

## THEORETICAL CONTRIBUTIONS TO THE DRIVE OF CEREAL CLEANING TECHNICAL EQUIPMENT ENDOWED WITH NON BALANCED VIBRATION GENERATING SYSTEMS

### CONTRIBUȚII TEORETICE LA ACȚIONAREA ECHIPAMENTELOR TEHNICE DE CURĂȚIRE A CEREALELOR CU SISTEME GENERATOARE DE VIBRAȚII CU MASE NEECHILIBRATE

Ph.D. Eng. Brăcăcescu C.<sup>1)</sup>, Ph.D. Eng. Sorică C.<sup>1)</sup>, Ph.D. Eng. Manea D.<sup>1)</sup>, Prof. Ph.D. Yao Guanxin<sup>2)</sup>,  
PhD. Stud. Eng. Constantin G.A.<sup>3)</sup>

<sup>1)</sup>INMA Bucharest / Romania; <sup>2)</sup> Along Agriculture R&D Technology and Management Consulting Co., Ltd / China;

<sup>3)</sup>P.U. Bucharest / Romania

Tel: 021-269.32.50; E-mail: bracacescu@inma.ro

**Abstract:** The paper presents the scheme of dynamic calculation of vibrating separator endowed with free vibrating plate and the author contributions concerning the determination of the movement of an intensive cleaner separator endowed with non balanced vibration generating systems. Also there are mentioned the advantages of electrical motovibrators utilisation for driving the vibrating sieves of technical equipment used for cereal cleaning in view of their processing.

**Keywords:** grains, cleaning, vibrating sieves, electrical motovibrator

#### INTRODUCTION

The primary processing represents an important link of the process of capitalization of vegetal-origin products and, at the same time, an essential operation of the conditioning chain.

The continuous progresses obtained in terms of improving the *primary processing methods* and technological base periodically determine the substantial increase of exigencies related to lack of foreign substances, seeds uniformity, sanitary state, lots' homogeneity in order to achieve a high quality level of agro-food products.

The cereal seeds primary processing before the seeds exploitation represents a complex technological process, including several constructive types of technical equipment for separating and removing the impurities existing in seeds [1, 2, 3, 4].

Therefore, profoundly knowing the technology to be used, the operating method of technical equipment appropriate to relevant technology and technical-functional parameters adjusting represent an important prerequisite to obtain the maximum quality with reduced power and man labour consumption.

Equipping with generating vibrations with non-balanced eccentric masses induced to technical equipment for *separation* a high yield and high efficiency of separation and theoretical approach of the study of particles motion on the vibrating sieve plan is a current challenge [5, 6].

*Intensive Cleaner Separator SAI 800* (Fig. 1) manufactured at INMA Bucharest is a modern technical equipment used at removing the impurities out of cereal matter combining the principle of separation based on size difference (using surfaces put in vibrating movement) with the separation based on aerodynamical characteristics (by using a suction tube).

**Rezumat:** În lucrare se prezintă schema de calcul dinamic a separatorului vibrator cu un grad de libertate precum și contribuțiile privind determinarea ecuației de mișcare a unui separator aspirator intensiv acționat cu sisteme generatoare de vibrații cu mase neechilibrate. De asemenea sunt evidențiate avantajele utilizării motovibratoarelor electrice la acționarea sitelor vibratoare ale echipamentelor tehnice de curățire a cerealelor în vederea procesării.

**Cuvinte cheie:** semințe, curățire, site vibratoare, motovibrator electric

#### INTRODUCERE

Prelucrarea primară constituie o verigă importantă a procesului de valorificare a produselor de origine vegetală și este o operație primordială a lanțului de condiționare.

Progresele continue pe linia îmbunătățirii *metodelor de prelucrare primară* și a bazei tehnico-materiale determină periodic sporirea substanțială a pretențiilor față de lipsa corpurilor străine, uniformitatea semințelor, starea sanitară, omogenitatea loturilor în scopul atingerii unui nivel calitativ ridicat pentru produsele agroalimentare.

Pregătirea semințelor de cereale și plante tehnice înainte de procesare reprezintă un proces tehnologic complex, care include mai multe tipuri constructive de echipamente tehnice pentru separarea și eliminarea impurităților existente în masa de semințe [1, 2, 3, 4].

