

# DIAGNOSTICAREA MAȘINILOR ROTATIVE PRIN MONITORIZAREA VIBRAȚIILOR MECANICE

## THE DIAGNOSIS OF ROTARY MACHINES BY MECHANICAL VIBRATION MONITORING

ENCIU Cornel Cristian

Facultatea: FIIR, Specializarea: IMPC, Anul de studii: II, e-mail: enciucornel19495@yahoo.com

Conducători științifici: ȘL. dr. ing. **Cristian TARBĂ**, Dr. **Cristian BĂRBULESCU**

*ABSTRACT: The paper aims to determine the characteristic frequencies of an electric drill, by measuring and analyzing comparatively the variations of the acoustic intensity level, using the Fast Fourier Transform method (FFT). This method was applied to identify the degree of wear of the gear after a certain period of time.*

*CUVINTE CHEIE: diagnosticare, grad de uzură, prevenție, FFT, Transformata Fourier Rapidă.*

### 1. Introducere

Subiectul lucrării cuprinde prezentarea principalelor instrumente de analiză și monitorizare acustică, dar și corelarea frecvențelor fundamentale și a armonicilor obținute în urma măsurătorilor efectuate cu defectele pe care le poate avea produsul studiat în timp.

Întreținerea preventivă adoptă o abordare proactivă față de întreținere și implică elemente cheie de acțiune, inspecție, detectare, corectare și prevenire. Aceasta are două obiective majore: creșterea longevității și productivității produselor, precum și protejarea oamenilor, a bunurilor.

Pentru a putea obține diagramele s-a construit un sistem de măsurare, pe care a fost fixată bormașina, iar prin utilizarea programului Spectrum Analysis [5], au fost obținut primele diagrame.

### 2. Principalele instrumente de monitorizare acustică folosite

Elementele folosite pentru a crea sistemul de măsurare dorit sunt: stativ de găurire, Wolfcraft 3406000, 160 x 500 x 230 mm; adaptor priză cu contor electric; accelerometru tip 4506; preamplificator B&K, WB 1453; cabluri BNC cuplate; Microfon x 2-High Definition Audio.

Pentru a determina nivelul de vibrații al angrenajelor se folosește un accelerometru B&K, tip 4506. Majoritatea accelerometrelor se bazează pe utilizarea efectului piezoelectric, care apare atunci când o tensiune este generată pe anumite tipuri de cristale în timp ce acestea sunt solícitate. Accelerația structurii testate este transmisă unei mase seismice din interiorul accelerometrului care generează o forță proporțională asupra cristalului piezoelectric. Această solícitare externă asupra cristalului generează apoi o sarcină electrică de mare impedanță proporțională cu forța aplicată, deci proporțională cu accelerația.

Tipul 4506-B-003 (fig.1) este un piezoelectric triaxial de înaltă sensibilitate. Accelerometrul este localizat într-un spațiu din titan și dispune de un singur conector Microtechcompatible integrat.

Masa seismică (6) este înconjurată de un inel piezoelectric (5), care este înconjurat de patru farfurii curbate suspendate (4). Acest ansamblu este fixat împreună de un inel exterior (7). Pini de suspensie (3) expun diferite secțiuni ale ansamblului să forțeze forfecarea bazate pe direcția de accelerație. Rezultatul pentru o axă individuală se obține prin însumarea semnalelor adecvate.

Preamplificatoarele (2), pini de suspensie și conectorul (1) fac parte integrantă care este sudată ermetic la carcasa din titan (8). De asemenea, tipul 4506-B-003 este izolat intern de carcasă. Aceasta reduce riscul de bucle la sol considerabil, ceea ce poate fi deranjant în măsurătorile multicanal.

