-Z
10	29.1	9.5	45.4	29.5	6	21	11	48	43
50	29	7.3	53.1	26.5	9.9	43.8	14	98.9	109
90	26	3.8	8.2	22	9.3	9.6	8.9	8.8	17.5
187	14.2	23.1	41.1	14.1	19.5	69.8	9.8	32.8	54.3

Grup V amplitudine maximă

MW	LRS-X	CLA-X	LRI-X	LRS-T	CLA-T	LRI-T	LRS-Z	CLA-Z	LRI-Z
10	32.4	14	69.3	32.8	8.3	38	16	62	53
50	38	12.5	75	29.4	16.8	62	23	135	149
90	28.3	6.3	13.9	23	13.8	14.1	13.5	15.1	21.4
187	18.9	26.8	45.3	17.2	25.7	77.6	13.4	49.6	56.6

Etapa II

Grup I amplitudine medie

MW	LRS-X	CLA-X	LRI-X	LRS-T	CLA-T	LRI-T	LRS-Z	CLA-Z	LRI-Z
5	6.3	13.6	34.2	14.2	10.2	39.8	22.4	21.6	21.7
90	8.23	2.9	22.2	7.6	6.2	17.2	8.4	10.7	14.6
175	6.3	8.1	35.4	4.6	5.3	32	2.2	17.2	14
187	5.3	8	23.5	4.4	6.5	25.6	2.8	16.2	27.3

Grup I amplitudine maximă

MW	LRS-X	CLA-X	LRI-X	LRS-T	CLA-T	LRI-T	LRS-Z	CLA-Z	LRI-Z
5	11.3	22	40.3	23	21.5	58	35	48	32.2
90	11.7	12	29	9.9	13	24	17.2	14	34
175	8.8	18	51.4	8.8	12.4	39	5.9	24	20
187	8.8	15	34.6	8.3	12	42	5.3	26	59.4

Grup II amplitudine medie

MW	LRS-X	CLA-X	LRI-X	LRS-T	CLA-T	LRI-T	LRS-Z	CLA-Z	LRI-Z
5	19.07	24.2	36.2	25.5	18	38.4	15	29.2	67.3
90	8.9	17.8		7.7	22.3		6.5	6.5	35.5
175	7.6	12	23.4	7.5	4.4	20.2	13	15	8.1
187	25.7	11	29.5	8.5	13	31	11.3	19.2	5.5

Grup II amplitudine maximă

MW	LRS-X	CLA-X	LRI-X	LRS-T	CLA-T	LRI-T	LRS-Z	CLA-Z	LRI-Z
5	29.5	32	72.5	35	25.8	60.4	26.8	36	96.6
90	13.9	34		8.9	31		13.4	8.5	79.2
175	9.8	24	32	8.1	8.52	29.4	17	22	16
187	29.4	24	38.2	12	24	42	19	22.5	14.7

Anexa 1

Grup III amplitudine medie

MW	LRS-X	CLA-X	LRI-X	LRS-T	CLA-T	LRI-T	LRS-Z	CLA-Z	LRI-Z
5	9.8	29.6	53.9	6.4	15.7	28	10.8	26.6	68
90	8	31.5	35	6.5	15.3		4.8	28.6	21.3
175	8.7	35	49.8	6.7	4.3	60	4.2	26	65.7
187	8.3	17.5	52.8	8.1	5.2	38.1	2.4	53.8	27.6

Grup III amplitudine maximă

MW	LRS-X	CLA-X	LRI-X	LRS-T	CLA-T	LRI-T	LRS-Z	CLA-Z	LRI-Z
5	13.4	34	79	9.7	19.3	33	13.4	35	106
90	19	56.6	38.2	7.9	25.5		16	33.9	39.4
175	9.3	72	101.4	8.3	8.82	118	7.35	52.9	144
187	10.4	33.8	110	11	13.4	81	5.9	80.3	59

Grup IV amplitudine medie

MW	LRS-X	CLA-X	LRI-X	LRS-T	CLA-T	LRI-T	LRS-Z	CLA-Z	LRI-Z
0									
90	9.8	7	10.8	9.7	4.2	11.5	8.2	8.8	9.3
175	11.3	3.9	91	11.4	28.59	72	9.4	7.8	9.8
187	7.9	4.2	7.5	10.8	17.2		4.02	45	7.3

Grup IV amplitudine maximă

MW	LRS-X	CLA-X	LRI-X	LRS-T	CLA-T	LRI-T	LRS-Z	CLA-Z	LRI-Z
0									
90	11.2	22	21.5	11.2	12	21	11.8	14	18.8
175	12.8	10.8	17.3	13.4	51.45	13.4	11.5	16	19
187	12.3	8.8	16	13.9	32		8.17	11.8	16.2