Se cere o temeinică cunoaștere a tehnologiei utilizate, a modului de funcționare a echipamentelor tehnice specifice tehnologiei precum și a reglării parametrilor tehnico-funcționali ai acestor echipamente în vederea obținerii calității maxime, cu consum minim de energie și forță de muncă.

Echiparea cu generatoare de vibrații cu mase neechilibrate conferă echipamentelor tehnice de separare un randament ridicat și o eficiență sporită a separării, iar abordarea teoretică a studiului mișcării particulelor pe planul sitei vibratoare fiind o provocare de actualitate [5, 6].

*Separatorul aspirator intensiv SAI 800* (fig. 1) conceput la INMA București este un echipament tehnic modern utilizat la separarea impurităților din masa de cereale combinând principiul de separare pe baza diferenței de mărime între acestea (folosind suprafețe aflate în mișcare de vibrație) cu separarea după proprietățile aerodinamice (folosind un canal de aspirație).

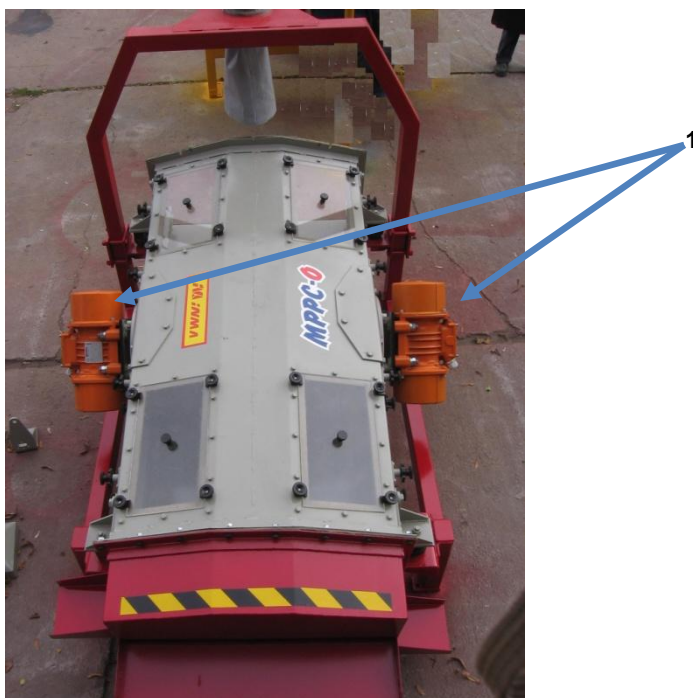


Fig. 1 – Experimental Model of Intensive Cleaner Separator SAI 800-overview) / Modelul experimental al Separatorului aspirator intensiv SAI 800-vedere generală  
1- electric motovibrators / motovibratoare electrice

#### MATERIAL AND METHOD

The two electric motovibrators (Figure 1, poz.1) that represented the driven system of separation technical equipment shown in Figure 1 have mounted on their axes two non-balanced eccentric masses  $m = m_0/2$ . These are continuously rotating, in opposite directions developing the centrifugal forces  $F(t)/2$  whose graphical representation is shown in Figure 2.

#### MATERIAL ȘI METODĂ

Cele două motovibratoare electrice (Figura 1, poz. 1) care alcătuiesc sistemul de acționare al echipamentului tehnic de separare prezentat în Figura 1 au montate pe arbori două mase neechilibrate excentrice  $m = m_0/2$ . Acestea se rotesc sincron, în sensuri contrare dezvoltând forțele centrifugale  $F(t)/2$  a căror reprezentare grafică este prezentată în Figura 2.

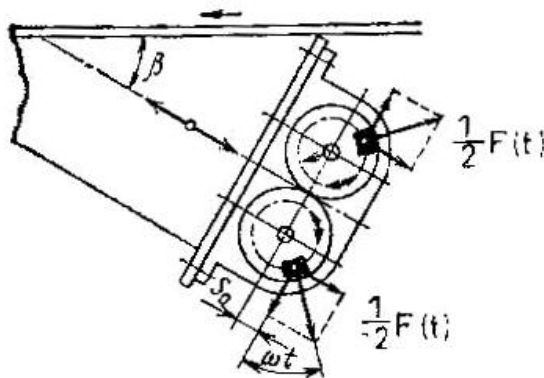


Fig. 2 – a) Graphical representation of centrifugal forces / Reprezentarea grafică a forțelor centrifugale [1]

The location of the driving system is chosen in equation with the disturbance force trajectory that should cross the mass centre (c.g.) of the whole system, eliminating in this way the additional oscillations of the worked surface which could determine the disturbance, of normal harmonical movement law.

