

STUDY OF THE VIBRATIONS OF A PLOW BLADE / STUDIUL VIBRAȚIILOR UNEI LAME DE PLUG

Lecturer PhD. Eng. Orășanu N., Assoc. Professor PhD. Eng. Dragomirescu C.
University "Politehnica" of Bucharest, Department of Mechanics
Tel: 021-4029503; E-mail: norasanu62@yahoo.com

Abstract: The paper analyses the bending vibrations of a plow blade, modeled as a variable cross-section beam, clamped at one end and free at the other. The study is performed by using the discretization method, while the differential equations of the free vibrations are deduced by means of the influence coefficients method.

Keywords: bending vibrations, variable cross-section, discretization, influence coefficient

INTRODUCTION

Vibration study is of considerable importance in agricultural machinery design, due to two reasons: first, the interaction between soil and tillage tools generates oscillatory phenomena that can affect the functionality and the service life of such tools and, second, certain oscillations induced to active organs of agricultural units can increase the quality and efficiency of the process they carry out.

For this reason, a large number of scientific works were dedicated to the subject. Thus, in paper [11], the influence of the oscillation frequency was studied, upon the tillage and upon the energy consumption. Reference [1] presents the results of some experiments performed on decompaction plows, which determine the frequency bands specific to actuators. A study model of the vibrations of a tillage tool, based on the finite element method, is proposed in paper [17]. In reference [2], spectral domains of the oscillations due to the soil irregularities and to the quasi-periodical variations of the resistant forces are presented. The energetic efficiency of the tillage processes with vibratory devices is analyzed in papers such as [10, 13].

Part of this framework, the present paper is dedicated to the study of the vibrations of a plow blade. Knowing the eigenfrequencies of such a device as early as in the design stage allows it to determine the optimal work parameters of actuators.

MATERIAL AND METHOD

In order to study the vibrations of an arbitrary blade with variable section, the model of a rectangular cross-section beam is adopted, with variable width. The beam is clamped at one end and free at the other (Fig.1a). The beam performs bending vibrations, in the longitudinal plane (vertical in the figure).

Rezumat: Lucrarea analizează vibrațiile de încovoiere ale unei lame de plug, modelată ca o bară de secțiune variabilă, încastrată la un capăt și liberă la celălalt. Studiul vibrațiilor se efectuează prin metoda discretizării, iar ecuațiile diferențiale ale vibrațiilor se deduc cu ajutorul metodei coeficienților de influență

Cuvinte cheie: vibrații de încovoiere, secțiune variabilă, discretizare, coeficient de influență

INTRODUCERE

Studiul vibrațiilor prezintă o importanță deosebită în proiectarea mașinilor agricole din două motive: în primul rând, interacțiunea dintre sol și uneltele de prelucrare a solului generează fenomene oscilatorii care pot afecta funcționalitatea și durata de viață a uneltelei, iar în al doilea rând, anumite oscilații induse unor organe active ale agregatelor agricole pot crește calitatea și eficiența procesului pe care acestea îl îndeplinesc.

Din acest motiv, un mare număr de lucrări au fost dedicate acestui obiect. Astfel, în lucrarea [11] au fost studiate vibrațiile active ale cuțitelor și influența frecvenței de oscilație asupra prelucrării solurilor și a consumurilor energetice. Referința [1] prezintă rezultate ale unor experimente efectuate pe pluguri de decompactare, care determină benzile de frecvență specifice mecanismelor de acționare. Un model de studiu al vibrațiilor unei unelte de prelucrare a solului, bazat pe metoda elementului finit, este propus în lucrarea [17]. În referința [2] sunt prezentate domeniile spectrale ale oscilațiilor datorate neregularităților solurilor și variațiilor cvasiperiodice ale forțelor de rezistență la înaintare. Eficiența energetică a unor procese de prelucrare a solului cu organe de lucru vibratoare este analizată în lucrări precum [10, 13].

Lucrarea de față se înscrie în acest cadru, fiind dedicată studiului vibrațiilor unui cuțit de plug. Cunoașterea din stadiul de proiectare a frecvențelor proprii ale unui astfel de organ permite stabilirea parametrilor optimi de lucru pentru mecanismele de acționare.

