

MATHEMATICAL MODELLING AND COMPARATIVE SIMULATION OF THE VIBRATIONS OF VIBRO-CULTIVATORS AND AGRICULTURAL CULTIVATORS

MODELARE MATEMATICA SI SIMULAREA COMPARATIVA A VIBRAȚIILOR COMBINATOARELOR SI CULTIVATOARELOR AGRICOLE

Math. Cardei P^{1,2)}, Ph.D. Eng. Muraru V^{1,2)}, Ph.D. Eng. Constantin N.²⁾, Ph.D. Eng. Muraru C.^{1,2)}, Ph.D. Cilan T.²⁾, Eng. Hodre C. D.²⁾, Ph.D. Stud. Eng. Matache M.¹⁾

¹⁾INMA Bucharest/ Romania; ²⁾SVILUPPO-INSIEME SI VICE Chisineu-Cris, Arad county/ Romania

Tel: 0726142837; E-mail: petru_cardei@yahoo.com

Abstract: Inspiration for investigations described in this article was to explain the differences between a cultivator and a vibro-cultivator. Starting from the basic model of linear of damped oscillator, the authors complicate the equations and specify or enrich some terms meanings entering the specific terms of agricultural machinery for soil works. First, these models attempt to explain the oscillating behaviour of working bodies in different operating modes of agricultural machinery. Subsequently, the practical application will consist in the control of these vibrations, using adjustable parameters of working processes. Furthermore, this simulator is useful for theoretical study of the behaviour of an active part in presence of friction and nonlinear damping, and also of complex phenomena including the equation of motion of the unit.

Keywords: mathematical model, simulation, vibrations, vibro-cultivator, cultivator

INTRODUCTION

The mathematical model described in this article tries to describe the behaviour of the whole working body - working part support (AOLSOL) in soil, subassembly appropriate to vibro-cultivator or cultivator [1].

This model aims:

- to describe the difference between the functioning of the cultivator and the vibro-cultivator AOLSOL, partially to motivate the construction of the latter;
- to emphasize geometric material constants or the most important geometrical parameters that would make the difference between the working processes of the two machines, in terms of AOLSOL;
- to investigate possible ways of optimizing the operating mode in case of vibro - cultivator.

We do not know similar attempts in the area, especially related to the consideration of nonlinear mixed friction (viscous and dry). Attempts to describe the mechanics of such vehicles are found, for example in [6], but not at the level of theoretical modelling.

MATERIAL AND METHOD

The mathematical model considered for a first approach is relatively simple, classic in literature, for example [2]: linear damped oscillator described by second order differential equation:

Rezumat: Sursa de inspirație pentru realizarea investigațiilor descrise în acest articol a fost explicitarea deosebirilor dintre un cultivator și un vibro-cultivator. Pornind de la modelul elementar al oscilatorului liniar cu amortizare, autorii complică ecuațiile și particularizează sau îmbogățesc semnificația unor termeni introducând în ecuații termeni specifici mașinilor agricole de lucrat solul. Pentru început, aceste modele încearcă să explice comportamentul oscilator al organelor de lucru în diverse regimuri de funcționare ale mașinilor agricole. Ulterior aplicația practică va consta în controlul acestor vibrații folosind parametrii de regim reglabili. Mai mult, acest simulator este utilizabil pentru studiul teoretic al comportamentului unui organ activ în prezenta unor frecări și amortizări neliniare, de asemenea și a unor fenomene complexe care includ ecuația de mișcare a agregatului.

Cuvinte cheie: model matematic, simulare, vibrații, combinator, cultivator

INTRODUCERE

Modelul matematic descris în acest articol încearcă să descrie comportamentul ansamblului organ de lucru - suport organ de lucru (AOLSOL) în sol, subansamblu caracteristic al unui cultivator sau vibro-cultivator, [1]. Acest model are următoarele scopuri:

- să descrie diferența dintre modul de funcționare al AOLSOL al cultivatorului și cel vibro-cultivatorului, în parte pentru a motiva construcția acestuia din urmă;
- să evidențieze constantele de material sau parametrii geometrici cei mai importanți care ar face diferența între procesele de lucru ale celor două mașini, în ceea ce privește AOLSOL;
- să investigheze eventuale posibilități de optimizare a regimului de lucru în cazul vibro-cultivatorului.

Nu cunoaștem încercări similare în domeniu, mai ales legate și de considerarea unor frecări neliniare mixte (vâscoase și uscate). Încercări de descriere a mecanicii unor astfel de mașini se găsesc, de exemplu în [6], dar nu la nivel de modelare teoretică.

