



Sciences of Europe

VOL 1, No 58 (2020)

Sciences of Europe
(Praha, Czech Republic)

ISSN 3162-2364

The journal is registered and published in Czech Republic.
Articles in all spheres of sciences are published in the journal.

Journal is published in Czech, English, Polish, Russian, Chinese, German and French.

Articles are accepted each month.

Frequency: 24 issues per year.

Format - A4

All articles are reviewed

Free access to the electronic version of journal

All manuscripts are peer reviewed by experts in the respective field. Authors of the manuscripts bear responsibility for their content, credibility and reliability.

Editorial board doesn't expect the manuscripts' authors to always agree with its opinion.

Chief editor: Petr Bohacek

Managing editor: Michal Hudecek

- Jiří Pospíšil (Organic and Medicinal Chemistry) Zentiva
- Jaroslav Fährnich (Organic Chemistry) Institute of Organic Chemistry and Biochemistry Academy of Sciences of the Czech Republic
- Smirnova Oksana K., Doctor of Pedagogical Sciences, Professor, Department of History (Moscow, Russia);
- Rasa Boháček – Ph.D. člen Česká zemědělská univerzita v Praze
- Naumov Jaroslav S., MD, Ph.D., assistant professor of history of medicine and the social sciences and humanities. (Kiev, Ukraine)
- Viktor Pour – Ph.D. člen Univerzita Pardubice
- Petrenko Svyatoslav, PhD in geography, lecturer in social and economic geography. (Kharkov, Ukraine)
- Karel Schwaninger – Ph.D. člen Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava
- Kozachenko Artem Leonidovich, Doctor of Pedagogical Sciences, Professor, Department of History (Moscow, Russia);
- Václav Pittner -Ph.D. člen Technická univerzita v Liberci
- Dudnik Oleg Arturovich, Doctor of Physical and Mathematical Sciences, Professor, Department of Physical and Mathematical management methods. (Chernivtsi, Ukraine)
- Konovalov Artem Nikolaevich, Doctor of Psychology, Professor, Chair of General Psychology and Pedagogy. (Minsk, Belarus)

«Sciences of Europe» -

Editorial office: Křižíkova 384/101 Karlín, 186 00 Praha

E-mail: info@european-science.org

Web: www.european-science.org

CONTENT

PHYSICS AND MATHEMATICS

Koshman V.

ON THE REGULARITIES OF THE UNIVERSE VOLUME GROWTH DURING ITS COSMOLOGICAL EXPANSION WITH COOLING3

Koshman V.

FRAGMENT OF THE ENERGY MODEL OF THE EXPANSION OF THE UNIVERSE WITH A MEMORY EFFECT OF THE INITIAL DRIVING CONDITIONS6

Koshman V.

RESIDUAL PHOTON RADIATION AND ESTIMATION OF THE AGE OF THE UNIVERSE10

Rysin A., Nikiforov I.,

Boikachev V., Hlebnikov A.

DEVELOPMENT OF LAWS OF PHILOSOPHY AND NEW APPROACHES IN THE PHYSICS OF PHENOMENA BASED ON THE THEORY OF THE UNIVERSE13

TECHNICAL SCIENCES

Rozenvasser D., Pedyash V.

COMPARISON OF MESSAGES EFFECTIVE CODING METHODS28

Azizov T., Kochkarev D.

DETERMINATION OF THE SHIFTING FORCE IN THE REINFORCEMENT AGAINST TORSION OF REINFORCED CONCRETE ELEMENTS WITH NORMAL CRACKS36

Spirin A., Tverdokhlib I., Vovk V.

VIBRO CONVEYOR FOR LOADING A GRATER DEVICE 40

Gusynin A.

PROGRAMMED ALGORITHMS SYNTHESIS FOR TERMINAL CONTROL OF AEROSTATIC AIRCRAFT46

Kornaga Ya., Bazaka Yu.,

Basaliy M., Mukhyn O.

METHODS OF PROTECTING SOFTWARE CODE FROM REENGINEERING USING VIRTUAL MACHINES59

Melnichuk G.

SMART GRID NETWORKS IN COMMUNITIES: GENERAL APPROACHES AND CALCULATION METHODS FOR SIMULATION62

Sokolova A., Sokolova S.

INFORMATION SECURITY IN THE AGE OF HYBRID WARS66

В перспективе предполагается экспериментальная проверка предложенного метода.

Литература

1. Азизов Т.Н., Мельник А.В., Парамонов Д.Ю. НДС и прочность железобетонных балок с нормальными трещинами при кручении // 36. наук. праць. Серія «Галузеве машинобудування, будівництво», вип. 3 (25) – Том 3. Полтава: ПолтНТУ, 2009. – С. 9-13

2. Азизов Т.Н., Орлова О.М. Жорсткість і міцність при крученні залізобетонних двотаврових елементів з нормальними тріщинами // Вчені записки Таврійського національного університету імені В.І. Вернадського Серія: Технічні науки Том 31 (70) № 3 2020. Частина 2. – С. 124-129.

3. Горнов В.Н. Исследование прочности и жёсткости сборных железобетонных перекрытий из лотковых настилов // Материалы и конструкции в современной архитектуре. – М.: Стройиздат, 1950.

4. Елагин Э.Г. Расчет перемещений железобетонных стержней прямоугольного сечения на стадиях работы с трещинами при совместном кратковременном действии моментов и продольной силы/

Э.Г. Елагин //Строительная механика и расчет сооружений. – 1991. - № 4. – С. 26-31.

5. Карпенко Н.И. общие модели механики железобетона. – М.: Стройиздат, 1996. – 416 с.

6. Коуэн, Г.Дж. Кручение в обычном и предварительно напряженном железобетоне: Пер. с англ. / Г.Дж. Коуэн; – М.: Изд-во литературы по строительству, 1972. – 104 с.