MATERIAL ȘI METODĂ

Pentru studiul vibrațiilor unui cuțit oarecare, cu secțiune variabilă, în lucrarea de față se adoptă modelul unei bare de secțiune dreptunghiulară, de lățime variabilă, încastrată la una dintre extremități și liberă la cealaltă (fig.1a).

Bara efectuează oscilații de încovoiere în plan longitudinal (vertical pe figură).

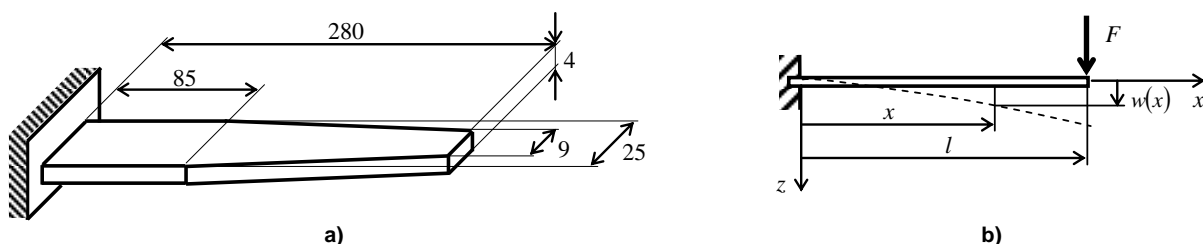


Fig. 1 - Beam with variable cross-section

The width of the beam varies with abscissa x according to the law

Lățimea barei variază cu abscisa x după legea

$$b(x) = \begin{cases} 0.025 \text{ m} & \text{if } 0 \leq x \leq 0.085 \text{ m} \\ 0.03197436 - 0.08205x & \text{if } 0.085 \text{ m} < x \leq 0.280 \text{ m} \end{cases} \quad (1)$$

It is known from the strength of materials [16] that the deflection w of the neutral fiber of the beam acted by a force F in static regime (Fig. 1 b) results from the equation

Se cunoaște din rezistența materialelor [16] că deplasarea pe direcție transversală, w , a fibrei medii a barei acționată în regim static de o forță F (fig. 1 b) rezultă din ecuația

$$w''(x) = -\frac{M_z(x)}{EI_y(x)} \quad (2)$$

where

în care

$$M_z(x) = -F(l-x) \quad (3)$$

is the bending moment produced by the force in the section defined by abscissa x ,

este momentul încovoiitor produs de forță în secțiunea definită de abscisa x ,

$$I_y(x) = \frac{b(x)h^3}{12} \quad (4)$$

is the geometrical moment of inertia of the section, while E is the Young's modulus of the material of the beam.

este momentul de inerție geometric al secțiunii, iar E este modulul lui Young al materialului barei.

By integrating two times equality (2), the equation of the neutral fiber in static regime is obtained:

Integrând de două ori egalitatea (2), rezultă ecuația fibrei medii deformată, în regim static:

$$w(x) = \int_0^x \left(\int_0^x \frac{M_z(x)}{EI_y(x)} dx \right) dx = \frac{12F}{Eh^3} \int_0^x \left(\int_0^x \frac{l-x}{b(x)} dx \right) dx \quad (5)$$

It is known from the literature [8, 9, 12, 14, 15] that the bending vibrations of the beam are governed by the partial derivative differential equation

Se cunoaște din literatură [8, 9, 12, 14, 15] că vibrațiile de încovoiere ale barei sunt guvernate de ecuația diferențială cu derivate parțiale

$$\frac{\partial^2}{\partial x^2} \left[EI_y(x) \frac{\partial^2 w}{\partial x^2} \right] = -\rho A(x) \frac{\partial^2 w}{\partial t^2} \quad (6)$$

where $A(x)$ is the area of the cross-section of the beam, while ρ is the density of the material of the beam.

unde $A(x)$ este aria secțiunii barei, iar ρ este densitatea materialului barei.