Calculation scheme of conveyor endowed with vibrating free plate, driven by a centrifugal system with non-balanced rotating masses is shown in figure 3. The reduced mass (equivalent)  $m$  of vibrating system oscillates in direction  $S$  under the action of disturbing force  $F(t)$  of driving mechanism with non-balanced masses.

Within the post-resonating operating regime, the rotation frequency of the two masses  $m_0$  is far smaller than the own frequency of oscillating system.

Locul de plasare al sistemului de acționare se alege în așa fel încât direcția forței perturbatoare să treacă prin centrul de masă (c.g.) al întregului sistem, eliminând prin aceasta posibilitatea oscilațiilor suplimentare ale suprafeței de lucru care ar putea perturba legea armonică normală de mișcare.

Schema de calcul a separatorului vibrator cu un grad de libertate, acționat printr-un sistem centrifugal cu mase rotitoare neechilibrate este prezentată în figura 3. Masa redusă (echivalentă)  $m$  a sistemului vibrat oscilează în direcția  $S$  sub acțiunea forței perturbatoare  $F(t)$  a mecanismului de acționare cu mase neechilibrate.

În regimul de funcționare postrezonant frecvența de rotație a celor două mase  $m_0$  este cu mult mai mică decât frecvența proprie a sistemului oscilant.

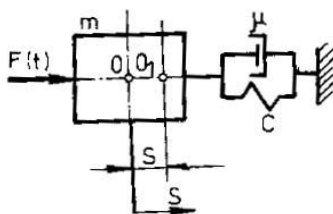


Fig. 4 - Scheme of dynamic calculation of vibrating separator endowed with free vibrating plate /  
Schema de calcul dinamic a separatorului vibrator cu un grad de libertate

An external resisting force  $F(c, \mu)$  opposes to oscillating mass movement  $m$ , this force appearing at the level of connecting elastic elements with damping system. Because this force reaches 85...90 % out of the amount of resistance forces, within the dynamic calculations are introduced correction coefficients for external resistance forces of loading movement on the vibrating frame.

The reduced (equivalent) mass  $m$  of system elements, which perform the oscillating movement is calculated with the relation (1):

$$m = m_s + k_{in} m_{in} \quad (1)$$

where:  $m_s$  is the equivalent mass of the vibrating frame and other components connected to it;  $k_{in} = 0.1...0.25$  – reducing factor of loading mass for body frame mass [5];  $m_{in}$  – mass of loading material on the vibrating sieve body.

For the connecting elastic elements with viscous damping, the damping hypothesis through viscous friction is generally used, the external resistance force  $F(c, \mu)$  being given by the Eq.(2):

$$F(c, \mu) = cS + c\mu\dot{S} \quad (2)$$

where  $c$  is the elastic elements rigidity with viscous damping and  $\mu$  – damping factor by internal friction (for rubber,  $\mu = 0.001$  s).

Taking into account the D'Alembert principle applied to the intensive cleaner separator (figure 1), it can be obtained the differential movement equation of reduced mass  $m$ , namely (3):

$$m\ddot{S} = F(t) - F(c, \mu) \quad (3)$$

Integrating together the Eqs.(2) and (3) we obtain the movement equation allowing to analyze and easily calculate the working parameters of the gravitational separator endowed with non-balanced eccentric masses, considered as vibrating single mass systems, namely (4):

$$m\ddot{S} + c\mu\dot{S} + cS = F(t) \quad (4)$$

The disturbance centrifugal force  $F(t)$ , which determines the reduced mass oscillation, taking into consideration the transport movement ( $S$ ) and relative movement ( $S_0$ ) is given by the equation (5):

$$F(t) = -m_0(\ddot{S}_0 + \ddot{S}) \quad (5)$$

where  $\ddot{S}_0$  is the component of the centrifugal acceleration appearing as a result of rotation of each of two masses  $0.5 m_0$  of the centrifugal vibrator system.