Grup V amplitudine medie

MW	LRS-X	CLA-X	LRI-X	LRS-T	CLA-T	LRI-T	LRS-Z	CLA-Z	LRI-Z
0		4.3	18.8		5.1	21.8		15.8	34.2
90	22.2	3.5	22.1	21	2.8	18.8	6.9	3.2	18.1

Anexa 1

175	15.4	4.2	28.2	20.2	2.4	20.6	6.9	5.8	11.8
187	22	6.1	31.5	20.5	38.2	18.7	6.2	6.2	11.2

Grup V amplitudine maximă

MW	LRS-X	CLA-X	LRI-X	LRS-T	CLA-T	LRI-T	LRS-Z	CLA-Z	LRI-Z
0		11	52.4		11	42.3		38.6	88.6
90	23.5	10	32.2	25	8.1	29.6	8.8	7.8	33.6
175	22.1	9.4	39.6	22	7	26.4	8.8	13.5	20.6
187	2.4	14.8	41.2	22	67.6	32.3	10.7	14.7	20.6

Etapa III

Grup I amplitudine medie

MW	LRS-X	CLA-X	LRI-X	LRS-T	CLA-T	LRI-T	LRS-Z	CLA-Z	LRI-Z
10	18.2	18.4	63.5	19.5	6.3	49.7	15.2		62.5
90	5.7	6.5	10.25	6.2	5.8	6.2	6.9	8.8	9.42
175	8.93	14.2	11.3	10.5	3.1		8.1	7.8	12
187	7.9	7.6	88.26	7.3	12.4	12.5	7.6	45	6.3

Grup I amplitudine maximă

MW	LRS-X	CLA-X	LRI-X	LRS-T	CLA-T	LRI-T	LRS-Z	CLA-Z	LRI-Z
10	20.9	30.45	86.51	25.59	10.81	88.8	16.77	79.88	74.15
90	7.72	8.47	12.6	9.46	5.4	12.14	6.35	19.6	13.46
175	10.9	29.09	16.49	48.91	7.78		20.28	18.37	19.78
187	39.83	15.41	13.4	12.92	43.56	17.33	12.79	21.16	10.3

Grup II amplitudine medie

MW	LRS-X	CLA-X	LRI-X	LRS-T	CLA-T	LRI-T	LRS-Z	CLA-Z	LRI-Z
10	14.4	13	69.2	16.7	18.9	59.3	14.3	63	37.6
90	7.8	6.2	28.4	9.6	6.3	12.2	5.4	5.4	12.4
175	5.9	5.4	28.7	5.4	6.3	18.7	5.2	11.5	11.5
187	11.1	6.5	28.5	10.5	6.03	25.3	3.9	8.6	13.2

Anexa 1

Grup II amplitudine maximă

MW	LRS-X	CLA-X	LRI-X	LRS-T	CLA-T	LRI-T	LRS-Z	CLA-Z	LRI-Z
10	26.9	20.11	108.05	23.62	31.88	90.68	24.7	90.4	78.18
90	13.3	14.57	44.87	13.9	12.73	29.95	13.12	20.46	24.29
175	14.78	13.92	47.51	14.9	12.75	33.51	19.93	29.54	27.47
187	20.7	16.18	34.31	13.15	15.3	35.8	13.2	14.25	37.46

Grup III amplitudine medie

MW	LRS-X	CLA-X	LRI-X	LRS-T	CLA-T	LRI-T	LRS-Z	CLA-Z	LRI-Z
10		29.4	62.1		20.5	46.1		50.03	55.9
90	6.1	6.5	7.88	5.2	6.3	17.3	6.8	7.3	6.3
175	8.9	13.6	13.5	6.3	5.4	25.2	3.4	15.6	6.08
187	5.9	28.3	31.2	7.3	16.3	24.3	4.8	10.9	23.8

Grup III amplitudine maximă

MW	LRS-X	CLA-X	LRI-X	LRS-T	CLA-T	LRI-T	LRS-Z	CLA-Z	LRI-Z
10		52.22	108.28		31.2	85.9		86.98	106
90	8.81	12.41	12.56	8.7	21.7	28.13	12.5	12.89	10.58
175	12.01	19.58	19.46	14.45	12.74	36.78	14.85	21.01	12.99
187	11.91	49.34	36.26	12.83	25.44	33.87	12.68	188.5	38.63

Grup IV amplitudine medie

MW	LRS-X	CLA-X	LRI-X	LRS-T	CLA-T	LRI-T	LRS-Z	CLA-Z	LRI-Z
10	23.6	13.7	43.7	19.4	12.5	89.2	6.3	56.4	42.9
90	15.3	7.8	6.2	12.2	18.7	12.5	14.3	7.5	42.3
175	11.2	25.3	67.7	15.3	10.3	55.9	4.8	57.3	42.8
187	13.2	28.7	17.3	10.3	33.73	18	11.8	37	13.5