However, the differential equation (6) cannot be integrated analytically in the general case, i.e. for arbitrary functions $I_y(x)$ and $A(x)$, respectively.

Ecuația diferențială (6) este, însă, imposibil de integrat analitic în cazul general, adică în cazul unor funcții oarecare $I_y(x)$, respectiv $A(x)$.

Therefore, in the present paper, the study is performed numerically, by means of the discretization method, which was presented and successfully used in papers [3, 4, 5, 6, 7], for the study of the free and forced bending oscillations, respectively, of homogeneous beams with or without a number of attached concentrated masses.

Ca urmare, în lucrarea de față, studiul este efectuat numeric, cu ajutorul metodei discretizării, prezentată și utilizată cu succes în lucrările [3, 4, 5, 6, 7], pentru studiul oscilațiilor de încovoiere libere și forțate, ale unor bare omogene, unele dintre acestea având atașate un număr de mase concentrate.

The method consists in replacing the distributed mass system by a discrete one, made of a relatively high number n of material points, of masses:

Metoda constă în înlocuirea sistemului continuu printr-unul discret, alcătuit dintr-un număr n , relativ mare, de puncte materiale, de mase:

$$m_i = \rho b(x_i)h \cdot (x_i - x_{i-1}) \quad (i = 1, 2, \dots, n) \quad (7)$$

which are attached to a beam with negligible mass (fig. 2).

atașate unei bare de masă neglijabilă (fig. 2).

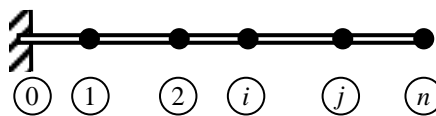


Fig.2 - Discretized beam

The differential equations of the free small oscillations can be obtained by means of the method of the influence coefficients [8, 10]. The influence coefficient δ_{ij} represents the deflection of the neutral fiber in section i , produced by

Ecuațiile diferențiale ale micilor oscilații libere se pot obține cu ajutorul metodei coeficienților de influență [8, 10]. Coeficientul de influență δ_{ij} reprezintă deplasarea fibrei medii în secțiunea i , produsă de o forță egală cu

a unit force, applied statically in section j (fig. 2). For the analyzed beam

unitatea, aplicată static în secțiunea j (fig. 2). În cazul barei analizate

$$\delta_{ij} = \delta_{ji} = \frac{12}{Eh^3} \int_0^{x_i} \left(\int_0^x \frac{x_j - x}{b(x)} dx \right) dx \quad (i, j = 1, 2, \dots, n) \quad \text{if } x_i \leq x_j. \quad (8)$$

In the present paper, integrals in formula (8) were computed numerically.

În lucrarea de față, integralele din formula (8) au fost calculate numeric.

By defining the matrix of the influence coefficients, the mass matrix and the dynamic matrix, respectively,

Construind matricea coeficienților de influență, matricea maselor, respectiv matricea dinamică,

$$[\delta] = [\delta_{ij}], \quad [m] = [m_{ij}], \quad [D] = [\delta][m], \quad (9)$$

it is shown in references [3, 4, 5, 6, 7] that the circular eigenfrequencies are

se arată în referințele [3, 4, 5, 6, 7] că pulsațiile proprii ale sistemului sunt

$$\omega_i = \frac{1}{\sqrt{\lambda_i}} \quad (i = 1, 2, \dots, n), \quad (10)$$

where λ_i represent the eigenvalues of matrix $[D]$, while the eigenmodes are equal with the corresponding eigenvectors of the same matrix.

în care λ_i reprezintă valorile proprii ale matricei $[D]$, iar modurile proprii sunt egale cu vectorii proprii corespunzători ai aceleiași matrice.

RESULTS

REZULTATE

The numerical study of the vibrations of the beam in Figure 1 a was performed based of the following values:

Studiul numeric al vibrațiilor barei din figura 1 a s-a efectuat considerând următoarele valori:

$$E = 210 \times 10^9 \text{ N/m}^2, \quad \rho = 7850 \text{ kg/m}^3, \quad n = 40.$$

The first 10 circular eigenfrequencies and the corresponding eigenfrequencies are presented in Table 1.