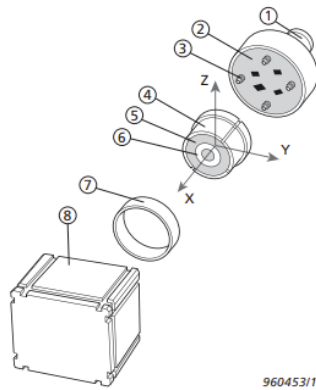


Fig. 1. Accelerometru B&K tip 4506

Accelerometrele, la fel ca microfoanele, trebuie urmate în lanțul de măsurare de către un preamplificator. Preamplificatorul este necesar din două motive. În primul rând, pentru a converti impedanța de ieșire ridicată a accelerometrului într-o valoare mai mică adecvată pentru intrare în analizoarele de măsurare; în al doilea rând, să amplifice semnalul de ieșire relativ slab de la accelerometru.

În cadrul acestui proiect, s-a folosit un preamplificator WB 1453 (fig.2), de la Bruel&Kjaer.



Fig. 2 Preamplificator WB 1453 B&K

Pentru a crea o serie de măsurători este necesar să se stabilească un interval de lucru, ce trebuie respectat. Acesta urmărește gradul de uzură al angrenajelor, pe o anumită perioadă de timp și un anumit nivel de solicitare. Un adaptor de priză cu contor electronic (fig.3), a fost folosit pentru a identifica valoarea curentului electric consumat.



Fig. 3 Adaptor priză cu contor electric

### 3. Determinarea experimentală a frecvențelor proprii pentru o bormașină electrică

#### 3.1. Date tehnice și dimensiuni de gabarit ale bormașinii electrice

În figura de mai jos sunt prezentate datele tehnice și dimensiunile de gabarit ale produsului studiat.

Denumire criteriu	Valoare	Unitate de măsură
Putere nominală	600	W
Putere debitată	301	W
Turație la mersul în gol	0-2800	rot/min
Turație nominală	1570	rot/min
Număr percuuți	25070	min <sup>-1</sup>
Moment nominal de rotație	1,8	Nm
Diam. guler ax	43	mm
Diam. max. găurire		
- zidărie	15	mm
- beton	13	mm
- oțel	10	mm
- lemn	25	mm
Domeniu prindere mandrină	1,5-13	mm
Greutate conform EPTA- Procedură 01:2014	1,8	kg
Nivel presiune sonoră	93	dB
Nivel putere sonoră	104	dB

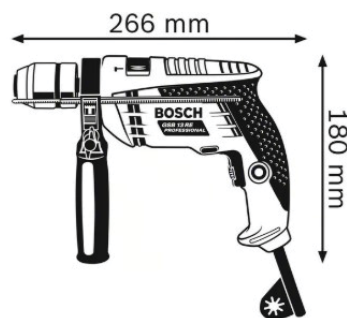


Fig. 4. Date tehnice și dimensiuni de gabarit [3]

#### 3.2. Standul de măsurare și exemplificarea principalelor componente ale mecanismului

Schema cinematică a dispozitivului măsurat este prezentată în figura 5, după cum urmează:

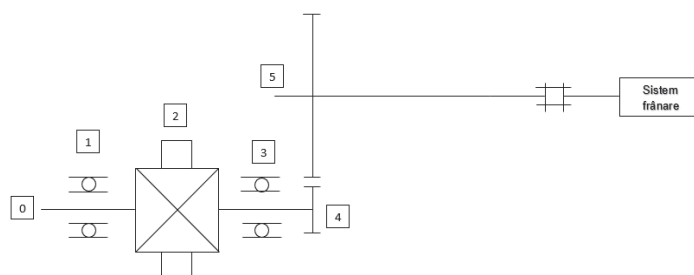


Fig. 5. Schema cinematică a dispozitivului măsurat

Elementele schemei cinematice sunt următoarele: 0 – arbore motor, 1 – rulment, 2 – motor electric, 3 – rulment, 4 – pinion (frecvența de angrenare), 5 – roată dințată conică cu dinți înclinați. Sistemul de măsurare este prezentat în fig. 6.