7. Рекомендации по проектированию стальных закладных деталей для железобетонных конструкций/ [разраб. НИИЖБ Госстроя СССР]. – М.: Стройиздат, 1984. – 87 с.

8. Улицкий Б.Е., Потапкин А.А., Руденко В.И., Сахарова И.Д., Егорушкин Ю.М. Пространственные расчёты мостов. – М.: Транспорт, 1967. – 404 с.

9. Azizov T., Kochkarev D. Calculation Model of Equivalent Cross-Section for Determining Displacement During Torsion of a Reinforced Concrete Element With Normal Cracks // Sciences of Europe. – 2020. – Vol 1, № 54(2020). – P. 15-18.

10. Azizov, T., Jurkowska, N., Kochkarev, D. Basis of calculation on torsion for reinforced concrete structures with normal cracks (2019) Proceedings of the fib Symposium 2019: Concrete - Innovations in Materials, Design and Structures, pp. 1718-1725.

ВІБРОТРАНСПОРТЕР ДЛЯ ЗАВАНТАЖЕННЯ ТЕРКОВОГО ПРИСТРОЮ

Спірін А.В.

к.т.н., доцент

Твердохліб І.В.

к.т.н., доцент

Вовк В.Ю.

аспірантка

Вінницький національний аграрний університет, Вінниця

VIBRO CONVEYOR FOR LOADING A GRATER DEVICE

Spirin A.

Ph.D., Associate Professor

Tverdokhlib I.

Ph.D., Associate Professor

Vovk V.

graduate student

Vinnitsia National Agrarian University, Vinnitsia

АНОТАЦІЯ

В статті розглянуті теоретичні передумови розробки транспортера для завантаження насінневого вороху люцерни в терковий пристрій. Надійна робота та висока якість технологічного процесу у значній мірі залежать від способу подачі насінневого вороху у терковий пристрій. Встановлено, що найкраще для цього підходять транспортери, у яких живильна стрічка здійснює постійні коливання. Проведений аналіз сил, що діють на елемент насінневого вороху (боб люцерни), який знаходиться на коливальній поверхні. Графоаналітична інтерпретація математичної моделі дозволила визначити раціональні конструктивно-технологічні параметри транспортера.

ABSTRACT

The article discusses the theoretical prerequisites for the development of a conveyor for loading alfalfa seed heaps into a grater device. Reliable operation and high quality of the technological process largely depend on the way the seed heap is fed into the grater. It has been found that conveyors are best suited for this, in which the feed belt makes constant vibrations. The analysis of the forces acting on the element of the seed heap (alfalfa bean), which is located on the vibrational surface. The graphic-analytical interpretation of the mathematical model made it possible to determine the rational constructive and technological parameters of the conveyor.

Ключові слова: терковий пристрій, живильник, вібротранспортер, насінневий ворох, боб люцерни.

Keywords: grater, feeder, vibrating conveyor, seed heap, alfalfa bean.

Formulation of the problem. Almost all technologies for harvesting the seeds of perennial grasses, including alfalfa, require additional processing of the seed heap on special machines. One of the possible options for this operation is to use a special grater device [1]. Technological and quality performance of this device directly depends on the uniform supply of material to the device. The lack of reliable seed feeders of low-productivity grater devices, which are able to ensure a stable and even supply of material, justified the need to conduct their own research on this issue.

Analysis of recent research and publications. Vibrating machines, including those designed for the supply of bulk materials, are widely used in various industries and agriculture. In the works [2; 3] described a significant number of vibrating machines, including feeders. They state that the task of providing a metered supply of grain and similar bulk materials (including alfalfa seed heap) in small volumes to the working chamber of grinders and graters can be solved by using oscillating conveyors, in which the transportation process is carried out by high frequency oscillations with small amplitude. The advantage of oscillating conveyors is the simplicity of design and high reliability of the process, especially with low material feeds.

In a number of works [5; 6; 7] is considered the interaction of particles of loose medium (most often grains) with a vibrating surface. In work [6] is investigated the influence of the value of the initial specific load at the input of the vibrating screen on its discrete distribution on the working surface. In work [7] is resulted the mathematical model of grain movement by the vibrating stepped working body which allows to define influence of mode parameters of vibration action on technological and qualitative indicators of process of transportation.

Selection of previously unsolved parts of the overall problem. Practically all considered works are devoted to transportation of grain. We are interested in the process of transporting alfalfa seed heap and the behavior on the vibrating surface of its main component - alfalfa beans. This article is devoted to the consideration of some theoretical aspects of this process.

Presenting main material. Consider the movement of alfalfa beans by mass m_b on the surface AB vibrating tray mounted with a negative tilt angle α to the horizon (Fig. 1).

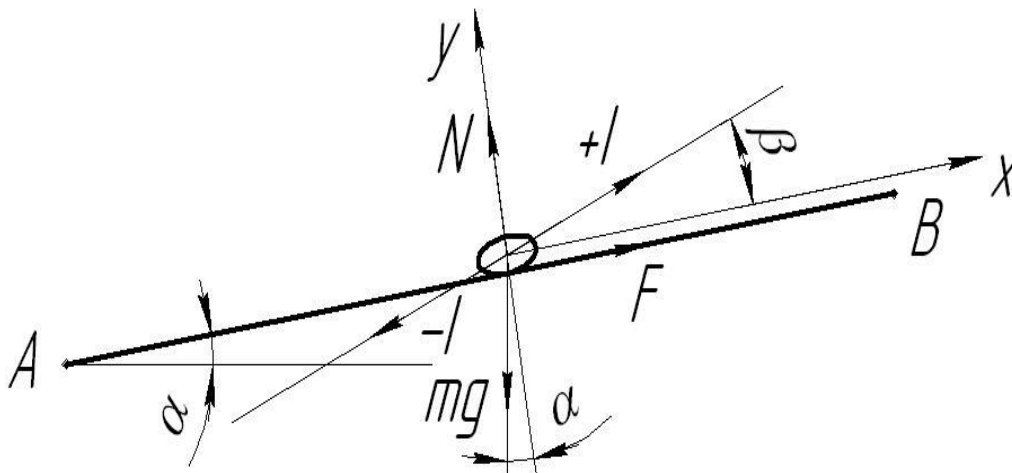


Fig. 1. The scheme of forces acting on the bean, placed on the surface of the vibrating tray