Primele 10 pulsații proprii obținute și frecvențele proprii corespunzătoare sunt prezentate în tabelul 1.

Table 1

Values of the first 10 circular eigenfrequencies and the corresponding eigenfrequencies

i	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
ω_i [s^{-1}]	263.41	1534.18	4409.33	8921.36	15035.13	22669.89	31656.21	41724.28	52766.81	65273.29
f_i [Hz]	41.92	244.17	701.77	1419.88	2392.92	3608.03	5038.24	6640.63	8398.1	10388.57

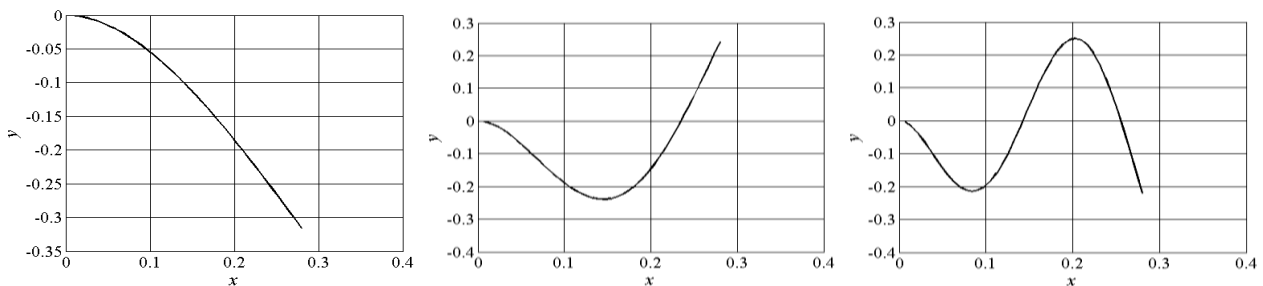


Fig.3 - First three eigenshapes

The first three vibration eigenshapes are illustrated in Figure 3.

Primele trei forme proprii de vibrație sunt ilustrate în figura 3.

The experimental study of the system was performed on the measuring stand shown in Figures 4-6.

Studiul experimental al sistemului s-a efectuat cu ajutorul bancului de probă prezentat în figurile 4-6.