Having in view the fact that the relative displacement of each mass ( $0.5 m_0$ ) towards  $S$  is equal to  $S_0 = r \cdot \sin\omega t$ ,

Mișcării masei oscilante  $m$  i se opune forța externă de rezistență  $F(c, \mu)$  care apare în elementele de legătură elastice cu amortizare. Întrucât această forță ajunge la 85...90 % din suma forțelor de rezistență, în calculele dinamice se introduc coeficienți de corecție pentru forțele externe de rezistență ale mișcării încărcăturii pe cadrul vibrator.

Masa redusă (echivalentă)  $m$  a elementelor sistemului care efectuează mișcarea oscilatorie se calculează cu relația (1):

în care:  $m_s$  este masa echivalentă a batiului vibrant și a celorlalte piese legate de acesta;  $k_{in} = 0,1...0,25$  – coeficientul de reducere a masei încărcăturii la masa batiului [ 5 ];  $m_{in}$  – masa materialului încărcăturii aflată pe batiul vibrant cu site.

Pentru elementele elastice de legătură cu amortizare vâscoasă, în cazul general se folosește ipoteza amortizării prin frecare vâscoasă, forța externă de rezistență  $F(c, \mu)$  fiind dată de relația (2):

în care:  $c$  este rigiditatea elementelor elastice de legătură cu amortizare vâscoasă;  $\mu$  – factorul de amortizare prin frecare internă (pentru cauciuc,  $\mu = 0,001$  s).

În baza principiului lui D'Alembert aplicat separatorului aspirator intensiv (figura 1) se obține ecuația diferențială de mișcare a masei reduse  $m$ , care are forma (3):

Rezolvând împreună ecuațiile (2) și (3), se obține ecuația de mișcare într-o formă care permite analiza și calculul comod al separatorului acționat cu mecanisme cu mase excentrice neechilibrate, considerate sisteme vibrante cu o singură masă, care are forma (4):

Forța perturbatoare centrifugală  $F(t)$ , care provoacă oscilația masei reduse, cu luarea în considerare a mișcării de transport ( $S$ ) și a mișcării relative ( $S_0$ ), este dată de relația (5):

unde  $\ddot{S}_0$  este componenta accelerației centrifuge care apare ca urmare a rotației fiecărei din cele două mase  $0,5 m_0$  ale sistemului vibrator centrifugal.

Deoarece deplasarea relativă a fiecăreia din mase ( $0,5 m_0$ ) în direcția  $S$  este egală cu  $S_0 = r \sin\omega t$ , relațiile pentru

then the equations for speed  $\dot{S}_0$  and acceleration  $\ddot{S}_0$  are:

$$\dot{S}_0 = r\omega \cos \omega t; \ddot{S}_0 = -r\omega^2 \sin \omega t \quad (6)$$

Where:  $r$  is the non-balanced masses eccentricity;  $\omega$  – rotation frequency of non-balanced eccentric masses .

Using the equations (4) and (5), we can obtain the movement equation of separator centrifugally driven by means of non-balanced eccentric masses, namely (7):

$$(m + m_0)\ddot{S} + c\mu\dot{S} + cS = m_0r\omega^2 \sin \omega t \quad (7)$$

The particular solution for this differential equation for steady oscillations has the form (8):

$$S = A \sin(\omega t - \varphi_s) \quad (8)$$

Where:  $A$  is the amplitude of system forced oscillations and  $\varphi_s$  – angle of phase difference between the displacement directions  $S$  și  $S_0$ .

Differentiating Eq. (8) and replacing the speed  $\dot{S}$  and the acceleration  $\ddot{S}$  of oscillations in Eq. (7), and identifying the factors of functions  $\sin \omega t$  and  $\cos \omega t$  and solving a system of two equations with two unknowns, are obtained the following solutions (9), (10):

$$A = m_0r\omega^2 / \sqrt{\mu^2c^2\omega^2 + (c - m\omega^2 - m_0\omega^2)^2} \quad (9)$$

$$\varphi_s = \text{arctg} \frac{\mu c \omega}{c - m\omega^2 - m_0\omega^2} \quad (10)$$