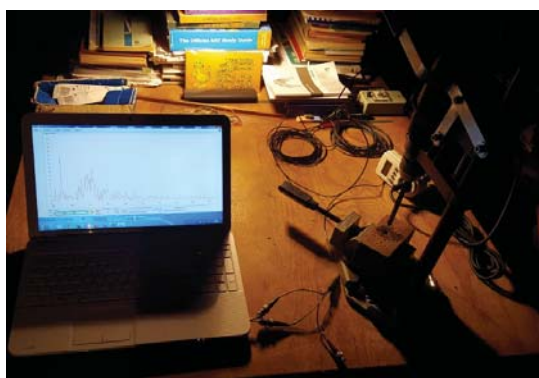


Fig. 6. Sistem de măsurare

Sistemul de măsurare este format din următoarele elemente: stativ de găurire, Wolfcraft 3406000, 160 x 500 x 230 mm, adaptor priză cu contor electric, accelerometru tip 4506 montat pe bormașină în zona angrenajului, preamplificator B&K, WB 1453, cabluri BNC cuplate, Microfon x 2-High Definition Audio.

În figura de mai jos sunt prezentate principalele elemente ale mecanismului studiat.

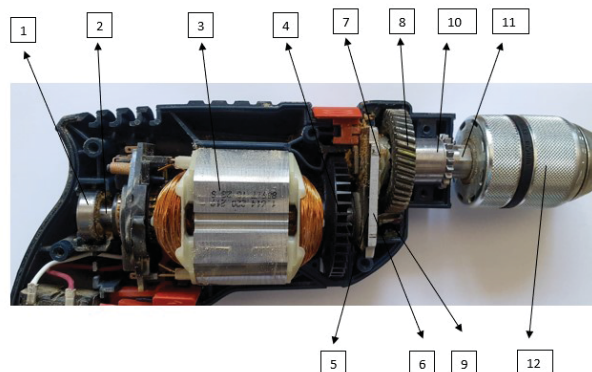


Fig. 7. Componentele mecanismului

Schema cuprinde următoarele elemente: 1 – rulment LFK 608-2Z, 2 – arbore motor, 3 – motor electric, 4 – sistem de ventilație, 5 – rulment LFK 608-2Z, 6 – placă fixare, 7 – bucășă anterioară, 8 – roată dințată conică cu dinți înclinați, 9 – pinion, 10 – bucășă posterioară, 11 – ax mandrină, 12 – mandrină.

### 3.3. Tehnologia de măsurare

Măsurătorile au fost realizate utilizând programul Spectrum Analysis. Pentru determinarea valorilor frecvențelor fundamentale, dar și a armonicilor au fost aplicate următoarele relații de calcul:

$$f_0 = \frac{\text{RPM}}{60} = \frac{1570}{60} = 26,16 \quad (1)$$

$$f_1 = f_3 = f_0 * \text{nr. bile rulment} = 26,16 * 7 = 183,12 \quad (2)$$

$$f_2 = f_0 * \text{nr. poli (sau lamele rotor)} = 26,16 * 24 = 627,84 \quad (3)$$

$$f_4 = f_0 * z_1 = 26,16 * 4 = 104,64 \quad (4)$$

$$f_5 = \frac{f_4}{z_2} = \frac{104,64}{42} = 2,49 \quad (5)$$

În cadrul programului software utilizat, au fost realizate următoarele setări [5]:

- scara amplitudinii: x2 liniar;
- scara frecvențelor: întindere x3;
- afișare diagramă: spectrogramă cu mediere;
- banda de trecere: 22 Hz Hanning.

Etalonarea benzii de frecvență s-a realizat cu ajutorul unui diapazon cu nota fa ( f = 352 Hz ).

S-au determinat forțele de acționare asupra dispozitivului măsurat, la funcționarea acestuia sub sarcini de 30 %, 60 %, respectiv 100 %.