Fig. 4 - Measuring Stand

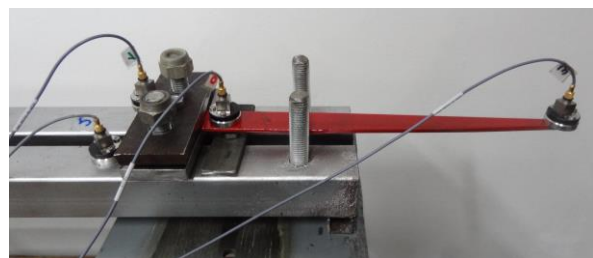


Fig.5 - Accelerometer layout



Fig.6 - Excitation system

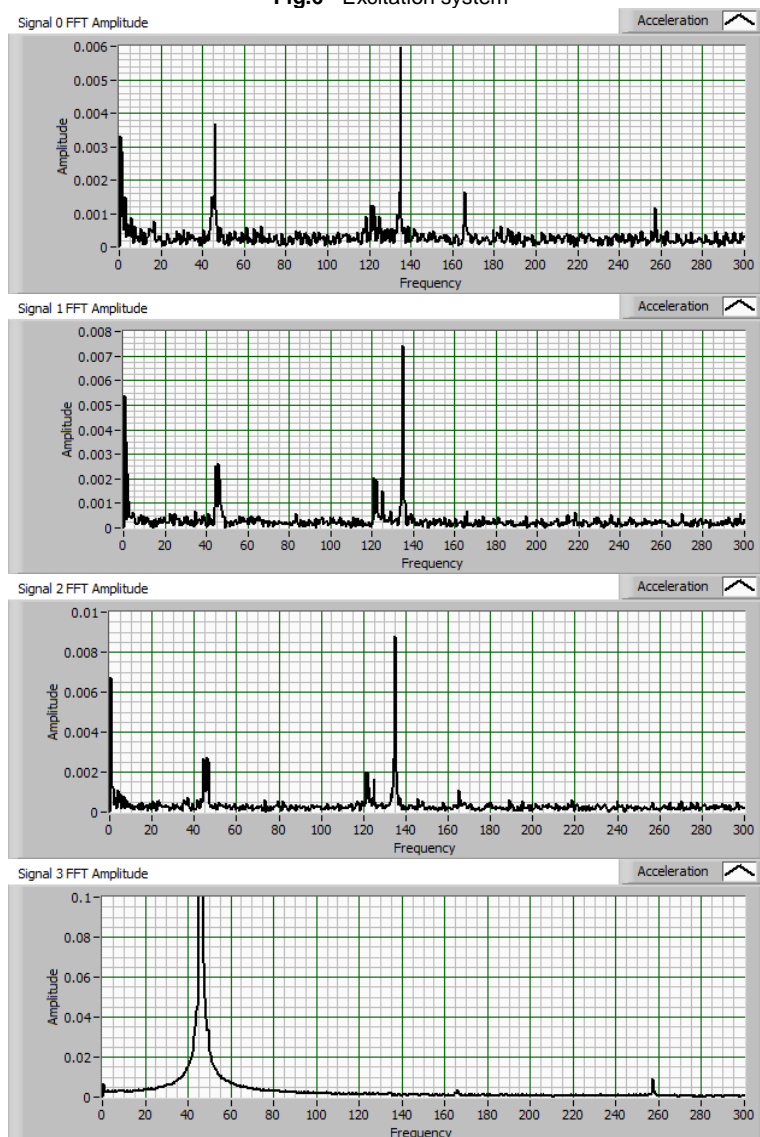


Fig.7 - Free vibrations spectra

A measuring chain was used, with four accelerometers, counted from 0 to 3. Accelerometer 3 was positioned at the free end of the beam, while accelerometer 0 on the beam, near the fixing system. Accelerometers 1 and 2 were placed on the fixing system.

Similar to references [3, 4], free vibrations produced by applying percussions on the beam were studied, as well as forced vibrations, produced by the excitation system in Figure 6, with white signal.

The obtained data were processed with LabVIEW program, resulting the spectra in Figures 7-8.

S-a utilizat un lanț de măsură cu patru accelerometre, numerotate de la 0 la 3. Accelerometrul 3 a fost amplasat în capul liber al barei, iar accelerometru 0 pe bară, lângă încadrare. Accelerometrele 1 și 2 au fost plasate pe sistemul de prindere.

Ca și în referințele [3, 4], s-au studiat vibrații libere, produse prin aplicare unor percuții pe bară, precum și vibrațiile forțate, produse de sistemul de excitație din figura 6, cu semnal alb.

Datele au fost prelucrate cu ajutorul programului LabVIEW, obținându-se spectrele din figurile 7-8.