MATERIAL ȘI METODĂ

Modelul matematic considerat pentru o primă abordare este unul relativ simplu, clasic în literatura de specialitate, de exemplu [2]: oscilatorul liniar cu amortizare, descris de ecuația diferențială de ordinul al doilea:

$$m\ddot{x} + c\dot{x} + kx = \psi, \quad (1)$$

where x is the relative displacement of the mass centre of AOLSOL, m is the mass AOLSOL, c is damping coefficient of AOLSOL, k is the stiffness coefficient of AOLSOL and ψ is excitation force. The structure of each parameter will be subject to further clarifications. Obviously, \dot{x} , and \ddot{x} are derivatives of the first order and second order of relative displacement, x .

The relative displacement is a function of time t , which is subject to initial conditions:

$$x(t_0) = x_0, \dot{x}(t_0) = \dot{x}_0. \quad (2)$$

In physical terms, damping coefficient c is given by the amortization of the soil and stiffness coefficient k is AOLSOL stiffness, mainly given by the support of the working body.

Note: AOLSOL is not a classic oscillator. It can be likened more to a phenomenon of hauling a very rigid linear pendulum through a viscous fluid.

The working body together with a part of the support is assimilated with pendulum mass, the amortization being given by the medium through which the part moves (soil) and the stiffness by the stiffness property of the working body support.

For damping, can be considered a more complex form obtained by combining viscous friction with the dry one, taking into account the soil moisture:

$$c = c_v \cdot f(u) + \frac{c_u}{|\dot{x}|} \cdot g(u), \quad (3)$$

where c_v is the coefficient of viscous damping, c_u is the dry friction coefficient, f is a function that increases with soil moisture and g is a decreasing function of soil moisture, u . Functions f and g may be known in special cases only on experimental basis, depending on the texture and soil composition.

Excitation force, ψ is produced by the interaction between AOLSOL and soil. To simulate a large range of phenomena, it is considered for the excitation force the next form:

$$\psi(t) = F(t) + \varphi(t), \quad (4)$$

where F is the force of resistance to deformation of the soil, which can be considered as:

$$F(t) = Ka(t)b(t) + \varepsilon abv^2(t), \quad (5)$$

where K is the coefficient of resistance to deformation of the soil, it is working depth and b is working width, v is the working speed and ε is a coefficient that depends on soil characteristics and the shape and condition of the working surface. It is considered that the working depth and width are functions of time, primarily due to consideration of the transition phase from working idle stage in steady state, and secondly, that these two characteristics of farm soil machines can randomly vary and, especially the working depth. On the other hand, in transitive stage, the working width increases with the working depth for many types of working part. If these issues can be neglected, then a and b can be considered constant as the coefficient of resistance to deformation of the soil, K . The function $\varphi(t) = rF(t)\sin(2\pi ft)$ is the random component of the force of resistance to soil deformation.

în care: x este deplasarea relativă a centrului de masă al AOLSOL, m este masa AOLSOL, c este coeficientul de amortizare al AOLSOL, k este coeficientul de rigiditate al AOLSOL, iar ψ este forța excitatoare. Structura fiecărui parametru va constitui subiectul unor precizări ulterioare. Evident, \dot{x} și \ddot{x} , sunt derivatele de ordinul întâi, respectiv al doilea ale deplasării relative x .

Deplasarea relativă este o funcție de timp, t , care trebuie să respecte condițiile inițiale:

Din punct de vedere fizic, coeficientul de amortizare c , este dat de amortizarea produsă de sol, iar coeficientul de rigiditate k este rigiditatea AOLSOL, dată în principal de suportul organului de lucru.

Observație: AOLSOL nu este un oscilator clasic. El poate fi asemănat mai mult cu un fenomen de tracțiune a unui pendul liniar foarte rigid printr-un fluid vâcos.

Organul de lucru împreună cu o parte a suportului se asimilează masei pendulului, amortizarea este dată de mediul prin care organul se mișcă (solul), iar rigiditatea de proprietatea de rigiditate a suportului organului de lucru.

Pentru amortizare poate fi considerată o forma mai complexă, obținută prin combinarea frecării vâscoase cu cea uscată, ținând seama și de umiditatea solului:

în care c_v este coeficientul de amortizare vâscoasă, c_u coeficientul de frecare uscată, f este o funcție crescătoare cu umiditatea solului iar funcția g este o funcție descrescătoare cu umiditatea, u . Funcțiile f și g se pot cunoaște în particular numai pe baze experimentale, depinzând și de textura și compoziția solului.