The magnitude of the angle of inclination of the surface of the vibrating tray to the horizon is insignificant and is within $1^\circ \leq \alpha \leq 3^\circ$, that will allow to provide stable dosed giving of a heap without its chaotic shift on a tray. If the plane AB provide oscillating motions directed at an angle β to the surface of the plane, then to the bean mass m_b , located in this plane, gravity will act $G=m \cdot g$, friction force $F_{fr} = N \cdot f$, the force of normal pressure N and alternating force of inertia $I=a \cdot \omega^2 \cdot m_b \cdot \sin \varphi$.

The equilibrium condition of a bean on the surface AB in a fixed coordinate system XOY can be written as:

$$\begin{aligned} F_{fr} &= m_b \cdot g \cdot \sin \alpha \pm I \cdot \cos \beta \\ N &= m_b \cdot g \cdot \cos \alpha \pm I \cdot \sin \beta \end{aligned} \quad (1)$$

$$N = m_b \cdot g \cdot \cos \alpha - a \cdot \omega^2 \cdot m_b \cdot \sin \varphi \cdot \sin \beta = m_b \cdot (g \cdot \cos \alpha - a \cdot \omega^2 \cdot \sin \varphi \cdot \sin \beta), \quad (3)$$

where: a – amplitude of plane oscillations;
 ω – angular velocity of the oscillation source;
 φ – phase angle of oscillation, $\varphi = \omega t$.

To move the grain on the surface of the tray from the point A to the point B it is necessary that the condition is fulfilled: $\sum X(F_{xi}) > 0, a \geq 0$

$$I \cdot \cos \beta > m_b \cdot g \cdot \sin \alpha - F_{fr}$$

Where

$$a \cdot \omega^2 \cdot \sin \varphi > \frac{m_b \cdot g \cdot \sin \alpha - N \cdot f}{m_b \cdot \cos \beta} \quad (2)$$

Condition (2) can be fulfilled only in the presence of the phenomenon of micro-separation of the bean from the surface AB , that is $\sum Y(F_{yi}) > 0$. The separation of the bean occurs when its pressure on the surface of the tray is equal to 0:

Provided that $g \cdot \cos \alpha > a \cdot \omega^2 \cdot \sin \varphi \cdot \sin \beta$, the bean is pressed against the surface of the tray AB

and moves with it, and otherwise when $a \cdot \omega^2 \cdot \sin \varphi \cdot \sin \beta > g \cdot \cos \alpha$ – it will come off the surface of the tray. Phase oscillation angle φ varies from 0 to 2π , therefore the maximum value of the expression $a \cdot \omega^2 \cdot \sin \varphi \cdot \sin \beta$ acquired at $\sin \varphi = 1$ ($\varphi = \pi/2$). Therefore, the maximum acceleration relative to the axis OY the tray (and the bean along with it) will acquire in case $I_{\max}^y = a \cdot \omega^2 \cdot \sin \beta$.

In case, when $g \cdot \cos \alpha = a \cdot \omega^2 \cdot \sin \varphi \cdot \sin \beta$, boundary conditions occur (the beginning of the separation of the bean from the surface AB). Relation

$$\Gamma = \frac{a \cdot \omega^2 \cdot \sin \beta}{g \cdot \cos \alpha} = 1$$

called the limit, and the coef-

ficient Γ – dynamic coefficient of the operating mode of the oscillating conveyor. At $\Gamma < 1$ the load does not come off the surface of the tray (inertial conveyors), and at $\Gamma > 1$ – moves in the mode of separation (vibrating conveyors) [8].

Given that the plane of the tray AB performs harmonic oscillations under the action of inertia I in the direction of its action (at an angle β to the plane AB), then the pattern of movement of the bean can be displayed as follows (Fig. 2).

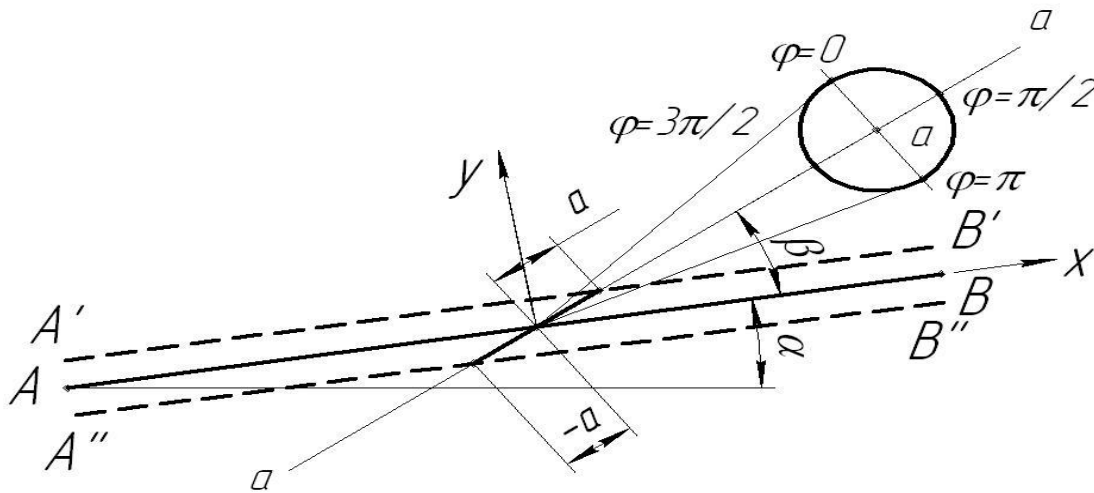


Fig. 2. The scheme of the bean movement on the tray of the vibrating feeder

The diagram of the movement of the bean on the vibrating tray of the feeder of the grater device under the action of external forces is shown in Fig. 3.