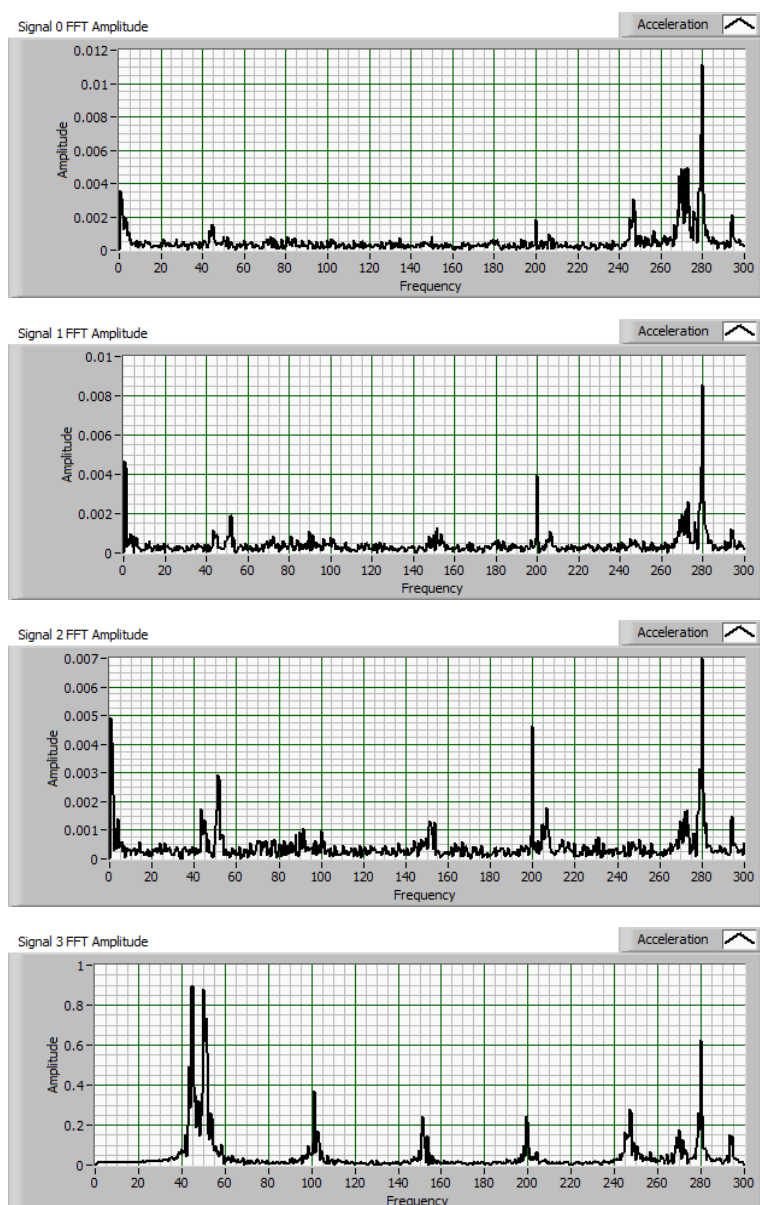


Fig. 8 - Forced vibrations spectra - white signal

CONCLUSIONS

Based on a simple model, the paper analyzed the vibrations of an arbitrary blade with variable section, which can represent a plow coulter.

The spectra obtained by processing the experimental data in the case of free vibrations present a pronounced peak at a frequency close to the first computed eigenfrequency. The spectrum of the signal measured by accelerometer 3, placed at the free end of the beam, shows a lower peak close to the second computed eigenfrequency. The first three accelerometers, situated close to the fixing system and on the fixing system, respectively, exhibit supplementary peaks, due to the stand vibrations.

The spectra obtained in the case of forced vibrations confirm the presence of the first two components, but the signal captured by accelerometer 3 presents also some components multiple of 50 Hz, due to the excitation system which is placed close to this accelerometer.

The numerical method used in the paper provided results in agreement with the experiments. The method allows it to determine the eigenfrequencies and, consequently, the resonance domains of the active

CONCLUZII

Lucrarea a analizat pe baza unui model simplu vibrațiile unei lame oarecare de secțiune variabilă, ce poate reprezenta un cuțit lung de plug.

Specetrele obținute prin prelucrarea datelor experimentale în cazul vibrațiilor libere prezintă un vârf accentuat la o frecvență apropiată de prima frecvență proprie calculată. Spectrul semnalului măsurat de accelerometrul 3, plasat în capătul liber al barei, prezintă un vârf mai redus în apropierea celei de a doua frecvențe proprii calculate. Primele trei accelerometre, aflate în apropierea sistemului de prindere, respectiv pe acesta, prezintă vârfuri suplimentare, datorate vibrațiilor bancului.

Specetrele obținute în cazul vibrațiilor forțate confirmă prezența primelor două componente, dar semnalul captat de accelerometrul 3 prezintă, de asemenea, componente în apropierea unor frecvențe multiplu de 50 Hz, datorate sistemului de excitație, plasat lângă acest accelerometru.