Forța excitatoare, ψ este produsă de interacțiunea dintre AOLSOL și sol. Pentru a simula o gamă cât mai largă de fenomene, se consideră pentru funcția excitatoare forma:

în care F este forța de rezistență la deformare a solului, care se poate considera de forma:

în care K este coeficientul de rezistență la deformare al solului, a este adâncimea de lucru, iar b este lățimea de lucru, v este viteza de lucru, iar ε este un coeficient care depinde de caracteristicile solului și forma și starea suprafeței organului de lucru. Se consideră că adâncimea și lățimea de lucru pot fi funcții de timp, în primul rând datorită considerării etapei tranzitive de la starea de repaus la lucru în regim stabilizat, iar în al doilea rând, pentru că aceste două caracteristici ale mașinilor de lucrat solul pot varia și aleator, mai ales adâncimea de lucru. Pe de alta parte, în etapa tranzitivă lățimea de lucru crește cu adâncimea de lucru pentru multe tipuri de organe de lucru. Dacă aceste aspecte pot fi neglijate, atunci a și b se pot considera constante ca și K . Funcția $\varphi(t) = rF(t)\sin(2\pi ft)$ este componenta aleatoare a forței de rezistență la deformare a solului.

Soluția problemei (1), (2), cu ipotezele (3), (4), (5), chiar

The solution of the problem (1), (2), with hypotheses (3), (4), (5), even with nonlinearity considered in (3) can be given using the techniques of operational calculus [2] (even piecewise).

The presence of more complicated nonlinearities in x or \dot{x} cancels the possibility of using operational calculus if linearization is not applied. But the linearization limits decisively our investigations. On the other hand, calculating the convolution product using suitable computer programs is ineffective for long time and complicated nonlinearities. For these reasons we chose to build the simulator AL SOL based on the numerical solution of the problem. This option offers the possibility of using a wide variety of nonlinearities. Convergence difficulties for long simulation times may occur also in this case. They can be partially solved by modifying the numerical schemes used.

RESULTS

To facilitate understanding, especially in simulation example chosen, I considered a linear viscous friction ($f(u)=1$, $g(u)=0$) in (3)). In a future article it will address the full friction type (3), and other types of friction and even stiffness. Next objective is to investigate the existence of internal parameters (dry friction, dry friction and nonlinear viscous friction, possibly others) of the model, capable of producing vibration even if the excitation function is constant in time. The subject is vast and currently with little chance of experimental covering. Therefore, the investigation it is only a long-term goal. AOLSOL physical model comprises the working parts of the vibro-cultivator designed in a research project.

The total value of the working part and of its support (vibrating portion, AOLSOL) is $m = 5.388$ kg (chosen so that the natural frequency of the model to be equal to the experimentally determined value). The own support damping (characteristic to metal) is not considered in this model. Stiffness coefficient is calculated in accordance with [3], using the formula:

$$k = \frac{3EI}{l^3} \quad (6)$$

where E is the modulus of elasticity of the support material (steel in our case, so $E = 2.1 \cdot 10^{11}$ Pa), I is the moment of inertia of the cross section of the rod holder:

$$I = \frac{a_s^4}{12} \quad (7)$$

because it is considered as a square section with edge a_s . The section edge is set to $a_s = 0.025$ m. The length of the support (the support to the point of attachment of the working element) is l , with the value of $l = 0.788$ m. For the spring constant of the oscillator, value $k = 41\,902$ N / m is obtained.

The purely viscous damping is characterized by c_v value according to [4] or [5], given by:

$$c_v = 30.924ab\sqrt{K\rho} \quad (8)$$

cu neliniaritatea considerată în (3), se poate da folosind tehnicile calculului operațional, [2] (măcar pe porțiuni).

Prezența unor neliniarități mai complicate în x sau \dot{x} anulează posibilitatea folosirii calculului operațional dacă nu se aplică liniarizări. Liniarizarea limitează însă decisiv investigațiile noastre. Pe de alta parte, calculul produsului de convoluție folosind programe de calcul consacrate, este inefficient pentru timpi lungi și neliniarități complicate. Pentru aceste motive am optat pentru construcția simulatorului AOLSOL bazat pe soluția numerică a problemei. Această opțiune oferă și posibilitatea considerării unei mari varietăți de neliniarități. Dificultăți de convergență pentru timpi lungi de simulare și folosind neliniarități complicate, pot să apară, de asemenea și în acest caz. Acestea se pot rezolva parțial modificând parametrii schemelor numerice folosite.