**Tabelul 1. Forțele de acționare**

Sarcina	P [ W ]	n [ rot/min ]	$\omega$ [ rad/s ]	M [ Nm ]	b [ m ]	F [ N ]
100 %	301	1570	164,41	1,83	0,015	122 N
60 %	301	1570	164,41	1,83	0,015	73,2
30 %	301	1570	164,41	1,83	0,015	36,6

Pentru fiecare element al schemei cinematice s-au determinat valorile frecvențelor fundamentale, dar și a armonicilor.

**Tabelul 2. Valorile frecvențelor**

Element	f [Hz]	Armonica a II-a	Armonica a III-a
0. Arbore motor	26,16	52,32	78,48
1. Rulment LFK 698-27	183,12	366,24	549,36
2. Motor electric	627,84	1255,68	1883,52
3. Rulment LFK 698-27	183,12	366,24	549,36
4. Frecvența de angrenare	104,64	209,28	313,92
5. Arbore condus	2,49	4,98	7,47

### 3.4. Analiza angrenajului

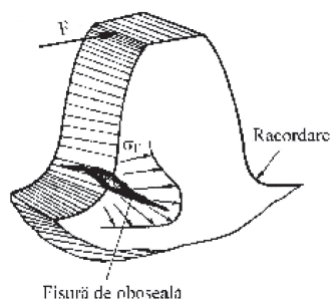
Zgomotele produse de angrenaje se datorează atât parametrilor constructivi cât și condițiilor de funcționare. Pentru a putea stabili cauzele, se face o analiză de nivel sonor în frecvență și de asemenea este necesar să se stabilească anumite caracteristici inițiale ale angrenajului.

Potențialele cauze care pot conduce la defectarea componentelor corelate cu frecvențele angrenajului mecanic sunt:

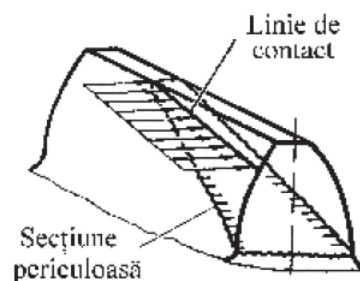
- prelucrare (concepție) – profilul roților, forma dintelui, precizia și jocul bății – armonica a III-a (ex.: eroare la prelucrarea cercului de divizare, curba descrisă de punctul evolventei nu este conformă, deci pot apărea defecte ale cercului de cap și de picior);
- angrenare – rodaj, parametrii de funcționare, ruperea dinților prin oboseală, ruperea statică a dinților – armonica a II-a (ex.: jocul mare dintre dinți duce la un impuls mare care generează un zgomot puternic pe armonica a II-a, crește încărcarea, deci în același timp și frecvența axului, iar în acest fel există posibilitatea de a fi descoperită eroarea de funcționare a unui singur dinte);
- montaj – echilibrare, dezaxare, rigiditate, pitting-ul (ciupituri pe flancurile active ale dintelui), ungere, griparea, uzarea abrazivă – armonica a II-a. De asemenea, pot apărea impulsuri de frecare generate de cercul de rostogolire în momentul în care se schimbă sensul de rotație al angrenajului.

Frecvența de angrenare crește exponențial odată cu mărirea sarcinii. Trebuie urmărită evoluția armonicilor a III-a în raport cu frecvența fundamentală, deoarece în momentul în care nivelul de intensitate sonoră al acestora este mult crescut, pot apărea defecte. La un angrenaj zgomotul este la un nivel optim în momentul în care calitatea suprafeței flancului este bună.