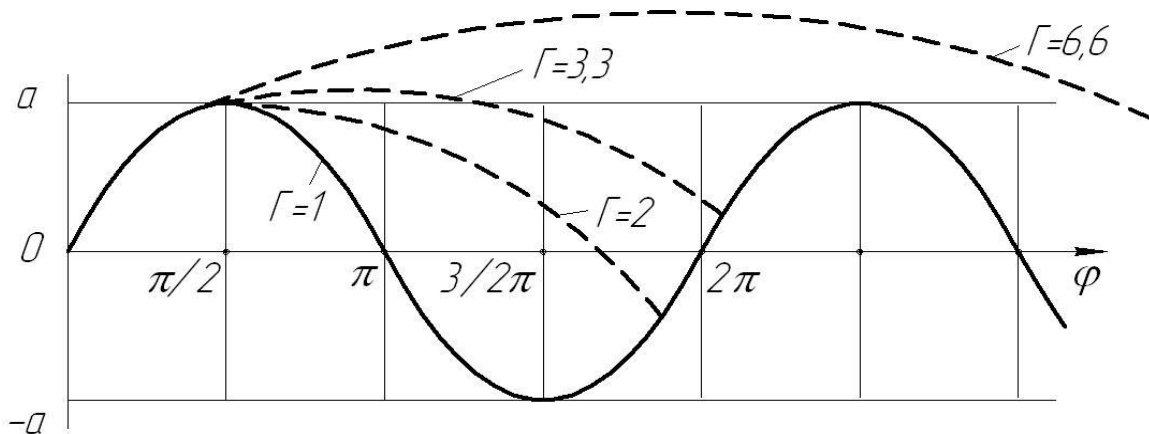


Fig. 3. Diagram of the movement of the bean on the tray of the vibrating feeder

Starting from the middle position ($\varphi_0=0$) plane AB moves in the direction $a-a$ by the amount of eccentricity a in the uppermost position ($\varphi_1 = \pi/2$). In this case, the force of inertia $I = m_b \cdot a \cdot \omega^2 \cdot \sin \varphi$ will press the bean to the surface AB i provided that $F_{fr} \geq m_b \cdot g \cdot \sin \alpha \pm I \cdot \cos \beta$, they move together without slipping. With further increase in the angle φ ($\pi/2 < \varphi < 3\pi/2$), plane AB moves down the distance $2a$, the force of inertia separates the bean from the surface of the tray AB and it performs a free flight, the trajectory of which is determined by the angle of throw β ,

initial bean speed V_0 i depends on the value of the dynamic mode factor Γ work of the vibrating feeder.

The moment of meeting the bean with the surface of the vibrating tray AB it is necessary to select so that it got on a tray at its movement forward and upwards ($3\pi/2 < \varphi < \pi/2$) in a position where the time of their joint movement would be minimal, but sufficient to give the bean the necessary acceleration for the subsequent separation and movement along the surface of the tray in the direction from the point A to B (Fig. 3). Studies have shown that rational should be considered such modes of operation of the vibrating feeder, in which the

coefficient of dynamic mode Γ is within $1 < \Gamma < 3,3$. At $\Gamma < 1$ the feeder works as the inertial conveyor, without separation of material from a surface of a tray, and at $\Gamma > 3,3$ there are significant dynamic loads in the drive system [8].

From the point of view of ensuring a stable supply of the heap to the grater device, it is necessary to find the speed of its movement along the tray AB in the direction from A to B (along the axis OX). Given the cyclicity of the longitudinal movements of the tray, determine its maximum speed:

$$V_{J_{max}}^x = a \cdot \omega^2 \cdot \cos \beta = a \cdot \pi \cdot \gamma \cdot \cos \beta, \quad (4)$$

де $\omega = \pi \cdot \gamma$ – the oscillation frequency of the tray.

The average speed of the bean in the direction of the axis OX will be less than the maximum tray speed, $V_{b_{av}}^x < V_{T_{max}}^x$. Therefore, to determine the average speed of the bean along the tray, it is necessary to take

into account the speed factor K_{sh} , which is determined from the expression [10]:

$$K_{sh} = \frac{V_{b_{av}}^x}{V_{T_{max}}^x}. \quad (5)$$

The value of the coefficient K_{sh} depends on the kinematic modes of operation of the vibrating feeder and is determined analytically, or graphically, by measuring the planimeter of the corresponding areas on the graph of the tray speeds [9].

In the most complete general case, changes of beans with the help of a vibrating tray can be created at the level of stages and, depending on their combinations, to reveal the number of modes of movement of materials [8]. Based on our conditions (high speed of movement of the vibrating tray) we will accept the I mode of movement of material which includes three stages: dispersal, free flight and braking of a bean (Fig. 4).

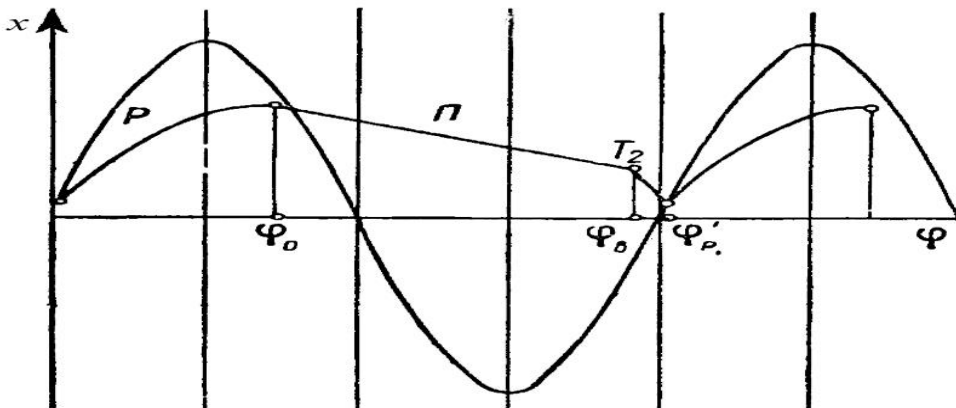


Fig. 4. The schedule of movement of a bean on a surface of a vibrating tray of the feeder in a mode I