REZULTATE

Pentru facilitarea înțelegerii, în exemplul de simulare ales, am considerat o frecare vâscoasă liniară ($f(u)=1$, $g(u)=0$ în (3)). Într-un articol viitor se va aborda frecarea integrală de tip (3), precum și alte tipuri de frecări și chiar rigidități. Obiectivul următor este cercetarea existenței unor parametri interni (frecarea uscată, frecarea uscată și vâscoasă neliniară, eventual altii) ai modelului, capabili să producă vibrații chiar dacă funcția excitatoare este constantă în timp. Subiectul fiind foarte vast și, momentan cu puține șanse de acoperire experimentală. Ca urmare investigația este numai un obiectiv pe termen lung. Modelul fizic al AOLSOL îl constituie organe de lucru ale combinatorului conceput în cadrul unui proiect de cercetare.

Masa totală a organului de lucru cu suport (porțiunea vibratoare, AOLSOL) are valoarea $m=5,388$ kg (aleasă astfel încât modelul să aibe frecvența proprie egală cu valoarea determinată experimental). Amortizarea proprie a suportului (proprie metalului) nu se consideră în acest model. Coeficientul de rigiditate se calculează în conformitate cu [3], după formula:

în care E este modulul de elasticitate al materialului suportului (oțel în cazul nostru, deci $E= 2,1 \cdot 10^{11}$ Pa), I este momentul de inerție al secțiunii transversale a barei suportului:

deoarece se consideră o secțiune pătrată cu latura a_s . Latura secțiunii are valoarea $a_s= 0,025$ m. Lungimea suportului (de la rezemare până la punctul de fixare al organului de lucru) este l , având valoarea $l= 0,788$ m. Se obține pentru constanta de elasticitate a oscilatorului, valoarea $k= 41902$ N/m.

Amortizarea de tip pur vâscoasă este caracterizată de valoarea c_v conform [4] sau [5], dată de formula:

Considering an average soil density, $\rho=1900 \text{ kg / m}^3$ and $K = 73000 \text{ N / m}^2$, the damping coefficient is obtained after [4] or [5], by calculation (8), with the value $c_v = 3769 \text{ kg / s}$.

For the above data, the oscillator shows the supercritical damping, therefore oscillations are only possible due to exciter force. The natural frequency of the purely elastic system (damped null) is 14.035 Hz. If it is considered a depth $a = 12 \text{ cm}$ and the working width 8.6 cm, then the exciter force constant component has the value $F = 1022 \text{ N}$. Excitation oscillating component has an amplitude of 25% in constant force, F . Its frequency has different critical values around the corresponding own frequency oscillator without damping system.

If the unit moves perpendicularly on ploughing lines resulted from previous work, then a working width $B = 25 \text{ cm}$ and an equal depth, it is obtained a critical speed for producing resonance with value $v_{cr} = 3.509 \text{ m / s}$ (12.631 km / h).

For the numerical solution of the problem, I used an algorithm of Runge Kutta type of fourth rank in Mathcad mathematical software. Parametric study of the working part model oscillations is based on this simulator which uses the Runge Kutta algorithm.

The simulator developed in order to study oscillations of the cultivator or vibro - cultivator support and working parts is used to:

- testing in extreme situations for which certain phenomena are known;
- investigating of the use of the model to define the difference between cultivator and vibro-cultivator;
- investigating of the existence of an optimal resonance working process for the vibro-cultivator;
- investigating of the effects of parameters non-linearity comparing to amplitude or oscillation speed of the working part of the vibro-cultivator.

The first three topics will be addressed in this article, the latter being subject to subsequent approaches.

Considerând o valoare medie a densității solului, $\rho=1900 \text{ kg/m}^3$ și $K= 73000 \text{ N/m}^2$, se obține pentru coeficientul de amortizare, după [4] sau [5], prin calcul cu (8) valoarea $c_v= 3769 \text{ kg/s}$.