În spectrul zgomotului predomină armonicile II, III, iar emisia acustică principală apare din angrenare.



a) Ruperea dinților prin oboseală



b) Ruperea statică a dinților

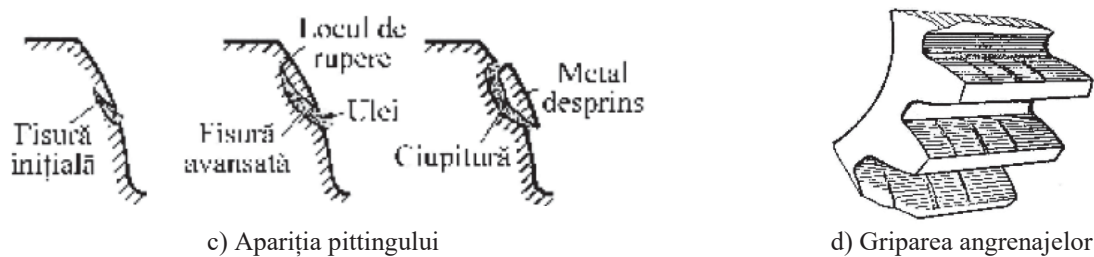


Fig. 8. Defecte ale angrenajelor [5]

### Calculul roților dințate pe baza solicitării de contact și gradul de acoperire

Metoda de calcul se bazează pe aplicarea relației lui Hertz și ținând cont de toți factorii rezultă [4], [5]:

$$\sigma_H = z_H \cdot z_E \cdot z_\epsilon \cdot z_\beta \sqrt{\frac{2Mt_1 \cos\beta^2 K_A K_V K_{H\beta} K_{H\alpha} i + 1}{m_n^3 z_1^2 \psi_{mn} i}} \quad (6)$$

Conform literaturii de specialitate [3], [4]:  $Z_H=2,2$ ;  $Z_E=189,9$ ;  $Z_\epsilon=0,88$ ;  $Z_\beta=1$ ;  $\psi_{mn}=10$ ;  $K_A=1$ ;  $K_V=1,5$ ;  $K_{H\beta}=1,4$ ;  $K_{H\alpha}=1$ .

Angrenajul este format din 2 roți conice cu dinți înclinați (fig. 9), unde  $z_1 = 4$ ,  $z_2 = 42$ .



Fig. 9. Angrenarea roților produsului studiat

Raportul de transmisie al acestuia este:

$$i = \frac{z_2}{z_1} = 10,5 \quad (7)$$

Conform calculului efectuat rezultă  $\sigma_H = 82,16$

Pentru a funcționa în parametrii normali  $\sigma_H$  trebuie să fie mai mic sau egal cu  $\sigma_{HP}$  [3], [4].

$$\sigma_{HP} = \frac{\sigma_{Hlim}}{S_{HP}} \quad (8)$$

$$\sigma_{HP} = 356,52$$

Se definește gradul de acoperire mediu al unui angrenaj prin raportul [4], [5]:

$$\epsilon_\alpha = \frac{AE}{p_b} = \frac{\sqrt{(d_{a1}^2 - d_{b1}^2) + (d_{a2}^2 - d_{b2}^2)}}{p_b} - \frac{2a_\omega \sin\alpha_\omega}{p_b} \quad (9)$$

$\epsilon_\alpha = 3,97$ . La această valoare zgomotul produs trebuie să fie minim.

În figura 9 se poate observa că pata angrenajului studiat se află în zona inferioară a dintelui și reprezintă aproximativ 40% din suprafața acestuia, deci angrenajul este strâns.

S-au realizat măsurători, iar valorile înregistrate sunt exemplificate în diagramele din fig. 10, după cum urmează:

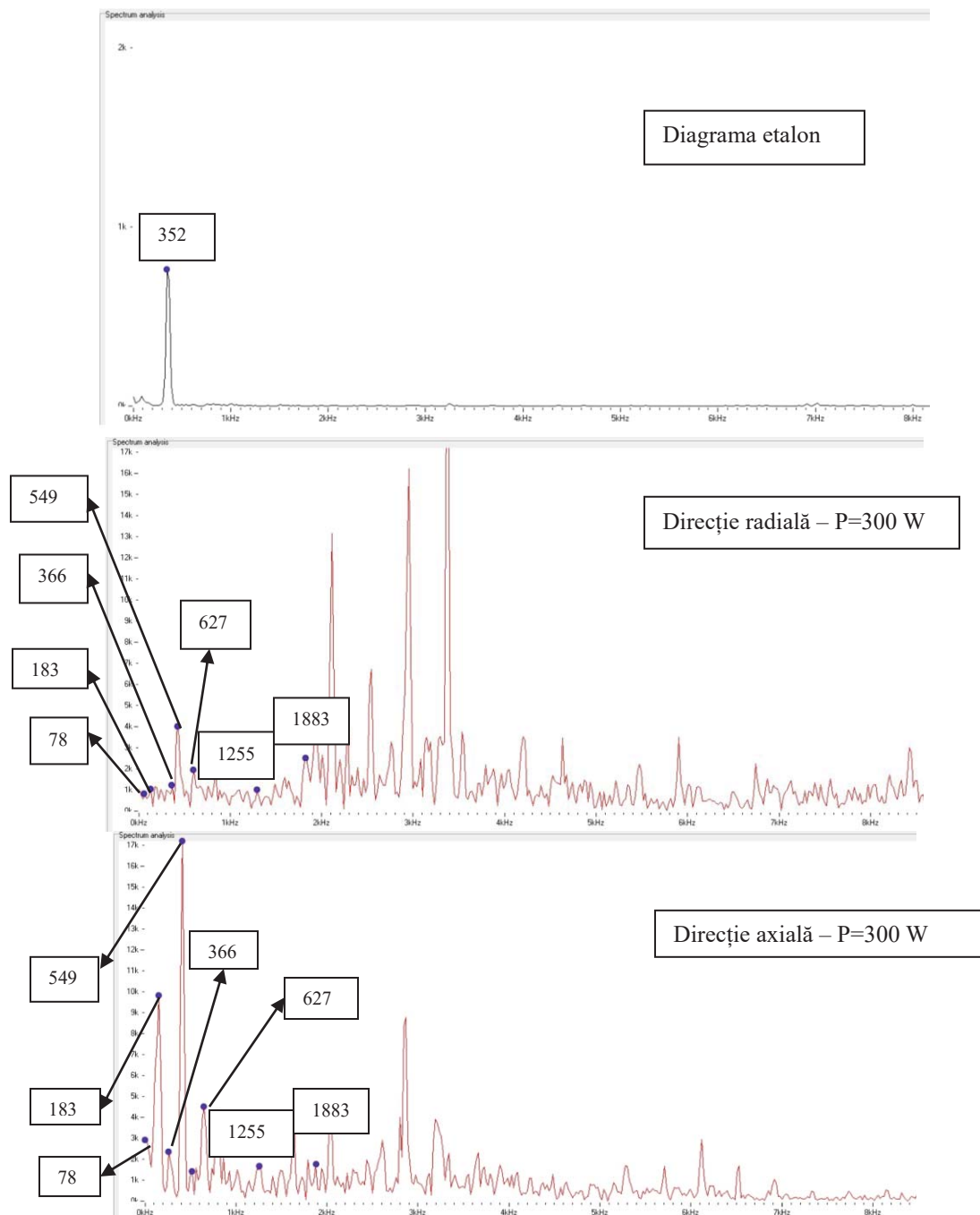


Fig. 10. Diagrame măsurate [6]

În diagramele prezentate au fost marcate principalele frecvențe calculate. În momentul de față variațiile intensităților sonore ale componentelor spectrale indică o bună funcționare a produsului studiat, dar și o asamblare corectă a elementelor.