Grup IV amplitudine maximă

MW	LRS-X	CLA-X	LRI-X	LRS-T	CLA-T	LRI-T	LRS-Z	CLA-Z	LRI-Z
10	37.53	26.97	59.65	27.24	19.95	126.4	17.48	74.8	76.17

Anexa 1

90	18.94	12.89	19.39	14.71	46.88	18.58	18.95	20.09	60.85
175	21.31	87.47	117	18.29	20.8	75.8	14.16	86.55	66.15
187	19.06	57.79	25.42	17.76	56.69	25.73	15.98	55	21.17

Grup V amplitudine medie

MW	LRS-X	CLA-X	LRI-X	LRS-T	CLA-T	LRI-T	LRS-Z	CLA-Z	LRI-Z
10		19.3	59.6		7.8	21.1		62.7	53.5
90	20.8	21.6	25	31.5	26.7	21.5	5.8	26.2	13.6
175	21.5	5.8	25.3	29.5	19.3	28.3	8.3	6.8	20.07
187	16.3	7.8	20.3	34.7	7.9	15.8	5.8	8.2	13.6

Grup V amplitudine maximă

MW	LRS-X	CLA-X	LRI-X	LRS-T	CLA-T	LRI-T	LRS-Z	CLA-Z	LRI-Z
10		43.83	96.43		27.78	42.57		128.2	88.77
90	35.01	37.17	44.51	46.55	41.53	35.1	17.06	57.54	21.88
175	29.71	15.53	37.68	38.7	30.4	44.18	18.19	23.61	25.93
187	39.45	15.74	27.15	43.42	15.49	22.29	16.28	24.4	26.45

Etapa IV

Grup I amplitudine medie

MW	LRS-X	CLA-X	LRI-X	LRS-T	CLA-T	LRI-T	LRS-Z	CLA-Z	LRI-Z
10	20.51	49.62	21.5	2.5	54.3	20.6	12.8	49.3	39.6
90	4.2	21.74	19.1	4.1	38.7	21.8	2.2	7.7	5.4
175	7.2	9.3	14.08	3.5	8.3	20.7	9.3	13.7	11.5
182	4.7	3.5	20.3	3.2	8.5	8.8	5.4	14.8	8.9

Grup I amplitudine maximă

MW	LRS-X	CLA-X	LRI-X	LRS-T	CLA-T	LRI-T	LRS-Z	CLA-Z	LRI-Z
10	33.8	96	78.9	18.8	85.7	75.7	21.6	108.79	88.4

Anexa 1

90	6.4	33.75	69.62	6.3	77.19	22	6.3	9.9	13.76
175	11	15.65	21.03	9.36	13.36	29.32	14.6	28.4	16.4
182	9.72	12.71	26	4.96	17.2	16.8	13.94	36.2	16.6

Grup II amplitudine medie

MW	LRS-X	CLA-X	LRI-X	LRS-T	CLA-T	LRI-T	LRS-Z	CLA-Z	LRI-Z
10									
90	5.2	3.8		5.2	8.1		2.2	7.3	
175	4.3	5.3	12.4	4.8	6.2	9.45	10.2	8.3	8.1
182	6.2	7.08	9.8	3.7	6.9	8.93	4.8	7.3	8.4

Grup II amplitudine maximă

MW	LRS-X	CLA-X	LRI-X	LRS-T	CLA-T	LRI-T	LRS-Z	CLA-Z	LRI-Z
10									
90	7	5.2		7.7	18		6.8	10.1	
175	12.9	11.32	17	7.25	11.1	16.95	15.5	13.4	12
182	10	10.83	15.9	7.8	11.4	16.06	15.2	11.4	11.86

Grup III amplitudine medie

MW	LRS-X	CLA-X	LRI-X	LRS-T	CLA-T	LRI-T	LRS-Z	CLA-Z	LRI-Z
10	12.5	27.1	32.5	14.6	28.3	29.9	20.4	21.5	6.5
90	3.9	8.76	3.2	3.2	3.5	13.2	12.4	10.5	13.1
175	7.5	14.4	26.8	8.8	11.1	26.5	6.5	20.47	24.8
182	6.9	12.5	36.6	8.8	14.3	18.4	13.5	24.5	16.4

Grup III amplitudine maximă

MW	LRS-X	CLA-X	LRI-X	LRS-T	CLA-T	LRI-T	LRS-Z	CLA-Z	LRI-Z
10	15	33.6	49	21	33.6	45.4	25.1	33.6	11.4
90	6.1	26.3	6.9	5.1	10.6	26.3	8.2	15.3	7