Pentru datele de mai sus, oscilatorul are amortizare supracritică, prin urmare, oscilații sunt posibile numai datorită forței excitatoare. Frecvența proprie a sistemului pur elastic (cu amortizare nulă) este de 14,035 Hz. Dacă adâncimea de lucru se consideră $a= 12 \text{ cm}$ și lățimea de lucru 8,6 cm, atunci componenta constantă a forței excitatoare are valoarea $F= 1022 \text{ N}$. Componenta oscilantă a excitației are o amplitudine de 25 % din forța constantă, F . Frecvența acesteia ia diferite valori în jurul celei critice care corespunde frecvenței proprii a sistemului oscilator fără amortizare. Dacă agregatul se deplasează perpendicular pe liniile de arătura rezultată din lucrarea anterioară, atunci pentru o lățime de lucru $B= 25 \text{ cm}$ și o adâncime egală, se obține viteza critică pentru producerea rezonanței cu valoarea $v_{cr}= 3,509 \text{ m/s}$ (12,631 km/h). Pentru rezolvarea numerică a problemei, am folosit un algoritm de tip Runge Kutta de ordinul al patrulea, în programul Mathcad. Studiul parametric al modelului oscilațiilor organului de lucru se face folosind simulatorul bazat pe acest algoritm numeric.

Simulatorul elaborat în scopul studiului oscilațiilor organelor de lucru cu suport ale combinatorului sau vibro-combinatorului, se folosește pentru:

- testarea în situații limită pentru care unele fenomene se cunosc;
- investigarea folosirii modelului pentru definirea diferenței între cultivator și vibro-cultivator;
- investigarea existenței unui regim de rezonanță optimal în funcționarea de tip vibrocultivator;
- investigații privind efectele neliniarităților unor parametri în raport cu amplitudinea sau viteza de oscilație a organului de lucru al vibrocultivatorului.

Primele trei subiecte vor fi abordate în acest articol, ultimul fiind subiectul unei abordări ulterioare.

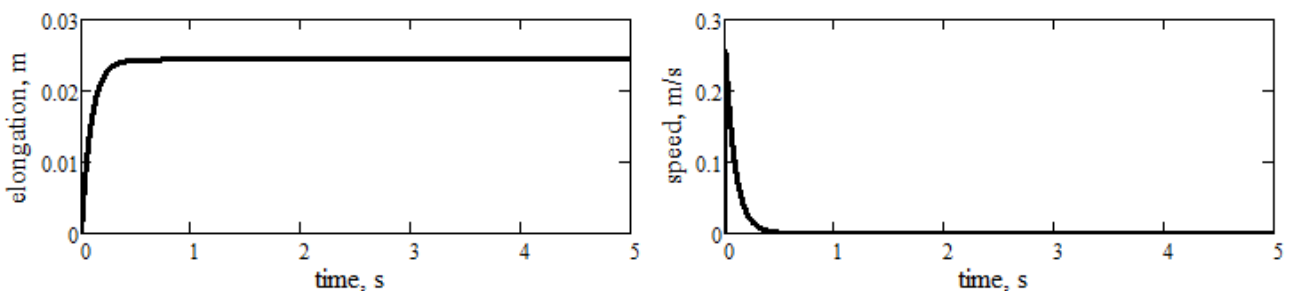


Fig. 1 - AOLSOL history elongation (left) and its rate of change (right) subjected to constant force excitation over time (no oscillatory component).

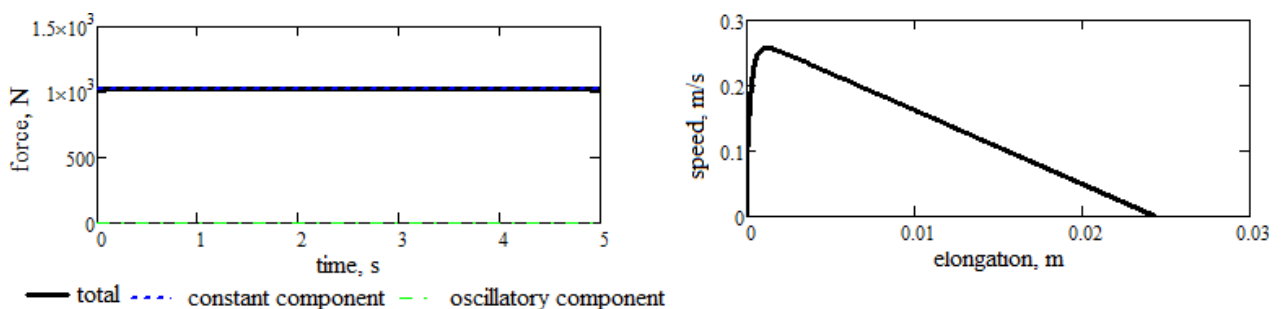


Fig. 2 - AOLSOL exciter force history and its components (left) and movement in the phase plane (right).