Based on the physical-mechanical properties of the seed heap and in order to ensure its required supply to the grater device (50...150 kg/hour) there was a need for analytical justification of rational parameters and modes of operation of the vibrating tray of the feeder:

- dimensions and angle of inclination to the horizon of the bottom of the vibrating tray;
- frequency and direction of vibration of the vibrating tray;
- amplitude of oscillations (eccentricity of the crank);
- the speed of movement of the bean along the vibrating tray.

To ensure efficient movement of the bean on the surface of the vibrating tray in the direction from A to B , the angle of application of the excitatory force of the vibrator must be within $20^\circ < \beta < 30^\circ$ [9]. It is desirable that the line of action of the exciting force (angle β) passed through the center of inertia of the vibrating tray, which usually coincides with the center of mass with a symmetrical arrangement of the vibrating feeder units. If this requirement is not met, the system will re-

ceive additional loads in the form of torque, which prevents the movement of the heap on the tray and reduces its translational speed.

The feed pipes of the feeder must not be rigidly connected to the vibrating tray, so as not to affect the kinematic modes of its operation.

The use of the proposed scheme of the vibrating feeder allows to provide the required performance, but significantly complicates the design of the grater device. To eliminate this shortcoming, we hinge one end of the surface at a point O , a the second will oscillate around this hinge (Fig. 5).

Let's analyze the trajectories of particles on the oscillating surface and the surface itself, taking into account that the surface has an angle of inclination α to the horizontal axis OX .

Consider the forces acting on a particle (bean, or elementary volume of material) that is on the surface OX_1 at the point X_1 when it performs angular oscillations with angular parameters $\Theta, \dot{\Theta}, \ddot{\Theta}$.

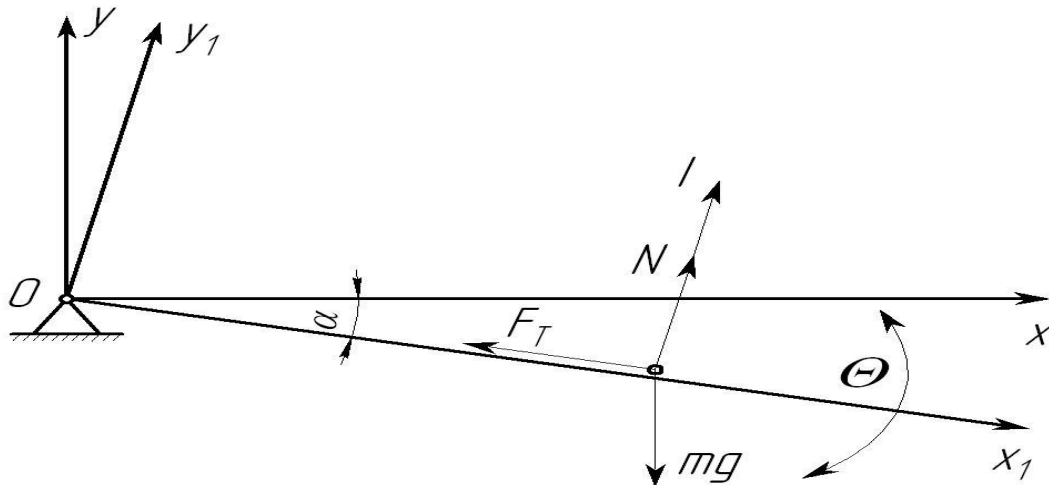


Fig. 5. Analysis of forces acting on a particle that is on an oscillating surface

From the point of view of ensuring the transportation of material on an oscillating surface, it is important to know the components of displacements, velocities and accelerations of the points of this surface. To deter-

mine these components, consider their angular displacements, velocities and accelerations of rotation of the surface around the point O, which are expressed by the following dependencies (Fig. 5):

$$\begin{aligned}\Theta &= \arctg \frac{Y_{1M}}{X_{1M}} = \arctg \frac{r \cdot \sin(\omega t)}{L + r \cdot \cos(\omega t)}; \\ \dot{\Theta} &= \frac{r \cdot \omega \cdot (r + L \cdot \cos(\omega t))}{L^2 + r^2 + 2 \cdot L \cdot r \cdot \cos(\omega t)}; \\ \ddot{\Theta} &= -\frac{L \cdot r \cdot (L^2 - r^2) \cdot \omega^2 \cdot \sin(\omega t)}{(L^2 + r^2 + 2 \cdot L \cdot r \cdot \cos(\omega t))^2}.\end{aligned}\quad (6)$$

In the vertical plane on the material on the surface of OX1 (grain, for simplicity, take one bean) gravity $G = m \cdot g$ and the force of inertia I , projection of which on the axis OY define by expression:

$$I = m_b \cdot \ddot{\Theta} \cdot x_1 \cdot \cos(\theta + \alpha), \quad (7)$$

de m_b – bean weight, kg;

$\ddot{\Theta}$ - angular acceleration of the bean, c^{-2} ;

x_1 - the distance of the bean to the center of oscillation, m.