The amplitude  $A$  of oscillations of vibrating sieve body depends on the rotation frequency  $\omega$  of non-balanced masses, having the maximum value of  $A_{\max}$  for a frequency  $\omega = p_1 = \sqrt{c/(m + m_0)}$ , when the angle of phase difference  $\varphi_s = \pi/2$ , namely:

$$A_{\max} = m_0r\omega/(\mu \cdot c) \quad (11)$$

Replacing the particular solution into Eq.(5), we obtain the expression of the system disturbance force:

$$F(t) = m_0[r\omega^2 \sin \omega t + A\omega^2 \sin(\omega t - \varphi_s)] = F \sin(\omega t - \psi) \quad (12)$$

The amplitude  $F$  of the disturbance force and the angle of the phase difference  $\psi$  between the force and non-balanced masses shifting from equation (12) are unknown.

If Eqs. (9) and (10) are replaced into Eq. (12) and solved through the method above, we found (13), (14) [1]:

$$F = m_0rp^2 \sqrt{\frac{\mu^2c^2\omega^2 + (c - m\omega^2)^2}{\mu^2c^2\omega^2 + (c - m\omega^2 - m_0\omega^2)^2}} \quad (13)$$

$$\psi = \text{arctg} \frac{m_0c\mu\omega^3}{\mu^2c^2\omega^2 + (c - m\omega^2)(c - m\omega^2 - m_0\omega^2)} \quad (14)$$

The disturbance forces of driving system with non-balanced masses reaches its maximum value at a rotation frequency  $\omega = p_1 = \sqrt{c/(m + m_0)}$ , and by increasing the rotating speed it decreases and minimizes for a frequency of  $\omega = p = \sqrt{c/m}$ .

For a cycle of oscillations the mechanical work of disturbing force is given by the equation (15):

calculul vitezei  $\dot{S}_0$  și accelerației  $\ddot{S}_0$  sunt:

în care:  $r$  este excentricitatea maselor neechilibrate;  $\omega$  – frecvența de rotație a maselor neechilibrate.

Folosind relațiile (4) și (5), se poate obține ecuația de mișcare a separatorului acționat cu mecanism cu mase excentrice neechilibrate, care are forma (7):

Soluția particulară a acestei ecuații diferențiale pentru oscilații stabilizate are forma din relația (8):

în care:  $A$  este amplitudinea oscilațiilor forțate ale sistemului;  $\varphi_s$  – unghiul de defazaj între direcțiile deplasării  $S$  și  $S_0$ .

Diferențiind relația (8) și înlocuind viteza  $\dot{S}$  și accelerația  $\ddot{S}$  a oscilațiilor în ecuația (7), se obține o identitate. Prin egalarea cu zero a factorilor de pe lângă funcțiile  $\sin \omega t$  și  $\cos \omega t$  și rezolvând un sistem de două ecuații cu două necunoscute, se obțin soluțiile (9), (10):

Amplitudinea  $A$  a oscilațiilor batiului cu site vibratoare depinde de frecvența de rotație  $\omega$  a maselor neechilibrate, având valoarea maximă  $A_{\max}$  pentru frecvența  $\omega = p_1 = \sqrt{c/(m + m_0)}$ , când unghiul de defazaj  $\varphi_s = \pi/2$ , adică:

Înlocuind soluția particulară în relația (5) se obține expresia (12) a forței perturbatoare a sistemului:

Amplitudinea  $F$  a forței perturbatoare și unghiul de defazare  $\psi$  dintre forța și decalarea maselor neechilibrate din expresia (12) sunt necunoscute.

Dacă în ecuația (12) se înlocuiesc relațiile (9) și (10) și se rezolvă prin metoda prezentată anterior, se obțin mărimile căutate (13), (14) [1]:

Forța perturbatoare a sistemului de antrenare cu mase neechilibrate are valoarea maximă la frecvența de rotație  $\omega = p_1 = \sqrt{c/(m + m_0)}$ , iar prin creșterea turației se micșorează și devine minimă pentru frecvența  $\omega = p = \sqrt{c/m}$ .