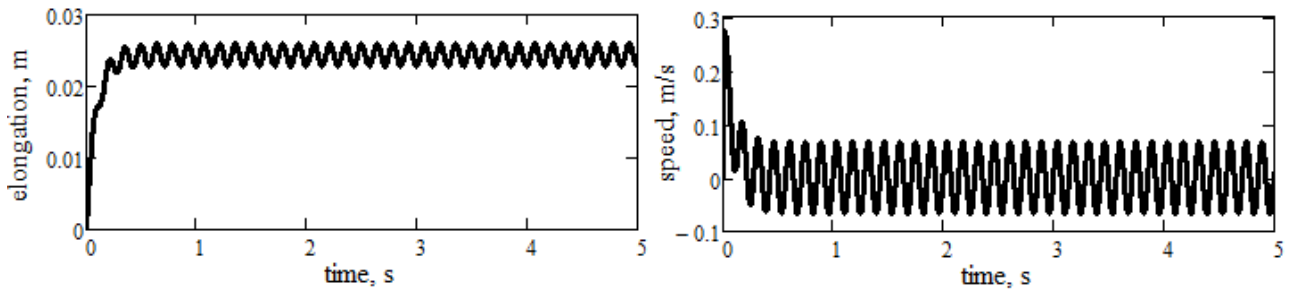


Fig. 3 - AOLSOL history elongation (left) and its rate of change (right) subjected to force excitation over time (with oscillatory component).

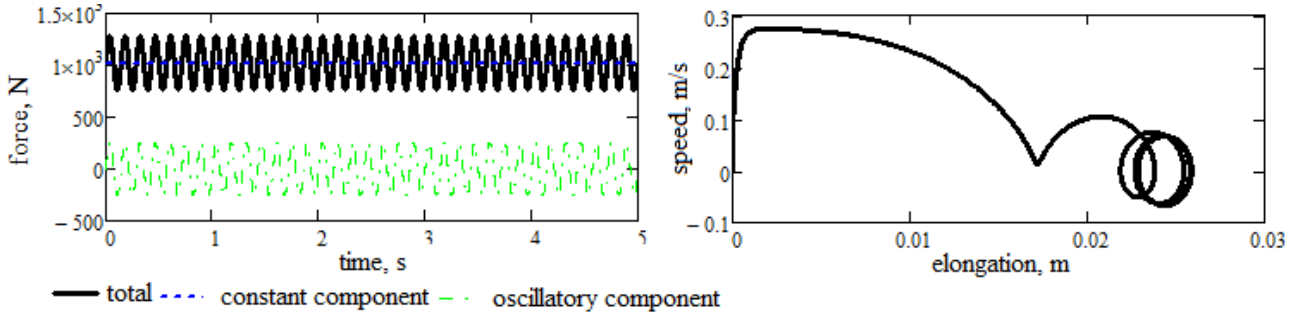


Fig. 4 - AOLSOL exciter force history and its components (left) and movement in the phase plane (right).

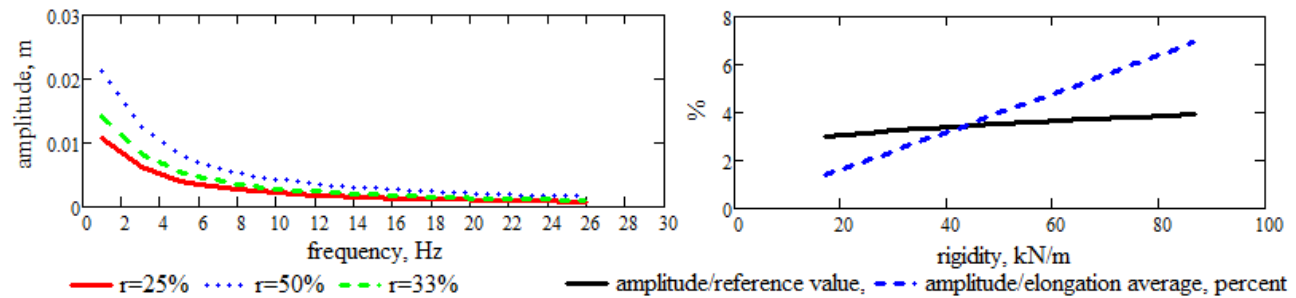


Fig. 5 - Variation of oscillator amplitude with the frequency of excitation force (left) and variation of the ratio of amplitude oscillator and relative displacement in case of the constant force exciter and of the ratio between the oscillator amplitude and the average value of its elongation (right).

In Fig.1-5, we plotted very few results from very many that can be obtained and plotted using the model AOLSOL oscillator.