Then, the condition of separation of a particle (volume element) from the surface of an oscillating plane:

$$m_b (\ddot{\Theta} \cdot x_1 \cdot \cos(\theta + \alpha) - g) \geq 0. \quad (8)$$

At the moment of separation of the bean from the oscillating surface, the equation of equilibrium in the projection on the axis OY will look like:

$$m_b \cdot \ddot{\Theta} \cdot x_1 \cdot \cos(\theta + \alpha) - m_b \cdot g = 0. \quad (9)$$

Substituting in the expression (9) value Θ and $\ddot{\Theta}$ with (6), after the corresponding transformations, we obtain:

$$\frac{L \cdot r (L^2 - r^2) \omega^2 \cdot x_1 \cdot \sin(\omega t)}{(L^2 + r^2 + 2L \cdot r \cdot \cos(\omega t))^2} \cdot \cos\left(\arctg \frac{r \cdot \sin(\omega t)}{L + r \cdot \cos(\omega t)} + \alpha\right) + g = 0. \quad (10)$$

Denoting the left side of the equation (10) through G , build graphs $G = f(\omega, r, L, x_1, \alpha, m_b)$ depending on the angle of rotation of the crank $\varphi = \omega t$, analysis of which showed that at the time of separation of the grain from the plane is most significantly affected by the change in angular velocity ω crank rotation AM . The separation

of the bean occurs when moving the plane from the uppermost position at the time of transition of the curve through the axis X ($G = 0$). On Fig.6 an example of determining the moment of separation of the bean from the plane at different values of the angular velocity of the crank and at fixed other parameters ($r = 1,5$ mm, $L = 0,2$ m, $x_1 = 0,05$ m, $\alpha = 2^\circ$, $m_b = 0,04$ g.).

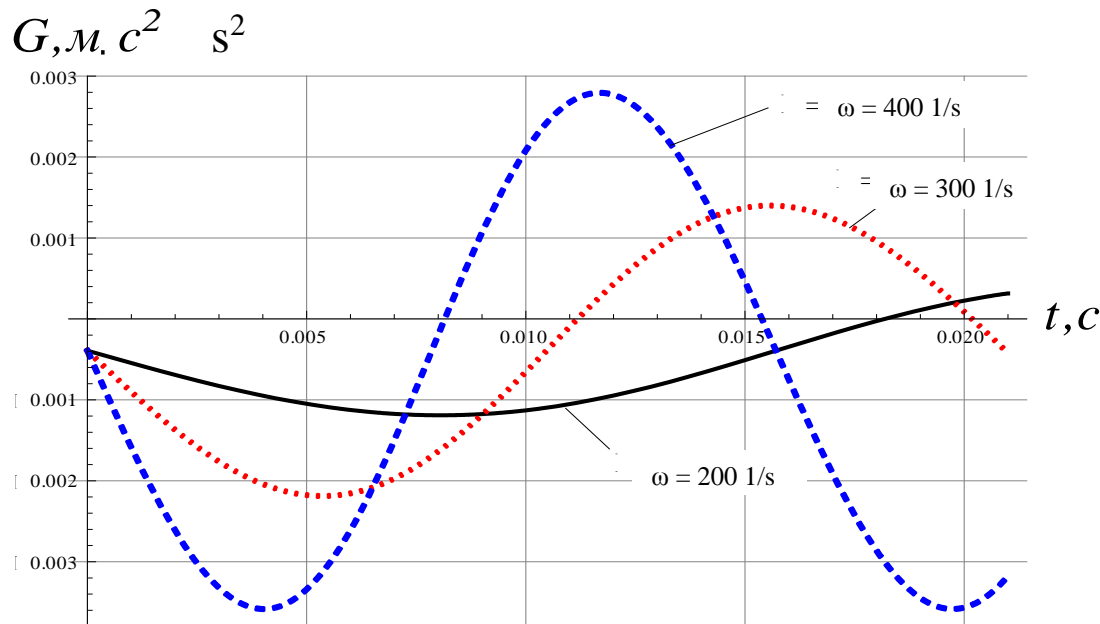


Fig. 6. Determination of the moment of separation of the bean from the vibrating surface at different values ω

Similarly, we can determine the influence of other factors on the conditions of separation of the particle and plot the dependences.

Conclusions and suggestions. The most expedient way of metered feeding of seed heap to the working chamber of the grater device of low productivity should be considered vibrating, characterized by high oscillation frequency and small amplitude.

Analysis of the movement of the bean on the oscillating plane allowed to determine the influence of the main factors on the rational parameters that provide a reliable metered supply of seed heap to the grater device of low productivity.

The conducted analytical researches are a basis for calculation of numerical values of giving of a seed heap to the grater device.

It should be noted that in determining the nature of the movement of the seed heap on the oscillating plane, it is necessary to take into account the effect of the fluidized bed, which is the subject of additional studies.

References

1. Tverdokhlib I.V., Spirin A.V. Theoretical studies on the working capacity of disk devices for grinding agricultural crop seeds. Inmateh. Agricultural Engineering. – Bucharest : National Institute of researchdevelopment for machines and installations designed to Agriculture and food industry. 2016. Vol. 48. No. 1 / 2016. P. 43–52.

2. Lanets O.S. Development of interresonance machines with electromagnetic drive. Automation of production processes in mechanical engineering and instrument making. 2008. Vol. 42. P. 124-127.

3. Poturaev V.N., Franchuk V.P., Naduty V.P. Vibration equipment and technologies in energy-intensive industries. Dnepropetrovsk, NGA of Ukraine, 2002, 186 p.

4. Fedorenko I.Ya. Vibration processes of the device in the agro-industrial complex: monograph. Barnaul: RIO Altai GAU, 2016. 289 p.

5. Aliev E.B., Yaropud V.M. Mathematical model of interaction of sticky material with a vibrating sieve. Abstracts of the XVII International Sciences.-tech. conf. "Vibrations in technology and technology". Lviv, 2018. P. 28-29.

6. Piven M.V. Pre-installation of the vibro-sieve in the minds of the growing productivity of grain separators: Tezi of additional reasons of the XVII International Science.-tech. conf. "Vibrations in technology and technology". Lviv, 2018. P. 77-78.

7. Kovalenko A.V. The process of vibrotransportation of grain masses and proposals for its technical implementation. Abstract. dis. Ph.D. Donetsk. 2020. 24 p.