Anexa 1

175	13.2	22.4	39.3	12.3	23.7	32.6	10.1	39.9	34.7
182	13	20.8	38.2	13	23.6	30.4	17.6	36.67	39.7

Grup IV amplitudine medie

MW	LRS-X	CLA-X	LRI-X	LRS-T	CLA-T	LRI-T	LRS-Z	CLA-Z	LRI-Z
10	10.3	13.7	28.4	5.4	11.4	21.7	18.5	28.7	42.3
90	2.8	5.26	13.3	7.3	7.4	7.8	5.4	12.8	13.1
175	4.3	13.2	21.5	7.8	8.9	20.3	9.5	25.8	36.8
182									

Grup IV amplitudine maximă

MW	LRS-X	CLA-X	LRI-X	LRS-T	CLA-T	LRI-T	LRS-Z	CLA-Z	LRI-Z
10	25.3	20.1	43.4	13.5	23.2	41.4	28.1	67.5	82.36
90	5	11	23.87	11.5	13.1	18.4	14.8	22.1	20.1
175	10.3	19.2	30.34	24	19.9	31.2	15.7	47.94	62.4
182									

Grup V amplitudine medie

MW	LRS-X	CLA-X	LRI-X	LRS-T	CLA-T	LRI-T	LRS-Z	CLA-Z	LRI-Z
10	15.7	50.9	83.6	20.5	7.8	59.16	8.9	55	37.8
90	17.3	12.1	15.56	20.5	9.3	13.2	18.3	14.5	17.1
175	14	12.8	27.1	15.1	8.7	23.4	16.3	36.9	39.5
182		14.4	18.6		17.4	21.5		31.26	36.95

Grup V amplitudine maximă

MW	LRS-X	CLA-X	LRI-X	LRS-T	CLA-T	LRI-T	LRS-Z	CLA-Z	LRI-Z
10	27	105.9	183	29.2	18.8	105.78	15.3	74	59.9
90	26.5	17.5	30.15	28.3	18.3	20.21	21.9	26.7	26.47
175	17.7	20.5	34.2	18.8	13.7	30.7	18	46.9	49.1
182		21.7	33		24	26.4		97	57.5

Etapa V

Grup I amplitudine medie

MW	LRS-X	CLA-X	LRI-X	LRS-T	CLA-T	LRI-T	LRS-Z	CLA-Z	LRI-Z
5		19.2	28		31.2	27		39.4	42.85
90	3.43	8.2		6.22	6.1		3.1	8.7	26.7
175	6.43	12.1	20.5	5.93	5.9	21.4	2.3	14	12.24
187	5.43	4.8	27.2	2.15	8.6	19.6	2.3	12.4	12.8

Grup I amplitudine maximă

MW	LRS-X	CLA-X	LRI-X	LRS-T	CLA-T	LRI-T	LRS-Z	CLA-Z	LRI-Z
5		25.2	48		64.8	31.2		72	69.6
90	7.13	13.4		13.31	12.1		5.4	15.1	39.6
175	12.34	25.4	29	11.8	15	32	5.1	28	20.24
187	9.6	12.4	39.6	4.35	19.2	44.4	4.3	19.2	19.6

Grup II amplitudine medie

MW	LRS-X	CLA-X	LRI-X	LRS-T	CLA-T	LRI-T	LRS-Z	CLA-Z	LRI-Z
5	7.1	25.6	27.6		10	11.6		7.6	18.9
90	7.1	10.6		3.5	4.97	26.4	6.9	11.37	25.97
175	3.4	8.7	16.4	3.2	5.8	17.19	4.6	6.3	13.7
187	3.94	20.6	14.89	5.9	15.9	4.2	2.25	26.3	12.6

Grup II amplitudine maximă

MW	LRS-X	CLA-X	LRI-X	LRS-T	CLA-T	LRI-T	LRS-Z	CLA-Z	LRI-Z
5	12.22	48	49.2		19.6	20.1		14.4	35.5
90	12.22	20.2		7.64	10.3	65.7	11.46	21.78	42
175	6.87	17.9	30.56	6.9	9.4	30.18	8.4	11.16	27.8
187	8.47	32.85	23.68	10.6	26.36	6.1	5.73	43.5	31.3

Grup III amplitudine medie

MW	LRS-X	CLA-X	LRI-X	LRS-T	CLA-T	LRI-T	LRS-Z	CLA-Z	LRI-Z
5	4.3	13.2	22.4	3.23	16.5	16.8	2.35	13.76	13.6
90	3.21	11.2	34.3	3.2	14	26.7	11.5		
175	14.93	15.8	45.7	1.49	18	26.6	5.43	17.9	22.7
187		30.9	12.3		10.5	30		24.5	17.7