In Fig. 1 and 2 we plotted the results that show AOLSOL behaviour when the excitation force has only non-zero constant component, oscillating component being null. The working speed is the critical speed, 12,631 km / h. In Fig. 3 and 4 we plotted the results which show- AOLSOL oscillator behaviour where force has both non-zero excitatory components, In this case working speed is equal to the critical speed, but the unit obliquely displaces on ploughing lines. In this way the force of excitation frequency is half the critical frequency.

In Fig.5 are given the qualitative results of the model (simulator). In Fig. 5 (left) is represented the variation of the centre of mass of the working part amplitude, depending on the frequency of the oscillator component of the excitation force, for three fixed values of the ratio between the amplitude of the oscillators component and constant component of the exciter force. In Fig. 5 (right) is represented the variation of the amplitude ratios of the centre of mass of the working part and the maximum elongation when the oscillation exciter force is null or average value of elongation AOLSOL if excitation force is oscillating, depending on the AOLSOL stiffness. For this case the unit works with the critical velocity, obliquely on the ploughing lines, exciter force being of frequency of 7 Hz.

În fig. 1 - 5 au fost reprezentate grafic foarte puține rezultate dintre foarte multe care se pot obține și cerceta folosind modelul AOLSOL.

In fig. 1 si 2 au fost reprezentate grafic rezultate care arată comportamentul AOLSOL în cazul în care forța excitatoare are numai componenta constantă nenulă, componenta oscilatorie fiind nulă. Viteza de lucru este viteza critică, 12.631 km/h. În fig. 3 și 4 am reprezentat grafic rezultate care arată comportamentul AOLSOL în cazul în care forța excitatoare are ambele componente nenule. În acest caz viteza de lucru este egala cu viteza critică, dar, agregatul se deplasează oblic pe liniile de arătură. În acest fel frecvența forței excitatoare este jumătate din frecvența critică.

În fig.5 sunt date rezultate calitative ale modelului (simulatorului). În fig. 5 (stânga) se reprezintă variația amplitudinii centrului de masă al organului de lucru, funcție de frecvența componentei oscilatoare a forței de excitație, pentru trei valori fixate ale raportului dintre amplitudinea componentei oscilatoare și a celei constante ale forței excitatoare. În fig. 5 (dreapta) se reprezintă variația rapoartelor dintre amplitudinea centrului de masă al organului de lucru și valoarea maximă a elongației în cazul forței excitatoare cu oscilație nulă, respectiv valoarea medie a elongației AOLSOL în cazul forței excitatoare oscilante, funcție de rigiditatea AOLSOL. Pentru acest caz agregatul lucrează cu viteza critică, oblic pe liniile de aratură, forța excitatoare având frecvența de 7 Hz.

CONCLUSIONS

Although the study of this oscillator is only at its beginning, we can draw some conclusions about its usefulness and the applications in the design of vibro-cultivators.

The first conclusion is that AOLSOL can make the difference between a cultivator and a vibro-cultivator if is given a conventional limit value for the ratio of amplitude oscillatory motion and constant component elongation force produced by exciter force, for example. It may introduce other difference criteria between cultivator and vibro-cultivator using AOLSOL oscillator model.

Another important conclusion is that the simulator AOLSOL can be used to design (depending on soil characteristics) the support with a working part at a stiffness to allow it to take part of vibro-cultivator or cultivators categories.

The mathematical model on which relies AOLSOL simulator also allows the design of an optimal mode of operation that can be produced by oscillating force exciter component.

However, one has found that at this level, the optimized mode of operation is in conflict with the principle of optimality required by geometry rectangular plots. The model may be completed in various ways, among which: the introduction of the nonlinear friction, nonlinear stiffness, developing models to include the equation of motion of the unit. Any progress in this building will require a large amount of experimental data, which is currently difficult to guess.

From the experimental point of view, the model was built on real data of working parts and supports of a vibro-cultivator in the prototype stage. The deflection caused by static exciter force constant component, with the value of 24 mm, for a value of 755 N force, was a key criterion for the start of simulator building. The value of static deflection of 24 mm for 755 N force applied to the centre of mass of the working part was set on the test. The natural frequency was also a fundamental criterion for the choice of constants model to get the value measured in the laboratory, namely 14.035 Hz. Correlation with experimental results is done in a subsequent phase, as we have this data and simulator construction progresses.