8. Povidaylo V.A. Calculation and design of vibrating feeders. Moscow: Mashgiz, 1962. 152 p.

9. Spivakovsky A.O., Dyachkov V.K. Transporting machines. Moscow: Mashinostroenie, 1983. 487 p.

10. Korn G., Korn T. Handbook of Mathematics. For scientists and engineers. Moscow: Nauka, 1973. 832 s.

СИНТЕЗ ПРОГРАММНЫХ АЛГОРИТМОВ ТЕРМИНАЛЬНОГО УПРАВЛЕНИЯ АЭРОСТАТИЧЕСКИМ ЛЕТАТЕЛЬНЫМ АППАРАТОМ

Гусынин А.В.

*Roesys MedTec GmbH, Германия,
Кандидат технических наук*

PROGRAMED ALGORITHMS SYNTHESIS FOR TERMINAL CONTROL OF AEROSTATIC AIRCRAFT

Gusynin A.

*Roesys MedTec GmbH, Germany,
Candidate of Technical Sciences*

АННОТАЦИЯ

Рассмотрено решение задачи синтеза программных алгоритмов управления многоэтапным выведением автономного аэростатического летательного аппарата в заданные терминальные условия. Задача решается на основе дифференциально-игрового подхода и модифицированного метода дифференциальных преобразований математических моделей. Приведен пример решения задачи.

ABSTRACT

The problem solution of programed control algorithms synthesis of multistep injection of an autonomous aerostatic aircraft into the given terminal conditions is considered. The problem is solved on the basis of a differential game approach and a modified differential transform method of mathematical models. An example of problem solving is given.

Ключевые слова: терминальное управление, программные алгоритмы, дифференциальные преобразования, дифференциальная игра, аэростатический летательный аппарат.

Keywords: terminal control, software algorithms, differential transformations, differential game, aerostatic aircraft.

Введение

Все более возрастающая значимость решения задач мониторинга экологического состояния внешней среды, оперативного контроля за состоянием наземной инфраструктуры, прогноза и наблюдения за природными явлениями, телекоммуникации требуют создания и применения новых систем и средств. Такие задачи могут быть эффективно решены на базе воздухоплавательных комплексов с использованием беспилотных аэростатических летательных аппаратов (БАЛА). Типичными представителями БАЛА являются автономные дирижабли, аэростатические платформы на базе дирижаблей и др. [1]. К современным БАЛА предъявляются также требования, связанные с необходимостью приведения аппарата в заданные терминальные условия (например, экстренный вылет в зону чрезвычайной ситуации и др.). Процесс терминального выведения БАЛА происходит по многоэтапной траектории с учетом целей управления и изменения режимов работы их систем.

Синтез алгоритмов оптимального терминального управления многоэтапным выведением БАЛА в условиях неопределенности относительно действия возмущений (параметрических, внешних) на аппарат является сложной проблемой. Основными факторами объективной сложности являются высокий порядок нелинейных дифференциальных уравнений пространственного движения БАЛА, сложность внутрисистемных связей, неизвестность стохастических характеристик возмущений. В то же время выполнение требований к терминальным параметрам и значительная продолжительность полета БАЛА требуют учета влияния возмущений на

достижение целей управления с гарантией достижения заданных терминальных условий. Одним из способов раскрытия неопределенности, связанной с непредсказуемым действием возмущений, является применение дифференциально-игрового подхода к синтезу алгоритмов управления. Игровой подход использует принцип максимального гарантированного результата и гарантирует достижение терминальных условий при любых допустимых реализациях вектора возмущений, так как процесс управления рассматривается при самых неблагоприятных условиях, которые могут быть при влиянии возмущений [1-4]. Задача синтеза гарантированно-адаптивного управления при воздействии неизвестных возмущений требует перехода от задачи оптимизации до задач двухсторонней оптимизации, которые рассматриваются в теории дифференциальных игр [1].

Для решения задач терминального управления с помощью дифференциальных игр используются методы Р. Айзекса [1,2], Л.М. Понтрягина [3,4], Н.Н. Красовского [5] и др. Большинство известных методов применяются для линейных систем дифференциальных уравнений, требуют решения дифференциальных уравнений в частных производных, используют необходимые условия оптимальности, аналогичные принципу максимума Понтрягина, или основаны на расчете областей достижимости

Применение теории дифференциальных игр совместно с математическим аппаратом дифференциальных преобразований (ДП) к синтезу игровых алгоритмов терминального управления позволяет решать сложные дифференциально-игровые задачи

в области изображений с отсутствующим временным аргументом и свести их к более простым задачам, которые легко решаются известными методами [3].

Задача исследования

Рассматриваются вопросы синтеза игрового алгоритма управления терминальным выведением БАЛА при воздействии неизвестных возмущений на основе применения модифицированного метода дифференциальных преобразований (ММДП) и теории дифференциальных игр. ММДП базируется на многоэтапном методе дифференциальных преобразований и методе декомпозиции Адомиана.

Дифференциальные преобразования

Дифференциальные преобразования позволяют заменить в математической модели динамического процесса функции $x(t)$ непрерывного аргумента t их спектральными моделями в форме дискретных функций $X(k)$ целочисленного аргумента $k = 0, 1, 2, \dots$

Дифференциальные преобразования функции $x(t)$ имеют следующий вид [6]:

$$\underline{x(t)} = X(k) = \frac{h^k}{k!} \left[\frac{d^k x(t)}{dt^k} \right]_{t=0}, \quad (1)$$

где $x(t)$ - оригинал функции; $\underline{x(t)}$, $X(k)$ - дифференциальное отображение оригинала (дифференциальный спектр), которое представляет собой дискретную функцию целочисленного аргумента $k = 0, 1, 2, \dots$; h - масштабная постоянная, имеющая размерность аргумента t и часто равная отрезку $0 \leq t \leq h$, на котором рассматривается функция $x(t)$; черта снизу – символ дифференциального преобразования. Значения функции $X(k)$ при конкретном значении аргумента k называются дискретами.