Pentru un ciclu al oscilațiilor lucrul mecanic al forței perturbatoare este dat de integrala din relația (15):



$$W = \int_0^T F(t) \frac{dS}{dt} dt \quad (15)$$

where  $T = 2\pi/\omega$  is the period of non-balanced masses rotation. Replacing Eq.(11) within the above integral equation and determining the speed  $\dot{S} = dS/dt$  from equation (8) we obtain (16):

$$W = FA\omega \int_0^{2\pi/\omega} \sin(\omega t - \psi) \cos(\omega t - \varphi_s) dt = \pi FA \sin(\varphi_s - \psi) \quad (16)$$

## RESULTS

By means of known equations (8), (9), (12) and (13) the expression of the mechanical work is obtained as (17):

$$W = \frac{\pi \mu c m_0^2 r^2 \omega^5}{\mu^2 c^2 \omega + (c - m\omega^2 - m_0\omega^2)^2} \quad (17)$$

The necessary power (in kW) for ensuring the driving of separator, in case of a steady regime is established by taking into account the transmission output using the equation (18):

$$P = \frac{W}{1000T} = \frac{W\omega}{2\pi 1000} \text{ [kW]} \quad (18)$$

where T is the period of oscillations (in s), given by the expression  $T = 2\pi/\omega$ .

In case of a post resonance adjustment, the amplitude can be determined with the equation (19):

$$A \approx (m_0 / m)r \quad (19)$$

Determining the resistance forces generated in the connecting elastic elements with damping is a very complicate problem for each type of separator and driving system.

The vibration isolating index given by the elastic elements is between  $0 < I_i < 1$  and it is obtained by the relation (20) [5]:

$$I_i = 1 - \frac{1}{f_s \left( \frac{n}{950} \right)^2 - 1} \quad (20)$$

where:

$f_s$  is the static arrow of elastic elements under the influence of separator's frame weight and product on the vibrating sieve, mm and  $n$ - driving element pulsation ( $s^{-1}$ ).

From the above relations, it can be seen that:

- angular drive is not in a major influence with the resulting amplitude in the case of electrical motovibrators driving;
- the resulting amplitude is decisively influenced by the eccentric mass and the radius of its location;
- vibration generator prints to the body with sieves a disruptive force straightly directed .

## CONCLUSIONS

The utilization of electric motovibrators as acting systems for technical equipment which separate the impurities from cereal seed mass has a series of advantages: simplifies the kinematic chain, intensifies the separating process, reduces the stress transmitted to the foundation, assures easy installation on active parts of technical equipment (due to the small volume, so that the vibration's direction passes through gravity centre of the whole system), easy adjustment of technical and

unde  $T = 2\pi/\omega$  este perioada unei rotații a maselor neechilibrate. Substituind în expresia integralei ecuația (11) și determinând viteza  $\dot{S} = dS/dt$  din relația (8) se obține (16):

## REZULTATE

Cu ajutorul relațiilor cunoscute (8), (9), (12) și (13) se obține expresia pentru calculul lucrului mecanic (17):

Puterea (în kW) necesară pentru asigurarea funcționării separatorului, în cazul unui regim stabilizat, se stabilește cu luarea în considerare a randamentului transmisiei astfel utilizând relația (18):

unde T este perioada oscilațiilor (în s), dată de relația:  $T = 2\pi/\omega$ .

În cazul unui reglaj postrezonant, amplitudinea poate fi determinată cu relația aproximativă (19):

Determinarea forțelor de rezistență care iau naștere în elementele de legătură elastice cu amortizare este complicată și constituie o problemă de sine stătătoare pentru fiecare tip de separator și sistem de antrenare. Indicele de izolare a vibrațiilor, asigurat de elementele elastice, este cuprins între  $0 < I_i < 1$  și este dat de relația (20) [5]:

unde:

$f_s$  este săgeata statică a elementelor elastice sub influența greutății cadrului separatorului și a produsului aflat pe sita vibratoare la un moment dat, în mm;  $n$ - pulsația elementului de antrenare, în  $s^{-1}$ .

Din relațiile de mai sus, se poate constata că:

- pulsația de antrenare nu influențează într-un mod major amplitudinea rezultantă în cazul acționării cu motovibratoare electrice;
- amplitudinea rezultantă este influențată în mod decisiv de masa excentricului și de raza de amplasare a acestuia;
- generatorul de vibrații imprimă batiului cu site o forță perturbatoare dirijată rectiliniu.