REFERENCES

- [1]. Anghel S., Babiciu P., Caproiu S. (1972) – *Dictionary of Mechanical Harvester*, CERES Printing House;
- [2]. Brănzănescu V., Stănășilă O, (1994) – *Special mathematical theory, examples, applications*, All Printing House;
- [3]. Buzdugan Gh., Fetcu L., Rades M.,(1982) – *Mechanical Vibrations*, Didactic and Pedagogical Printing House, Bucharest;
- [4]. Kotten H. van, Hoogenboom P. C. J., (2012) - *Vibration of machine foundations and surrounding soil*, HERON Vol. 57 (2012) No. 1;
- [5]. Mahajan S. P., Budhu M., (2008) - *Shear Viscosity of Clays to Compute Viscous Resistance*, The 12th International Conference of International Association for Computer Methodes and Advances in Geomechanics (IACMAG), Goa, India;
- [6] Fenyvesi L., Hudoba Z., (2009) - *Vibrated Tillage Tools for Energy Saving*, Journal of Agricultural Machinery Science, 5(4), 445-449

CONCLUZII

Deși studiul acestui oscilator este la început, se pot trage câteva concluzii asupra utilității acestuia și asupra aplicațiilor lui în proiectarea vibro-cultivatelor.

Prima concluzie este aceea ca AOLSOL poate face diferența între un cultivator și un vibro-cultivator dacă se dă prin convenție o valoare limită pentru raportul dintre amplitudinea mișcării oscilatorii și elongația produsă de componenta constantă a forței excitatoare, de exemplu.

Se pot introduce și alte criterii de diferență între cultivator și vibro-cultivator folosind modelul oscilatorului AOLSOL.

O altă concluzie importantă este aceea ca simulatorul AOLSOL poate fi folosit pentru a proiecta (funcție și de caracteristicile solului) un suport cu organ de lucru la o rigiditate care să-i permită să facă parte din categoria cultivatelor sau vibro-cultivatelor.

Modelul matematic pe care se bazează simulatorul AOLSOL, permite de asemenea proiectarea unui regim de lucru optimal care poate fi produs de componenta oscilantă a forței excitatoare.

Am constatat însă că, la acest nivel, procesul de lucru astfel optimizat intra în conflict cu principiul de optimalitate dat de geometria parcelelor dreptunghiulare.

Modelul are multe perspective de completare, printre care menționăm: introducerea frecărilor neliniare, introducerea unor rigidități neliniare, dezvoltarea până la modele care să includă ecuația de mișcare a agregatului.

Orice progres în această construcție va necesita un mare volum de date experimentale. Ori la acest capitol este, la ora actuală, greu de intuit.

Din punct de vedere experimental, modelul a fost construit pe date reale ale organelor de lucru și suporturilor acestora ale unui vibro-cultivator aflat în etapa de prototip. Valoarea săgeții statice produse de componenta constantă a forței excitatoare, cu valoarea de 24 mm, pentru o valoare a forței de 755 N, a fost un criteriu de bază pentru startul construcției simulatorului. Săgeata statică de 24 mm, pentru forței de 755 N la centrul de masă al organului de lucru, a fost stabilită pe standul de încercări. Frecvența proprie fundamentală a fost de asemenea un criteriu de alegere a constantelor de model, pentru a obține valoarea măsurată în condiții de laborator, 14,035 Hz. Corelarea cu rezultatele experimentale se face în continuare pe măsura ce avem aceste date și construcția simulatorului avansează.

BIBLIOGRAFIE

- [1]. Anghel S., Babiciu P., Caproiu S. (1972) – *Dictionar de mecanica agricola*, Editura Ceres;
- [2]. Brănzănescu Vasile, Octavian Stanasila,(1994) - *Matematici speciale, teorie, exemple, aplicatii*, editura All, Bucuresti;
- [3]. Buzdugan Gh., Fetcu L., Rades M.,(1982) - *Vibratii mecanice*, Editura Didactica si Pedagogica, Bucuresti;
- [4]. Kotten H. van, Hoogenboom P. C. J.,(2012) – *Vibratia masinii si a solului din zona aferenta*, HERON Vol. 57 (2012) Nro. 1;
- [5]. Mahajan S. P., Budhu M.,(2008) – *Vascozitatea la forfecare a argilei pentru a afla rezistenta vasculoasa a solului*, A 12-a Conferinta Internationala a Asociatiei pentru Metodele de calculator si Progresele Geomecanice (IACMAG), Goa, India;
- [6] Fenyvesi L., Hudoba Z., (2009) – *Unelte vibratorii de lucrat solul pentru economisirea de energie*, Revista de Stiinta a Masinilor Agricole, 5(4), 445-449.