Grup III amplitudine maximă

MW	LRS-X	CLA-X	LRI-X	LRS-T	CLA-T	LRI-T	LRS-Z	CLA-Z	LRI-Z
5	9.1	38.4	41.4	7.26	27.8	32.4	5.44	38.96	34.4
90	5.4	25.6	40.6	6.3	22	38.1	2.42		
175	26.5	26.67	55	3.99	33	40.6	11.4	41.2	33.32
187		67.3	23.5		16	40		36.8	30.18

Grup IV amplitudine medie

MW	LRS-X	CLA-X	LRI-X	LRS-T	CLA-T	LRI-T	LRS-Z	CLA-Z	LRI-Z
5	3.43	12.2	32.47	6.22	4.97	13.4	3.1	26.3	16.4
90		4.58	9.2		8	12.4		8.4	9.14
175	6.43	6.87	18.7	5.93	11.46	13.12	2.3	12.22	8
187	5.43	4.9	35.9	2.15	11.9	29.7	2.3	6.5	12.6

Grup IV amplitudine maximă

MW	LRS-X	CLA-X	LRI-X	LRS-T	CLA-T	LRI-T	LRS-Z	CLA-Z	LRI-Z
5	7.13	19.1	56.5	13.31	10.7	40.5	5.4	53.5	53.43
90		12.98	19.1		12.98	20.2		12.98	11.56
175	12.34	13	32.5	11.8	27.87	25.98	5.1	21.39	16.4
187	9.68	10.6	38.9	4.35	20.6	35.1	4.3	12.2	24.5

Grup V amplitudine medie

MW	LRS-X	CLA-X	LRI-X	LRS-T	CLA-T	LRI-T	LRS-Z	CLA-Z	LRI-Z
5		16.51	34.3		24.13	27.2		43.14	40.6
90	7.2	4.47	30.5	5.6	14	14	10.6	4.11	9.2
175	16.73	12.4	19.2	13.4	24.8	38	14.61	12.8	10.4
187	14.22	12.98	22.15	21.1	16	24.48	16.03	14.89	12.98

Grup V amplitudine maximă

MW	LRS-X	CLA-X	LRI-X	LRS-T	CLA-T	LRI-T	LRS-Z	CLA-Z	LRI-Z
5		30.48	67.31		48.26	47.2		81.28	60.96
90	15.2	9.92	53.34	11.46	32	29.6	19.1	9.5	18.4
175	23.6	27.2	32.8	19.1	41.6	67.4	22.6	28	20
187	21.77	33.6	35.14	31.7	45	16.04	25.9	26.74	18.71

Etapa VI

Grup I amplitudine medie

MW	LRS-X	CLA-X	LRI-X	LRS-T	CLA-T	LRI-T	LRS-Z	CLA-Z	LRI-Z
10									
90									
175	9.4	9.3	19.9	15.8	11.2	21.1	5.8	21.4	24.7

Grup I amplitudine maximă

MW	LRS-X	CLA-X	LRI-X	LRS-T	CLA-T	LRI-T	LRS-Z	CLA-Z	LRI-Z
10									
90									
175	16.8	14.5	31.5	26.7	18.8	33.8	12.6	33.5	41.5

Grup II amplitudine medie

MW	LRS-X	CLA-X	LRI-X	LRS-T	CLA-T	LRI-T	LRS-Z	CLA-Z	LRI-Z
10									
90	8.4	15.4	14.8	9.2	9.8	13.9	5.3	9.4	19.5
175	8.4	9.1	22.8	7.2	6.4	21.4	5.3	13.8	19.5

Grup II amplitudine maximă

MW	LRS-X	CLA-X	LRI-X	LRS-T	CLA-T	LRI-T	LRS-Z	CLA-Z	LRI-Z
10									
90	16.5	22.8	24.7	16.3	14.5	26.4	6.9	18.5	31.4
175	13.2	15.4	34.9	13.8	8.3	31.5	9.4	24.9	29.6

Grup III amplitudine medie

MW	LRS-X	CLA-X	LRI-X	LRS-T	CLA-T	LRI-T	LRS-Z	CLA-Z	LRI-Z
10									
90	7.5	8.4	20.1	9.1	11.2	12.7	4.9	19.3	12.3
175									

Grup III amplitudine maximă

MW	LRS-X	CLA-X	LRI-X	LRS-T	CLA-T	LRI-T	LRS-Z	CLA-Z	LRI-Z
10									
90	16.8	13.9	33.4	14.7	18.2	22.5	7.8	29.7	19.1
175									

Grup IV amplitudine medie

MW	LRS-X	CLA-X	LRI-X	LRS-T	CLA-T	LRI-T	LRS-Z	CLA-Z	LRI-Z
10									
90	8.3	3.2	19.4	6.9	5.9	14.5	7.8	17.8	20.5
175	10.2	5.9	16.4	13.4	10.5	13.9	7.6	21.5	15.8