Metoda numerică utilizată a condus la rezultate în acord cu experimentele. Metoda permite determinarea frecvențelor proprii și, în consecință, identificarea domeniilor de rezonanță ale organelor de lucru active.

organ. The resonance phenomenon presents a double importance in agricultural machine design, since the displacement amplification it implies can cause damage of the organ, but, in certain circumstances, it can be exploited in order to increase the efficiency of the device.

REFERENCES

- [1]. Badalan E.P., Salokhe V.M., Gupta C.P., (1999) – *Performance of an oscillating subsoiler in breaking a hardpan*, Journal of Terramechanics, Vol. 36, pp.117-125;
- [2]. Chung S.O., Sudduth K.A., Tan J., (2008) – *Spectral Analysis of On-the-go Soil Strength Sensor Data*, Journal of Biosystems Eng. Vol. 33, pp. 355-361;
- [3]. Craifaleanu A., Orășanu N., (2011) – *Theoretical and experimental analysis of the vibrations of an elastic beam with four concentrated mass*, Proceedings of the Annual Symposium of the Institute of Solid Mechanics, SISOM 2011, Bucharest, May 25-26, 2011, pp.471-480;
- [4]. Craifaleanu A., Orășanu N., (2012) – *Experimental study of the forced vibrations of a system with distributed mass and four concentrated masses*, Proceedings of the Annual Symposium of the Institute of Solid Mechanics, SISOM 2012, Bucharest, May 30-31, 2012, pp.200-205;
- [5]. Craifaleanu A., Orășanu N., Dragomirescu C., (2013) – *Theoretical and Experimental Studies on Magnetic Dampers*, Applied Mechanics and Materials, Vol. 430, pp. 351-355, Trans Tech Publications, Switzerland;
- [6]. Craifaleanu A., Dragomirescu C., Craifaleanu I.G., (2014) – *Animated graphic simulator for the study of bending vibrations of homogeneous rectilinear bars*, ICERI 2014 Proceedings, 7th International Conference on Education Research and Innovation, November 17th-19th, 2014, Edited by IATED Academy, Sevilla, Spain, 2014, pp. 1738-1744;
- [7]. Craifaleanu A., Orășanu N., Dragomirescu C., (2015) – *Bending vibrations of a viscoelastic Euler-Bernoulli beam – two methods and comparison*, Applied Mechanics and Materials, Vol.762, pp.47-54, Trans Tech Publications, Switzerland;
- [8]. Den Hartog J. P., (1947) – *Mechanical Vibrations*, McGraw-Hill Book Company, Inc.;
- [9]. Dimarogonas, A.D., Haddad S., (1992) – *Vibrations for Engineers*, Prentice Hall, Englewood Cliffs;
- [10]. Fenyvesi L., Hudoba Z., (2009) – *Vibrated Tillage Tools for Energy Saving*, Journal of Agricultural Machinery Science, Vol. 5, Nr. 4, pp.445-449;
- [11]. Johnson C.E., Buchele W.F., (1967) – *Energy in clod-size reduction of vibratory tillage*. Transactions of the ASAE, 12(3), pp.371-374;
- [12]. Meirovitch L., (2001) – *Fundamentals of Vibrations*, McGraw-Hill;
- [13]. Niyamapa T.A., Salokhe V.M., *Soil disturbance and force mechanics of vibrating tillage tool*, Journal of Terramechanics, Vol. 37, pp. 151-166, 2000;
- [14]. Rao S., (2011) – *Mechanical Vibrations*, Prentice Hall;
- [15]. Silaș Gh., (1968) – *Mechanics. Mechanical Vibrations* (in Romanian), Ed. Didactică și Pedagogică, București;
- [16]. Timoshenko S., (1948) – *Strength of Materials. Part I. Elementary Theory and Problems*, D. van Nostrand Company, Inc.;
- [17]. Zang J., Kushawaha R.L., (1998) – *Dynamic analysis of a tillage tool: Part I - Finite element method*, Canadian Agricultural Engineering, Vol. 40, Nr. 4, pp.287-292.

Fenomenul de rezonanță prezintă o dublă importanță în proiectarea mașinilor agricole, deoarece amplificarea deplasărilor pe care o implică poate conduce la distrugerea organului respectiv, dar, în anumite condiții, poate fi exploatată în vederea creșterii eficienței agregatului.