Cei doi rulmenți au o funcționare corectă, nu au bătaie radială sau axială. Angrenajul are o evoluție bine conturată, dar având în vedere că pata angrenajului studiat reprezintă aproximativ 40 % din suprafața acestuia, deci este strâns, se recomandă urmărirea creșterii intensității sonore, în special armonica a III-a. Având în vedere că în zona dintre roata condusă și mandrină transmiterea mișcării se face pe ax, fără ajutorul unor rulmenți, trebuie să se țină cont că la solicitări mari poate apărea un dezechilibru dinamic. De aceea, prin analizarea intensității sonore ale frecvențelor fundamentale și a armonicii a II-a în special, se poate preveni un astfel de defect.

#### 4. Concluzii

S-au măsurat diagramele inițiale pentru a determina principalele frecvențe ale mecanismului, iar acest lucru a fost posibil, fără a necesita un laborator de specialitate, urmând condițiile de măsurare de la proiectul “Cercetări privind studiul tehnologic al angrenajelor cilindrice, conice și melcate prin analiză acustică”, prezentat la licență.

După o mai lungă utilizare a bormașinii se vor determina alte diagrame, apoi se va face o analiză între frecvențele rezultate și parametrii angrenajului studiat. Obiectivul stabilit este de a prezenta la lucrarea de disertație un alt set de măsurători, în condițiile în care voi avea la dispoziție instrumentele necesare (accelerometru, preamplificator).

Un alt obiectiv pe termen mai lung este de a identifica eventualele defecte din interiorul unei mașini rotative, dezvoltând un concept numit “holografie acustică”. Acest lucru poate fi posibil prin studierea defectoscopiei ultrasonore și dezvoltarea cunoștințelor acumulate într-un laborator de specialitate.

#### 5. Bibliografie

- [1]. Brüel & Kjaer, *The Application of Vibration Measurement and Analysis in Machine Maintenance*, Editura Naerum
- [2]. Brüel & Kjaer ( 1978 ), *Architectural Acoustics*, ISBN 87 87355 26 4, Editura Naerum Offset
- [3]. \*\*\* [www.bosch-pt.com](http://www.bosch-pt.com)
- [4]. Gh. Miloiu, Fl. Diliță, D. V. Diaconescu ( 1918 ), *Transmisii mecanice moderne*, Editura Tehnică, București
- [5]. \*\*\* [www.webbut.unitbv.ro](http://www.webbut.unitbv.ro)
- [6]. \*\*\* [www.techmind.org](http://www.techmind.org)
- [7]. \*\*\* [www.bksv.com](http://www.bksv.com)
- [8]. Cornel Enciu, Cristian Tarbă, Cristian Bărbulescu ( 2018 ) *Cercetări privind studiul tehnologic al angrenajelor cilindrice, conice și melcate prin analiză acustică*
- [9]. C. Bărbulescu, *STRMICM-CIUPCM, The noise level evaluation of gear boxes*

#### 6. Notații

Următoarele simboluri sunt utilizate în cadrul lucrării:

$Z_H$  – factorul influenței formei flancurilor dinților asupra solicitărilor de contact  
 $Z_E$  – factorul materialelor;  $Z_e$  – factorul lungimii minime de contact  
 $Z_\beta$  – factorul influenței înclinării danturii;  $K_V$  – factor dinamic pentru danturi înclinate  
 $K_A$  – factorul de utilizare la transmisii mecanice;  $\Psi_{mn}$ ,  $\psi_a$  – coeficienți de lățime  
 $K_{H\beta}$  – factor de repartiție a sarcinii pentru solicitarea de contact  
 $K_{H\alpha}$  – factorul repartiției frontale a sarcinii pentru solicitarea de contact  
 $Z_1$  – nr. dinți pinion;  $Z_2$  – nr. dinți roata condusă  
 $\sigma_{HP}$  – tensiunea admisibilă la oboseala de contact;  $S_{HP}$  – factorul de siguranță admisibil  
 $\sigma_{Hlim}$  – tensiunea limită de bază la oboseala de contact ale flancurilor dinților