Anexa 1

Grup IV amplitudine maximă

MW	LRS-X	CLA-X	LRI-X	LRS-T	CLA-T	LRI-T	LRS-Z	CLA-Z	LRI-Z
10									
90	16.4	8.5	31.7	14.4	11.8	28.3	15.3	26.4	27.9
175	18.1	12.5	28.5	19.2	15.7	21.5	14.8	32	21.6

Grup V amplitudine medie

MW	LRS-X	CLA-X	LRI-X	LRS-T	CLA-T	LRI-T	LRS-Z	CLA-Z	LRI-Z
10	5.9	9.5	5.1	10.9	10.4	12.4	8.5	17.5	16.9
90	11.8	19.7	14.7	13.7	15.2	14.5	9.3	21.7	12.1
175	13.3	15.8	17.5	12.1	18.8	15.4	9.4	21.8	13.4

Grup V amplitudine maximă

MW	LRS-X	CLA-X	LRI-X	LRS-T	CLA-T	LRI-T	LRS-Z	CLA-Z	LRI-Z
10	12.4	14.6	9.8	17.6	14.5	19.8	13.8	33.6	24.5
90	18.5	28.8	21.3	21.6	27.6	21.1	14.6	36.5	16.4
175	21.4	24.4	26.8	18.8	26.3	24.3	14.6	34.5	24.8

Etapa VII

Grup I amplitudine medie

MW	LRS-X	CLA-X	LRI-X	LRS-T	CLA-T	LRI-T	LRS-Z	CLA-Z	LRI-Z
10	11	16.3	26.5	10.7	13.6	25.8	7.8	21.5	39.5
90	10.3	27	31.5	11.9	11.7	21	8.2	30.7	27.5
175									

Anexa 1

Grup I amplitudine maximă

MW	LRS-X	CLA-X	LRI-X	LRS-T	CLA-T	LRI-T	LRS-Z	CLA-Z	LRI-Z
10	16.8	21.9	32	15.3	17.9	36	14	30.7	64
90	13.7	36	44	15.2	14	27.3	9.2	39.5	31.8
175									

Grup II amplitudine medie

MW	LRS-X	CLA-X	LRI-X	LRS-T	CLA-T	LRI-T	LRS-Z	CLA-Z	LRI-Z
10	29.8		106	34.2		19	15.3	81.5	69.3
90	23.1	16.2	16.9	23	13.5	19.3	13.7	28	3.5
175	12.4	16.3	17.3	19.7	23.2	26.9	20.3	31	36.9

Grup II amplitudine maximă

MW	LRS-X	CLA-X	LRI-X	LRS-T	CLA-T	LRI-T	LRS-Z	CLA-Z	LRI-Z
10	39.5		137	41		23	18.4	102.7	87.2
90	30.4	19.7	24.3	31	16.2	24	19.5	34	6.1
175	16.7	20	25.8	24.3	32	33.5	29	39.5	45.6

Grup III amplitudine medie

MW	LRS-X	CLA-X	LRI-X	LRS-T	CLA-T	LRI-T	LRS-Z	CLA-Z	LRI-Z
10	11	16.3	26.5	10.7	13.6	25.8	7.8	21.5	39.5
90	10.3	27	31.5	11.9	11.7	21	8.2	30.7	27.5
175									

Grup III amplitudine maximă

MW	LRS-X	CLA-X	LRI-X	LRS-T	CLA-T	LRI-T	LRS-Z	CLA-Z	LRI-Z
10	39.5		137	41		23	18.4	102.7	87.2
90	30.4	19.7	24.3	31	16.2	24	19.5	34	6.1
175	16.7	20	25.8	24.3	32	33.5	29	39.5	45.6

Grup IV amplitudine medie

MW	LRS-X	CLA-X	LRI-X	LRS-T	CLA-T	LRI-T	LRS-Z	CLA-Z	LRI-Z
10	39.1	25	78.6	25.4	19.3	88	8.6	70.5	41.5
90	28.7	26.1	40.7	21.6	6.5	13.8	8.3	18.9	56.3
175	26.5	20.5	23.5	28.5	10.3	2.4	8.3	47.3	47.5

Grup IV amplitudine maximă

MW	LRS-X	CLA-X	LRI-X	LRS-T	CLA-T	LRI-T	LRS-Z	CLA-Z	LRI-Z
10	47	32	90.4	32	28.7	119	13	78	59.7
90	36.5	32	59.5	28.5	9.2	17	11	24.8	77.9
175	29	29	37	36.5	14	6.4	10.6	55	58