Обратным преобразованием, позволяющим по дифференциальному отображению $X(k)$ получить оригинал $x(t)$ в форме степенного ряда Тейлора, является преобразование вида:

$$x(t) = \sum_{k=0}^{\infty} X(k) \left(\frac{t}{h} \right)^k. \quad (2)$$

Обычно, для практических применений дифференциальных преобразований, функцию $x(t)$ определяют в виде конечного ряда:

$$x(t) \approx y(t) = \sum_{k=0}^N X(k) t^k. \quad (3)$$

Математические модели, полученные дифференциальным преобразованием (1) исходной математической модели, называются спектральными моделями, а процесс преобразования – дискретно-аналитическим преобразованием (отображением) исходной математической модели в область изображений.

Многоэтапный метод дифференциальных преобразований

Рассмотрим нелинейное обыкновенное дифференциальное уравнение m - ой степени:

$$f(t, x, x^r, \dots, x^{(m)}) = 0, \quad t \in [0, T] \quad (4)$$

с заданными начальными условиями:

$$x^{(r)}(0) = c_r, \quad r = 0, 1, \dots, m-1. \quad (5)$$

Разобьем интервал $[0, T]$ на r подынтервалов длиной $T_i = t_i - t_{i-1}, i = \overline{1, r}, \sum_{i=1}^r T_i = T$. Применяя преобразование (1) к задаче (4) - (5) на первом подынтервале $[0, t_1]$ получим приближенное решение в виде:

$$x_1(t) \approx y_1(t) = \sum_{k=0}^N X_1(k) \left(\frac{t}{h} \right)^k, \quad t \in [0, t_1].$$

Учитывая начальные условия $x_1^{(r)}(t_0) = c_r$ и выражение (1) можно найти для первого подынтервала все значения дифференциальных спектров $X_1(k), k = 0, 1, 2, \dots$. Для $i \geq 2$ и для каждого последующего подынтервала $[t_{i-1}, t_i]$ будут использоваться начальные условия, которые являются конечными условиями предыдущего подынтервала, т.е. $x_i^{(r)}(t_{i-1}) = x_{i-1}^{(r)}(t_{i-1})$. Тогда выражение (1) для i -ого подынтервала примет вид:

$$X_i(k) = \frac{h^k}{k!} \left[\frac{d^k x_{i-1}(t)}{dt^k} \right]_{t=t_{i-1}}, \quad k \geq 0.$$

Применяя ДП к задаче (4) - (5) на каждом подынтервале получим последовательность приближенных решений $x_i(t), i = 1, \dots, r$ для решения $x(t)$, где

$$x_i(t) \approx y_i(t) = \sum_{k=0}^N X_i(k) (t_i - t_{i-1})^k, \quad t \in [t_{i-1}, t_i]$$

В конечном виде, при использовании многоэтапного метода дифференциальных преобразований, получаем решение в виде [7]:

$$x(t) = \begin{cases} x_1(t) \approx y_1(t), & t \in [0, t_1] \\ x_2(t) \approx y_2(t), & t \in [t_1, t_2] \\ \dots \\ x_r(t) \approx y_r(t), & t \in [t_{r-1}, t_r] \end{cases}. \quad (6)$$

При $r = 1$ имеем $h = T$ и многоэтапный метод дифференциальные преобразования сводится к классическому методу ДП. В случае разбиения интервала на подынтервалы одинаковой длины применение многоэтапного метода дифференциальных преобразований позволяет уменьшить верхнюю границу оценки решения в r^s раз, где r – количество подынтервалов, на которое разбивается задан-

VOL 1, No 58 (2020)

Sciences of Europe
(Praha, Czech Republic)

ISSN 3162-2364

The journal is registered and published in Czech Republic.
Articles in all spheres of sciences are published in the journal.

Journal is published in Czech, English, Polish, Russian, Chinese, German and French.

Articles are accepted each month.

Frequency: 24 issues per year.

Format - A4

All articles are reviewed

Free access to the electronic version of journal

All manuscripts are peer reviewed by experts in the respective field. Authors of the manuscripts bear responsibility for their content, credibility and reliability.

Editorial board doesn't expect the manuscripts' authors to always agree with its opinion.

Chief editor: Petr Bohacek

Managing editor: Michal Hudecek

- Jiří Pospíšil (Organic and Medicinal Chemistry) Zentiva
- Jaroslav Fährnich (Organic Chemistry) Institute of Organic Chemistry and Biochemistry Academy of Sciences of the Czech Republic
- Smirnova Oksana K., Doctor of Pedagogical Sciences, Professor, Department of History (Moscow, Russia);
- Rasa Boháček – Ph.D. člen Česká zemědělská univerzita v Praze
- Naumov Jaroslav S., MD, Ph.D., assistant professor of history of medicine and the social sciences and humanities. (Kiev, Ukraine)
- Viktor Pour – Ph.D. člen Univerzita Pardubice
- Petrenko Svyatoslav, PhD in geography, lecturer in social and economic geography. (Kharkov, Ukraine)
- Karel Schwaninger – Ph.D. člen Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava
- Kozachenko Artem Leonidovich, Doctor of Pedagogical Sciences, Professor, Department of History (Moscow, Russia);
- Václav Pittner -Ph.D. člen Technická univerzita v Liberci
- Dudnik Oleg Arturovich, Doctor of Physical and Mathematical Sciences, Professor, Department of Physical and Mathematical management methods. (Chernivtsi, Ukraine)
- Konovalov Artem Nikolaevich, Doctor of Psychology, Professor, Chair of General Psychology and Pedagogy. (Minsk, Belarus)

«Sciences of Europe» -

Editorial office: Křižíkova 384/101 Karlín, 186 00 Praha

E-mail: info@european-science.org

Web: www.european-science.org