## CONCLUZII

Utilizarea motovibratoarelor electrice ca sistem de acționare al echipamentelor tehnice de separare a impurităților din masa de cereale conduce la o serie de avantaje: simplificarea lanțului cinematic, intensificarea procesului de separare, reducerea solicitărilor transmise fundației, montare ușoară a acestora pe organele active ale echipamentului tehnic (datorată volumului mic, astfel încât direcția vibrației să treacă prin centrul de greutate al întregului sistem), reglarea ușoară a parametrilor tehnico-

functional parameters (amplitude, actuation force) and oscillation's direction.

Viewing the fact that the state-of-art equipment is aimed at achieving a higher technological effect with specific consumption of reduced materials and energy, the utilization of these systems generating vibrations is fully justified.

#### REFERENCES

- [1]. Krampe H. (1990) - *Transport, handling, storage*, VEB Fachbuchverlag, Leipzig;
- [2]. Hodges R., Farrell G. (2007) - *Durables Case Studies in the handling and storage of durable commodities*, Crop Post-Harvest: Science and Technology, Volume 2, Wiley-Blackwell, ISBN:978-0-632-05724-5;
- [3]. Păun A., Pirnă I., Găgeanu P. (2012) - *Increasing the added value of processed products in the milling industry by implementing a combined calibrator in wheat preparation technological scheme*, INMATEH – AGRICULTURAL ENGINEERING, Vol. 6, No.1/2012, pp. 63-69;
- [4]. Stoica D., Voicu Gh., Plosceanu B. & co. (2013) - *Dynamic modelling of a conical three-point suspended vibratory sieve*, INMATEH – AGRICULTURAL ENGINEERING, Vol.40, No.2/2013, pp.11-19;
- [5]. Voicu Gh., Orășanu N. (2009) - *Some considerations about the study of particles motion on the sieve plan with a circular motion*, Proceedings of the Second International Conference „Research people and actual tasks on multidisciplinary sciences”, vol.2, Lozenec, Bulgaria, pg. 63-67, (ISSN 1313-7735), Publisher Bulgarian National - Multidisciplinary Scientific Network of the Professional Society for Research Work;
- [6]. Zenkov P.L., Ivaskov I.I., Kolobov L.N. (1987) - *Machines for continuous transport*, Mechanical Engineering, Moscow.

funcționali (amplitudine, forța de acționare) și a direcției oscilațiilor.

Având în vedere că noile generații de echipamente de separare urmăresc realizarea unui efect tehnologic superior cu consumuri specifice de materiale și energie reduse, folosirea acestor sisteme generatoare de vibrații este pe deplin justificată.

#### BIBLIOGRAFIE

- [1]. Krampe H. (1990) - *Transport, Manipulare, Stocare*, VEB Fachbuchverlag, Leipzig;
- [2]. Hodges R., Farrell G. (2007) - *Studii de caz privind manipularea și depozitarea de mărfuri durabile*, Culturi post recoltare: Știință și Tehnologie, Volum 2, Wiley-Blackwell, ISBN: 978-0-632-05724-5;
- [3]. Păun A., Pirnă I., Găgeanu P. (2012) - *Creșterea valorii adăugate a produselor procesate în industria morăritului prin implementarea în schema tehnologică de pregătire a grâului a unui tarar combinat*, INMATEH – AGRICULTURAL ENGINEERING, Vol.36, Nr.1/2012, pag. 63-69;
- [4]. Stoica D., Voicu Gh., Plosceanu B. ș.a. (2013) - *Modelarea dinamică a unei site conice vibratoare suspendată în trei puncte*, AGRICULTURAL ENGINEERING, Vol.40, Nr.2/2013, pag.11-19;
- [5]. Voicu Gh., Orășanu N. (2009) - *Unele considerații cu privire la studiul mișcării particulelor pe planul sitei cu mișcare circulară*, Lucrările celei de-a doua Conferințe Internaționale „Cercetatori și sarcini concrete în domeniul științelor multidisciplinare”, vol. 2, Lozenec, Bulgaria, pag. 3-67, (ISSN 1313-7735), Editura Națională a Bulgariei - Rețeaua științifică multidisciplinară a Societății Profesionale a lucrătorilor din cercetare;
- [6]. Zenkov P.L., Ivaskov I.I., Kolobov L.N. (1987) - *Mașini pentru transportul continuu*, Inginerie Mecanică, Moscova.