Grup V amplitudine medie

MW	LRS-X	CLA-X	LRI-X	LRS-T	CLA-T	LRI-T	LRS-Z	CLA-Z	LRI-Z
10	25.2	26.9	61.5	17.8	16.8	65	19.5	25.9	85.2
90	21	26.1	27.5	21	19.4	35.7	23	21.7	27.8
175	26.9	37.5	48.3	27.3	19.6	49.3	7.2	45.9	41.8

Grup V amplitudine maximă

MW	LRS-X	CLA-X	LRI-X	LRS-T	CLA-T	LRI-T	LRS-Z	CLA-Z	LRI-Z
10	30.4	32	83	22	23	87	26	31	101
90	29	33.5	38	27	27.5	41	33	25.9	35
175	39.7	44	57.7	35	25.7	60.1	12.5	54.7	50.2

Aplicații legate de gestionarea datelor de vibrații

Rezultatele cercetărilor experimentale efectuate asupra vibrațiilor clădirii Arădeanca –Arad în vederea stabilirii nivelelor ce apar în două încăperi în care sunt situate Laboratorul de Metrologie și Laboratorul Chimic al fabricii, unde sunt prevăzute a fi amplasate cinci bucăți balanțe analitice și o mașina de imprimat discuri.

Folosirea acestor aparate de mare sensibilitate este condiționată de asigurarea unui spațiu care să prezinte nivele de vibrații reduse.

Măsurătorile vibrometrice s-au efectuat deci în locurile unde vor fi amplasate aparatele menționate mai sus.

Perturbațiile cauzate de utilajele aflate în clădire, precum și cele cauzate de diversele activități cu caracter aleator.

Ca traductor s-a folosit accelerometrul de tip KB 12 care transformă accelerația vibrațiilor în semnal electric proporțional cu accelerația. Prin intermediul amplificatorului 2 tip 2626(B&K-Dane-marca), semnalul de accelerație s-a utilizat de doua ori obținându-se un semnal de deplasare, semnal ce s-a înregistrat apoi pe înregistratorul magnetic 3 tip 7003(B&K).

În condiții de laborator aceste semnale au fost apoi prelucrate static prin intermediul calculatorului 4 tip NSA.1000(RPU) și a calculatorului 5 tip 9845 T (Hewlett-Packard SUA).

Pentru trasarea spectogramelor s-a folosit ploterul digital 6 tip 9871 (Hewlett-Packard). Cu ajutorul corelatorului s-au mediat în timp semnalele de deplasare $x(t)$ obținându-se funcția de autocorelație $R(\tau)$.

$$R(\tau) = \int_0^{\tau} x(t) \cdot x(t-\tau) dt \quad (1)$$

unde τ , este întârzierea în spațiul temporal, iar T este durata de evoluție a vibrațiilor.

Cu ajutorul funcției de corelație s-a trecut apoi la obținerea spectrului ei definit prin densitatea spectrală de putere $S(f)$.

$$S(f) = \int_0^f R(\tau) e^{-i2\pi f \cdot \tau} d\tau \quad (2)$$

Densitatea spectrală de putere $S(f)$ permite obținerea unor informații privind energia vibrațiilor efective. Din ea se poate obține amplitudinea medie efectivă A_0 pe întreg domeniul de frecvență cercetat.

$$A_0 = \sqrt{\int_0^{f_{\max}} S(f) \cdot df} \quad (3)$$

care definește nivelul de vibrații al unei vibrații aleatoare, f_{\max} fiind frecvențe maxime a spectrului.

Contribuția diferitelor componente din spectrul de frecvență se dau prin intermediul amplitudinilor vârfulor ce apar pe spectrograme.

$$A_{ov} = \sqrt{\int_{f - \frac{\Delta f}{2}}^{f + \frac{\Delta f}{2}} S(f) df} \quad (4)$$

unde f este frecvența vârfului din spectru în lățimea benzii vârfului.

Trecerea de la funcția de autocorelație 1 la densitatea spectrală $S(f)$ și la amplitudinile efective A_0 și a celor de vârf A_{ov} , precum și la trasarea automată a spectrogramelor pe plater, cu înscrierea pe spectrogramă în mod automat, prin program a tuturor valorilor necesare s-a făcut pe baza unui program.

Anexa 2

În figurile 1 și 2 se prezintă spectogramele vibrațiilor punctelor de măsură, indicându-se valorile amplitudinilor medii efective A_0 și a amplitudinilor vârfurilor A_{ov} din spectrul de frecvență (valori în microni). Totaodată s-au indicat și valorile frecvențelor vârfurilor, precum și informații asupra perturbațiilor date de funcționarea unor mașini.