BIBLIOGRAFIE

- [1]. Badalan E.P., Salokhe V.M., Gupta C.P., Niyamapa T., (1999) – *Performanța unui plug vibratoriu de decompactare*, Revista Mecanicii Solului, Vol. 36, pg.117-125;
- [2]. Chung S.O., Sudduth K.A., Tan J., (2008) – *Analiza spectrală a datelor furnizate de un senzor al rezistenței solului*, Revista Ingineria Biosistemelor. Vol.33, pg.355-361;
- [3]. Craifaleanu A., Orășanu N., (2011) – *Analiză teoretică și experimentală a vibrațiilor unei bare elastice cu patru mase concentrate*, Lucrările simpozionului anual al Institutului de Mecanica Solidelor, SISOM 2011, Bucharest, May 25-26, 2011, pg.471-480;
- [4]. Craifaleanu A., Orășanu N., (2012) – *Studiu experimental al vibrațiilor forțate ale unui sistem cu masă distribuită și patru mase concentrate*, Proceedings of the Annual Symposium of the Institute of Solid Mechanics, SISOM 2012, Bucharest, May 30-31, 2012, pg.200-205;
- [5]. Craifaleanu A., Orășanu N., Dragomirescu C., (2013) – *Studii teoretice și experimentale asupra amortizorilor magnetici*, Lucrările simpozionului anual al Institutului de Mecanica Solidelor, Vol. 430, pg. 351-355, Trans Tech Publications, Switzerland;
- [6]. Craifaleanu A., Dragomirescu C., Craifaleanu I.G., (2014) – *Simulator grafic animat pentru studiul vibrațiilor de încovoiere ale unei bare drepte omogene*, ICERI 2014 Lucrările celei de-a 7-a Conferința Internațională de Educație, Cercetare și Inovare, 17-19 Nov.2014, Editată de Academia IATED, Sevilla, Spania, pg.1738-1744;
- [7]. Craifaleanu A., Orășanu N., Dragomirescu C., (2015) – *Vibrații de încovoiere ale unei bare Euler-Bernoulli viscoelastice – două metode și comparație*, Mecanici Aplicate și Materiale, Vol.762, pg.47-54, Trans Tech Publications, Switzerland;
- [8]. Den Hartog J. P., (1947) – *Vibrații mecanice*, McGraw-Hill Book Company, Inc.;
- [9]. Dimarogonas, A.-D., Haddad, S., (1992) – *Vibrații pentru ingineri*, Prentice Hall, Englewood Cliffs;
- [10]. Fenyvesi L., Hudoba Z., (2009) – *Economisirea energiei prin utilizarea unor unelte vibratoare pentru prelucrat solului*, Revista de Mașini Agricole, Vol. 5, Nr. 4, pg.445-449;
- [11]. Johnson C.E., Buchele W.F., (1967) – *Aspecte energetice privind reducerea dimensiunii bulgărilor prin utilizarea uneltelor vibratoare*. Lucrările ASAE 12(3), pg. 371-374;
- [12]. Meirovitch L., (2001) – *Bazele vibrațiilor*, McGraw-Hill;
- [13]. Niyamapa T.A., Salokhe V.M., (2000) – *Dislocarea solului și mecanica forțelor la unelte vibratoare*, Revista Mecanicii Solului, Vol. 37, pg. 151-166;
- [14]. Rao S., (2011) – *Vibrații mecanice*, Prentice Hall;
- [15]. Silaș Gh., (1968) – *Mecanică. Vibrații mecanice*, Ed. Didactică și Pedagogică, București;
- [16]. Timoshenko S., (1948) – *Rezistența materialelor. Partea I. Teoria elementară și Probleme*, D. van Nostrand Company, Inc.;
- [17]. Zang J., Kushawaha R.L., (1998) – *Analiza dinamică a unei unelte de lucrat solul: Partea I – Metoda elementului finit*, Canadian Agricultural Engineering, Vol. 40, Nr. 4, pg.287-292.