Rezultatele măsurătorilor s-au centralizat în tabloul următor:

Nr. crt.	Punct de măsură	Direcția de măsur.	Amplitudinea efectivă $A_0 / \mu m$	Amplitudinea vârfurilor din spectru	Observații
1	C ₁	Z	0,363	0,23(5,5Hz) 0,16(25Hz)	
2	C ₂	Z	0,364	0,25(5,5Hz) 0,16(25Hz)	
3	C ₃	Z	0,361	0,14(11Hz) 0,18(38Hz)	
4	C ₄	Z	0,295	0,094(9,4Hz) 0,14(38Hz)	
5	M ₁	Z	0,291	0,14(11Hz) 0,24(25Hz)	
6	M ₂	Z	0,626	0,14(6,3Hz) 0,24(25Hz)	Perturbații inst. Disc.
7	M ₂	Z	0,685	0,4(6,3Hz) 0,26(25Hz)	Perturbații pompă
8	C ₁	X	0,145	0,085(1,6Hz)	
9	C ₂	X	0,111	0,065(1,6Hz)	
10	C ₃	X	0,0653	0,035(1,6Hz)	
11	C ₄	X	0,116	0,06(1,6Hz)	
12	M ₁	X	0,111	0,06(1,6Hz) 0,051(5,5 Hz)	
13	M ₂	X	0,092	0,05(1,6Hz)	
14	C ₂	Y	0,0689		
15	C ₃	Y	0,0557		
16	C ₄	Y	0,0619		
17	M ₁	Y	0,0683		
18	M ₁	Y	0,135		
19	M ₂	Y	0,0719		

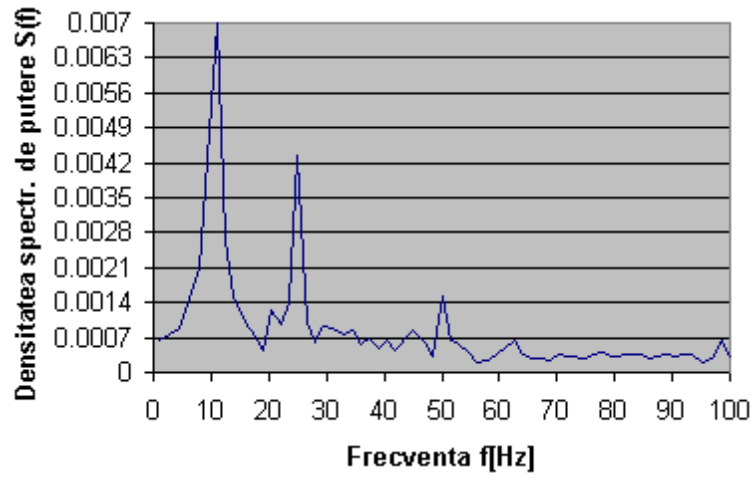


Fig. 1

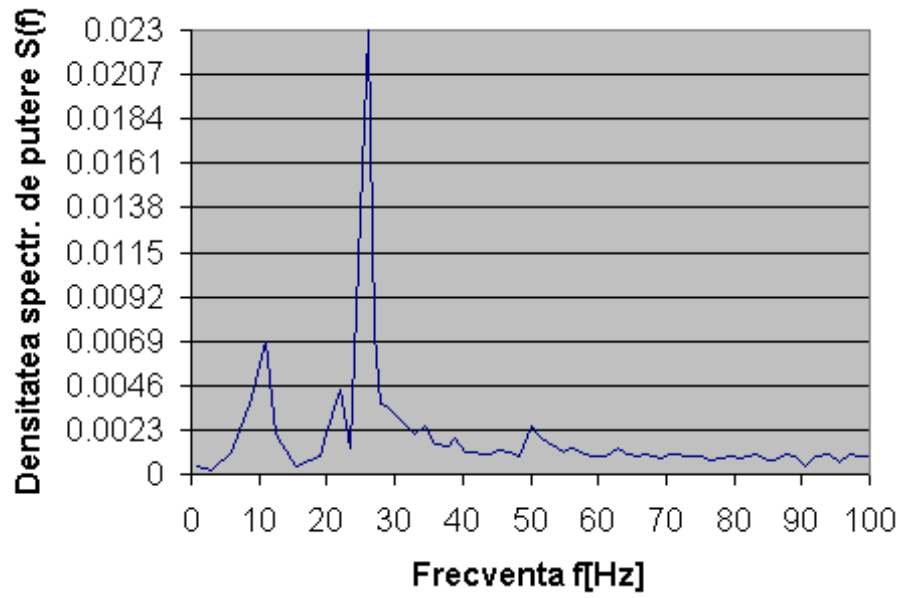


Fig. 2